



UNIVERSIDADE FEDERAL DE CAMPINA GRANDE
CENTRO DE CIÊNCIAS E TECNOLOGIA
COORDENAÇÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA QUÍMICA

**MODELAGEM E SIMULAÇÃO DA DESSALINIZAÇÃO DE ÁGUAS
SALOBRAS USANDO UM SEPARADOR CICLÔNICO TÉRMICO
MUNIDO DE BICOS ASPERSORES**

AKLEINO SILVESTRE DA SILVA

**Campina Grande, PB.
Setembro de 2016**

**MODELAGEM E SIMULAÇÃO DA DESSALINIZAÇÃO DE ÁGUAS
SALOBRAS USANDO UM SEPARADOR CICLÔNICO TÉRMICO
MUNIDO DE BICOS ASPERSORES**

AKLEINO SILVESTRE DA SILVA

Dissertação de mestrado apresentada ao programa de Pós-Graduação em Engenharia Química, da Universidade Federal de Campina Grande, como parte dos requisitos necessários para obtenção do grau de Mestre em Engenharia Química.

Área de Concentração: Desenvolvimento de Processos Químicos

Orientador: Prof. Dr. Severino Rodrigues de Farias Neto

**Campina Grande, PB.
Setembro de 2016**

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA BIBLIOTECA CENTRAL DA UFCG

S586m Silva, Akleino Silvestre da.
Modelagem e simulação da dessalinização de águas salobras usando um separador ciclônico térmico munido de bicos aspersores / Akleino Silvestre da Silva. – Campina Grande, 2016.
102 f. : il. color.

Dissertação (Mestrado em Engenharia Química) – Universidade Federal de Campina Grande, Centro de Ciências e Tecnologia, 2016.
"Orientação: Prof. Dr. Severino Rodrigues de Farias Neto".
Referências.

1. Dessalinização. 2. Água Salgada. 3. Ciclone. 4. CFX.
5. Fluidodinâmica. I. Farias Neto, Severino Rodrigues de. II. Título.

CDU 628.165(043)



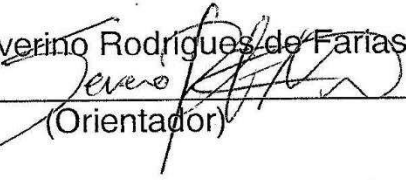
UNIVERSIDADE FEDERAL DE CAMPINA GRANDE
CENTRO DE CIÊNCIAS E TECNOLOGIA
COORDENAÇÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA QUÍMICA

**PARECER FINAL DO JULGAMENTO DA DISSERTAÇÃO
DO ALUNO AKLEINO SILVESTRE DA SILVA**

TÍTULO: Modelagem e Simulação da Dessalinização de Águas Salobras usando um Separador Ciclônico Térmico Munido de Bicos Aspersiones

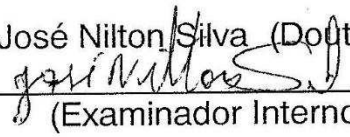
COMISSÃO EXAMINADORA

CONCEITO

Prof. Severino Rodrigues de Farias Neto (Doutor)


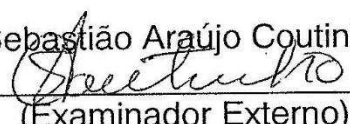
(Orientador)

Aprovado

Prof. José Nilton Silva (Doutor)


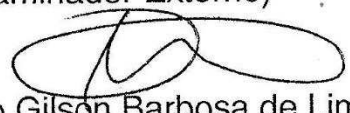
(Examinador Interno)

APROVADO

Pesq. Sebastião Araújo Coutinho (Doutor)



(Examinador Externo)

APROVADO

Prof. Antonio Gilson Barbosa de Lima (Doutor)


(Examinador Externo)

Aprovado

Prof.^a Fabiana Pimentel Macêdo Farias (Doutora)


(Examinadora Externa)

Aprovado

Campina Grande, 29 de setembro de 2016

RESUMO

O consumo de água doce vem crescendo muito no mundo inteiro e sua possível escassez tornou-se um dos temas mais discutidos na atualidade. Com isso há necessidade de desenvolver novas estratégias para suprir a falta de água potável. Dentre elas, destacam-se a dessalinização. Neste sentido, o presente trabalho tem por objetivo avaliar um ciclone convencional utilizado para dessalinização da água salgada com adição de cinco bicos injetores, localizados na parte superior do mesmo. O modelo matemático adotado considera escoamento tridimensional, turbulento, estacionário e não isotérmico para a fase gasosa, e a aplicação do modelo Lagrangeano para as partículas. As equações de conservação da massa, de momento linear, de energia e as do modelo de turbulência SST $\kappa-\omega$, bem como as equações constitutivas e as condições de contorno foram resolvidas com auxílio do software comercial Ansys CFX. São apresentados os resultados dos campos de pressão, temperatura, velocidade e fração mássica, linhas de fluxo, trajetórias das partículas, perfis de velocidade, de pressão total e de temperatura total no interior do separador ciclônico térmico. Constatou-se o caráter tridimensional do escoamento gás-partícula no interior do ciclone com presenças de regiões de zonas de recirculação e de inversão de fluxo. Os resultados mostraram que a variação das temperaturas na alimentação, tanto do ar como da água, influencia na geração de vapor no interior do separador ciclônico. Porém é preciso um estudo cauteloso, como por exemplo, avaliar a influência do comprimento da parte cônica, tanto na fluidodinâmica quanto na cinética, para tentar aumentar o tempo de residência das partículas e com isso contribuir para o aquecimento da partícula.

Palavras-chave: Ciclone, CFX, fluidodinâmica, dessalinização, água salgada.

ABSTRACT

The consumption of fresh water has been increasing worldwide and its possible shortage has become one of the most discussed topics today. With this, there is a need to develop new strategies to address the lack of potable water. Among them, desalination. In this sense, the present work aims to evaluate a conventional cyclone used for the desalination of salt water with the addition of five injector nozzles, located in the upper part of the same. The mathematical model adopted considers three-dimensional, turbulent, stationary and non-isothermal flow for the gas phase, and the application of the Lagrangian model to the particles. The equations of conservation of mass, linear momentum, energy and those of the SST w turbulence model, as well as the constitutive equations and the boundary conditions were solved with the commercial software Ansys CFX. The results of the fields of pressure, temperature, velocity and mass fraction, flow lines, particle trajectories, velocity profiles, total pressure and total temperature inside the thermal cyclone separator are presented. It was noted three-dimensional character of the gas-particle flow within the cyclone presence regions with recirculation zones and reverse flow. The results showed that the temperature variation in both air and water influences the generation of steam inside the cyclonic separator. However, a cautious study is required, for example, to evaluate the influence of the length of the conic part, both in fluid dynamics and kinetics, to try to increase the residence time of the particles and thereby contribute to the heating of the particle.

Keywords: Cyclone, CFD, fluid dynamics, desalting, salt water.

SUMÁRIO

1	Introdução	1
1.1	Objetivos	3
1.2	Objetivos específicos.....	3
2	Revisão Bibliográfica	4
2.1	Processos de Dessalinização	4
2.2	Processos Térmicos de Separação	4
2.2.1	Dessalinização solar direta	5
2.2.2	Dessalinização solar indireta	6
2.3	Secagem	16
2.3.1	Secagem por Spray Drying.....	16
2.3.2	Vantagens e desvantagens do processo	18
2.4	Ciclones/Hidrociclones	19
2.4.1	Ciclones como lavadores de gases	23
2.4.2	Ciclones como secadores.....	26
3	Modelagem Matemática	28
3.1	Fase contínua (gás).....	28
3.1.1	Equação da continuidade:.....	28
3.1.2	Equação de conservação do momento linear:	28
3.1.3	Equações da turbulência	29
3.2	Modelo de turbulencia (Shear-Stress Transport (SST)) $k - \omega$	29
3.3	Equação da conservação de energia:	32
3.4	Equações do transporte de partículas	32
3.4.1	Transferência de momento	33
3.4.2	Transferência calor convectivo	33
3.4.3	Transferência de calor latente associado com a transferência de massa.	35
4	Metodologia	37
4.1	Geração da malha	38
4.2	Simulação numérica	38
4.2.1	Condições de contorno	40
5	Resultados e Discursões	42
6	Conclusões e sugestões para futuros trabalhos	90
6.1	Conclusões	90

6.2	Sugestões para futuros trabalhos	90
7	Referências Bibliográficas	92

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1: Destilador solar tipo tanque raso.....	5
Figura 2.2: Esquema do processo MSF	7
Figura 2.3: Pode-se ver um esquema de uma unidade MED.....	8
Figura 2.4: Processo de destilação por compressão a vapor.....	9
Figura 2.5: Esquema de um processo de osmose inversa.....	10
Figura 2.6: Ar fechado em águas abertas, o ar aquecido, sistema de umidificação de desumidificação.	12
Figura 2.7: Esquema de um dewevaporation.....	15
Figura 2.8: Aspensor pneumático (A); Aspensor de disco giratório (B).	17
Figura 2.9: Esquema de um ciclone.	20
Figura 2.10: Representação das Malhas dos Ciclones (a) com uma única entrada (b) duas entradas em espiral.	21
Figura 2.11: Malhas para os quatros separadores ciclônico testados.	22
Figura 2.12:Esquema de um Lavador Ciclônico	23
Figura 2.13: Esquema de um novo purificador ciclone espiral (NSCS).	24
Figura 2.14: diagramas esquemáticos dos ciclones (tipos A e B).	25
Figura 2.15: Representação da malha com duto de alimentação (a) retangular vertical, (b) retangular horizontal e (c) quadrado.....	26
Figura 4.1:Representação do separador ciclônico térmico usado na dessalinização. (A) Vista Superior e posição dos bicos (B) e detalhe do bico aspensor (C)	37
Figura 4.2: Representação malha estruturada do SCT	39
Figura 5.1:Linhas de fluxo no Separador ciclônico Térmico, $T_{ar} = 303,15$ K e $T_{H_2O} = 338,15$ K, (Caso 5).....	42
Figura 5.2: Representação da fração mássica de vapor de H_2O sobre os planos xy, (A) $T_{ar} = 298,15$ K e $T_{H_2O} = 333,15$ K, (B) $T_{ar} = 298,15$ K e $T_{H_2O} = 338,15$ K, (C) $T_{ar} = 298,15$ K e $T_{H_2O} = 343,15$ K. (Casos 1,2 e 3).	43
Figura 5.3 Representação da fração mássica de vapor de H_2O sobre os planos xy, (A) $T_{ar} = 303,15$ K e $T_{H_2O} = 333,15$ K, (B) $T_{ar} = 303,15$ K e $T_{H_2O} = 338,15$ K, (C) $T_{ar} = 303,15$ K e $T_{H_2O} = 343,15$ K. (Casos 4,5 e 6).	44
Figura 5.4: Representação da fração mássica de vapor de H_2O sobre os planos xy, (A) $T_{ar} = 308,15$ K e $T_{H_2O} = 333,15$ K, (B) $T_{ar} = 308,15$ K e $T_{H_2O} = 338,15$ K, (C) $T_{ar} = 308,15$ K e $T_{H_2O} = 343,15$ K. (Casos 7,8 e 9).	44

Figura 5.5: Representação da fração mássica de vapor de H ₂ O em diferentes planos transversais XZ, ao longo do separador ciclônico térmico, (A) T _{ar} = 298,15 K e TH ₂ O = 333,15 K, (B) T _{ar} = 298,15 K e TH ₂ O = 338,15 K, (C) T _{ar} = 298,15 K e TH ₂ O = 343,15 K. (Casos 1,2 e 3).	45
Figura 5.6: Representação da fração mássica de vapor de H ₂ O em diferentes planos transversais XZ, ao longo do separador ciclônico térmico, (A) T _{ar} = 303,15 K e TH ₂ O = 333,15 K, (B) T _{ar} = 303,15 K e TH ₂ O = 338,15 K, (C) T _{ar} = 303,15 K e TH ₂ O = 343,15 K. (Casos 4,5 e 6).	45
Figura 5.7: Representação da fração mássica de vapor de H ₂ O em diferentes planos transversais XZ, ao longo do separador ciclônico térmico, (A) T _{ar} = 308,15 K e TH ₂ O = 333,15 K, (B) T _{ar} = 308,15 K e TH ₂ O = 338,15 K, (C) T _{ar} = 308,15 K e TH ₂ O = 343,15 K. (Casos 7,8 e 9).	45
Figura 5.8: Campos de pressão no plano longitudinal XY, (A) T _{ar} = 298,15 K e TH ₂ O = 333,15 K, (B) T _{ar} = 298,15 K e TH ₂ O = 338,15 K, (C) T _{ar} = 298,15 K e TH ₂ O = 343,15 K. (Casos 1,2 e 3).	46
Figura 5.9: Campos de pressão no plano longitudinal XY, (A) T _{ar} = 303,15 K e TH ₂ O = 333,15 K, (B) T _{ar} = 303,15 K e TH ₂ O = 338,15 K, (C) T _{ar} = 303,15 K e TH ₂ O = 343,15 K. (Casos 4,5 e 6).	47
Figura 5.10: Campos de pressão no plano longitudinal XY, (A) T _{ar} = 308,15 K e TH ₂ O = 333,15 K, (B) T _{ar} = 308,15 K e TH ₂ O = 338,15 K, (C) T _{ar} = 308,15 K e TH ₂ O = 343,15 K. (Casos 7,8 e 9).	47
Figura 5.11: Campos de Temperatura no plano longitudinal XY, (A) T _{ar} = 298,15 K e TH ₂ O = 333,15 K, (B) T _{ar} = 298,15 K e TH ₂ O = 338,15 K, (C) T _{ar} = 298,15 K e TH ₂ O = 343,15 K. (Casos 1,2 e 3).	48
Figura 5.12: Campos de Temperatura no plano longitudinal XY, (A) T _{ar} = 303,15 K e TH ₂ O = 333,15 K, (B) T _{ar} = 303,15 K e TH ₂ O = 338,15 K, (C) T _{ar} = 303,15 K e TH ₂ O = 343,15 K. (Casos 4,5 e 6).	49
Figura 5.13: Campos de Temperatura no plano longitudinal XY, (A) T _{ar} = 308,15 K e TH ₂ O = 333,15 K, (B) T _{ar} = 308,15 K e TH ₂ O = 338,15 K, (C) T _{ar} = 308,15 K e TH ₂ O = 343,15 K. (Casos 7,8 e 9).	49
Figura 5.14: Pressão exercida pelo sistema fluido-partícula nas paredes do ciclone, (A) T _{ar} = 298,15 K e TH ₂ O = 333,15 K, (B) T _{ar} = 298,15 K e TH ₂ O = 338,15 K, (C) T _{ar} = 298,15 K e TH ₂ O = 343,15 K. (Casos 1,2 e 3).	50

Figura 5.15: Pressão exercida pelo sistema fluido-partícula nas paredes do ciclone, (A) $T_{ar} = 303,15$ K e $TH_2O = 333,15$ K, (B) $T_{ar} = 303,15$ K e $TH_2O = 338,15$ K, (C) $T_{ar} = 303,15$ K e $TH_2O = 343,15$ K. (Casos 4,5 e 6).	51
Figura 5.16: Pressão exercida pelo sistema fluido-partícula nas paredes do ciclone, (A) $T_{ar} = 308,15$ K e $TH_2O = 333,15$ K, (B) $T_{ar} = 308,15$ K e $TH_2O = 338,15$ K, (C) $T_{ar} = 308,15$ K e $TH_2O = 343,15$ K. (Casos 7,8 e 9).	51
Figura 5.17: Campo de temperatura nas superfícies do ciclone, (A) $T_{ar} = 298,15$ K e $TH_2O = 333,15$ K, (B) $T_{ar} = 298,15$ K e $TH_2O = 338,15$ K, (C) $T_{ar} = 298,15$ K e $TH_2O = 343,15$ K. (Casos 1,2 e 3).	52
Figura 5.18: Campo de temperatura nas superfícies do ciclone, (A) $T_{ar} = 303,15$ K e $TH_2O = 333,15$ K, (B) $T_{ar} = 303,15$ K e $TH_2O = 338,15$ K, (C) $T_{ar} = 303,15$ K e $TH_2O = 343,15$ K. (Casos 4,5 e 6).	53
Figura 5.19: Campo de temperatura nas superfícies do ciclone, (A) $T_{ar} = 308,15$ K e $TH_2O = 333,15$ K, (B) $T_{ar} = 308,15$ K e $TH_2O = 338,15$ K, (C) $T_{ar} = 308,15$ K e $TH_2O = 343,15$ K. (Casos 7,8 e 9).	53
Figura 5.20: Diâmetro das partículas ao longo de sua trajetória, (A) $T_{ar} = 298,15$ K e $TH_2O = 333,15$ K, (B) $T_{ar} = 298,15$ K e $TH_2O = 338,15$ K. (casos 1 e 2).....	54
Figura 5.21: Diâmetro das partículas ao longo de sua trajetória, (A) $T_{ar} = 298,15$ K e $TH_2O = 343,15$ K, (B) $T_{ar} = 303,15$ K e $TH_2O = 333,15$ K. (Casos 3 e 4).....	55
Figura 5.22: Diâmetro das partículas ao longo de sua trajetória, (A) $T_{ar} = 303,15$ K e $TH_2O = 338,15$ K, (B) $T_{ar} = T_{ar} = 303,15$ K e $TH_2O = 343,15$ K. (Casos 5 e 6).	55
Figura 5.23: Diâmetro das partículas ao longo de sua trajetória, (A) $T_{ar} = 308,15$ K e $TH_2O = 333,15$ K, (B) $T_{ar} = 308,15$ K e $TH_2O = 338,15$ K,. (casos 7 e 8).....	56
Figura 5.24: Diâmetro das partículas ao longo de sua trajetória, $T_{ar} = 308,15$ K e $TH_2O = 338,15$ K,	56
Figura 5.25: Campo vetorial de velocidade no plano YZ em $y = - 0,1$ m, $T_{ar} = 303,15$ K e $TH_2O = 333,15$ K. (Caso 4).....	57
Figura 5.26: (A) Campo vetorial de velocidade sobre o plano ZX e posição axial, (B) detalhes do campo vetorial nos bicos injetores, (C) detalhes do campo vetorial, em $y = - 0,1$ m, $T_{ar} = 303,15$ K e $TH_2O = 333,15$ K. (Caso 4).	58
Figura 5.27: Representação dos cinco diferentes pontos no separador ciclônico térmico (SCT) usada para avaliação dos parâmetros do processo.....	59
Figura 5.28: Perfil de fração mássica de vapor de água na posição $y = 0,1$ m, no separador ciclônico térmico. (A) $T_{ar} = 298,15$ K, (B) $T_{ar} = 303,15$ K e (C) $T_{ar} = 308,15$ K	60

Figura 5.29: Perfil de fração mássica de vapor de água na posição $y = 0,87$ m, no separador ciclônico térmico. (A) $T_{ar} = 298,15$ K, (B) $T_{ar} = 303,15$ K e (C) $T_{ar} = 308,15$ K.	61
Figura 5.30: Perfil de fração mássica de vapor de água na posição $y = 1,5$ m, no separador ciclônico térmico. (A) $T_{ar} = 298,15$ K, (B) $T_{ar} = 303,15$ K e (C) $T_{ar} = 308,15$ K.	62
Figura 5.31: Perfil de fração mássica de vapor de água na posição $y = 2,5$ m, no separador ciclônico térmico. (A) $T_{ar} = 298,15$ K, (B) $T_{ar} = 303,15$ K e (C) $T_{ar} = 308,15$ K.	63
Figura 5.32: Perfil de fração mássica de vapor de água na posição $y = 3,5$ m, no separador ciclônico térmico. (A) $T_{ar} = 298,15$ K, (B) $T_{ar} = 303,15$ K e (C) $T_{ar} = 308,15$ K.	64
Figura 5.33: Perfil de pressão total no do separador ciclônico na posição $y = 0,1$ m. (A) $T_{ar} = 298,15$ K, (B) $T_{ar} = 303,15$ K e (C) $T_{ar} = 308,15$ K.....	65
Figura 5.34: Perfil de pressão total no do separador ciclônico na posição $y = 0,87$ m. (A) $T_{ar} = 298,15$ K, (B) $T_{ar} = 303,15$ K e (C) $T_{ar} = 308,15$ K.....	66
Figura 5.35: Perfil de pressão total no do separador ciclônico na posição $y = 1,5$ m. (A) $T_{ar} = 298,15$ K, (B) $T_{ar} = 303,15$ K e (C) $T_{ar} = 308,15$ K.....	67
Figura 5.36: Perfil de pressão total no do separador ciclônico na posição $y = 2,5$ m. (A) $T_{ar} = 298,15$ K, (B) $T_{ar} = 303,15$ K e (C) $T_{ar} = 308,15$ K.....	68
Figura 5.37: Perfil de pressão total no do separador ciclônico na posição $y = 3,5$ m. (A) $T_{ar} = 298,15$ K, (B) $T_{ar} = 303,15$ K e (C) $T_{ar} = 308,15$ K.....	69
Figura 5.38: Perfil de velocidade axial na posição $y = 0,1$ m do separador ciclônico térmico. (A) $T_{ar} = 298,15$ K, (B) $T_{ar} = 303,15$ K e (C) $T_{ar} = 308,15$ K	71
Figura 5.39: Perfil de velocidade axial na posição $y = 0,87$ m do separador ciclônico térmico. (A) $T_{ar} = 298,15$ K, (B) $T_{ar} = 303,15$ K e (C) $T_{ar} = 308,15$ K.	72
Figura 5.40: Perfil de velocidade axial na posição $y = 1,5$ m do separador ciclônico térmico. (A) $T_{ar} = 298,15$ K, (B) $T_{ar} = 303,15$ K e (C) $T_{ar} = 308,15$ K.	73
Figura 5.41: Perfil de velocidade axial na posição $y = 2,5$ m do separador ciclônico térmico. (A) $T_{ar} = 298,15$ K, (B) $T_{ar} = 303,15$ K e (C) $T_{ar} = 308,15$ K.	74
Figura 5.42: Perfil de velocidade axial na posição $y = 3,5$ m do separador ciclônico térmico. (A) $T_{ar} = 298,15$ K, (B) $T_{ar} = 303,15$ K e (C) $T_{ar} = 308,15$ K.	75
Figura 5.43: Perfil de velocidade tangencial na posição $y = 0,1$ m do separador ciclônico térmico. (A) $T_{ar} = 298,15$ K, (B) $T_{ar} = 303,15$ K e (C) $T_{ar} = 308,15$ K.....	76
Figura 5.44: Perfil de velocidade tangencial na posição $y = 0,87$ m do separador ciclônico térmico. (A) $T_{ar} = 298,15$ K, (B) $T_{ar} = 303,15$ K e (C) $T_{ar} = 308,15$ K.....	77
Figura 5.45: Perfil de velocidade tangencial na posição $y = 1,5$ m do separador ciclônico térmico. (A) $T_{ar} = 298,15$ K, (B) $T_{ar} = 303,15$ K e (C) $T_{ar} = 308,15$ K.....	78

Figura 5.46: Perfil de velocidade tangencial na posição $y = 2,5$ m do separador ciclônico térmico. (A) $T_{ar} = 298,15$ K, (B) $T_{ar} = 303,15$ K e (C) $T_{ar} = 308,15$ K.....	79
Figura 5.47: Perfil de velocidade tangencial na posição $y = 3,5$ m do separador ciclônico térmico. (A) $T_{ar} = 298,15$ K, (B) $T_{ar} = 303,15$ K e (C) $T_{ar} = 308,15$ K.....	80
Figura 5.48: Perfil de temperatura no separador ciclônico na posição $y = 0,1$ m. (A) $T_{ar} = 298,15$ K, (B) $T_{ar} = 303,15$ K e (C) $T_{ar} = 308,15$ K.....	81
Figura 5.49: Perfil de temperatura no separador ciclônico na posição $y = 0,87$ m. (A) $T_{ar} = 298,15$ K, (B) $T_{ar} = 303,15$ K e (C) $T_{ar} = 308,15$ K.....	82
Figura 5.50: Perfil de temperatura no separador ciclônico na posição $y = 1,5$ m. (A) $T_{ar} = 298,15$ K, (B) $T_{ar} = 303,15$ K e (C) $T_{ar} = 308,15$ K.....	83
Figura 5.51: Perfil de temperatura no separador ciclônico na posição $y = 2,5$ m. (A) $T_{ar} = 298,15$ K, (B) $T_{ar} = 303,15$ K e (C) $T_{ar} = 308,15$ K.....	84
Figura 5.52: Perfil de temperatura no separador ciclônico na posição $y = 3,5$ m. (A) $T_{ar} = 298,15$ K, (B) $T_{ar} = 303,15$ K e (C) $T_{ar} = 308,15$ K.....	85

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 4.1: Condições de contorno	40
Tabela 4.2: Propriedades Físicas e químicas	40
Tabela 4.3: Casos estudados	41
Tabela 5.1: Vazão mássica de vapor de água, $T_{ar} = 298,15$ K e $T_{H_2O} = 333,15$ K (Caso 1) ..	86
Tabela 5.2: Vazão mássica de vapor de água, $T_{ar} = 298,15$ K e $T_{H_2O} = 338,15$ K (Caso 2) ..	86
Tabela 5.3: Vazão mássica de vapor de água, $T_{ar} = 298,15$ K e $T_{H_2O} = 343,15$ K (Caso 3) ..	87
Tabela 5.4: Vazão mássica de vapor de água, $T_{ar} = 303,5$ K e $T_{H_2O} = 333,15$ K (Caso 4)	87
Tabela 5.5: Vazão mássica de vapor de água, $T_{ar} = 303,5$ K e $T_{H_2O} = 338,15$ K (Caso 5)	87
Tabela 5.6: Vazão mássica de vapor de água, $T_{ar} = 303,5$ K e $T_{H_2O} = 343,15$ K (Caso 6)	87
Tabela 5.7: Vazão mássica de vapor de água, $T_{ar} = 308,5$ K e $T_{H_2O} = 333,15$ K (Caso 7)	87
Tabela 5.8: Vazão mássica de vapor de água, $T_{ar} = 308,5$ K e $T_{H_2O} = 338,15$ K (Caso 8)	88
Tabela 5.9: Vazão mássica de vapor de água, $T_{ar} = 308,5$ K e $T_{H_2O} = 343,15$ K (Caso 9)	88
Tabela 5.10: Resultados obtidos da diferença na quantidade da vazão de vapor saído na saída superior do separador ciclônico para cada par de resultados obtidos mantendo a temperatura do ar constante.	88
Tabela 5.11: Resultados obtidos da diferença na quantidade da vazão de vapor saído na saída superior do separador ciclônico para cada par de resultados obtidos mantendo a temperatura da água constante.....	89

Nomenclatura

C_{PG}	calor específico do fluido	[Jkg ⁻¹ K ⁻¹]
D_{AG}	difusividade do vapor d'água no ar	[m ² s ⁻¹]
B_c	Força de corpo	[N]
C_D	coeficiente de arraste	
F_D	força de arraste	[N]
d_p	diâmetro da partícula	[m]ou[μ m]
h	entalpia	[Jkg ⁻¹]
h_{fg}	calor latente de vaporização	[Jkg ⁻¹]
hc	coeficiente de transferência de calor	[Wm ⁻² k ⁻¹]
k	energia cinética turbulenta	[m ² s ⁻²]
k	condutividade térmica	[Wm ⁻¹ K ⁻¹]
m_p	massa da partícula	[kg]
Nu	número de Nusselt	[-]
Pr	número de Prandtl	[-]
Re	número de Reynolds	[-]
Sh	número de Sherwood	[-]
ρ	massa específica	[kgm ⁻³]
T_{ar}	Temperatura do ar	[K] ou [°C]
$C_1, C_2, C_3,$	São constantes do modelo $k-\omega$	
$\sigma_\epsilon, \sigma_\kappa$	São constantes do modelo $k-\omega$	
X_P	fração molar da partícula	
X_G	fração molar do fluido	
	vetor velocidade	[ms ⁻¹]
	vetor velocidade da partícula	[ms ⁻¹]
μ	viscosidade dinâmica do fluido	[kgm ⁻¹ s ⁻¹]
ν	viscosidade cinemática do fluido	[m ² s]

1 Introdução

O consumo de água potável vem crescendo no mundo inteiro e isso tem provocado discussões sobre a sua possível escassez. E com o crescimento populacional, essa preocupação tornou-se um dos temas mais discutidos na atualidade. Porém uma das soluções encontrada para suprir essa necessidade, é a produção de água a partir da água do mar e águas salobras.

A superfície terrestre é recoberta por 75% de água, onde, cerca de 97% encontram-se nos oceanos e mares, 2% deles encontram-se congelados nas calotas polares e nas geleiras, 0,3% no estado de vapor na atmosfera, 0,1% em rios e lagos e 0,6% de águas subterrâneas. (Oliveira, 2007).

O Brasil possui uma grande quantidade de recursos hídricos disponíveis, por exemplos: rios, lagos e água no subsolo. Apesar do Brasil possuir 11% das reservas de água doce do planeta, estas reservas apresentam uma distribuição irregular: 80% concentram-se na Amazônia, onde vivem apenas 5 % dos habitantes do País e os 20% restantes abastecem 95% dos brasileiros. Sua ausência é sinônimo de pobreza e desequilíbrio socioeconômico. (Coutinho, 2013).

A água é um recurso natural indispensável para a manutenção da vida no planeta e fundamental para o desenvolvimento de toda sociedade. Mas devido ao mau uso e o seu desperdício, os níveis dos mananciais que abastecem as populações vêm diminuindo a cada dia. Segundo Alves (2008), o uso da água em volumes superiores ao disponível causa problemas de escassez. E este problema deve ainda sofrer um grande impacto com o aumento no consumo de água pelos setores da economia, tais como: agricultura, pecuária e indústrias.

Com isso há uma grande necessidade de desenvolvimento de novas estratégias para a satisfação da necessidade eminente da falta de água potável. Dentre elas, destacam-se a dessalinização, que permite a exploração das águas dos oceanos, açudes, lagos, poços entre outras. Com o objetivo de solucionar este problema, foram desenvolvidas algumas técnicas de dessalinização (Alves , 2008).

O processo de dessalinização começou a ser utilizado regularmente a cerca de 50 anos, quando se estabeleceram, em vários países, unidades de dessalinização capazes de suprir ininterruptamente uma comunidade com água potável. Atualmente a tecnologia é considerada economicamente viável para produzir grandes quantidades de água potável em diversas aplicações (Ribeiro, 2009).

A portaria nº 1.469/FUNASA estabelece os padrões de potabilidade da água para consumo humano. O valor máximo permitido para os sólidos totais dissolvidos (STD) é de 1000 mg/L. Teores elevados deste parâmetro indicam que a água tem sabor desagradável, podendo causar problemas digestivos, principalmente em crianças, além de danificar as redes de distribuição (Coutinho, 2013).

Ribeiro (2009) relata que um dispositivo de dessalinização, realiza a separação da água salina em duas correntes: uma com baixa concentração de sais dissolvidos (permeado) e, outra contendo sais remanescentes (concentrado ou rejeito).

Um dos grandes problemas encontrados nos sistemas convencionais de dessalinização é que no final do processo eles descartam um rejeito, com uma grande quantidade de sal (Salmoura), que é lançada indiscriminadamente no meio ambiente, porém seria muito difícil armazenar uma quantidade muito grande de salmoura produzida.

Para minimizar os possíveis impactos ambientais causados pela dessalinização, o Ministério do Meio Ambiente (MMA) tem desenvolvido ações para o estudo de alternativas de aproveitamento do rejeito. Os estudos estão centralizados, na extração de sais minerais por evaporação; formação de meio líquido para o cultivo de tilápias, que são espécies de peixes muito resistentes à meios salobras, e cultivo irrigado com plantas halófilas, que necessitam de águas com teores salinos elevados para se desenvolver (Alves, 2008).

Com base no que se expôs, e com a necessidade de desenvolver novas tecnologias para obtenção de água potável, há a possibilidade de desenvolver um novo equipamento que seja capaz de realizar a dessalinização da água salgada. Com essa finalidade esse estudo trata do desenvolvimento e análise teórica da utilização de um separador ciclônico como dessalinizador.

1.1 Objetivos

Avaliar a viabilidade técnica do ciclone como dessalinizador baseados nos princípios de umidificação- desumidificação.

1.2 Objetivos específicos

- Aplicar as equações de conservação de massa, momento e energia para descrever um modelo matemático capaz de prever o processo de dessalinização de águas salgadas utilizando um Separador Ciclônico Térmico (SCT);
- Avaliar o efeito das temperaturas de entrada do ar e da água salgada sobre o processo de dessalinização no ciclone.
- Avaliar o comportamento da pressão, velocidade e temperatura das fases envolvidas durante o processo de dessalinização no Separador Ciclônico Térmico (SCT).

2 Revisão Bibliográfica

2.1 Processos de Dessalinização

A dessalinização é o processo que converte água salgada (ou salobra) em água fresca pela remoção dos sais minerais dissolvidos (El-Dessouky e Ettouney, 2002). O processo de dessalinização faz a separação da água salina em duas correntes: uma com baixa concentração de sais dissolvidos (água destilada) e, a outra contendo uma grande quantidade de sais dissolvidos (salmoura) (Alves, 2008; Ribeiro, 2009 e Coutinho, 2013).

Os processos de dessalinização são baseados em métodos de separação por membrana e térmicos. A separação térmica inclui duas categorias principais: evaporação da água seguida de condensação do vapor para formação de água fresca; o segundo método envolve a utilização de membranas em processos seletivos de diâmetros das partículas. (Ribeiro, 2009; Coutinho, 2013).

O principal problema das tecnologias de dessalinização é conseguir diminuir o custo final da água doce. A dessalinização em grande escala, consome uma grande quantidade de energia e depende de plantas de produção caras e específicas.

2.2 Processos Térmicos de Separação

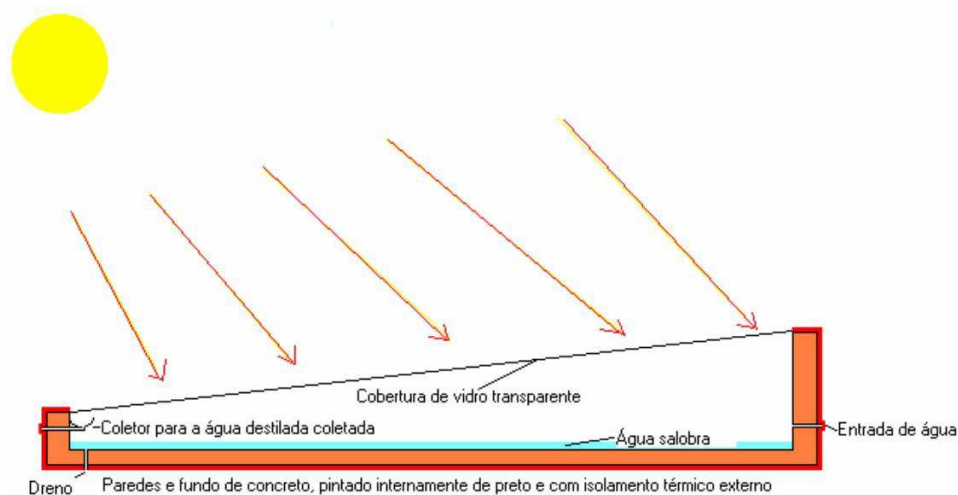
Existem dois tipos principais de dessalinização solar tais como: dessalinização direta e dessalinização indireta, A dessalinização direta consiste na utilização da energia solar para produzir água destilada diretamente no coletor solar, enquanto os sistemas indiretos são divididos em dois subsistemas (o coletor solar e a dessalinização) (Alves, 2008; Coutinho, 2013).

2.2.1 Dessalinização solar direta

Segundo Qiblawey e Banat (2008) e Alves (2008), quando a demanda de água potável for menor que 200 m³/dia pode ser utilizado o método de dessalinização direta. Sua baixa taxa de produção é explicada pelas baixas temperaturas e pressões de operação das correntes. O destilador solar de efeito simples é o método de dessalinização mais antigo e muitas melhorias na sua construção já foram feitas a fim de aumentar sua eficiência. A Figura 2.1 ilustra um exemplo de destilador solar de efeito simples, especificando seu princípio (Alves, 2008).

Destiladores solares utilizam exatamente os mesmos processos naturais do ciclo da água, ou seja, evaporação e condensação. Qiblawey e Banat (2008) descrevem basicamente como esses destiladores funcionam: a radiação solar aquece a água contida num recipiente raso de concreto coberto com uma tampa transparente. A água se transforma em vapor, o mesmo é condensado na cobertura, que pode ser vidro, com os menores gradientes de temperatura, e em seguida a lamina de água destilada é então coletada em um recipiente localizado em uma das partes laterais do destilador. Quando a água evapora, todos os sais orgânicos e inorgânicos, assim como os micro-organismos são deixados no reservatório da água salobra, ficando assim a água condensada livre de sais e de micro-organismos. Em condições razoáveis da luz do sol, a temperatura da água aumentará suficientemente para matar todas as bactérias patogênicas (Alves, 2008; Coutinho, 2013).

Figura 2.1: Destilador solar tipo tanque raso.



(Fonte: Maluf, 2005)

Uma das principais desvantagens deste tipo de dessalinização é o baixo rendimento térmico e baixa produtividade (Adhikari e Kumar, 1999). Estes fatores podem ser melhorados realizando-se algumas modificações no processo de construção desses destiladores Muller et al. (2004) descrevem uma unidade destiladora de água do mar com sete estágios com recuperação de calor e aquecida por um coletor solar plano. Eles obtiveram uma boa produção de água doce, em torno de 8,0 kg/hm² Adhikari e Kumar (1999) observaram que, para o sistema de destilação solar com múltiplos estágios que usava coletor plano para fornecimento de calor, os custos aumentavam com o aumento do número de estágios, apesar do aumento da quantidade de água destilada (Coutinho, 2013).

2.2.2 Dessalinização solar indireta

O processo de dessalinização solar indireta envolve a absorção de energia solar, por um coletor solar comum, associado a uma forma de dessalinização convencional.

As plantas de dessalinização térmica que utilizam coleta de energia solar indireta podem ser classificadas nas seguintes categorias: umidificação/desumidificação, flash multiestágios (MSF), destilação multiefeito (MED), compressão de vapor (CV) e destilação por membrana. (Coutinho, 2013).

- *Destilação Flash Multiestágios (MSF)*

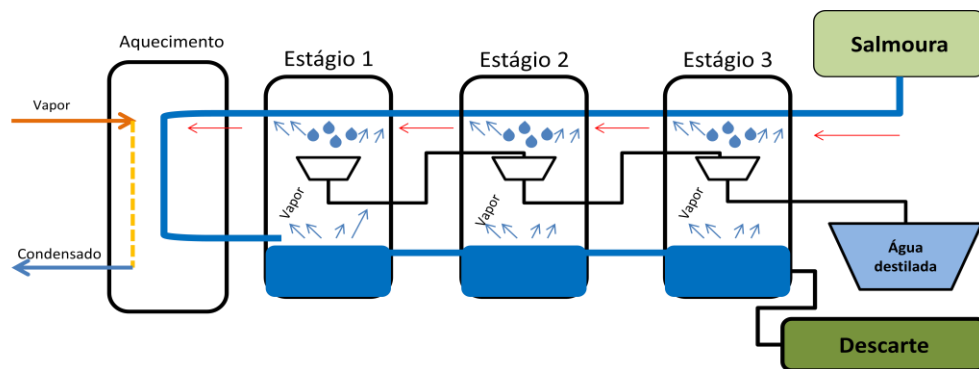
No processo MSF, a água proveniente do mar é aquecida em um recipiente chamado de aquecedor de água salgada. Porém antes de entrar nesse aquecedor a água passa por uma tubulação nos vários estágios (vasos) do processo de dessalinização onde é preaquecida. Nessa etapa ocorre troca térmica entre o tubo e o vapor gerado em cada recipiente, onde o calor liberado na condensação do vapor aquece a água marinha que passa pelos tubos. Esta água marinha depois de passar pelo preaquecimento e posteriormente aquecida flui então para os estágios seguintes que estão a baixa pressão a tal ponto que a água irá entrar em ebulição imediatamente. Assim o ciclo, nos n estágios, se repete e parte do calor gerado na planta é recuperado, de forma que a quantidade necessária de energia térmica seja reduzida no aquecimento da água salgada. A água proveniente do processo de condensação é coletada por

bandejas coletoras, que fica na parte interna de cada vaso, e em seguida é enviada a outro recipiente. A água salgada, com maior concentração de sais é descartada no fim do processo.

A Figura 2.2 mostra esquematicamente o processo de evaporação “flash” para 3 estágios.

Neste tipo de processo MSF A água salina é expandida consecutivamente através de um número n de estágios, contendo trocadores de calor, onde sua pressão de vapor é progressivamente reduzida. (Souza , 2006).

Figura 2.2: Esquema do processo MSF



(Fonte: Daff, 2002)

- *Destilação multiefeito (MED)*

A Destilação multiefeito (MED) é indicada como sendo o mais importante processo de evaporação em grande escala, que oferece um significativo potencial de redução de custos em relação a outros processos de dessalinização em larga escala. (Daff, 2002).

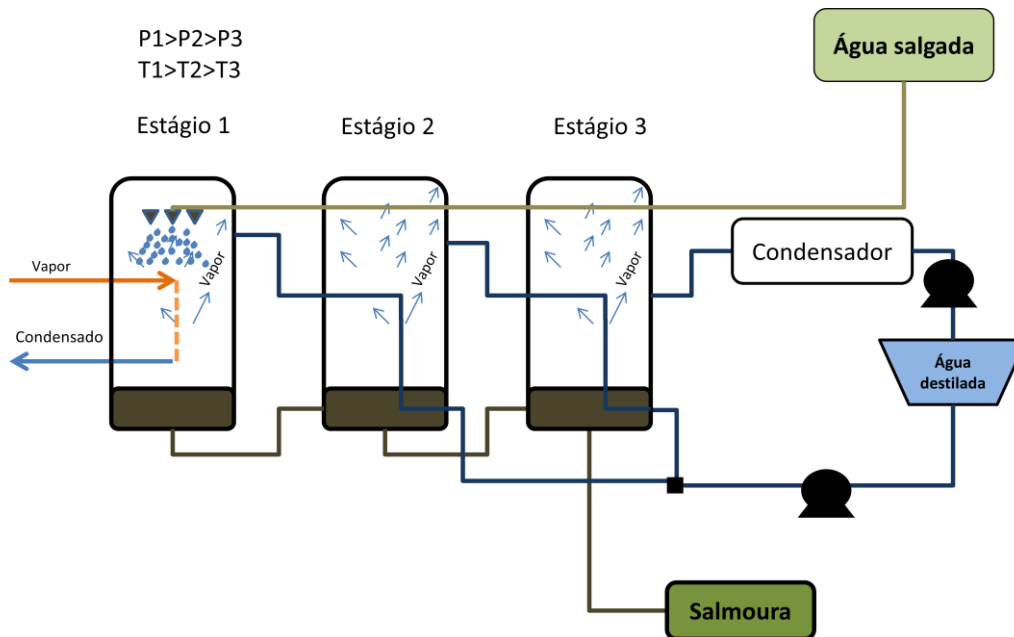
Destilação de múltiplos efeitos (MED), acontece em uma série de efeitos, e utiliza o princípio de redução de pressão interna nos vários estágios. Isto permite à água marinha se submeter à ebulição múltipla sem suprimento de calor adicional após o primeiro efeito. (Souza, 2006).

Uma planta MED funciona da seguinte forma: a água salina ao entrar no primeiro efeito (estágio) a sua temperatura é elevada até o ponto de bolha, isso após passar pelo processo de pré-aquecimento nos tubos como mostra a Figura 2.3. Segundo Daff (2002) a destilação multiefeito (MED) funciona pelo princípio da redução da pressão ambiente em

cada estágio do processo, permitindo que a água mude de fase sem ter de fornecer calor adicional após o primeiro estágio.

A água salgada, com maior concentração de sais é descartada no fim do processo. Segundo Souza (2006), nas grandes plantas é tipicamente encontrado de 8 a 16 estágios.

Figura 2.3: Pode-se ver um esquema de uma unidade MED



(Fonte: Daff, 2002)

- *Compressão de Vapor (VC)*

A técnica de destilação por compressão de vapor (VC) é geralmente utilizada em unidades de larga e média escala. O calor para o processo de evaporação da água vem muito mais devido a compressão do vapor que da troca direta de calor produzido em um aquecedor. (Souza, 2006).

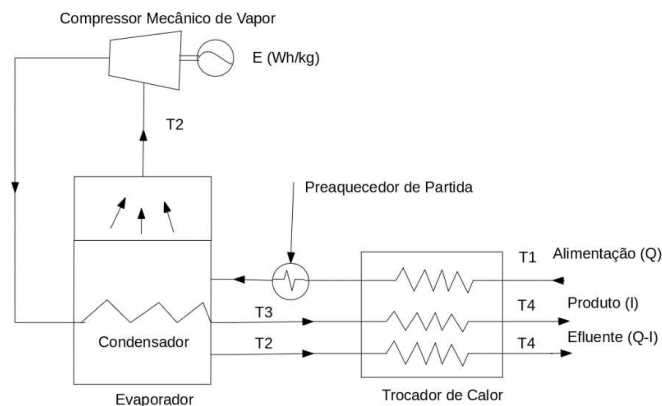
A técnica de destilação por VC além de ser um processo simples e confiável, é altamente eficiente, devido a baixa quantidade de energia necessária para o bombeamento de calor e na reciclagem contínua de calor latente trocadas no processo de evaporação e condensação (Daff, 2002).

O princípio de funcionamento deste processo é semelhante ao do MED. A diferença está na compressão do vapor de água pela técnica VC. A utilização se dar principalmente pela

utilização de um compressor para gerar uma diminuição da pressão no vaso onde irá ocorrer a destilação. A água salgada ao ser alimentada na coluna logo começa a entrar em ebulição, o vapor gerado é retirado pelo compressor, e o vapor é recirculado para o início da alimentação para que se possa aproveitar seu calor latente e utiliza-lo na evaporação de mais uma porção da água salgada. Esse método produz águas de elevada pureza.

A água é pré-aquecida a uma temperatura de 60 a 100 °C pela troca de calor com a condensação do destilado e com o rejeito salino, e um pré-aquecedor é alimentado externamente para dar as condições iniciais de operação (Souza, 2006). Tem-se na **Erro! Fonte de referência não encontrada.** um esquema simplificado do processo VC.

Figura 2.4: Processo de destilação por compressão a vapor.



(Fonte: Souza, 2006)

- *Processo de osmose inversa*

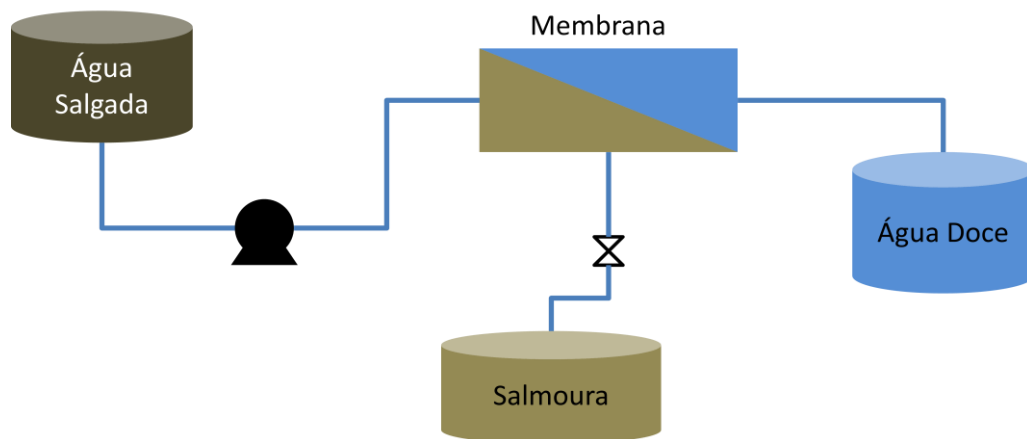
De um modo bem prático, no processo de osmose inversa a água salina é bombeada para um recipiente fechado, onde é pressurizada contra a membrana. Uma parte da água passa pela membrana, com isso a concentração de sal da água restante aumenta. Ao mesmo tempo, uma parte desta água é escoada sem passar através da membrana.

Sem controle do escoamento, a água pressurizada continuaria a aumentar a concentração de sal, provocando descontrolado aumento da pressão osmótica através das membranas. A quantidade de água escoada para ser consumida neste fluxo de salmoura varia

de 20 a 70% do fluxo de alimentação, dependendo da quantidade de sal da água do abastecimento (Souza, 2006).

O projeto simplificado de um sistema de osmose reversa para a dessalinização de água consiste basicamente de uma bomba, uma membrana e uma válvula para controle da descarga do rejeito salino. Ver Figura 2.5.

Figura 2.5: Esquema de um processo de osmose inversa.



As membranas semipermeáveis são frágeis e variam em sua capacidade de passar água doce e rejeitar a passagem de sais. Nenhuma membrana é perfeita na sua capacidade de rejeição de sais, de forma que uma pequena quantidade de sais passa através da membrana e aparece na água produto (Souza, 2006).

Segundo Coutinho (2013), as principais desvantagens da osmose reversa são:

- Produção do efluente salino (salmoura). As unidades instaladas na região do semiárido apresentam rendimento de 50%, esse efluente é usado para criação de peixes. Antes o efluente era descartado diretamente no solo, tornando-o impróprio para o manejo da agricultura;
- O processo é dependente da energia elétrica para funcionamento do motor;
- Preços elevados das membranas.

- *Umidade-Desumidificação*

Na natureza, as águas dos mares, lagos e oceanos, passam por um processo natural de evaporação. Por meio de um ciclo, a água é aquecida por irradiação solar direta, evaporando-se em direção ao ar, umidificando-o. O ar umidificado forma as nuvens. Em seguida as nuvens desumidificam provocando as chuvas, e que eventualmente pode ser colhidas para consumo humano. A versão feita pelo homem deste ciclo é chamado de ciclo de dessalinização HDH (do inglês *Humidification Dehumidification Desalination Cycle- HDH*) (Narayan, 2012).

Processos térmicos de HDH operam abaixo do ponto de bolha da água (Beckman, 2008; Sharqawy et al., 2014). Portanto nos processos de HDH, há a transferência simultânea tanto de calor como de massa, e que termodinamicamente estão envolvidos dois componentes e duas fases.

O processo HDH apresenta diversas vantagens tais como: flexibilidade na instalação, moderados custos operacionais além da possibilidade de utilização de energia solar como fonte de calor. Embora estas fontes de calor estão disponíveis com custos de operação mínima, é necessária um design térmico ideal para maximizar a taxa de produção para uma determinada entrada de calor (Sharqawy et al., 2014).

A quantidade de água transportada pelo ar é função da temperatura e da pressão. Na pressão atmosférica e em uma variação da temperatura de 30°C a 80°C, em 1,0 kg de ar, aproximadamente 0,5 kg de água pura pode ser obtido a um custo energético de 670 kcal (Bourouni et al., 2001; Perry e Green, 1999; Coutinho, 2013).

As instalações HDH são em unidades muito compactas que tem basicamente dois permutadores de calor: um evaporador, onde o ar será humidificado e um condensador, onde a água destilada é recuperada. Ainda assim, o evaporador e condensador são feitos de resina e isolados com lâminas de poliéster (resistente à corrosão). (Bourouni et. al., 2001; Narayan et al., 2011). A Figura 2.6 ilustra a forma mais simples de um ciclo de HDH.

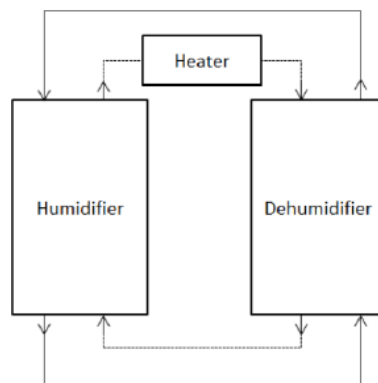
De acordo Zhang e Cheng (2009) os processos de dessalinização por umidificação-desumidificação (HDH) têm as seguintes vantagens:

- ✓ Eles são leves,

- ✓ Tem baixo custo,
- ✓ Tecnologicamente adequados,
- ✓ Fáceis de limpar,
- ✓ Pouco poluentes,
- ✓ Resistente à corrosão
- ✓ Resistente a meios agressivos.

Segundo Bourouni et al. (2001) o resumo do processo HDH mostrado pela Figura 2.6 **Erro! Fonte de referência não encontrada.** descreve resumidamente o seu ciclo da seguinte forma: água salgada passa por um trocador de calor, onde é aquecida. Depois o ar entra no sistema em contra corrente com a água, umidificando a corrente de ar, e conseqüentemente diminuindo a temperatura da salmoura. A corrente então deixa o umidificador e passa por outro trocador de calor (desumidificador). Logo o ar é refrigerado e desumidificado simultaneamente, uma vez que a umidade saturada de ar diminui com a temperatura.

Figura 2.6: Ar fechado em águas abertas, o ar aquecido, sistema de umidificação de desumidificação.



(Fonte: Narayan, 2011a)

Farid e Hajaj (1995) projetaram e construíram uma unidade de dessalinização com base na umidificação do ar por contato direto com água quente obtida a partir de um coletor solar de placa plana. O ar foi distribuído em um circuito fechado que usa um ventilador. O ar úmido foi parcialmente condensado num condensador de grande superfície, onde a maior parte do calor latente de condensação de água foi utilizada para pré-aquecer a água salina. Foi alcançada uma produção diária de 12 L / m².

Xiong et al. (2006) desenvolveram um modelo matemático bem abrangente para descrever num processo de dessalinização, ocorrido em uma coluna casco e tubo, por

humidificação e desumidificação acoplado termicamente. O modelo foi apresentado como um conjunto de cinco elementos de equações diferenciais ordinárias de primeira ordem, as quais foram resolvidas numericamente pelo método de Runge-Kutta padrão de quarta ordem. Os coeficientes de transferência de massa no lado da umidificação foram estudadas e correlacionadas com base em resultados experimentais. Já para determinar coeficientes de transferência de calor locais entre lado da desumidificação e umidificação foi desenvolvido com base no modelo matemático. Estas correlações poderam representar os dados experimentais muito bem.

Narayan et al. (2015) fizeram a modelagem de um sistema HDH que consiste em um humidificador de leito e um desumidificador de coluna de bolhas de multi-estágio. Eles estudaram o efeito da proporção de massa caudal sobre o desempenho de um sistema de tamanho fixo, considerando o seu efeito sobre a geração de entropia e as forças motrizes para a transferência de calor e massa. Também definiram uma eficácia energética generalizada para trocas de calor e massa. Implementaram um esquema de extração/injeção de ar e simularam uma ampla gama de condições de funcionamento da mesma. Definiram critérios para o melhor desempenho do sistema e estudaram o efeito da distribuição de área disponível entre as fases separadas. Também explicaram com detalhe que a direção de extração deve ser sempre a partir do umidificador para o desumidificador.

Segundo Narayan et al. (2015) uma coluna de bolhas é um trocador de calor e de massa, que, no caso de HDH, funciona para transferir calor de uma corrente de ar quente e úmido para um fluxo de água salina na alimentação. Água salina é circulada através de uma serpentina curvada que está submersa em uma coluna de água fresca; ar quente e úmido borbulha a partir do fundo da coluna através de um aspersor. O ar é resfriado e desumidificado através da transferência de calor e massa para uma coluna de água fresca, que por sua vez transfere o calor para a água salina no interior da bobina.

Sharqawy et al. (2014) estudaram os principais parâmetros do projeto e investigaram o desempenho dos dois ciclos de HDH que nomeados de água-aquecida (*water-heated*) e de ar-aquecido (*air-heated*). Eles fizeram as análises térmicas com base na primeira e demonstraram que as razões de taxa de fluxo de massa ótimo existem para cada ciclo, de modo a que, a GOR (*gained-output ratio*) é maximizada. Além disso, é demonstrado que GOR superior pode ser obtido através de humidificadores e desumidificadores de grande porte devido ao aumento da sua eficácia. Além disso, o aumento da temperatura da água que

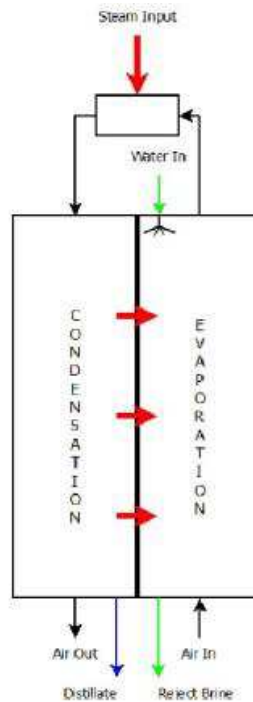
entra no humidificador reduz GOR para o ciclo de água-aquecida (*water-heated*) onde uma vez que aumenta no ciclo de ar-quente (*air-heated*). A comparação também é realizada entre os dois ciclos para fornecer orientações para modelos, em termos de requisitos de energia e tamanho dos componentes.

Mohamed e El-Minshawy (2009) estudaram um sistema de HDH onde tanto a água quanto o ar são aquecidos antes do umidificador. O calor foi fornecido principalmente por aquecedores elétricos que proporcionaram uma temperatura constante para simular um reservatório geotérmico a 100 °C. Os autores indicaram que existe uma proporção ótima entre as taxas de fluxo de massa de água para ar, na gama de 1,5-2,5, o que maximiza a taxa de produção de água (Sharqawy et al., 2014).

De acordo com Beckman (2008) e Hamieh e Beckman (2006) dewevaporation é basicamente um ciclo de HDH, onde a diferença está em que as torres de umidificação e desumidificação são separadas uma da outra por uma parede que tem uma determinada condutividade térmica utilizada para transferir calor entre as torres, ficando como se fosse apenas uma torre. Ver Figura 2.7.

Hamieh e Beckman (2006) estudaram o desempenho de um Dewvaporation, eles dividiram o trabalho em duas fases. A Primeira fase da pesquisa foi focada no desenvolvimento de um modelo teórico para descrever a técnica de um Dewvaporation. E foi levado em consideração a energia associada com o ar, vapor, líquido e fluxos de transferência de calor e resistência da parede. Eles estudaram o efeito do fluxo cruzado no fator de reuso de energia e concluiu-se que, com 15 ou mais passes, não houve degradação no fator de reuso de energia. A segunda fase da pesquisa focou-se no desenvolvimento de um projeto para a torre Dewvaporation. Foi analisado diferentes tipos de materiais plásticos para o projeto. Eles variaram os espaçadores nos lados da evaporação e da formação de orvalhos. A relevância dos espaçadores era aumentar a transferência de calor nas paredes, assim, proporcionar uma transferência de calor para o fluxo de ar. Com base nos experimentos, concluiu-se que o fluxo cruzado foi considerado como sendo o melhor para o projeto com espaçadores de evaporação em um único lado.

Figura 2.7: Esquema de um dewevaporation.



(Fonte: Hamieh e Beckman, 2006)

Narayan et al. (2013) fizeram uma análise exérgica de um novo sistema de dessalinização, combinando as técnicas de umidificação-desumidificação e osmose reversa. A exergia específica total perdida foi um novo parâmetro analisado. Ele forneceu indicações de ser útil para avaliar o desempenho exérgico do sistema considerado. Por outro lado, o cálculo da eficiência com a utilização do parâmetro termodinâmico de exergia geral como uma ferramenta de avaliação pode resultar em conclusões que induz ao erro para o sistema de dessalinização e, portanto, não é recomendado. Além disso, os resultados revelaram que a maior perda de exergia ocorreu no compressor de vapor térmico, o que representa 50% da perda total de exergia considerada no sistema. O estudo demonstrou que a perda da exergia específica no desumidificador e TVC são os parâmetros que afetam fortemente o desempenho do sistema.

Mehrgoo e Amidpour (2011) estudaram um novo modelo para sistema de HDH em que o ar é naturalmente circulado entre o umidificador e desumidificador conhecido como MEH (*multi-effect humidification–dehumidification*). E com o objetivo de maximizar a taxa de produção da unidade, eles realizaram a otimização para a determinação dos diâmetros dos tubos do humidificador, o volume total do condensador, a temperatura da água na entrada, fria e quente, e as alturas das colunas. Os resultados mostraram que as temperaturas da água

quente e fria na entrada e as alturas de coluna desempenham papéis importantes na concepção de uma unidade MEH. As dimensões ótimas do projeto foram obtidas usando o algoritmo genético para um volume total fixo. Relatou-se que a razão da taxa de fluxo de massa da água para o ar (L / G) afeta significativamente a produtividade.

Chiranjeevi e Srinivas (2015) fizeram a simulação numérica e a análise experimental de uma planta HDH com dois estágios com refrigeradores integrados. Os resultados simulados foram validados com os experimentos da planta piloto. Os resultados mostraram o benefício do segundo estágio de dessalinização. Aproximadamente 1,5 LPH da água dessalinizada é resultado de 15 m³/h de ar. O aumento da temperatura no segundo umidificador foi baixa em comparação com o primeiro umidificador devido a uma maior temperatura do ar na entrada do umidificador. O aumento do fluxo de água salina dentro dos umidificadores e a sua alta temperatura favorece a dessalinização, mas com uma grande penalidade ao efeito da refrigeração.

2.3 Secagem

Secagem é uma operação unitária de transferência de massa envolvendo a remoção de umidade (água) de um sólido em direção a uma fase gasosa insaturada, por meio de evaporação (Strumillo e Kudra, 1986; Carmo, 2004). Esta vaporização acontece em uma temperatura inferior àquela de ebulição do líquido na pressão de vapor do sistema.

Durante o processo de secagem é preciso o fornecimento de calor, geralmente cedido pelo ar quente, para vaporizar a água na superfície do produto ou mesmo próximo dele. O vapor gerado deverá ser removido pelo fluxo de ar, seja em convecção natural ou forçada (Alonso, 2001; Fioreze, 2004, Farias 2006).

2.3.1 Secagem por Spray Drying

A secagem por meio da tecnologia *spray-drying* é muito utilizada em diversos segmentos industriais, incluindo o farmacêutico e o alimentício (Lannes e Medeiros, 2003 e Oliveira e Petrovick, 2010).

No processo de secagem por *spray-drying* o líquido ou pasta são atomizados usando-se um sistema centrífugo ou de alta pressão, onde as gotículas que são atomizadas entram imediatamente em contato com um fluxo de ar quente. A transferência de calor e de massa são realizadas pelo contato direto entre o gás quente e as gotículas dispersas. As partículas finas são separadas do gás em ciclones externos ou em mangas coletoras (Lannes e Medeiros, 2003). Quando apenas se deseja a fração grossa do produto acabado, os finos podem ser recuperados em lavadores; o líquido do lavador é concentrado e retorna ao secador (McCabe, Smith, 1956; Masters, 1976; Linoya *et al.*, 1991; Van't Land, 1991).

O uso dos secadores por meio da pulverização é comum na secagem de soluções e de suspensões aquosas. O produto a ser seco passa por bicos que podem variar no tamanho, e que influencia diretamente no diâmetro das partículas obtidas, com isso o líquido é transformado em um *spray* atomizado (Lannes e Medeiros, 2003).

A distribuição e o tamanho de partícula estão relacionados ao tamanho das gotículas formadas no processo de aspersão. Portanto, a escolha do tipo do bico aspersor é fundamental (Filková e Mujumdar, 1987; Broadhead *et al.*, 1992 *apud* Oliveira e Petrovick, 2010). Existem no mercado diversos tipos de secadores por aspersão. A escolha dos mesmos depende do material a ser seco e das características pretendidas para o produto final (Masters, 1985; Filková e Mujumdar, 1987; Shaw, 1997 *apud* Oliveira e Petrovick, 2010).

Os bicos aspersores são classificados em três tipos básicos: de pressão, pneumáticos e de disco giratório, sendo estes dois últimos os mais difundidos (Oliveira e Petrovick, 2010). Ver Figura 2.8.

Figura 2.8: Aspersor pneumático (A); Aspersor de disco giratório (B).



A



B

(Fonte: Oliveira e Petrovick, 2010)

2.3.2 Vantagens e desvantagens do processo

O processo de secagem por aspersão apresenta diversas vantagens, tais como (Masters, 1985; Shaw, 1997; Aulton, 2002 *apud* Oliveira e Petrovick , 2010):

- Seleção adequada do equipamento com base nas características pretendidas para o produto final;
- Controle da uniformidade e do tamanho das partículas do produto pela manipulação das variáveis do processo;
- Processo contínuo, podendo ser alteradas as condições de operação sem a necessidade de interrupção;
- Rapidez e rendimento. A evaporação ocorre em frações de segundos, em virtude da formação de inúmeras gotículas que proporcionam uma grande área superficial para trocas térmica e massa;
- Baixa agressividade ao produto, o que a faz apropriada para produtos termossensíveis devido ao curto tempo de contato com a fonte de calor, podendo assim, ser empregada com sucesso na produção de produtos intermediários para fitomedicamentos;
- As partículas resultantes apresentam forma esférica uniforme e uma rápida dissolução, devido à grande área específica;
- Os custos do processo são baixos.

Entre as desvantagens acerca da utilização da técnica de secagem por este método podem ser citadas (Broadhead et al., 1992; Wendel e Celik,1998):

- O equipamento apresenta grandes dimensões, necessitando de instalações físicas adequadas;
- O custo inicial é alto, pois necessita de investimento em instalações. Porém, o valor do produto final pode justificar o ônus inicial.

Na indústria alimentícia a técnica também é utilizada para secagem de polpas de frutas devido à boa qualidade conferida ao pó resultante e às facilidades de transporte e armazenamento, além da maior estabilidade físico-química. (Abadio et al., 2004; Quek et al., 2007; Tonon et al., 2008).

Lancha et al. (2012) estudaram a secagem das polpas de pitanga e jabuticaba em *spray dryer* e a avaliação de suas propriedades físico-químicas. Os experimentos foram

realizados em um mini *spray dryer*, empregando-se maltodextrina como agente carreador. Foram realizados quatro testes para cada uma das polpas, variando-se a concentração de maltodextrina (5 e 10%) e a temperatura do ar de entrada (140 e 180°C). Os pós obtidos foram analisados quanto aos seguintes aspectos: umidade, cor, densidade aparente e absoluta, higroscopicidade, molhabilidade, tamanho de partículas e morfologia. Os resultados indicaram que a maior concentração de maltodextrina (10%) e a maior temperatura de secagem (180°C) resultaram em pós mais secos e menos higroscópicos, mas com maior perda de cor. Com base nos resultados obtidos, a melhor condição de processo foi a combinação de 10% de maltodextrina e temperatura do ar de entrada a 140°C.

Lannes e Medeiros (2003) formularam produtos do tipo achocolatado, com substituição do cacau em pó pelo cupuaçu. O achocolatado acrescido de água (concentrado) passou pelo *spray-dryer* formando glóbulos de pequeno diâmetro que são arrastados por uma corrente de ar quente. A rápida evaporação de líquido permitiu manter baixa a temperatura do ar na secagem, não afetando o produto. Nos resultados obtidos com relação ao processamento utilizando-se *spray-dryer* obteve-se rendimento do processo em torno de 20%, uma vez que se observou a instantaneização completa do produto. Para o preparo de produtos em pó, não só alimentícios, mas, principalmente, os farmacêuticos, este processo mostra-se eficaz.

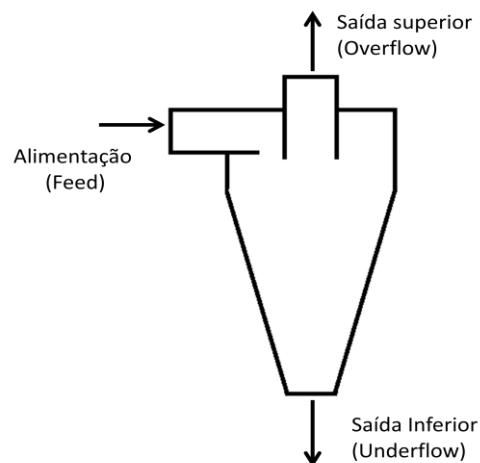
2.4 Ciclones/Hidrociclones

Hidrociclones/Ciclones são equipamentos de construção simples, construída com peças cilíndricas e cônicas e entradas tangenciais. Eles têm duas saídas axialmente posicionado no equipamento: um localizado perto do tubo de alimentação e um outro localizado na extremidade do vértice do corpo cônico (Farias et al., 2011). A Figura 2.9 mostra uma vista esquemática de um ciclone tradicional.

Os ciclones/hidrociclones são equipamentos de funcionamento simples. No início do processo o fluido entra por uma entrada tangencial na parte cilíndrica do mesmo, que desenvolve um movimento de fluxo espiral descendente, em que as partículas mais densas movem-se nas proximidades da parede e são arrastadas para saída inferior do equipamento denominada *underflow*. Já as partículas menos densas são arrastadas para o centro do equipamento onde ocorre o fluxo axial no sentido inverso, e estas saem por um orifício denominadas *overflow*. Segundo Winfield *et al* (2013), a forma e a estrutura do corpo de um

ciclone geram um vórtice interno auxiliando na separação das partículas, onde, para ocorrer a separação da mistura de sólidos são usados tanto a gravidade como o efeito rotacional. Karagoz e Kaya (2009) afirmam que uma das vantagens de se trabalhar com ciclones é que, esses tipos de separadores são amplamente utilizados, devido muitas vantagens, tais como: design simples, ausência de partes móveis, de fabricação e manutenção de baixo custo.

Figura 2.9: Esquema de um ciclone.



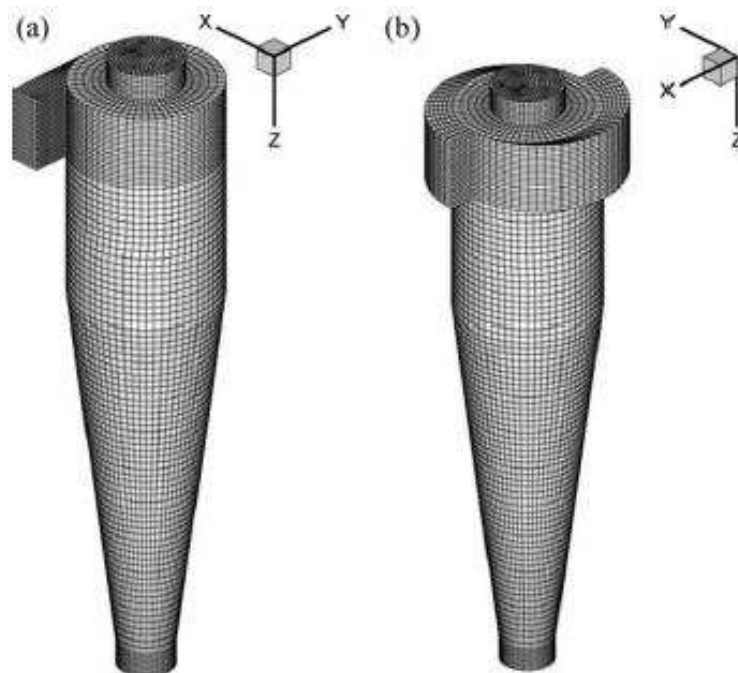
O estudo numérico para analisar o comportamento de escoamento multifásico no interior de ciclones tem sido de muita importância, pois muitos processos de separação envolvem sistemas particulados. Chu et al. (2011) realizaram um estudo numérico do fluxo de gás/sólido em um ciclone nomeado de ciclone de gás. Para modelagem foi utilizado DEM (*discrete element method*) para descrever o movimento das partículas aplicado as equações de Newton de movimento. O modelo descreveu com sucesso as principais características do fluxo em um ciclone de gás, tal como o padrão de escoamento das partículas, e a diminuição da queda de pressão e da velocidade tangencial após carregamento de sólidos.

Um parâmetro que afeta consideravelmente o comportamento do escoamento no interior do ciclone é a inclinação do duto de alimentação. Esta pode influenciar na forma dos vórtices central e assim afetar o processo de separação. Bernardo et al. (2006) estudaram o fluxo tridimensional de gás e do sólido em um ciclone com uma única entrada. Porém, a seção de entrada foi deslocada em três ângulos diferentes em relação ao corpo do ciclone. Os resultados numéricos mostraram que o valor para o rendimento global aumentou para 77,2% com a entrada na posição do ângulo de 45°, enquanto que, para a entrada normal foi de 54,4%, nas mesmas condições de operação.

Muitos estudos têm voltado as atenções para avaliar se a quantidade e o formato dos tubos na alimentação dos ciclones ou outros separadores de forma ciclônica, afetam a eficiência de separação. Winfield *et al.* (2013) estudaram duas configurações de ciclones, um com uma única entrada e outro com três. Eles verificaram se poderiam melhorar o desempenho do ciclone com diferentes configurações da parte de alimentação. Para isso foi analisado o comportamento do perfil de escoamento do fluido e a eficiência de separação das partículas. Todas as simulações foram realizadas em um programa computacional da ANSYS fluente v.13. Eles concluíram que a configuração do ciclone com três entradas é a melhor solução devido a uma menor queda de pressão.

Com o objetivo de determinar o desempenho de dois tipos de ciclones, um com uma única entrada (SI) e outro com duas entradas em formato espiral (DI), Zhao *et al.* (2006) realizaram um estudo fluidodinâmico computacional do escoamento dos fluidos e das partículas. Para isso eles utilizaram na modelagem matemática o modelo de tensores de Reynolds e o método de Lagrange, para determinar as trajetórias de partículas. Os resultados mostraram que o novo ciclone, com a adição da dupla entrada em formato espiral ver Figura 2.10, melhorou a simetria no padrão de fluxo do gás e que pode vir a melhorar a eficiência da separação das partículas.

Figura 2.10: Representação das Malhas dos Ciclones (a) com uma única entrada (b) duas entradas em espiral.

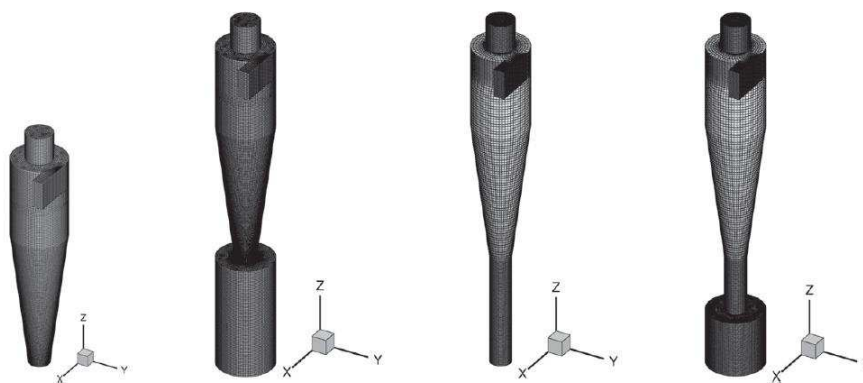


(Fonte: Zhao *et al.*, 2006).

Outros estudos mostram como a mudança no formato geométrico da saída axial inferior dos ciclones podem afetar o processo de separação. Karagoz e Kaya e (2009) realizaram a modelagem matemática de um processo de separação de partículas com o objetivo de compreender o campo de fluxo de duas fases gás-partícula dentro de um ciclone com tubo prolongado na saída axial inferior. O fluxo foi considerado turbulento tridimensional com uma fase contínua de gás e com partículas sólidas como a fase discreta. O fluxo contínuo foi estimado pelas equações de Navier-Stokes, usando o modelo de turbulência RSM diferencial com funções de parede sem equilíbrio. Já a fase discreta foi modelada com base em uma abordagem de Lagrange. Os resultados mostraram que o comprimento do tubo de descarga tem maior influência na eficiência da separação do ciclone, que na queda de pressão, especialmente para baixas velocidades de entrada relativamente curtas, proporcionando mais espaço de separação.

Elsayed e Lacor (2012) estudaram numericamente quatro geometrias de ciclones utilizadas para a separação de partículas de poeiras com diferentes formatos da saída axial inferior (sem caixa de coleta, com caixa de coleta, com tubo alongado e com caixa de coleta mais tubo alongado) como é mostrado na Figura 2.11. Eles estudaram o efeito que essas alterações na geometria causariam sobre o padrão do campo de escoamento e no desempenho dos ciclones na separação das partículas de poeira. Os resultados mostraram que a velocidade máxima tangencial é quase a mesma para os quatro ciclones testados. Concluíram que para estimar parâmetros de desempenho do ciclone sem o duto da saída axial, uma margem de erro deve ser levada em conta: cerca de 10% nos cálculos do número de Euler e 35% no cálculo do diâmetro de corte.

Figura 2.11: Malhas para os quatro separadores ciclônico testados.



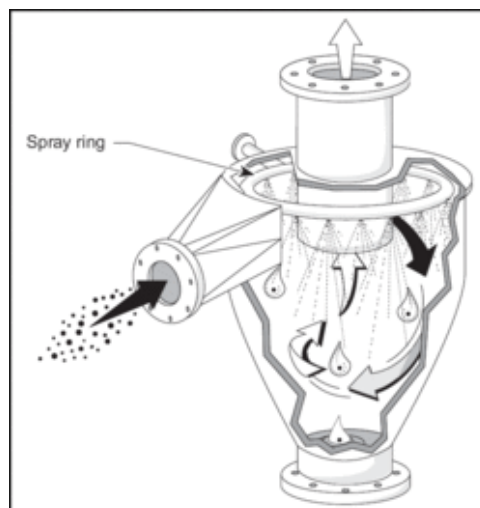
(Fonte: Elsayed e Lacor, 2012)

2.4.1 Ciclones como lavadores de gases

Lavadores de gases são equipamentos utilizados com o objetivo de controlar a poluição do ar por material particulado (pó), no resfriamento e na adição de líquido ou vapor nas correntes gasosas. O ar com pó recebe líquido pulverizada (geralmente água). As partículas em choque com as gotículas de água caem formando lama ou lodo, como consequência elas ficam retidas no equipamento, tornando desta forma mais simples de removê-las, por meios mecânicos.

O lavador de gás ciclônico utiliza o mesmo princípio do funcionamento do ciclone, porém injeta-se no sistema certa quantidade de água, que serve para diminuir o movimento das partículas presente no gás, que se deseja lavar, com isto as partículas se aglomeram mais próximo das paredes e escoam para parte inferior do equipamento sendo mais fácil a sua remoção. A corrente de ar, que entra na parte tangencial, forma um vórtice central e sai pela parte superior do equipamento. A Figura 2.12 mostra um esquema de um lavador ciclônico.

Figura 2.12:Esquema de um Lavador Ciclônico

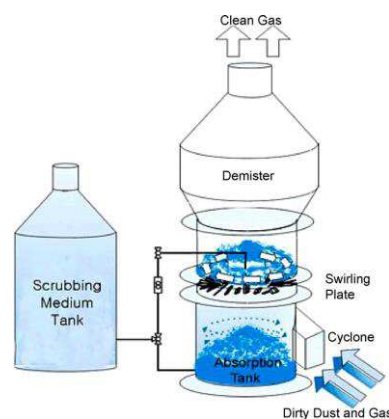


(Fonte: https://en.wikipedia.org/wiki/Cyclonic_spray_scrubber dia 21/03/2015)

Lee et al. (2008) desenvolveram um novo modelo de um lavador ciclônico com lâminas giratórias, chamado de NSCS (*novel swirl cyclone scrubber*). Ele é formado principalmente de duas zonas, uma superior e outra inferior, e entre elas um conjunto de pás giratórias. A parte inferior do equipamento é composta por um ciclone de uma única entrada tangencial por onde entra o gás com contaminante particulado. A zona do meio e a superior,

que é o lavador (swirl scrubber) foi projetada para ser um purificador por via úmida em que a água é alimentada nesta região através de um bico, e que ao ser borrifada colide com a pás, gerando dessa forma um jato de água e um vórtice de uma determinada espessura ou profundidade sobre ela. As lâminas giratórias também mantêm o fluxo de ar em circulação. Esta é a mais importante diferença de outros ciclones purificadores. E na parte superior há uma zona de desumidificação do ar (Ver Figura 2.13).

Figura 2.13: Esquema de um novo purificador ciclone espiral (NSCS).



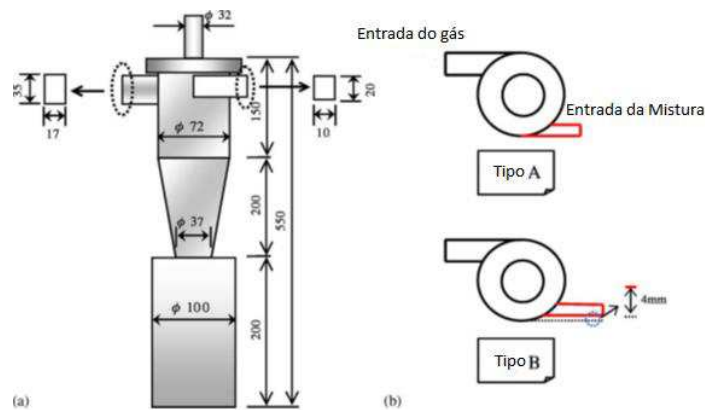
(Fonte: Lee et al., 2008)

Lee et al. (2008) analisaram a eficiência da coleta na separação das partículas do gás no NSCS. O teste foi realizado entre as partículas em função dos ângulos (15° , 30° e 45°) das pás giratórias variando as pressões (0,7; 1,6; 2; 3 e 4 kgf/cm^2) e as vazões (7,5–8,0, 17,5, 30,0 e 34,0 L/min), de alimentação de água para os quatro valores de diâmetros dos bicos (Φ 2,0, 7,5, 9,0 e 15,0 mm). O estudo avaliou a eficiência do ciclone, do lavador, e de todo conjunto (NSCS). A eficiência da coleta das partículas aumentou com a diminuição do ângulo das pás giratórias, aumento da pressão nos bicos de injeção e um aumento na vazão volumétrica de água na alimentação. A melhor eficiência observada na coleta de massa total no sistema NSCS foi o modelo com o ângulo das pás giratórias de 15° , um diâmetro do bico de alimentação de 7,5 mm, e uma taxa de alimentação de 34 L/min entre os sistemas testados do NSCS.

Yang e Yoshida (2004) estudaram dois tipos de ciclones que foram utilizados como lavadores ciclônicos, para separação de partículas misturadas com gás, por via úmida, a fim de examinar o efeito da posição de injeção da bruma. As dimensões do ciclone e os dois tipos das entradas de injeção da bruma são mostrados na Figura 2.14. Os diâmetros do cilindro principal dos ciclones do tipo A e B foi de 72 mm. A posição do tipo B é separado 4 mm da parede em comparação com o tipo A. Testados os dois tipos de lavadores ciclônicos

verificou-se que a eficiência de separação depende da posição de injeção da bruma líquida. Verificou-se também que com a injeção de bruma com a quantidade reduzida de 50% a eficiência de separação é menor do que no caso com a injeção de apenas ar. Foi observado igualmente que com o aumento da razão de fluxo de líquido ao gás, aumenta a eficiência de separação.

Figura 2.14: diagramas esquemáticos dos ciclones (tipos A e B).



(Fonte: Yang e Yoshida, 2004)

Bandyopadhyay e Biswas (2007) desenvolveram uma lavadora de gases com fluxo duplo, um localizado na base do equipamento e a outro no topo. O fluxo da base ocorre na seção líquida, onde uma corrente de ar atravessa uma coluna de líquido formando bolhas dispersas e no topo do equipamento foi utilizado um atomizador para produzir gotículas, este modelo permitiu aumentar a eficiência de coleta de partículas e também diminuir o consumo de energia. Para evitar a dificuldade geral de operação Bandyopadhyay e Biswas (2007), configuram a geometria de um modo diferente, utilizando um tronco de um cone, em vez de utilizar uma coluna, com uma seção transversal uniforme para a criação de regime de bolha. Tal sistema foi incorporada de tronco de cone para explorar a vantagem de recuperação de pressão durante a utilização do caudal de gás como um resultado do aumento da área da seção da dispersão no sentido ascendente. O sistema está livre de limpeza frequente e manutenção necessária devido ao entupimento por partículas nos discos de pulverização que estão instalados em um único convencional e em colunas de bolhas multi-estágio.

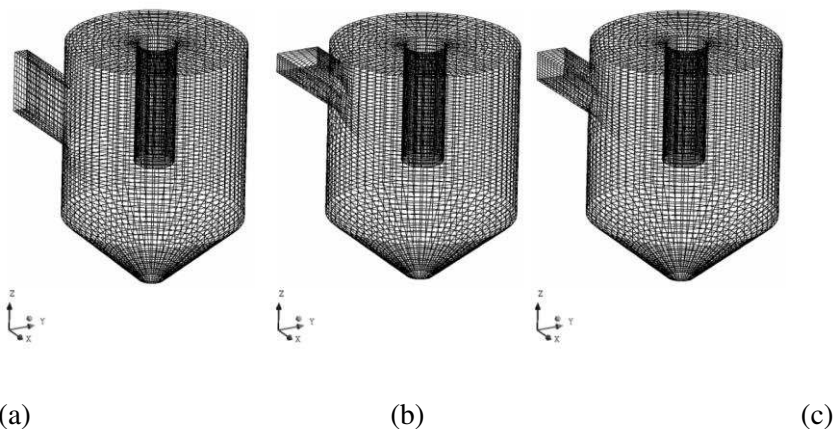
Segundo Coutinho (2013) como a maioria das lavadoras de gases faz uso apenas de água como agente de lavagem da corrente gasosa, é possível fazer uma previsão de que a

corrente de ar ao deixar o equipamento tenha teor de umidade diferente da que tinha antes de entrar no processo (estado inicial). Agora o novo estado com temperatura de bulbo seco e umidades diferentes do inicial, tende a ser o de saturação do ar.

2.4.2 Ciclones como secadores

Nos últimos anos o ciclone vem sendo utilizado como uma alternativa de secagem de produtos agroindustriais. Farias (2006) fez um estudo teórico da termofluidodinâmica de um ciclone utilizado como um secador, (ver Figura 2.15). O modelo matemático considera escoamento tridimensional, turbulento e estacionário para a fase gasosa, e o modelo Lagrangeano para as partículas. As simulações foram realizadas no software CFX-3D. Constatou-se o caráter tridimensional do escoamento gás-partícula no interior do ciclone com presença de regiões de zonas de recirculação e de inversão de fluxo, apresentando razoável concordância com os dados experimentais. Verificou-se também que a cinética de secagem, o aquecimento e o tempo de residência das partículas são afetadas pelas condições do ar de secagem e geometria do ciclone, e quando comparadas com dados experimentais apresentaram boa aproximação. O ciclone com seção de entrada quadrada se mostrou mais eficiente, do ponto de vista de secagem, quando comparados com os dutos de seção retangulares vertical e horizontal.

Figura 2.15: Representação da malha com duto de alimentação (a) retangular vertical, (b) retangular horizontal e (c) quadrado.



(a)
(Fonte: Farias, 2006)

(b)

(c)

Corrêa *et al.* (2004) estudaram a influência das dimensões de um secador ciclônico, utilizado para secar bagaço de cana de açúcar, sobre o tempo médio de residência, para realizar as simulações foi utilizado o software CFX 4.4. Foi utilizado o modelo de Lagrange para simular o transporte das partículas. Eles concluíram que mesmo que o modelo de Lagrange não seja necessariamente capaz de ajustar o fluxo das partículas, pois o mesmo não considera a interação das partículas, ele pode ser utilizado para prever a geometria do ciclone em uma faixa de tempo de residência.

Souza *et al.* (2014) realizaram o estudo numérico da secagem do bagaço de cana-de-açúcar usando o ciclone como secador. Para este estudo Souza *et al.* (2014) adotaram a abordagem Euleriano-Lagrangeano em regime permanente considerando a partícula como uma mistura binária (bagaço de cana-de-açúcar e água). As equações governantes foram resolvidas numericamente com auxílio de uma malha estruturada, utilizando elementos hexaédricos, representativa do ciclone secador com uma entrada tangencial proporcionando um escoamento no sentido anti-horário. Todas as simulações foram realizadas no Ansys CFX 12. Souza *et al.* (2014) constataram que os perfis de temperatura, diâmetro da partícula e teor de umidade em base seca em função do tempo de permanência praticamente não são afetados pelas velocidades de entrada das partículas no duto de alimentação do ciclone, para partículas com diâmetro inicial de 0,42 mm. Eles verificaram também que as velocidades do gás-partícula foram iguais a 20 m/s que indicam ser a mais adequada no processo de secagem do bagaço de cana-de-açúcar nas condições avaliadas. Neste trabalho, Souza *et al.* (2014) concluíram que o ciclone utilizado se mostrou eficiente no processo de secagem do bagaço de cana-de-açúcar.

3 Modelagem Matemática

A modelagem matemática estuda a representação de sistemas reais, a fim de prever o seu comportamento, por meio de um conjunto de equações diferenciais empíricas baseadas em dados experimentais visando descrever um fenômeno físico (Pinto e Lage, 2001).

Todavia, para a engenharia este modelo corresponde a um conjunto de dados e ideias abstratas que permitem ao engenheiro, ou pesquisador, propor uma explicação para o fenômeno em estudo. A partir do momento em que é possível pôr as variáveis do problema na forma de uma ou mais relações quantitativas precisas, chega-se ao que se denomina de modelo matemático. (Farias, 2006).

Escoamentos de fluidos são governados pelas leis gerais de conservação de massa, conservação de energia e conservação da quantidade de movimento. No entanto, estas leis podem ser escritas de tal forma, que os escoamentos para qualquer fluido são representados por um conjunto de equações diferenciais. Neste item estão descritas as equações do modelo matemático utilizados no software CFX 15.1, com base no manual do mesmo.

3.1 Fase contínua (gás)

Para representações dos modelos matemáticos para descrever o comportamento do fluido, foi considerado neste trabalho o gás (ar) como uma fase contínua.

3.1.1 Equação da continuidade:

$$\nabla \cdot (\rho \vec{u}) = 0 \quad (3.1)$$

onde ρ é a densidade do fluido e \vec{u} é o vetor velocidade do fluido.

3.1.2 Equação de conservação do momento linear:

$$\nabla \cdot (\rho \vec{\mu} \vec{\mu}) = B_c + (\sigma - \rho \overline{u' u'}) \quad (3.2)$$

onde σ é o tensor de cisalhamento, B_c é a força corpo, que pode ser avaliada como sendo: força de empuxo, rotacional, de resistência e de campo magnético. \bar{u}' é a flutuação da velocidade devido à turbulência, e $\overline{\rho \bar{u}' \bar{u}'}$ é o tensor de Reynolds.

$$\nabla \cdot (\rho \bar{\mu} \otimes \bar{\mu}) - \nabla \cdot (\mu_{eff} \nabla \bar{\mu}) = \nabla p + [\mu_{eff} (\nabla \bar{\mu})^T] + B_c \quad (3.3)$$

onde \bar{u} e ρ são a velocidade média e a densidade do fluido e μ_{eff} é a viscosidade efetiva definida por:

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_T \quad (3.4)$$

μ_T é a viscosidade turbulenta.

3.1.3 Equações da turbulência

A maior parte dos escoamentos encontrados na natureza e em aplicações práticas é turbulento, os quais são bastantes complexos e apresentam particularidades variadas. Apesar do grande avanço alcançado pelos pesquisadores para o entendimento do fenômeno da turbulência, ela ainda é alvo de muitos estudos e que visam compreender os mecanismos físicos que governam este tipo de fenômeno.

Dentre os vários modelos de turbulência disponíveis na literatura, modelos de zero equação e modelos de uma e duas equações, destacam-se os modelos de duas equações por serem modelos mais gerais e introduzirem a separação das equações diferenciais em escalas de comprimento e de velocidade. Uma das versões conhecidas é o modelo SST $k-\omega$, o qual será descrito no parágrafo seguinte.

3.2 Modelo de turbulencia (*Shear-Stress Transport* (SST)) $k - \omega$

O modelo de turbulência (SST) $k-\omega$ foi desenvolvido por Menter (1993) em que mistura-se eficazmente a formulação robusta e precisa do modelo $k-\omega$ na região próxima da parede com a independência em muitos campos do modelo de fluxo $k-\varepsilon$. Para alcançar este

objetivo, o modelo κ - ε é convertido em uma formulação κ - ω . O modelo SST κ - ω é similar ao modelo κ - ω mas com a inclusão das seguintes melhorias:

- O padrão do modelo κ - ω e o modelo κ - ε modificado, são multiplicados por uma função combinada e os dois modelos são adicionados em conjunto. A região de mistura é designada a ocorrer em uma região próxima da parede que ativa o modelo κ - ω e zero para fora da superfície, o qual ativa o modelo κ - ε modificado;
- ambos são multiplicados por uma função combinada de dois modelos que são adicionados em conjunto;
- O modelo SST incorpora o amortecimento da difusão transversal no termo derivado da equação ω ;
- A definição da viscosidade turbulenta é modificada para levar em consideração o transporte da tensão de cisalhamento turbulenta;
- As constantes dos modelos são diferentes.

Estas características tornam o modelo SST κ - ω mais preciso e confiável para uma classe mais ampla de fluxos (por exemplo, fluxos adversos, gradiente de pressão, perfis aerodinâmicos, ondas de choque transônico) do que o modelo padrão κ - ω . Outras modificações incluem a adição de um termo transversal de difusão na equação ω e uma função de mistura para assegurar que as equações do modelo se comportem apropriadamente nas zonas próxima e distante da parede.

O modelo SST κ - ω tem uma forma semelhante ao κ - ω padrão, como segue:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \tilde{G}_k - Y_k + S_k \quad (3.5)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega \quad (3.6)$$

Nestas equações, \tilde{G}_k representa a geração de turbulência de energia cinética devido a gradientes de velocidade, G_ω Representa a geração de ω . Γ_k e Γ_ω representam as difusividades efetivas de κ e ω , respectivamente. Y_k e Y_ω representam a dissipação de turbulência de κ e ω , D_ω representa o termo da difusão cruzada. S_k e S_ω são termos de fonte.

As difusividades efetivas do modelo SST κ - ω dados por:

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \quad (3.7)$$

$$\Gamma_\omega = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \quad (3.8)$$

onde σ_k e σ_ω são os números de Prandtl turbulento para κ e ω , respectivamente. A viscosidade turbulenta, μ_T , é calculado como segue:

$$\mu_T = \frac{\rho k}{\omega} \frac{1}{\max\left[\frac{1}{\alpha^*}, \frac{SF_2}{\alpha_1 \omega}\right]} \quad (3.9)$$

onde S é a amplitude da taxa de deformação e:

O coeficiente α^* de amortecimento da viscosidade turbulenta causando uma correção para baixo número Reynolds, é dada a:

$$\alpha^* = \alpha_\infty^* \left(\frac{\alpha_0^* + R_{et}/R_k}{1 + R_{et}/R_k} \right) \quad (3.10)$$

onde:

$$R_{et} = \frac{\rho k}{\mu \omega} \quad (3.11)$$

$$R_k = 6 \quad (3.12)$$

$$\alpha_0^* = \frac{\beta_i}{3} \quad (3.13)$$

$$\beta_i = 0,072 \quad (3.14)$$

$$\sigma_k = \frac{1}{F_1/\sigma_{k,1} + (1-F_1)/\sigma_{k,2}} \quad (3.15)$$

$$\sigma_\omega = \frac{1}{F_1/\sigma_{\omega,1} + (1-F_1)/\sigma_{\omega,2}} \quad (3.16)$$

As funções combinando, F1 e F2 são dadas por

$$F_1 = \tanh(\Phi_1^4) \quad (3.17)$$

$$\Phi_1 = \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{0,09\omega y}, \frac{500\mu}{\rho y^2 \omega} \right), \frac{4\rho k}{\sigma_{\omega,2} D_\omega^+ y^2} \right] \quad (3.18)$$

$$D_{\omega}^{+} = \max \left[2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega,2}} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 10^{-10} \right] \quad (3.19)$$

$$F_2 = \tanh(\Phi_2^2) \quad (3.20)$$

$$\Phi_2 = \max \left[2 \frac{\sqrt{k}}{0,09\omega y}, \frac{500\mu}{\rho y^2 \omega} \right] \quad (3.21)$$

onde y é a distância próxima superfície D_{ω}^{+} é a parte positiva do termo difusão cruzada

3.3 Equação da conservação de energia:

$$\nabla \cdot (\rho \bar{\mu} h) - \nabla \cdot (k \nabla T) = 0 \quad (3.22)$$

onde T é a temperatura do fluido, k é a condutividade térmica, h é a entalpia como função apenas da temperatura, dado por:

$$dh = C_{pG} dT \quad (3.23)$$

sendo C_{pG} o calor específico do fluido. Neste caso, o fluido (ar) foi considerado um gás perfeito.

3.4 Equações do transporte de partículas

O transporte de partícula é um tipo de modelo multifásico, onde para modelar este fenomeno é adotado o modelo de Lagrange por meio do fluxo total das partículas. A fase particulada total é modelada por apenas uma amostra com um número pequeno de partículas através da fase contínua. O acompanhamento é realizada pela formação de um conjunto de equações diferenciais ordinárias para cada partícula, que consiste de equações para a posição, velocidade, temperatura e massa. As partículas são consideradas esféricas e tratadas como se fossem arrastadas individualmente pelo gás.

3.4.1 Transferência de momento

Considere-se uma partícula discreta e que viaja em um fluido contínuo. As forças que atuam sobre a partícula e que afetam a sua aceleração são devido à diferença de velocidade entre a partícula e o fluido, bem como ao deslocamento do fluido pela partícula. A equação do movimento para a partícula foi derivado por Basset, Boussinesq e Oseen para um referencial em rotação:

$$m_p \frac{d\vec{u}_p}{dt} = F \quad (3.54)$$

onde m_p é a massa da partícula, \vec{u}_p é o vetor velocidade da partícula e F é a força sobre a partícula, na qual sua principal componente é a força de arraste, F_D , exercida sobre a partícula pela fase contínua.

Ao se adotar partículas esféricas a força de arraste F_D é dada por:

$$F_D = \frac{1}{8} \pi d_p^2 \rho C_D |v_r| v_r \quad (3.25)$$

onde o v_r é a velocidade relativa partícula-gás, d_p é o diâmetro da partícula e o coeficiente de arraste, C_D , pode ser estimado pela equação de Schiller – Neumann definido por:

$$C_D = \frac{24(1 + 0,15 \text{Re}^{0,687})}{\text{Re}} \quad (3.26)$$

O número de Reynolds da partícula, Re , é dado por:

$$\text{Re} = \frac{\rho |v_r| d_p}{\mu} \quad (3.27)$$

onde ρ e μ são a densidade e viscosidade da fase gasosa, respectivamente.

3.4.2 Transferência calor convectivo

A taxa de variação da temperatura na partícula é governada por dois processos físicos: (a) por transferência de calor convectivo e (b) por transferência de calor latente associado com a transferência de massa.

Sabe-se que $Q_c = h_c(T_G - T_p)$ então, para uma partícula esférica, tem-se que:

$$Q_c = \frac{Nu \cdot k}{d_p} 4\pi \left(\frac{d_p}{2}\right)^2 (T_G - T_p) \quad (3.28)$$

ou seja:

$$Q_c = \pi d_p k Nu (T_G - T_p) \quad (3.29)$$

onde T_p é a temperatura da partícula, k é a condutividade térmica do fluido, T_G é a temperatura do gás e Nu , o número de Nusselt, dado por:

$$Nu = \frac{h_c d_p}{k} \quad (3.30)$$

onde h_c é o coeficiente de transferência de calor.

Um caso especial da transferência convectiva de calor e de massa que envolve esferas é o de transporte de gotas líquidas, em queda livre, o qual dispõe de uma correlação empírica que relaciona o número de Nusselt, Nu , em função do número de Prandtl, Pr , e do número de Reynolds da partícula, Re . Uma das correlações mais bem testadas é a de Ranz e Marshall (1952) citado no manual do CFX (2012) e em Incropera e Dewitt (1992), a qual é baseada na teoria da camada limite e é válida para valores de Reynolds compreendidos entre 0 e 200 ($0 \leq Re < 200$):

$$Nu = 2 + 0,6 Re^{0,5} Pr^{0,3} \quad (3.31)$$

O número de Prandtl (Pr) representa a razão entre a difusividade de quantidade de movimento e difusividade térmica, sendo definido como:

$$Pr = \frac{C_{pG} \mu}{k} \quad (3.32)$$

onde $_{pG} C$, k e μ são, respectivamente, o calor específico, a condutividade térmica e a viscosidade da fase contínua (gás).

Hughmark (1967) citado no manual do CFX (2012) propõe uma modificação para a correlação (3.31), a qual permite trabalhar com uma margem maior dos números de Reynolds e Prandtl ($0 \leq Re < 776,06$ e $0 \leq Pr < 250$), correlação dada por:

$$Nu = 2 + 0,6 Re^{0,5} Pr^{\frac{1}{3}} \quad (3.33)$$

3.4.3 Transferência de calor latente associado com a transferência de massa.

A energia gasta para evaporar o constituinte (água) na superfície da partícula é dada pela seguinte relação:

$$Q_m = \sum \frac{dm_c}{dt} h_{fg} \quad (3.34)$$

aqui a soma leva em consideração todos os componentes da partícula onde ocorre a transferência de calor. O calor latente de vaporização, h_{fg} , depende da temperatura e é dado por:

$$h_{fg} = h_{fgo} + \int_{T_0}^T (C_P - C_{PG}) dT \quad (3.35)$$

onde h_{fgo} é o calor latente na temperatura de referência T_0 , e C_{PG} é o calor específico da fase contínua (gás).

Quando a temperatura da partícula está abaixo do ponto de bolha, a equação do transporte de massa entre a fase particulada e a fase gasosa é dada por:

$$\frac{dm_p}{dt} = \pi d_p D_{AG} Sh \frac{PM_V}{PM_G} \log \left(\frac{1 - X_P}{1 - X_G} \right) \cdot e \quad (3.36)$$

onde D_{AG} a difusividade do vapor d'água na fase gasosa, PM_V é o peso molecular do vapor d'água, PM_G peso molecular do gás, X_P e X_G são as frações molares da partícula e da fase gás, respectivamente, e Sh é o número de Sherwood. O modelo assume que a fração molar da partícula é igual ao teor de umidade da partícula (M) ao longo do processo e X_G é a umidade absoluta do gás.

A correlação empírica que relaciona o coeficiente de transferência de massa em termos dos números de Sherwood (Sh), Reynolds (Re) e Schimdt (Sc), é dada por:

$$Sh = 2 + 0,6 Re^{\frac{1}{2}} Sc^{\frac{1}{3}} \quad (3.37)$$

onde o número de Sc corresponde à razão entre a difusividade de quantidade de movimento e a difusividade de massa:

$$Sc = \frac{\nu}{D_{AG}} \quad (3.38)$$

É possível, portanto, agora, escrever a equação da taxa de variação da temperatura na partícula como sendo:

$$\sum (m_c C_p) \frac{dT_p}{dt} = Q_c + Q_m \quad (3.39)$$

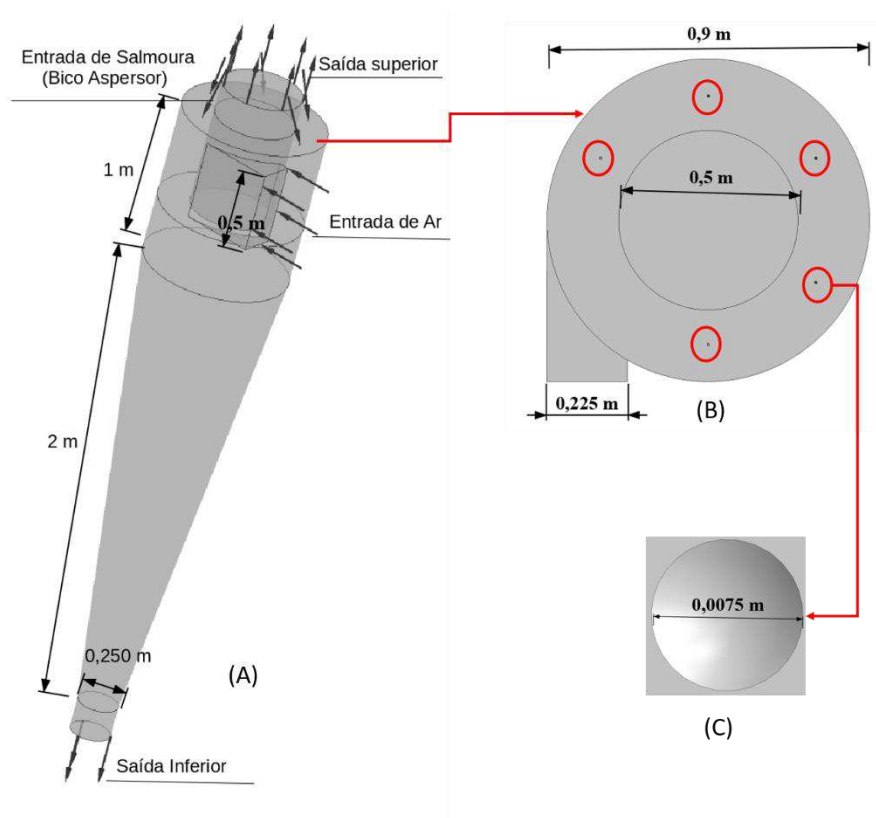
onde m_c é a massa do constituinte na partícula. De acordo com a hipótese adotada, $m_c = m_p$.

4 Metodologia

A pesquisa relacionada com o processo de dessalinização de água salgada em um separador ciclônico térmico (SCT), foi desenvolvida nos laboratórios: Laboratório de Pesquisa em Fluidodinâmica e Imagem (LPFI) e Laboratório Computacional de Térmica e Fluidos (LCTF) da Universidade Federal de Campina Grande. Todas as simulações foram realizadas com auxílio do pacote comercial Ansys CFX®.

O separador ciclônico térmico (SCT), consiste basicamente de um ciclone com uma entrada tangencial na parte superior, duas saídas, uma superior (*overflow*) e outra inferior (*underflow*), cinco bicos injetores, com a função de dispersar a água salobra por atomização (ou pulverização), fixado no topo do ciclone, como ilustrado na Figura 4.1 além das dimensões do SCT .

Figura 4.1: Representação do separador ciclônico térmico usado na dessalinização. (A) Vista Superior e posição dos bicos (B) e detalhe do bico aspersor (C)



4.1 Geração da malha

Para se estudar numericamente o separador ciclônico térmico (SCT) foi gerada uma malha utilizando o ICEM-CFD da Ansys, empregando elementos hexahédricos. Foi portanto definida uma estratégia de blocagem, visando obter uma malha de qualidade.

De uma maneira simplificada, a geração da malha é realizada seguindo as seguintes etapas:

- a) Definir interativamente o modelo de blocos por meio de divisão, junção, definições de borda, modificações das faces e movimentos nos vértices;
- b) Verificar a qualidade dos blocos para assegurar que a blocagem gere uma malha de boa qualidade;
- c) Atribuir cotas nos lados dos blocos para definir o tamanho máximo dos elementos ou volumes de controle e razão de expansão;
- d) Gerar a malha com ou sem parâmetros de projeções especificadas;

A malha estruturada resultante da blocagem está representada na Figura 4.2. É possível ter uma visão geral da malha do topo e da base, bem como os detalhes dos bicos injetores onde pode ser observada a boa distribuição dos elementos sobre o domínio de estudo, para um total de 818.926 volumes controles.

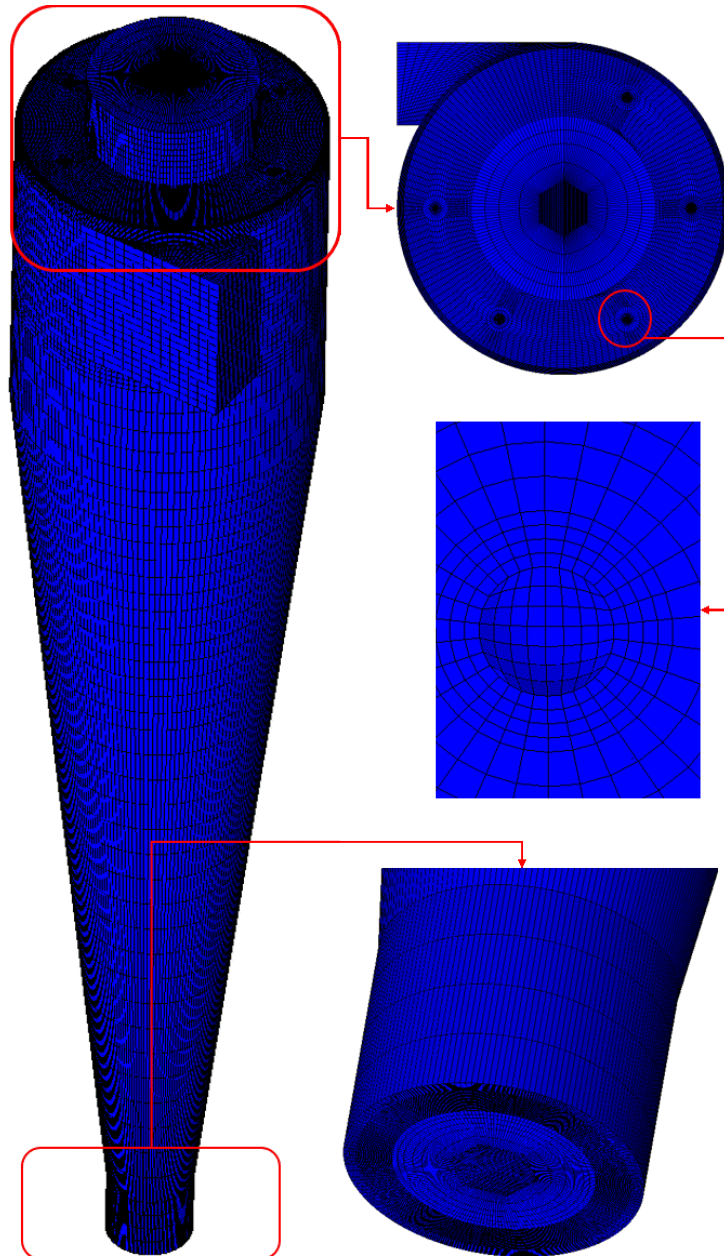
4.2 Simulação numérica

Para se estudar o processo de dessalinização da água foi adotado a abordagem Euleriana-Lagrangeana. Para descrever o comportamento fluido/partícula foram adotadas as seguintes considerações:

- Fluido newtoniano incompressível com propriedades físico-químicas constantes;
- escoamento estacionário e não isotérmico;
- Regime de escoamento turbulento;
- As paredes do hidrociclone são estáticas;

- As partículas são consideradas esféricas e líquida formada por uma mistura binária (água e sal) de composição variável.
- Foi assumido um conjunto de 200 partículas de 0,00025 mm de diâmetro

Figura 4.2: Representação malha estruturada do SCT



4.2.1 Condições de contorno

As condições de contorno adotadas nas seções de entrada, saída e paredes do separador ciclônico (Figura 4.1) estão apresentadas na Tabela 4.1.

Tabela 4.1: Condições de contorno

Local	Mistura de água e sal		Velocidade (m/s)	Vazão mássica da partícula (kg/s)	Pressão (Pa)
	Fração de sal	Fração de água			
Bico Aspensor	0,3	0,7	15	0,75	
Entrada de Ar	-	-	25		
Saída inferior	-	-			101325
Saída Superior	-	-			101325
Parede	-	-	0		

Neste trabalho foi adotado duas fases: uma continua representada pelo o ar e uma fase de partículas em que elas foram representadas por uma mistura binaria (sal e água). As propriedades físico-químicas da água do sal e do ar estão apresentadas na Tabela 4.2.

Tabela 4.2: Propriedades Físicas e químicas

Constantes	Ar	Mistura de Agua e sal (Partícula)	
		Sal	Água
Densidade (kg/m ³)	1,185	2,165	958,37
Calor específico (J/kg.K)	1004,4	3260,6	4215,6
Difusividade (m ² /s)	-		1,61 x 10 ⁻⁹
Peso molecular (kg/kmol)	28,96	58,443	18,02

temperatura de referencia 298,15 (K)

Na Tabela 4.3 estão representados os casos estudados.

Tabela 4.3: Casos estudados

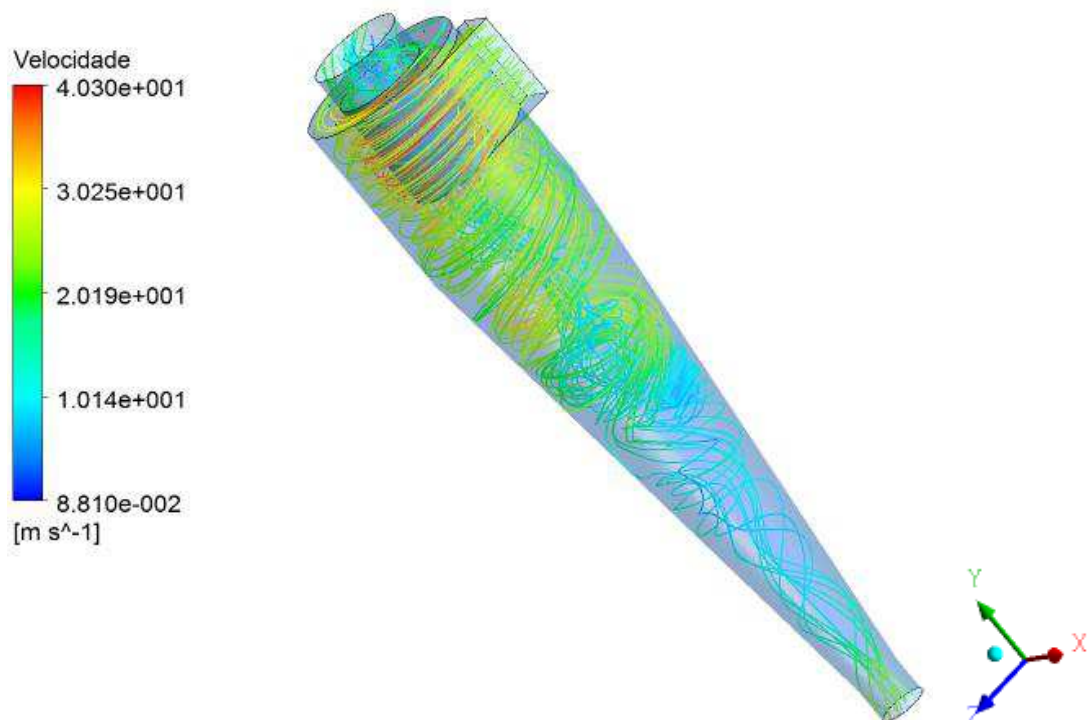
Casos	Ar Temperatura de entrada (K)	Salmoura Temperatura de entrada (K)
1	298,15	333,15
2	298,15	338,15
3	298,15	343,15
4	303,15	333,15
5	303,15	338,15
6	303,15	343,15
7	308,15	333,15
8	308,15	338,15
9	308,15	343,15

Todas as simulações numéricas foram realizadas em um computador I7 Intel Dual Xeon Processador E5430 de 2.66GHz com 8GB de memória RAM disponibilizados nos laboratórios LPFI (Laboratório de Pesquisa em Fluidodinâmica e Imagem) e LCTF (Laboratório Computacional de Térmica e Fluidos) das Unidades Acadêmicas de Engenharia Química e Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Campina Grande.

5 Resultados e Discursões

As linhas de fluxo geradas a partir da entrada tangencial em direção as saídas superior e inferior do ciclone estão representadas na Figura 5.1 Esta figura permite, de uma maneira geral, evidenciar o comportamento em espiral ascendente na região central do ciclone e descendente nas proximidades das paredes cilindro-cônica. Nota-se ainda uma região de recirculação localizada na parte cônica próximo a parte cilíndrica decorrentes das forças de arraste, centrífuga, e peso atuando no separador ciclônico térmico.

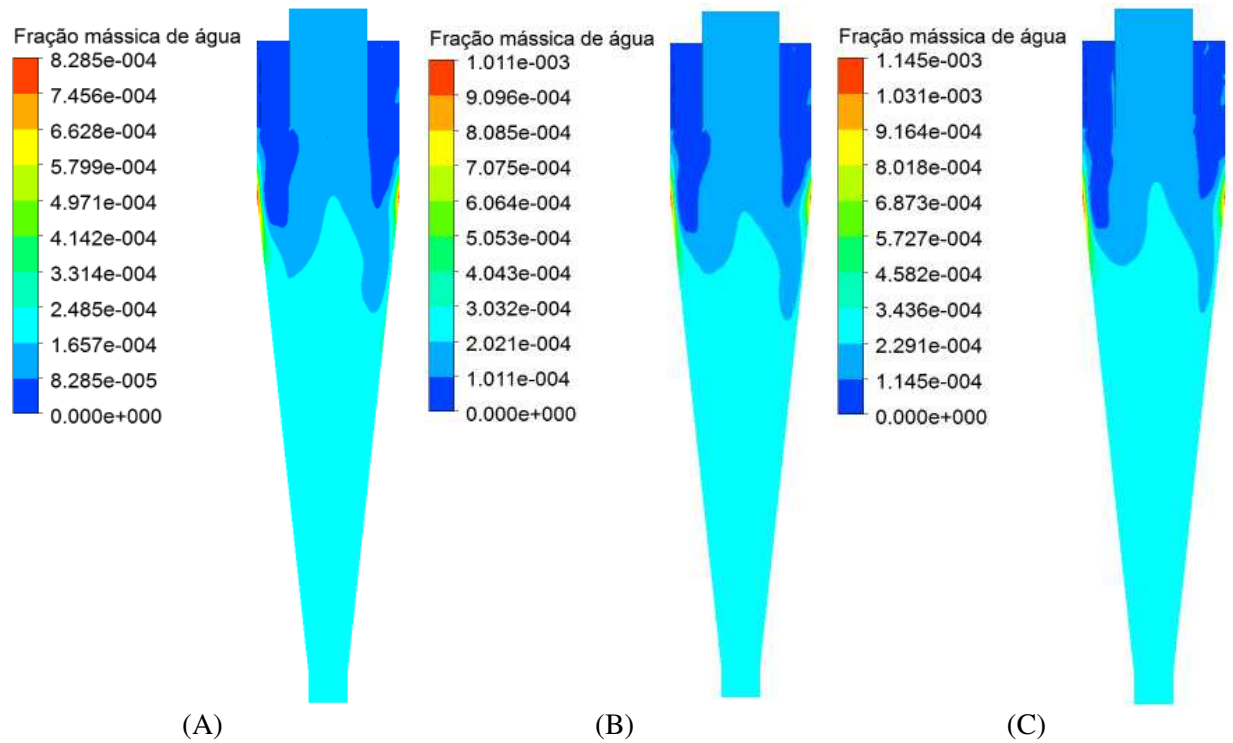
Figura 5.1: Linhas de fluxo no Separador ciclônico Térmico, $T_{ar} = 303,15$ K e $T_{H_2O} = 338,15$ K, (Caso 5).



Nas Figuras 5.2 a 5.4 estão representados os campos de fração de vapor de água sobre o plano XY. Observa-se nestas figuras um comportamento praticamente semelhante do campo de concentração de vapor de água, desde a parede para o centro, gerado no processo de evaporação, no separador ciclônico térmico. Nota-se ainda uma pequena região nas

proximidades da interseção entre as paredes cilíndrica e cônica do separador onde se percebe um ligeiro aumento da concentração de vapor, com o aumento da temperatura da água nos bicos aspersores.

Figura 5.2: Representação da fração mássica de vapor de H₂O sobre os planos xy, (A) T_{ar} = 298,15 K e T_{H₂O} = 333,15 K, (B) T_{ar} = 298,15 K e T_{H₂O} = 338,15 K, (C) T_{ar} = 298,15 K e T_{H₂O} = 343,15 K. (Casos 1,2 e 3).



Nas Figuras 5.5 a 5.7 estão representados os campos de fração de vapor de água sobre planos transversais XY em diferentes posições axiais, y (0,1; 0,87; 1,5; 2,5; 3,5 m), mantendo a escala constante das frações volumétricas entre 0 a $2,4 \cdot 10^{-4}$ para todos os casos estudados. Estas figuras ilustram de uma maneira geral que as maiores concentrações de vapor estão situadas nas proximidades das paredes cilíndrico-cônica, exceto no plano situado próximo da saída superior. É possível verificar, ainda, que as concentrações de vapor de maior intensidade estão posicionadas na parte cônica e junto a parede cilíndrica imediatamente após o duto de entrada. Esse fato está relacionado com o comportamento do fluido no interior do ciclone induzido pelo fluxo de fluido que o alimenta a partir da entrada tangencial como também pela variação de temperatura nos diferentes casos, como exposto anteriormente.

Figura 5.3 Representação da fração mássica de vapor de H₂O sobre os planos xy, (A) T_{ar} = 303,15 K e T_{H₂O} = 333,15 K, (B) T_{ar} = 303,15 K e T_{H₂O} = 338,15 K, (C) T_{ar} = 303,15 K e T_{H₂O} = 343,15 K. (Casos 4,5 e 6).

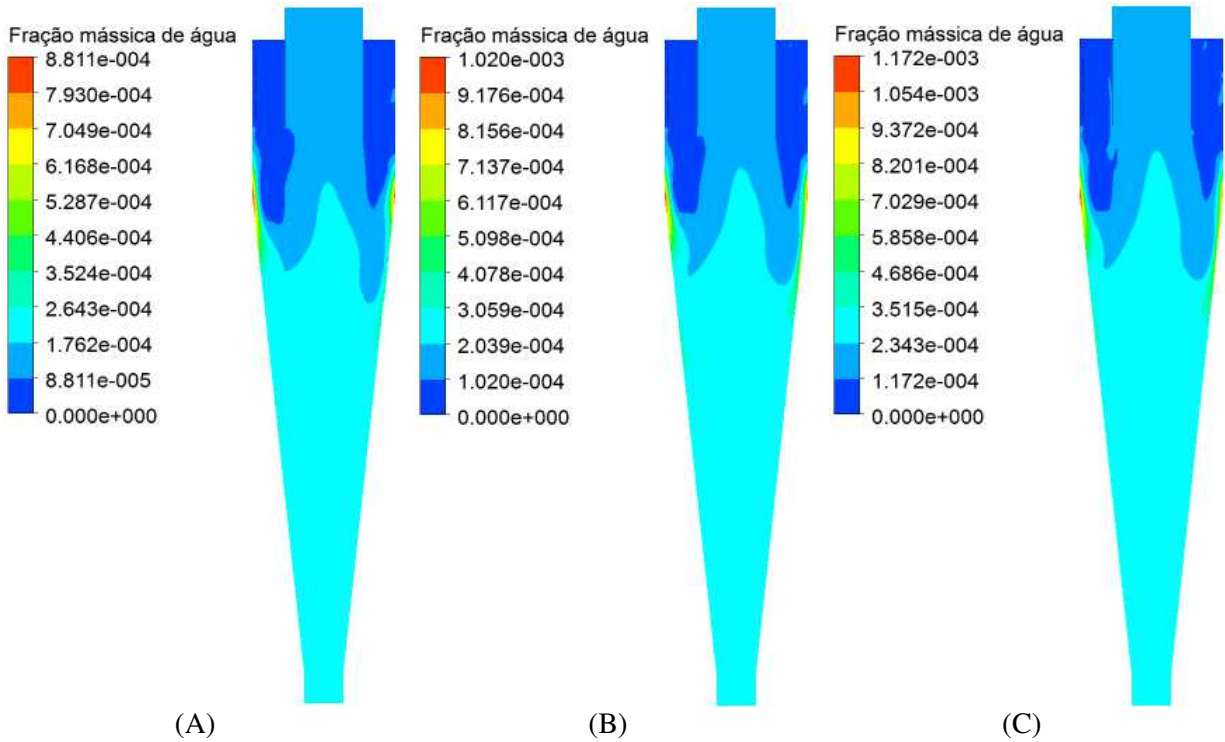


Figura 5.4: Representação da fração mássica de vapor de H₂O sobre os planos xy, (A) T_{ar} = 308,15 K e T_{H₂O} = 333,15 K, (B) T_{ar} = 308,15 K e T_{H₂O} = 338,15 K, (C) T_{ar} = 308,15 K e T_{H₂O} = 343,15 K. (Casos 7,8 e 9).

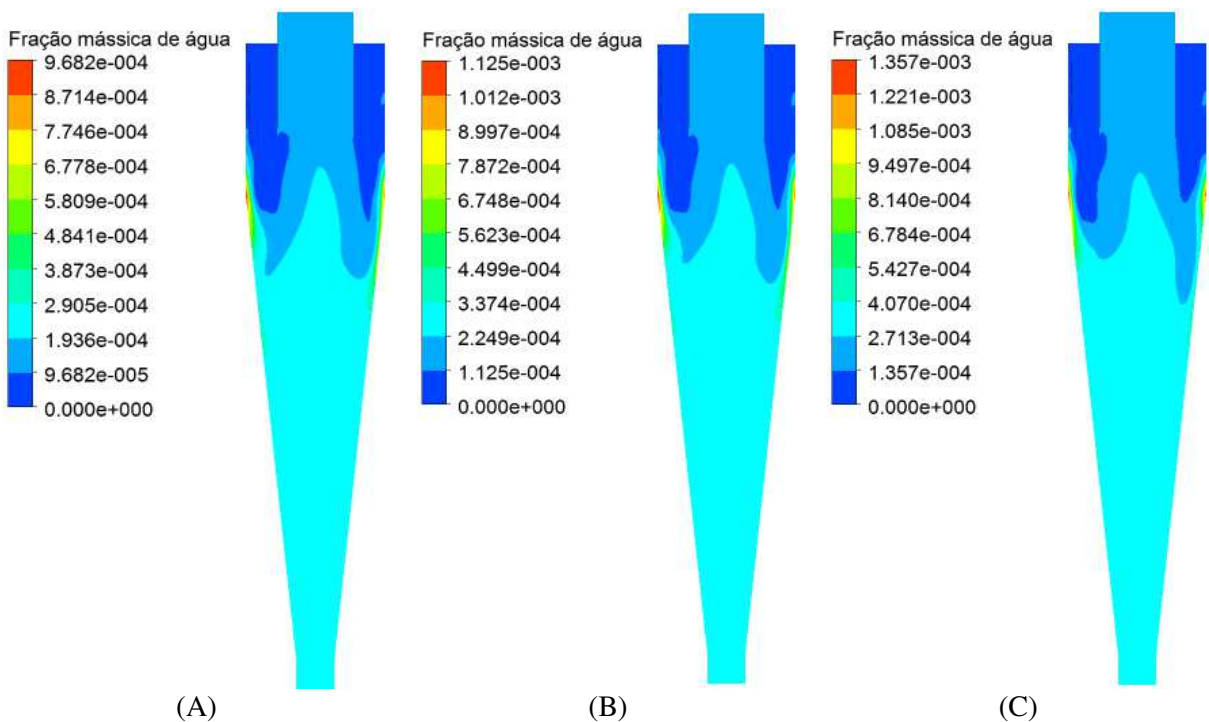


Figura 5.5: Representação da fração mássica de vapor de H₂O em diferentes planos transversais XZ, ao longo do separador ciclônico térmico, (A) $T_{ar} = 298,15$ K e $T_{H_2O} = 333,15$ K, (B) $T_{ar} = 298,15$ K e $T_{H_2O} = 338,15$ K, (C) $T_{ar} = 298,15$ K e $T_{H_2O} = 343,15$ K. (Casos 1,2 e 3).

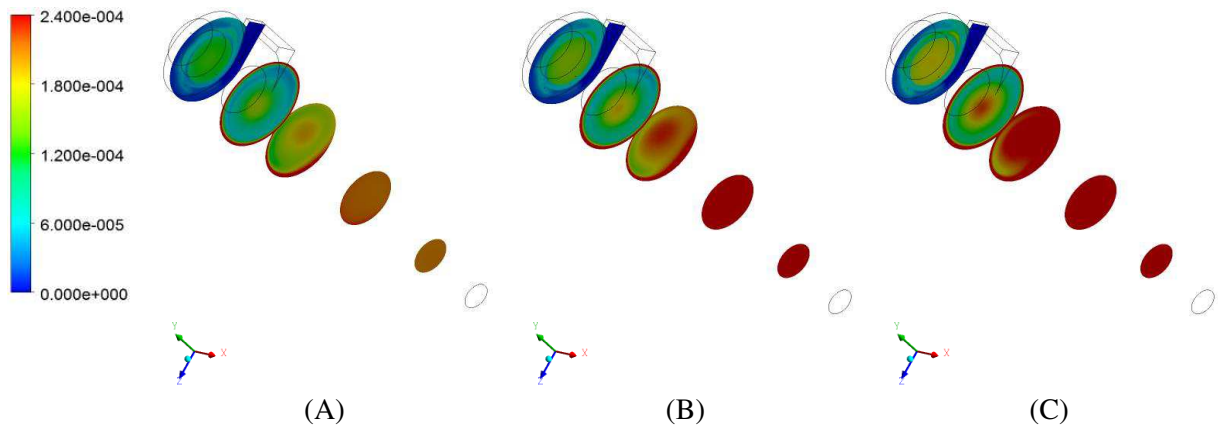


Figura 5.6: Representação da fração mássica de vapor de H₂O em diferentes planos transversais XZ, ao longo do separador ciclônico térmico, (A) $T_{ar} = 303,15$ K e $T_{H_2O} = 333,15$ K, (B) $T_{ar} = 303,15$ K e $T_{H_2O} = 338,15$ K, (C) $T_{ar} = 303,15$ K e $T_{H_2O} = 343,15$ K. (Casos 4,5 e 6).

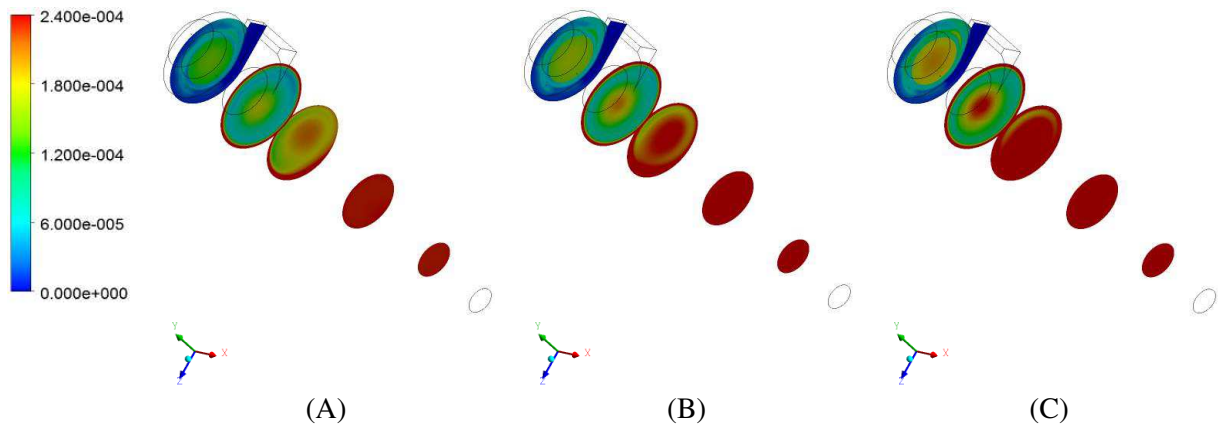
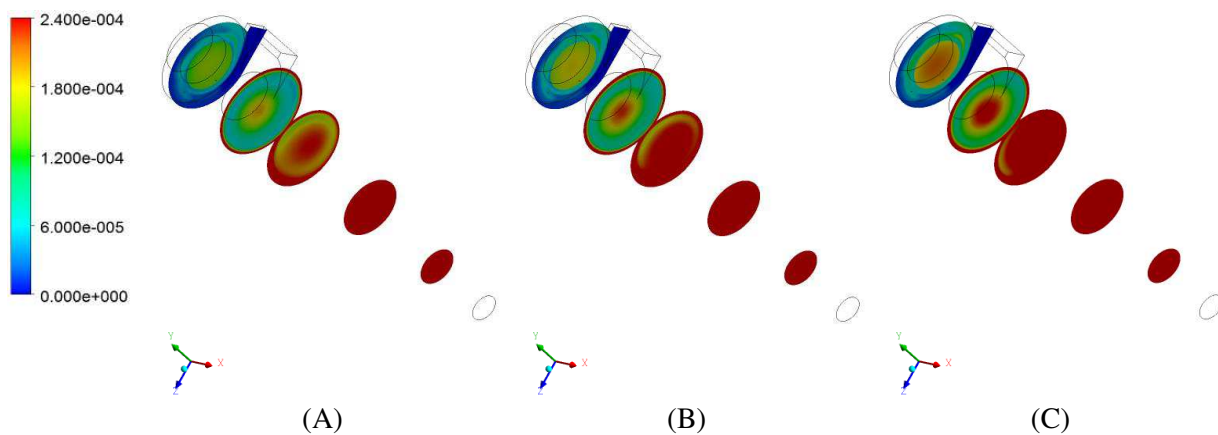


Figura 5.7: Representação da fração mássica de vapor de H₂O em diferentes planos transversais XZ, ao longo do separador ciclônico térmico, (A) $T_{ar} = 308,15$ K e $T_{H_2O} = 333,15$ K, (B) $T_{ar} = 308,15$ K e $T_{H_2O} = 338,15$ K, (C) $T_{ar} = 308,15$ K e $T_{H_2O} = 343,15$ K. (Casos 7,8 e 9).



Nas Figuras 5.8 a 5.10 estão representados os campos de pressão sobre o plano longitudinal XY para os casos 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8 e 9. O campo de pressão representa o comportamento do gradiente de pressão no interior do ciclone, induzidas pelo fluxo de fluido que entra pela entrada tangencial. Como esperado vê-se que as maiores pressões estão situadas nas proximidades das paredes das seções cilíndrica e cônica e decresce radialmente em direção ao centro do ciclone a partir das paredes. Outro ponto interessante a ser destacado é a presença de uma região de baixa pressão localizada na primeira metade do separador ciclônico próximo a saída superior, facilitando desta forma o escoamento do vapor. Este tipo de comportamento favorece ao deslocamento da fase mais densa em direção as paredes e a mais leve a escoar na região central, comportamento este igualmente reportado por Luna e Farias Neto (2011), Silva e Farias Neto (2012) e Elsayed e Lacor (2012). Observa-se ainda que as maiores diferenças de pressão entre o tubo de entrada tangencial e o corpo cilíndrico podem ser decorrentes da expansão brusca dos fluidos ao entrarem no separador ciclônico, como também nas saídas axial e tangencial devido a contração dos fluidos. A análise da queda de pressão no separador ciclônico tem uma grande importância, pois ela possibilita o cálculo da quantidade na elevação de energia para o bombeamento da mistura para o dispositivo. Os resultados indicam de uma maneira geral que o campo de pressão sobre este plano foi pouco influenciado pela a temperatura da água injetada pelos bicos injetores no interior do ciclone. Por outro lado, é nitidamente influenciado pela temperatura do ar que alimenta o ciclone pelo duto de entrada. Este fato pode ser explicado pela maior quantidade de fluido em relação a água que entra pelos bicos injetores.

Figura 5.8: Campos de pressão no plano longitudinal XY, (A) $T_{ar} = 298,15 \text{ K}$ e $T_{H_2O} = 333,15 \text{ K}$, (B) $T_{ar} = 298,15 \text{ K}$ e $T_{H_2O} = 338,15 \text{ K}$, (C) $T_{ar} = 298,15 \text{ K}$ e $T_{H_2O} = 343,15 \text{ K}$. (Casos 1,2 e 3).

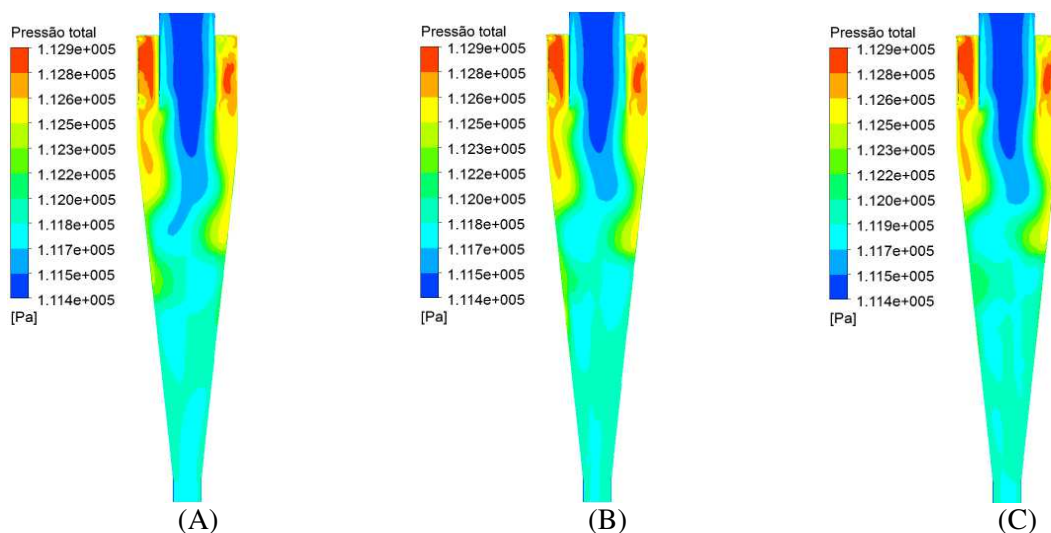


Figura 5.9: Campos de pressão no plano longitudinal XY, (A) $T_{ar} = 303,15\text{ K}$ e $T_{H_2O} = 333,15\text{ K}$, (B) $T_{ar} = 303,15\text{ K}$ e $T_{H_2O} = 338,15\text{ K}$, (C) $T_{ar} = 303,15\text{ K}$ e $T_{H_2O} = 343,15\text{ K}$. (Casos 4,5 e 6).

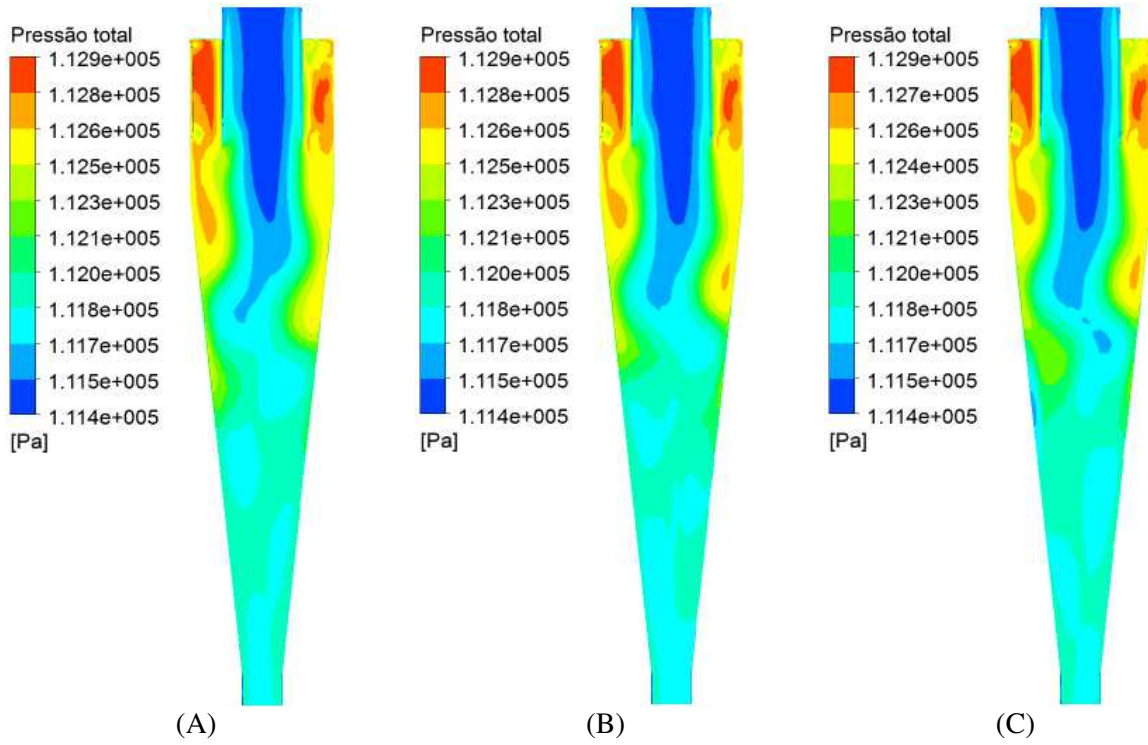
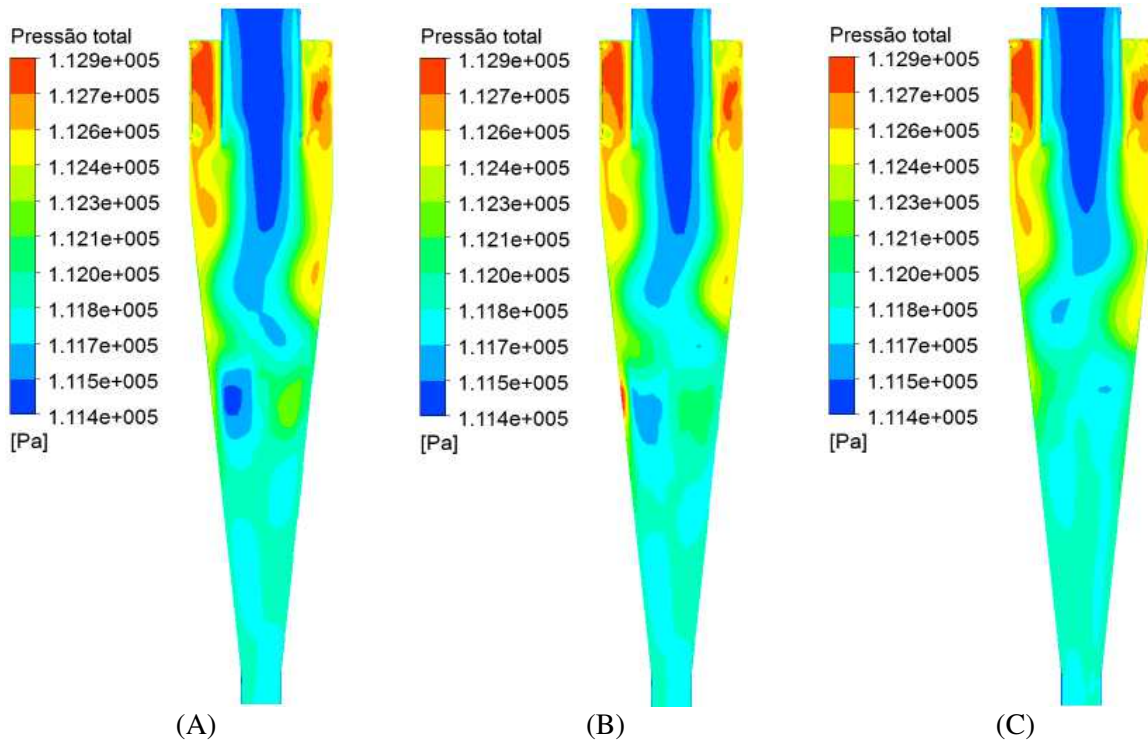


Figura 5.10: Campos de pressão no plano longitudinal XY, (A) $T_{ar} = 308,15\text{ K}$ e $T_{H_2O} = 333,15\text{ K}$, (B) $T_{ar} = 308,15\text{ K}$ e $T_{H_2O} = 338,15\text{ K}$, (C) $T_{ar} = 308,15\text{ K}$ e $T_{H_2O} = 343,15\text{ K}$. (Casos 7,8 e 9).



Nas Figuras 5.11 a 5.13 estão representados os campos de temperaturas sobre os planos longitudinais XY passando pelo centro do separador ciclônico. Nota-se que os gradientes de temperatura nos planos apresentam semelhanças, para as variações das temperaturas da alimentação. Este fato pode ser explicado pelo fenômeno de transferência de calor entre as partículas e o ar, fenômeno igualmente observado em Farias (2006). As partículas em contato com o ar quente, passam a perder massa pela evaporação da água em direção ao ar, onde o teor de umidade e a temperatura do ar é afetado. Para uma melhor compreensão deste fenômeno de transferência de massa estão representadas sobre a Figuras 5.20 a 5.24 onde é representado a trajetória das partículas e a variação do seu diâmetro as mesmas iniciaram seus trajetos com um diâmetro igual a 250 μm .

Figura 5.11: Campos de Temperatura no plano longitudinal XY, (A) $T_{\text{ar}} = 298,15 \text{ K}$ e $T_{\text{H}_2\text{O}} = 333,15 \text{ K}$, (B) $T_{\text{ar}} = 298,15 \text{ K}$ e $T_{\text{H}_2\text{O}} = 338,15 \text{ K}$, (C) $T_{\text{ar}} = 298,15 \text{ K}$ e $T_{\text{H}_2\text{O}} = 343,15 \text{ K}$. (Casos 1,2 e 3).

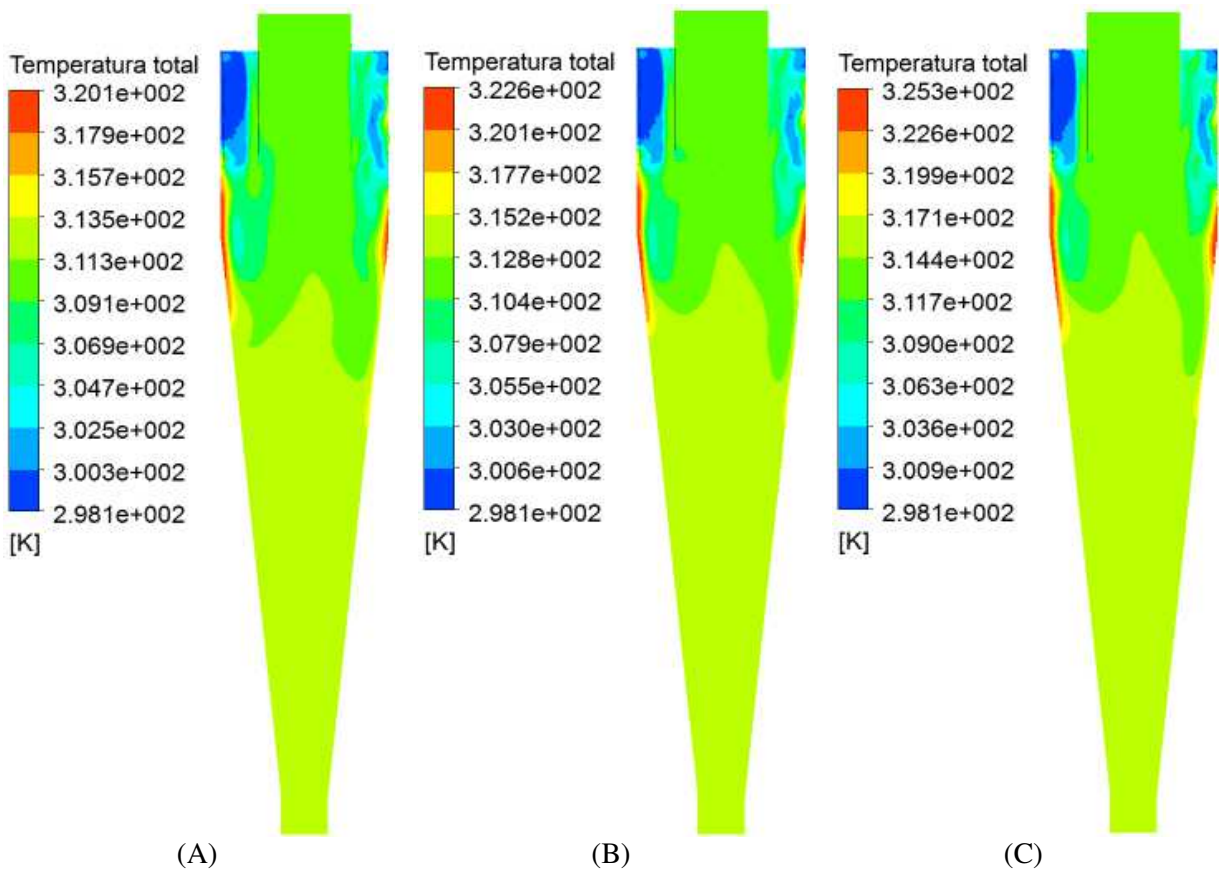


Figura 5.12: Campos de Temperatura no plano longitudinal XY, (A) $T_{ar} = 303,15 \text{ K}$ e $T_{H_2O} = 333,15 \text{ K}$, (B) $T_{ar} = 303,15 \text{ K}$ e $T_{H_2O} = 338,15 \text{ K}$, (C) $T_{ar} = 303,15 \text{ K}$ e $T_{H_2O} = 343,15 \text{ K}$. (Casos 4,5 e 6).

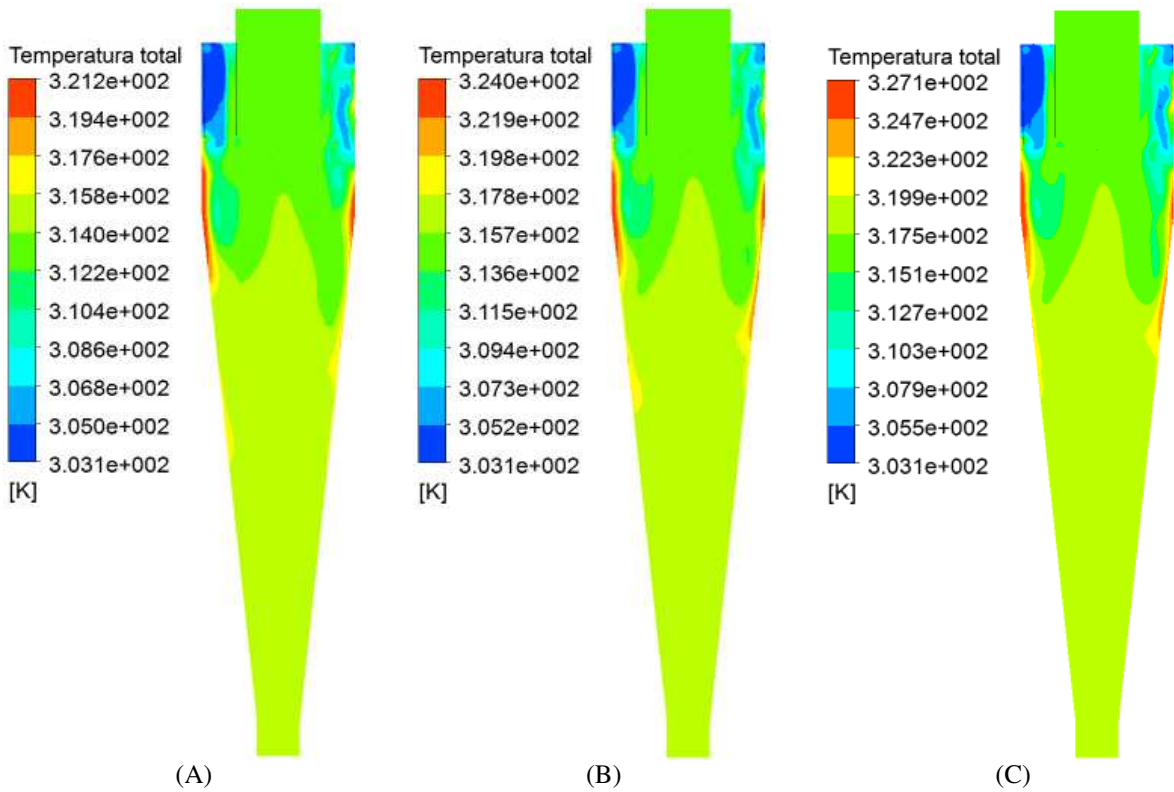
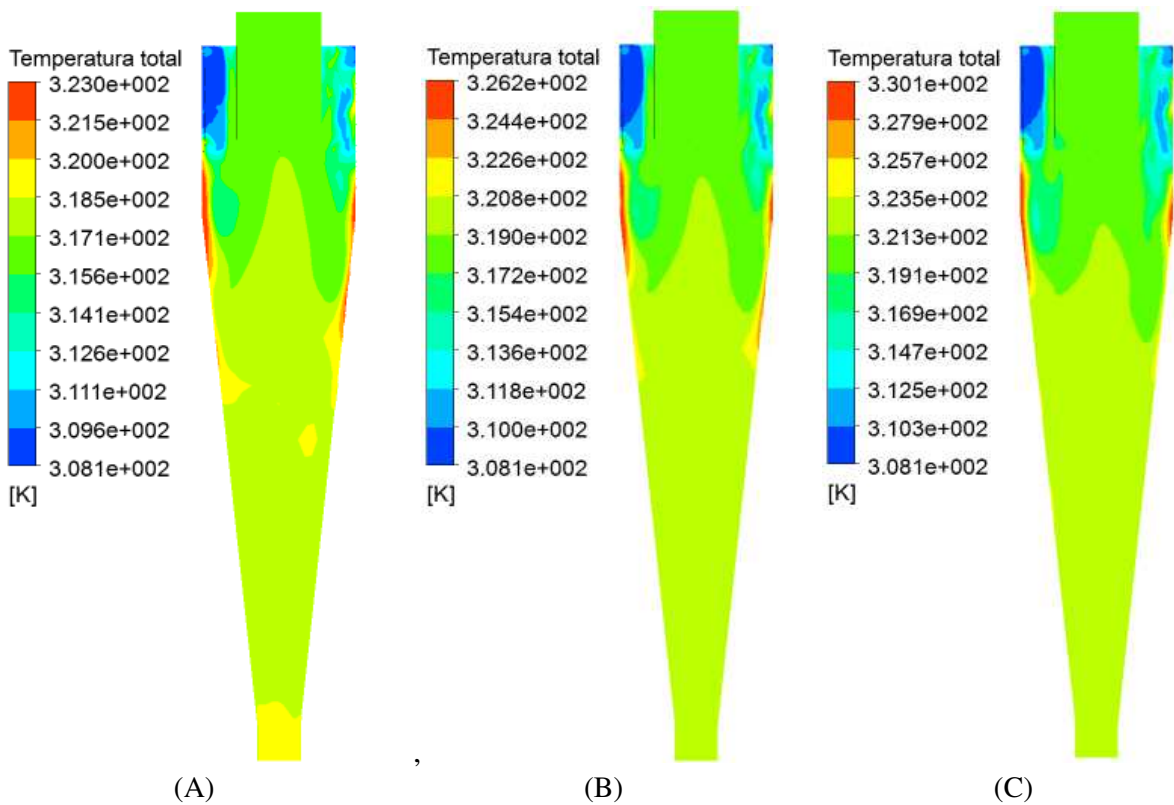


Figura 5.13: Campos de Temperatura no plano longitudinal XY, (A) $T_{ar} = 308,15 \text{ K}$ e $T_{H_2O} = 333,15 \text{ K}$, (B) $T_{ar} = 308,15 \text{ K}$ e $T_{H_2O} = 338,15 \text{ K}$, (C) $T_{ar} = 308,15 \text{ K}$ e $T_{H_2O} = 343,15 \text{ K}$. (Casos 7,8 e 9).



Nas Figuras 5.14 a 5.16 ilustra a distribuição de pressão na parede do ciclone para diferentes condições e combinações estudadas para as temperaturas dos fluidos na alimentação, tanto na entrada tangencial como nos bicos injetores. Observa-se que a distribuição de pressão se mantém praticamente uniforme ao longo de toda a parede da parte cilíndrica do ciclone, no entanto, destaca-se, nas proximidades da entrada tangencial uma região de impacto da mistura fluído/partículas que entra no separador ciclônico térmico, regiões essas onde os campos de pressão são mais importantes. Portanto, é de fundamental importância dar uma atenção para esta região, na elaboração do projeto do equipamento principalmente quando se tratar de partícula muito abrasiva. Este fato pode levar a um desgaste das paredes do SCT, o que pode ocasionar a deterioração da parede do dispositivo devido a ação da fricção com a superfície do SCT. Comportamento semelhante foi observado por Farias (2006) usando um ciclone como secador de bagaço de cana, Buriti (2009), Souza (2009) e Barbosa (2011) ao separar água/óleo ou água/óleo/areia usando um hidrociclone.

Figura 5.14: Pressão exercida pelo sistema fluído-partícula nas paredes do ciclone, (A) $T_{ar} = 298,15\text{ K}$ e $T_{H_2O} = 333,15\text{ K}$, (B) $T_{ar} = 298,15\text{ K}$ e $T_{H_2O} = 338,15\text{ K}$, (C) $T_{ar} = 298,15\text{ K}$ e $T_{H_2O} = 343,15\text{ K}$. (Casos 1,2 e 3).

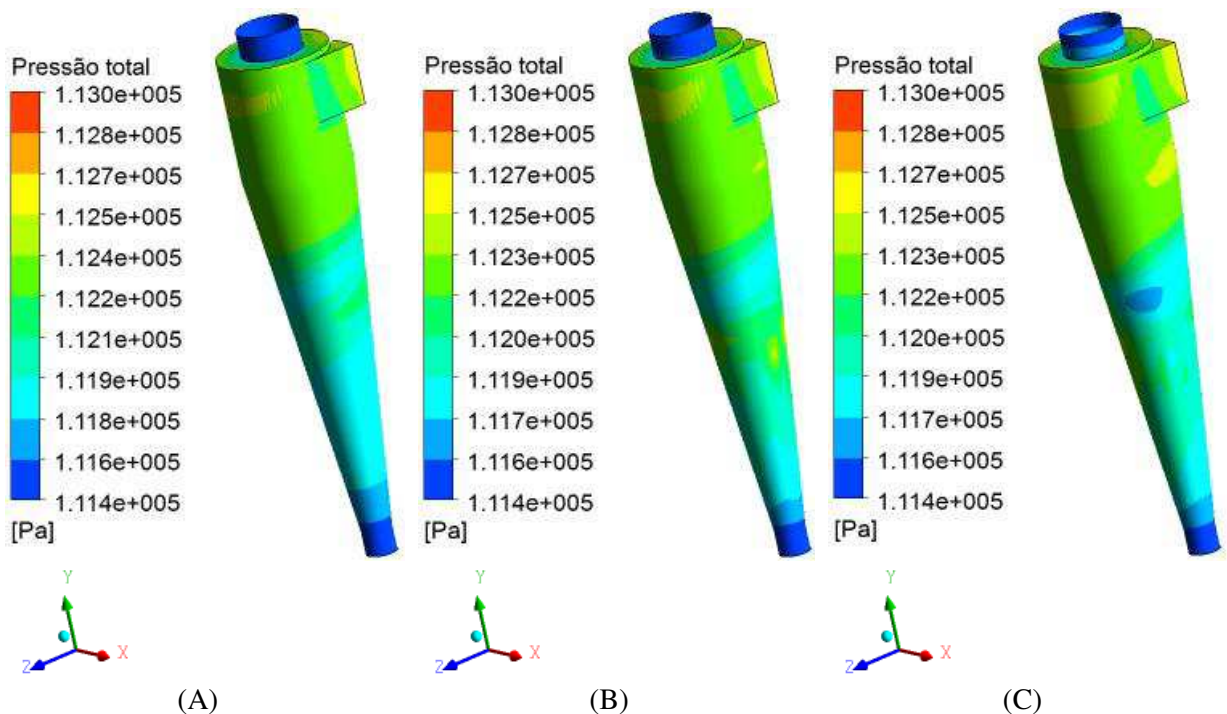


Figura 5.15: Pressão exercida pelo sistema fluido-partícula nas paredes do ciclone, (A) $T_{ar} = 303,15\text{ K}$ e $T_{H_2O} = 333,15\text{ K}$, (B) $T_{ar} = 303,15\text{ K}$ e $T_{H_2O} = 338,15\text{ K}$, (C) $T_{ar} = 303,15\text{ K}$ e $T_{H_2O} = 343,15\text{ K}$. (Casos 4,5 e 6).

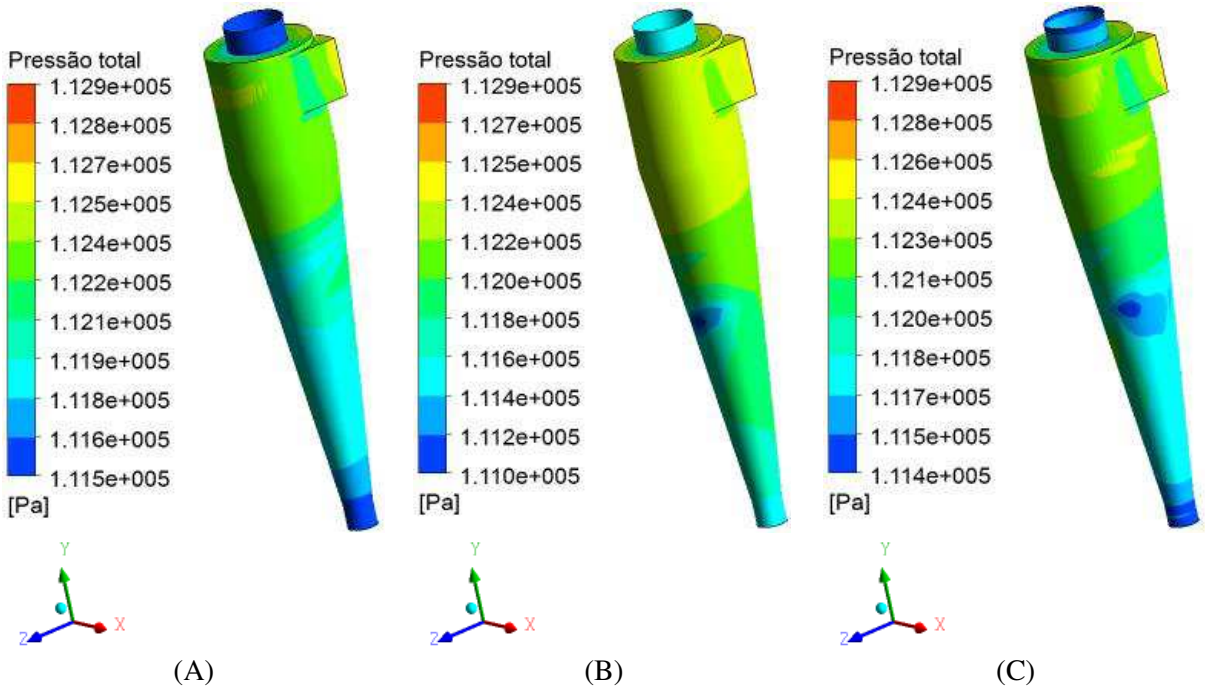
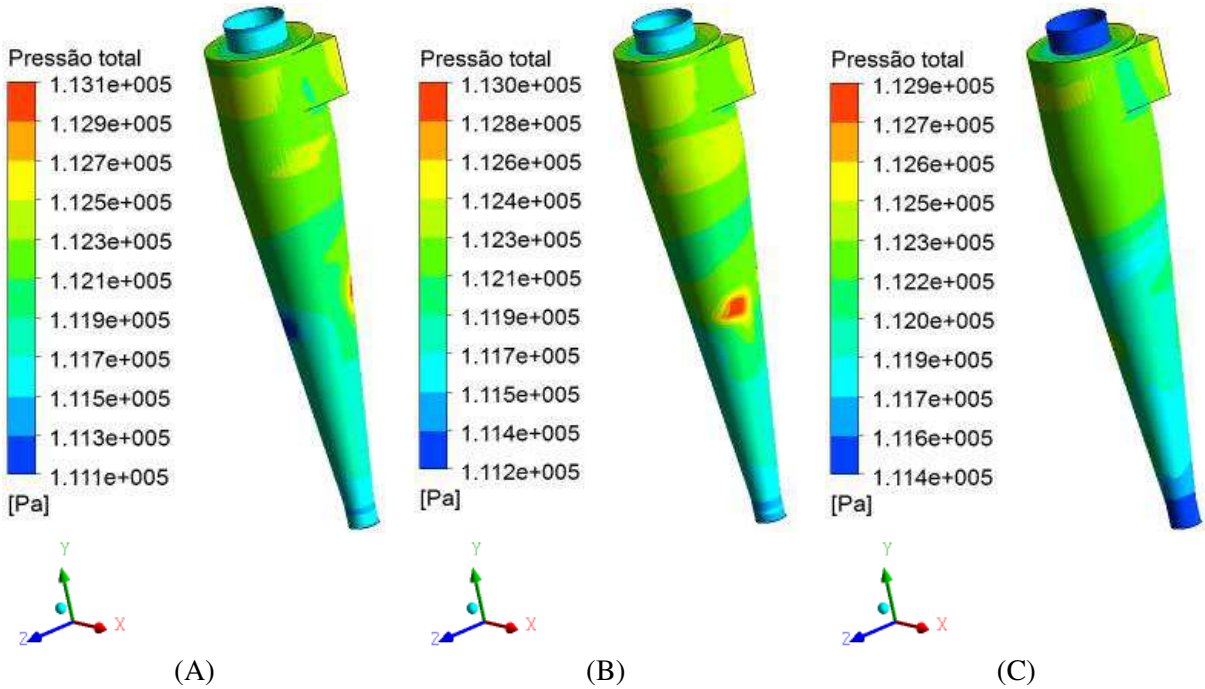


Figura 5.16: Pressão exercida pelo sistema fluido-partícula nas paredes do ciclone, (A) $T_{ar} = 308,15\text{ K}$ e $T_{H_2O} = 333,15\text{ K}$, (B) $T_{ar} = 308,15\text{ K}$ e $T_{H_2O} = 338,15\text{ K}$, (C) $T_{ar} = 308,15\text{ K}$ e $T_{H_2O} = 343,15\text{ K}$. (Casos 7,8 e 9).



Nas Figuras 5.17 a 5.19 ilustra os campos de temperatura sobre as superfícies cilíndrica e cônica para as temperaturas estudadas dos fluidos na alimentação, tanto na entrada tangencial como nos bicos injetores. Observa-se que a distribuição de temperatura sobre estas superfícies acompanha o movimento helicoidal descendente do ar juntamente com as partículas. Estas figuras ajudam a justificar com o que já foi discutido nos campos de temperatura sobre os planos XY, Figuras 5.11 a 5.13. As partículas permanecem por um determinado período em movimento circulatório nas proximidades das paredes da região cilíndrica/cônica como pode ser visto nas Figuras 5.20 a 5.24 do ciclone, proporcionando uma troca térmica fluido-partícula, fluido-superfície cilíndrica/cônica e/ou partícula-superfície cilíndrica/cônica. Esta última situação pode ser observada quando, em uma pequena fração de tempo, ocorre o choque das partículas com esta superfície.

Figura 5.17: Campo de temperatura nas superfícies do ciclone, (A) $T_{ar} = 298,15 \text{ K}$ e $T_{H_2O} = 333,15 \text{ K}$, (B) $T_{ar} = 298,15 \text{ K}$ e $T_{H_2O} = 338,15 \text{ K}$, (C) $T_{ar} = 298,15 \text{ K}$ e $T_{H_2O} = 343,15 \text{ K}$. (Casos 1, 2 e 3).

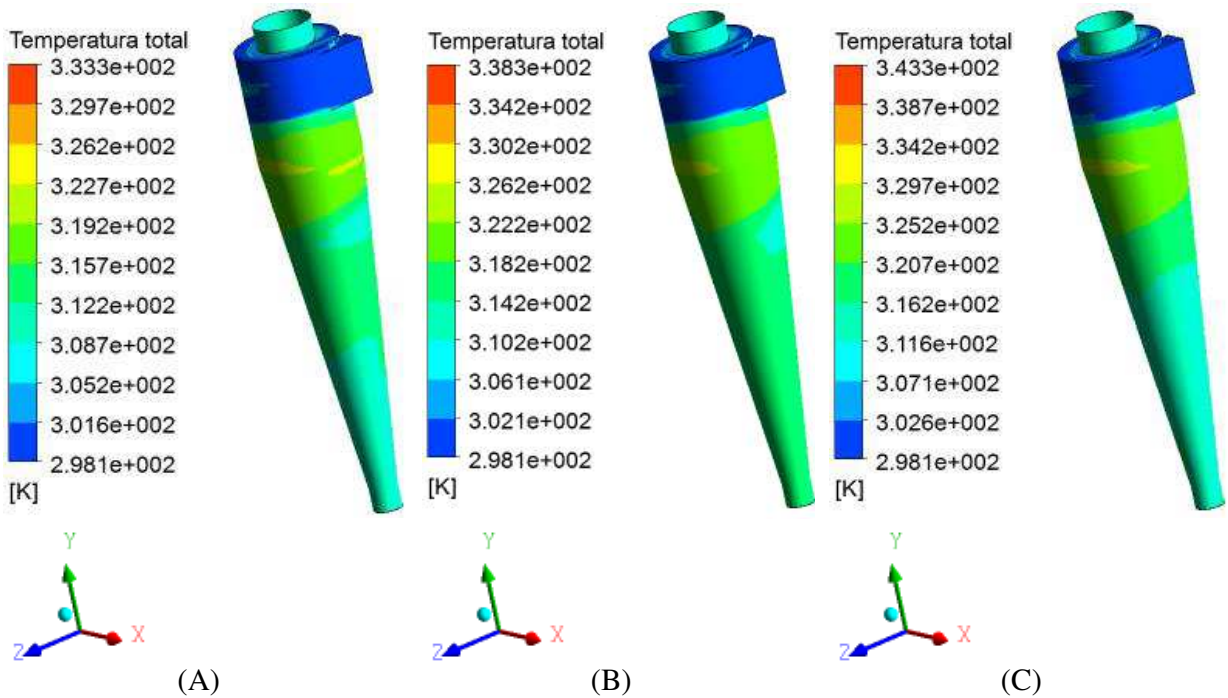


Figura 5.18: Campo de temperatura nas superfícies do ciclone, (A) $T_{ar} = 303,15\text{ K}$ e $T_{H_2O} = 333,15\text{ K}$, (B) $T_{ar} = 303,15\text{ K}$ e $T_{H_2O} = 338,15\text{ K}$, (C) $T_{ar} = 303,15\text{ K}$ e $T_{H_2O} = 343,15\text{ K}$. (Casos 4,5 e 6).

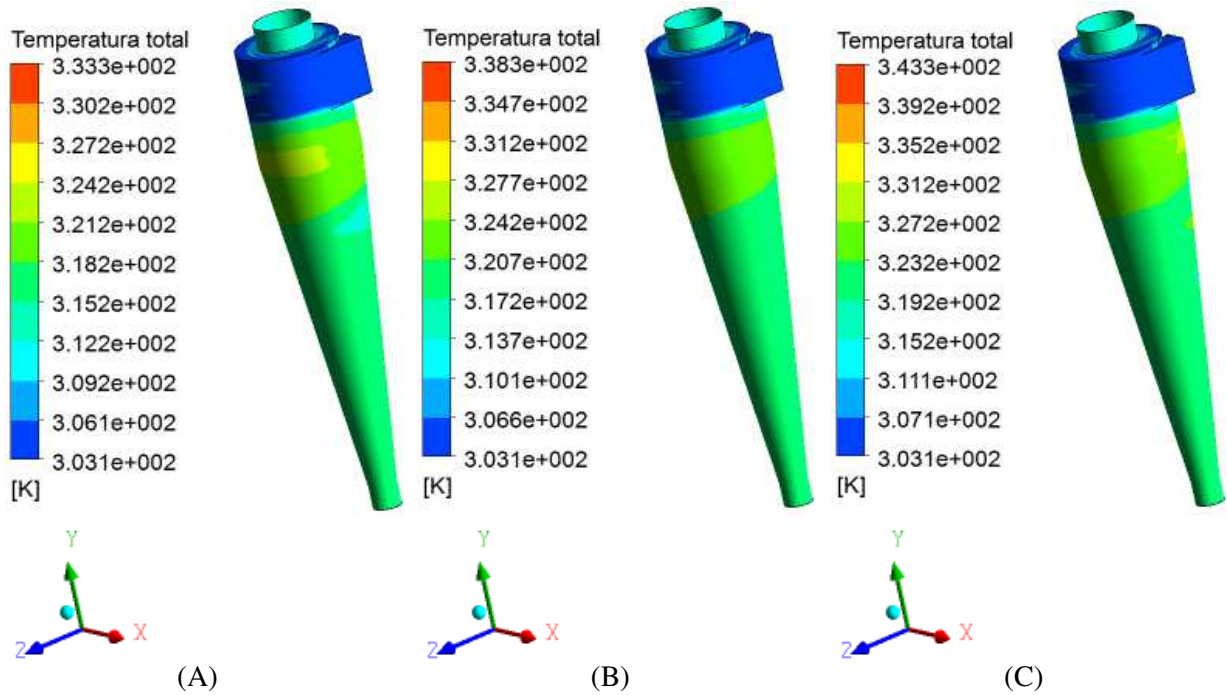
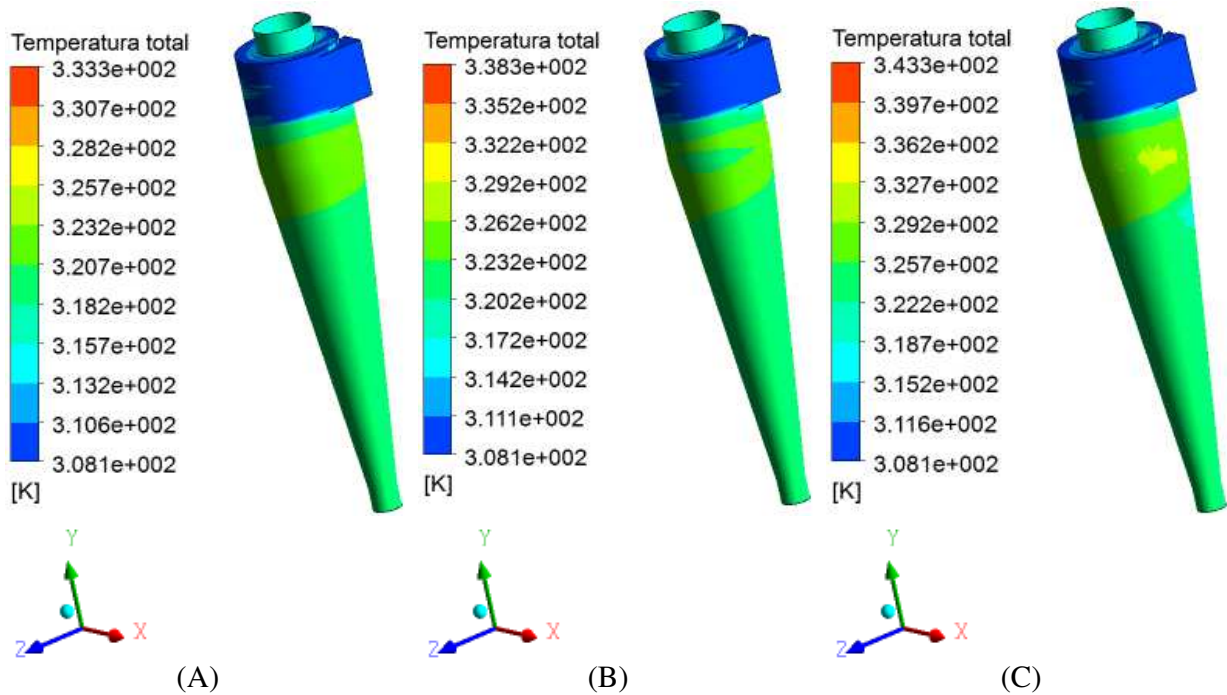


Figura 5.19: Campo de temperatura nas superfícies do ciclone, (A) $T_{ar} = 308,15\text{ K}$ e $T_{H_2O} = 333,15\text{ K}$, (B) $T_{ar} = 308,15\text{ K}$ e $T_{H_2O} = 338,15\text{ K}$, (C) $T_{ar} = 308,15\text{ K}$ e $T_{H_2O} = 343,15\text{ K}$. (Casos 7,8 e 9).



Nas Figuras 5.20 a 5.24 ilustram o comportamento da trajetória e variação dos diâmetros das partículas. Observa-se nestas figuras que durante a sua trajetória há variação do seu diâmetro em relação ao diâmetro inicial da partícula ($250 \mu\text{m}$) partindo da mesma posição no bico injetor. Nas Figuras 5.20.A e 5.21.B pode ser observado que a partícula se mantém nas proximidades da parede cilíndrica para, em seguida, dirigir-se ainda em movimento circulatório a saída inferior do ciclone. Este comportamento físico pode ser explicado devido a ação da força da gravidade pois a mesma deve ser maior do que a de arraste da corrente gasosa em sentido da saída superior. A diminuição do diâmetro das partículas pode ser provocada devido ao fenômeno de evaporação da contida na partícula em direção ao ar.

Figura 5.20: Diâmetro das partículas ao longo de sua trajetória, (A) $T_{\text{ar}} = 298,15 \text{ K}$ e $T_{\text{H}_2\text{O}} = 333,15 \text{ K}$, (B) $T_{\text{ar}} = 298,15 \text{ K}$ e $T_{\text{H}_2\text{O}} = 338,15 \text{ K}$. (casos 1 e 2).

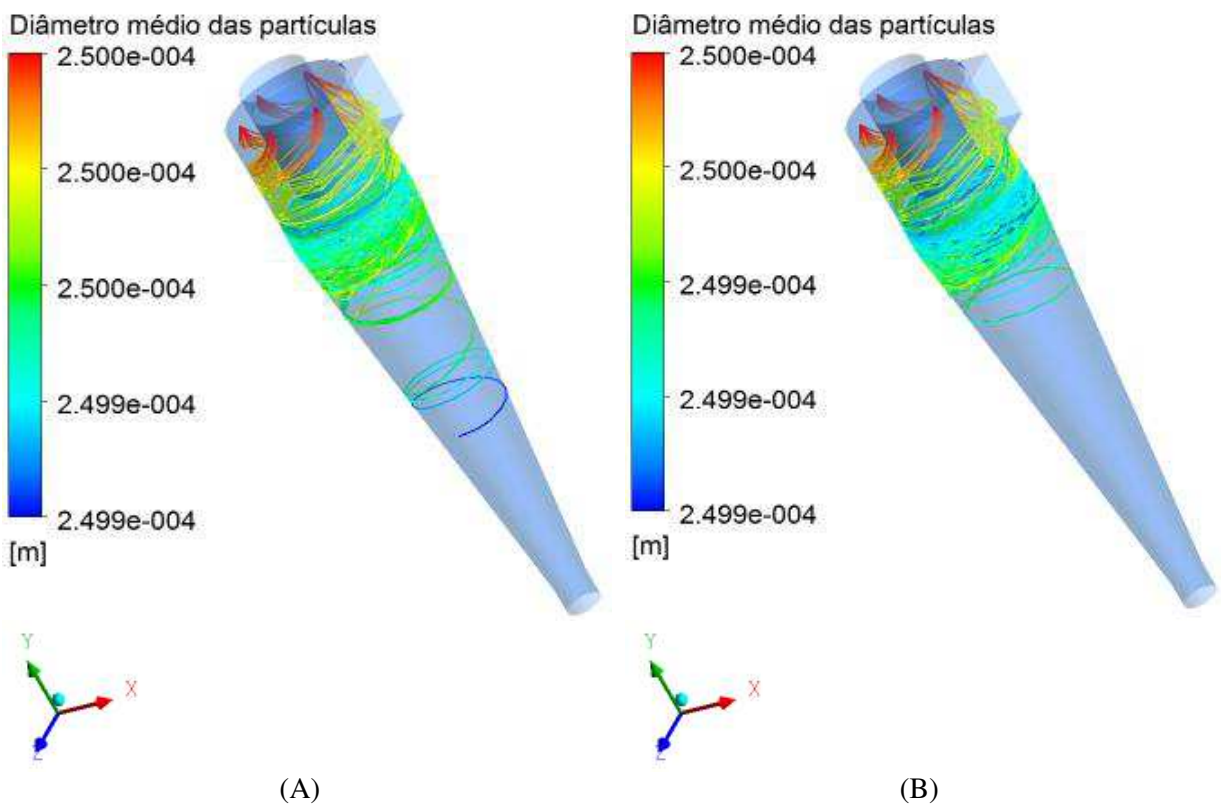


Figura 5.21: Diâmetro das partículas ao longo de sua trajetória, (A) $T_{ar} = 298,15\text{ K}$ e $T_{H_2O} = 343,15\text{ K}$, (B) $T_{ar} = 303,15\text{ K}$ e $T_{H_2O} = 333,15\text{ K}$. (Casos 3 e 4).

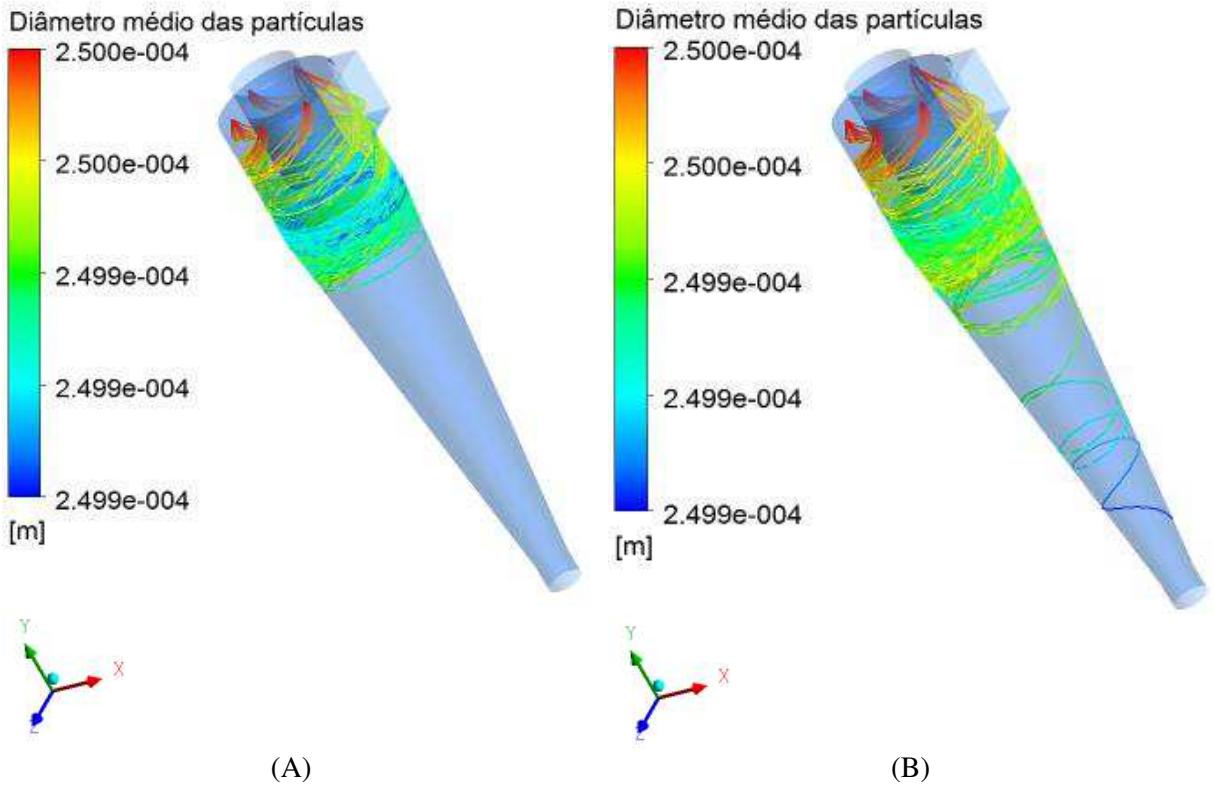


Figura 5.22: Diâmetro das partículas ao longo de sua trajetória, (A) $T_{ar} = 303,15\text{ K}$ e $T_{H_2O} = 338,15\text{ K}$, (B) $T_{ar} = T_{ar} = 303,15\text{ K}$ e $T_{H_2O} = 343,15\text{ K}$. (Casos 5 e 6).

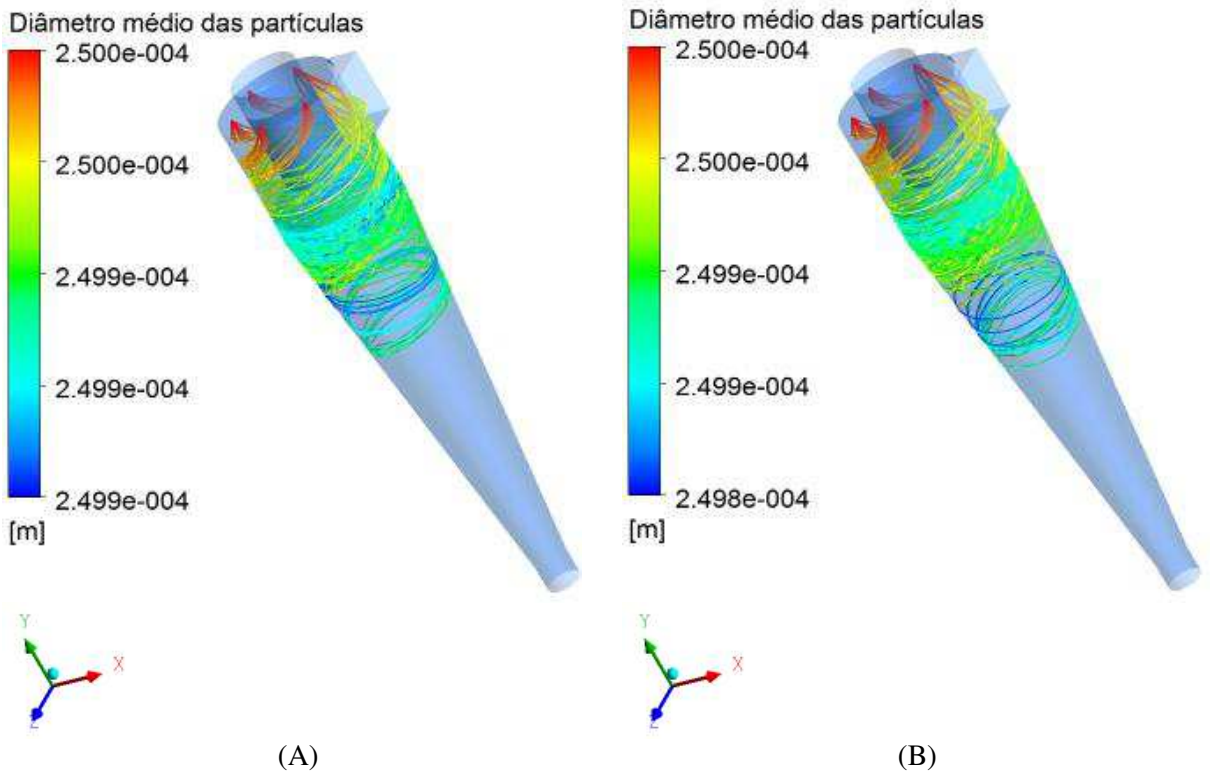


Figura 5.23: Diâmetro das partículas ao longo de sua trajetória, (A) $T_{ar} = 308,15\text{ K}$ e $T_{H_2O} = 333,15\text{ K}$, (B) $T_{ar} = 308,15\text{ K}$ e $T_{H_2O} = 338,15\text{ K}$,. (casos 7 e 8).

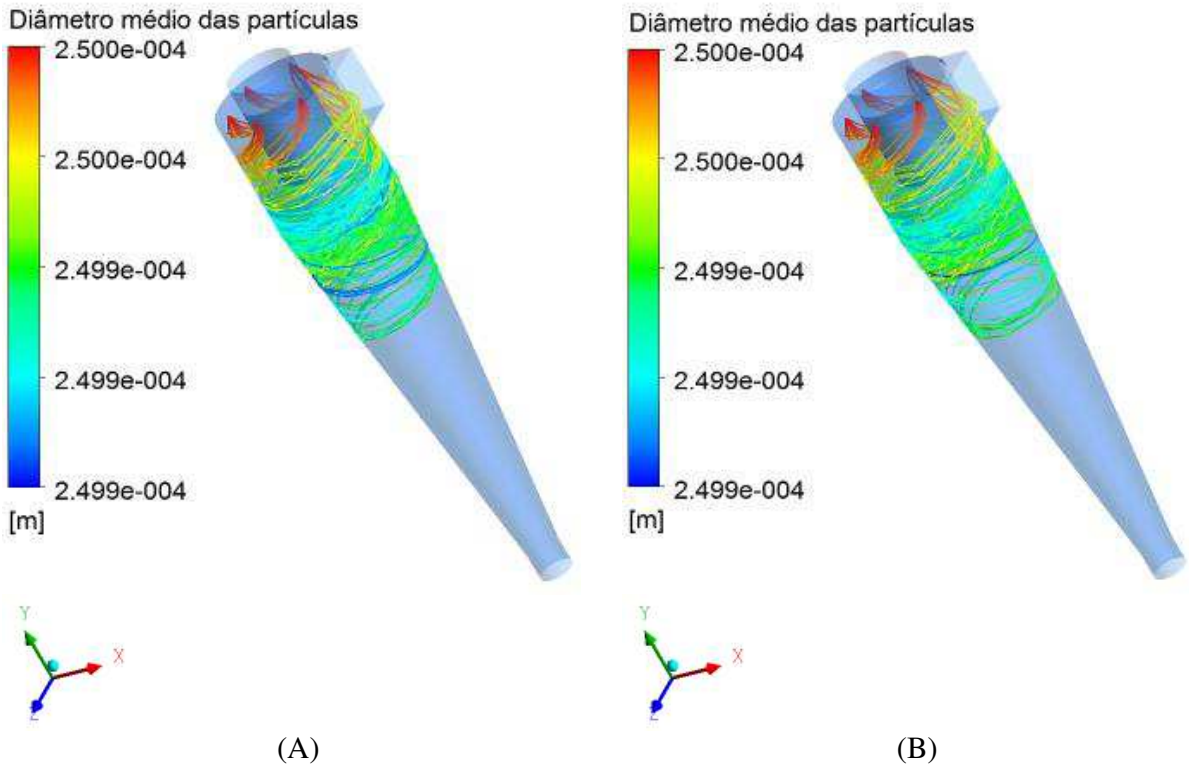
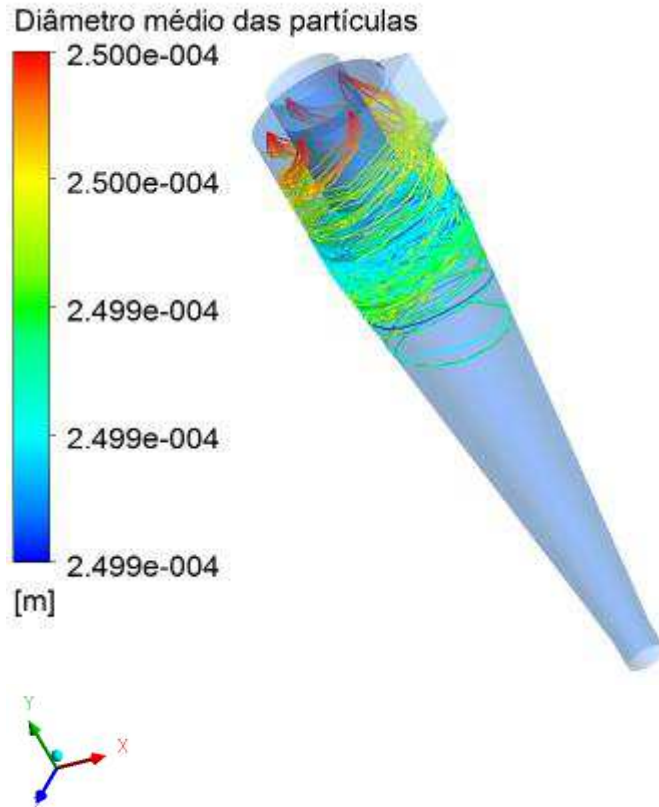
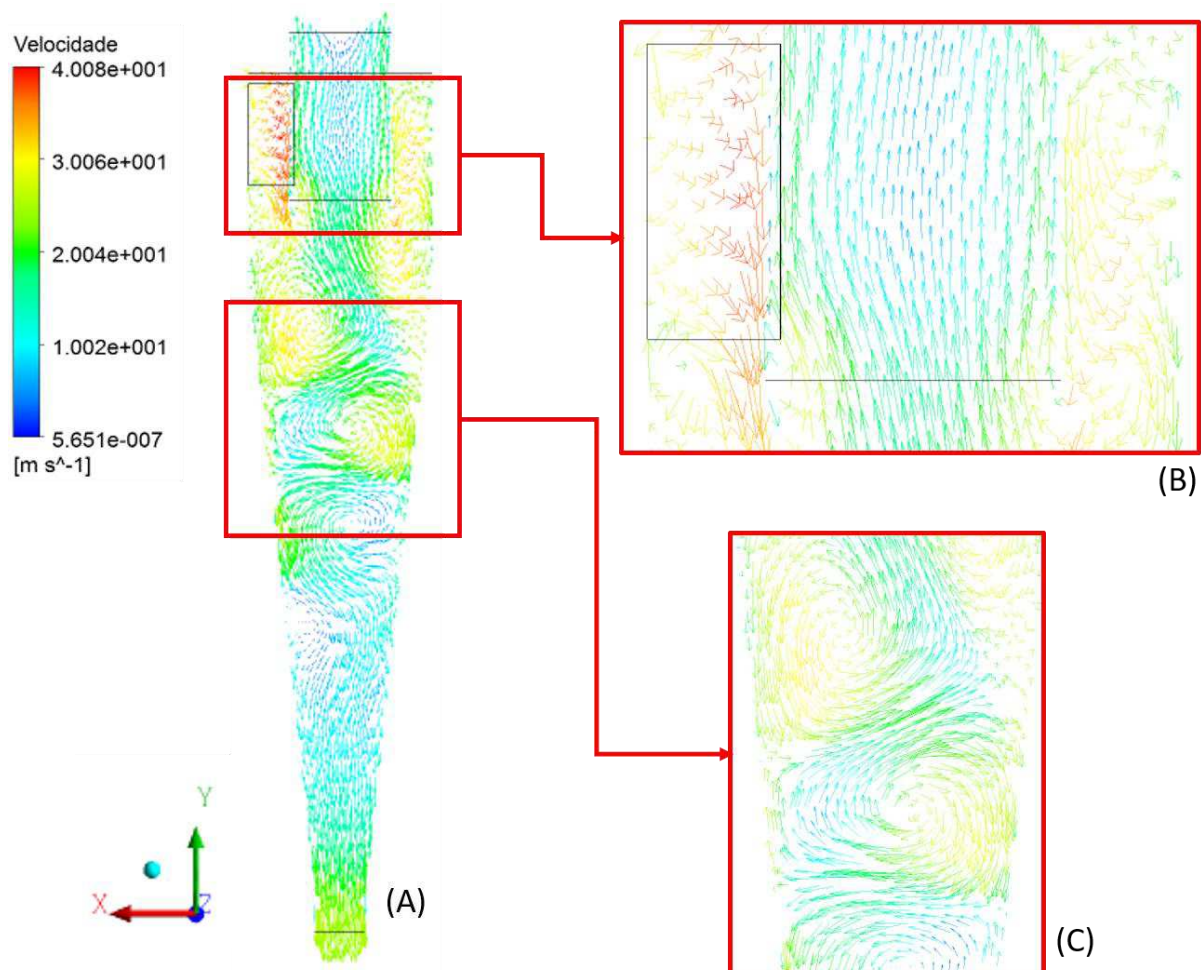


Figura 5.24: Diâmetro das partículas ao longo de sua trajetória, $T_{ar} = 308,15\text{ K}$ e $T_{H_2O} = 338,15\text{ K}$,



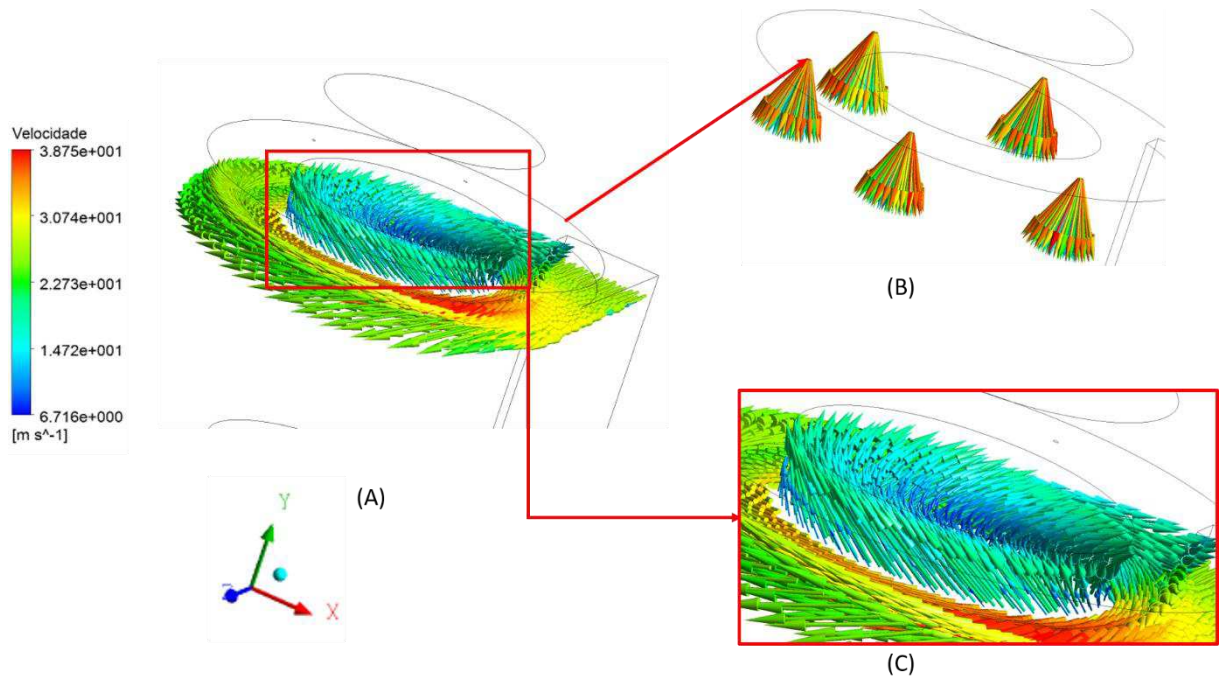
A Figura 5.25 apresenta o campo vetorial de velocidade sobre os planos verticais XY passando pelo eixo central do ciclone. Esta figura, além de enfatizar o caráter fortemente tridimensional da fluidodinâmica do escoamento, permitem identificar, com auxílio de ampliações de duas regiões do plano, zonas de recirculação nas proximidades do centro e das paredes da parte cônica como também próximo da saída do gás (Figuras 5.25.B e C) e de inversão situado praticamente na interseção entre os dutos cilíndrico e cônico, (Figura 5.25.C). O surgimento desta zona de recirculação se dá sobre ação da força centrífuga e da componente axial de velocidade, movimentando-se segundo uma trajetória helicoidal e que perde sua intensidade à medida que se distancia da entrada tangencial.

Figura 5.25: Campo vetorial de velocidade no plano YZ em $y = -0,1$ m, $T_{ar} = 303,15$ K e $T_{H_2O} = 333,15$ K. (Caso 4).



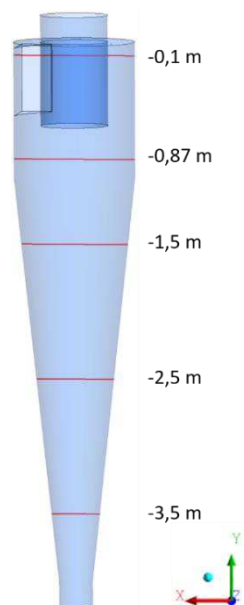
Na Figura 5.25 pode-se notar o sentido dos vetores no duto de saída superior mostrando o sentido da inversão do fluxo. Este tipo de comportamento pode ser melhor observado com auxílio da Figuras 5.26.A e C, na qual está representado o campo de velocidade na forma de vetores, igualmente situado sobre o plano ZX em $y = 0,1$ m. Observa-se nesta figura que praticamente todos os vetores apresentam o domínio da componente tangencial de velocidade perante as outras componentes (radial e axial), todavia ao se aproximar do tubo interno (“*vortex finder*”) esta predominância é alterada, possivelmente pela componente axial e pela transferência de quantidade de movimento da parede para o fluido. Ainda pela Figuras 5.26.B pode-se ver o comportamento da entrada das partículas nos cinco bicos injetores onde as mesmas apresentam um formato cônico ao passar pelos bicos, movimento esperado e já demonstrado na Figura 2.8.a.

Figura 5.26: (A) Campo vetorial de velocidade sobre o plano ZX e posição axial, (B) detalhes do campo vetorial nos bicos injetores, (C) detalhes do campo vetorial, em $y = -0,1$ m, $T_{ar} = 303,15$ K e $T_{H_2O} = 333,15$ K. (Caso 4).



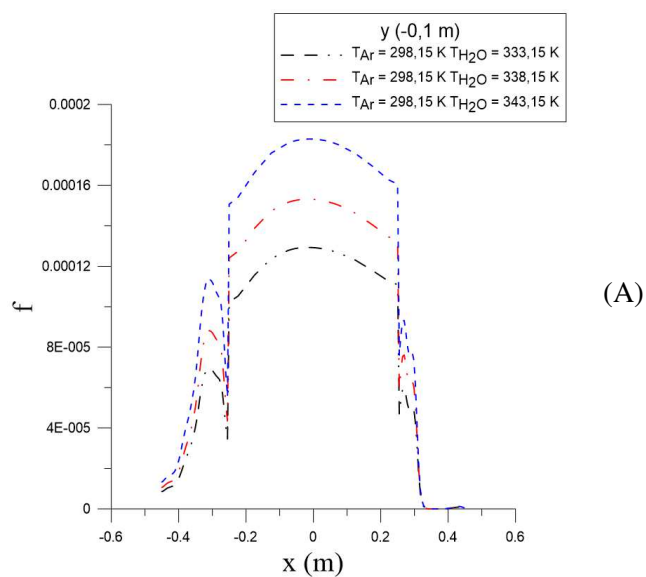
Na Figura 5.27 estão representadas as posições no separador ciclônico, utilizadas para a representação dos perfis de pressão, de temperatura, de velocidade axial e tangencial e de fração volumétrica em função da posição radial, ilustrada nas Figuras 5.28 a 5.52.

Figura 5.27: Representação dos cinco diferentes pontos no separador ciclônico térmico (SCT) usada para avaliação dos parâmetros do processo.

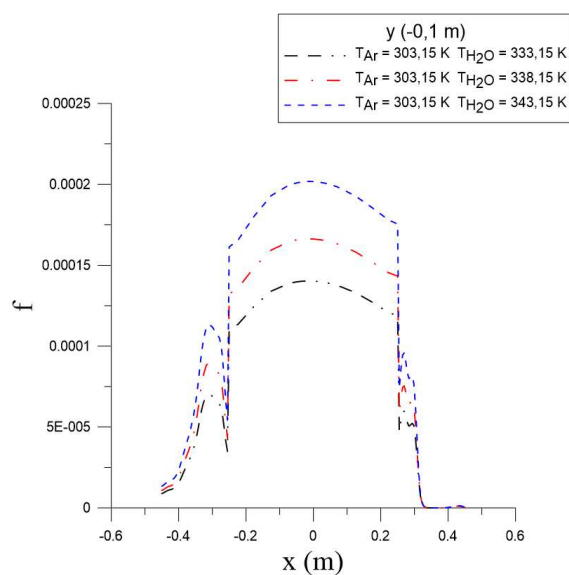


Nas Figuras 5.28 a 5.32 estão representadas as distribuições da fração mássica de água em forma de vapor no ar, em função da posição x (radial) em cinco posições (0,1; 0,87; 1,5, 2,5 e 3,5 m) para nove variações de temperaturas de entrada no separador ciclônico térmico (298,15; 303,15; 308,15; 333,15; 338,15 e 343,15 K). Observa-se na Figura 5.28 que há formação de vapores na região central do separador ciclônico próximo da saída superior indicando a tendência na saída superior de ar úmido. Todavia, ao se afastar das regiões das entradas, próximo da região cônica do ciclone tangencial, percebe-se que as maiores concentrações de vapor ocupam as regiões próximas das paredes do ciclone. A partir da Figura 5.29 essa quantidade de vapor vem diminuindo ao longo de toda a parte central do equipamento, dificultando o seu deslocamento ascendente. Já pela Figura 5.32, vê-se que a concentração de vapor permanece praticamente constante na posição -3,5 m já bem próximo a saída axial inferior, observa-se ainda pelas Figuras 5.29 a Figura 5.32 a influência direta das temperaturas de alimentação em todos os casos analisados, as maiores variações das temperaturas, ou seja, a diferença entre a maior e a menor temperatura nas entradas causam maiores formações de vapor como pode ser visto com maior evidência nas Figura 5.32. Este tipo de comportamento pode elevar muito o consumo de energia para o processo de dessalinização, no entanto, é necessário realizar outras simulações variando as velocidades de entrada, a vazão mássica, no separador ciclônico visando verificar esta tendência na separação observada no presente trabalho.

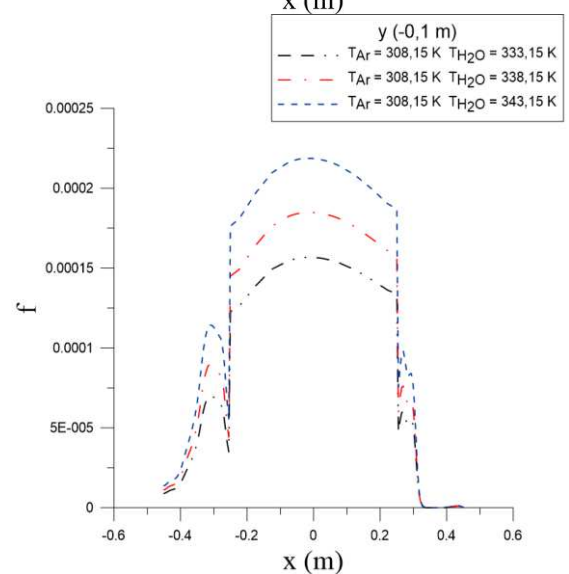
Figura 5.28: Perfil de fração mássica de vapor de água na posição $y = 0,1$ m, no separador ciclônico térmico. (A) $T_{ar} = 298,15$ K, (B) $T_{ar} = 303,15$ K e (C) $T_{ar} = 308,15$ K



(A)

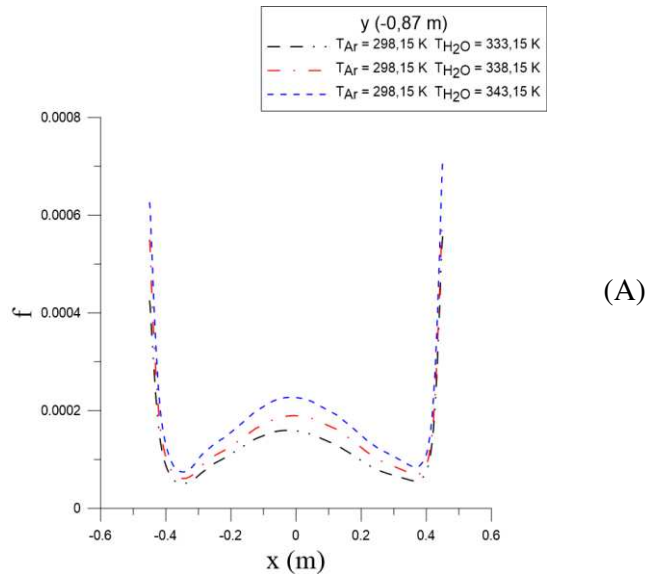


(B)

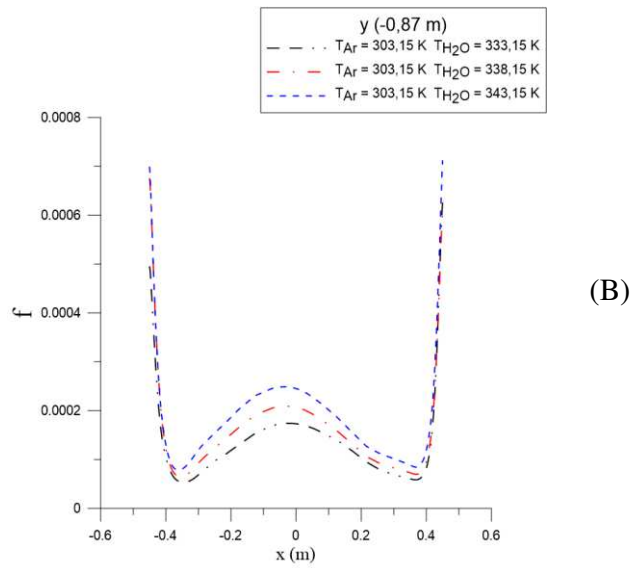


(C)

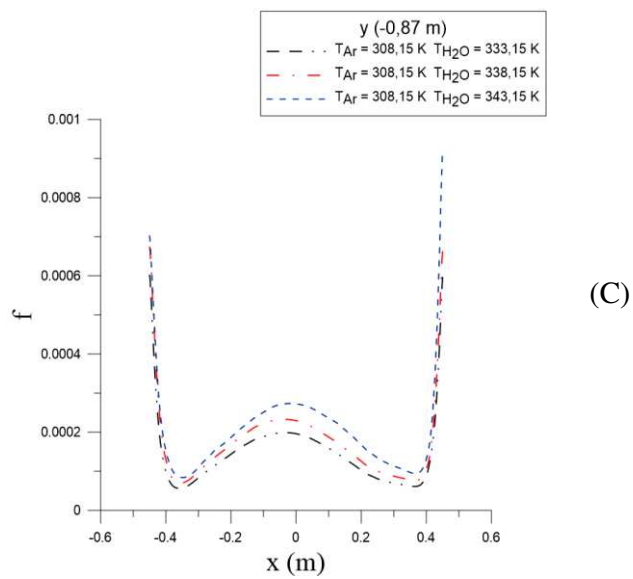
Figura 5.29: Perfil de fração mássica de vapor de água na posição $y = 0,87$ m, no separador ciclônico térmico. (A) $T_{ar} = 298,15$ K, (B) $T_{ar} = 303,15$ K e (C) $T_{ar} = 308,15$ K.



(A)



(B)



(C)

Figura 5.30: Perfil de fração mássica de vapor de água na posição $y = 1,5$ m, no separador ciclônico térmico. (A) $T_{ar}= 298,15$ K, (B) $T_{ar}= 303,15$ K e (C) $T_{ar}= 308,15$ K.

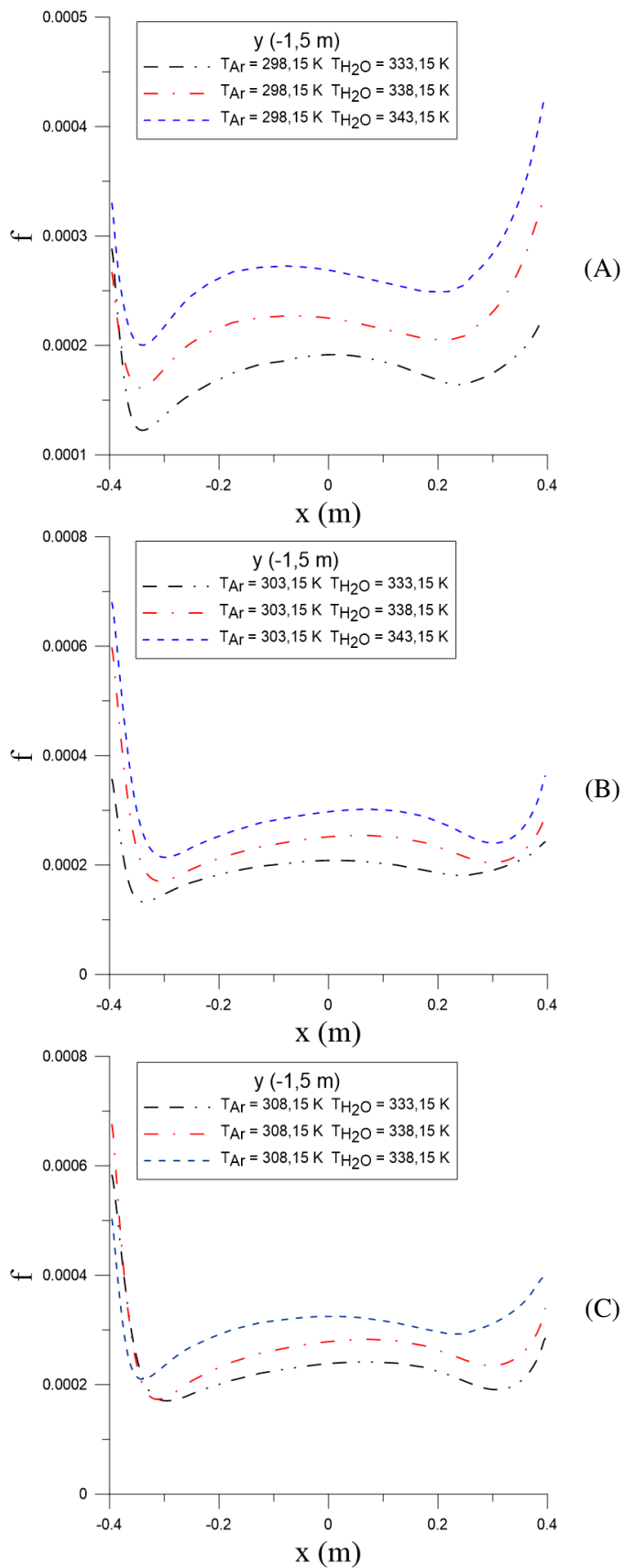


Figura 5.31: Perfil de fração mássica de vapor de água na posição $y = 2,5$ m, no separador ciclônico térmico. (A) $T_{ar} = 298,15$ K, (B) $T_{ar} = 303,15$ K e (C) $T_{ar} = 308,15$ K.

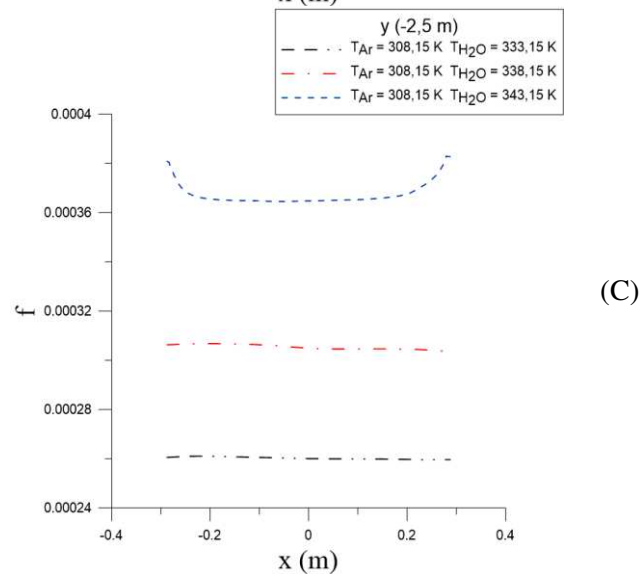
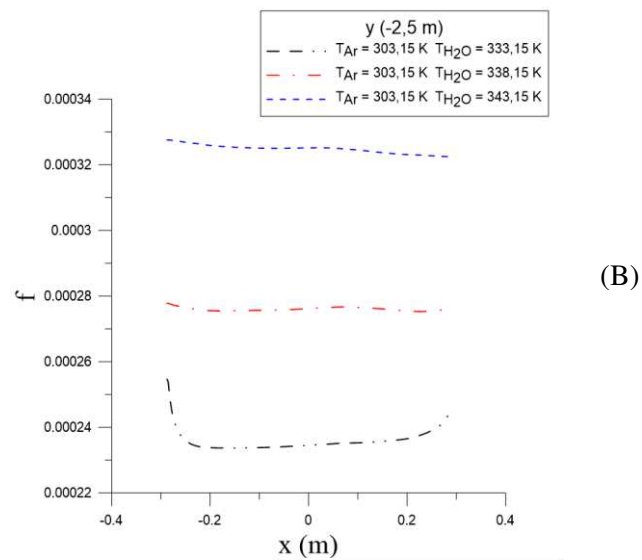
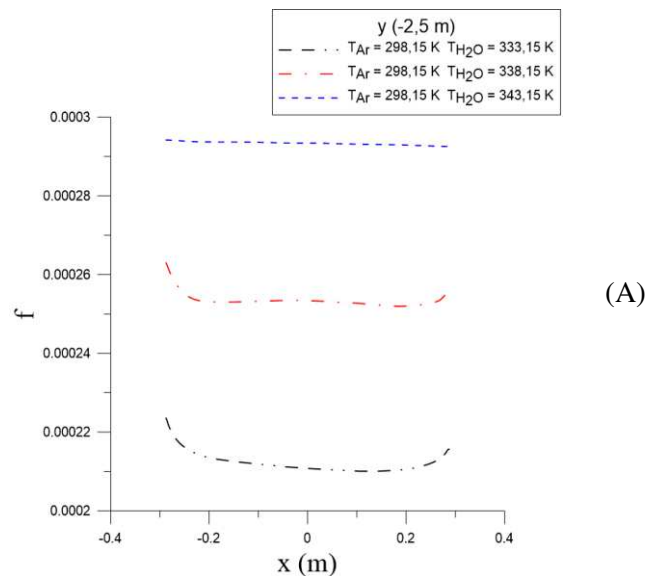
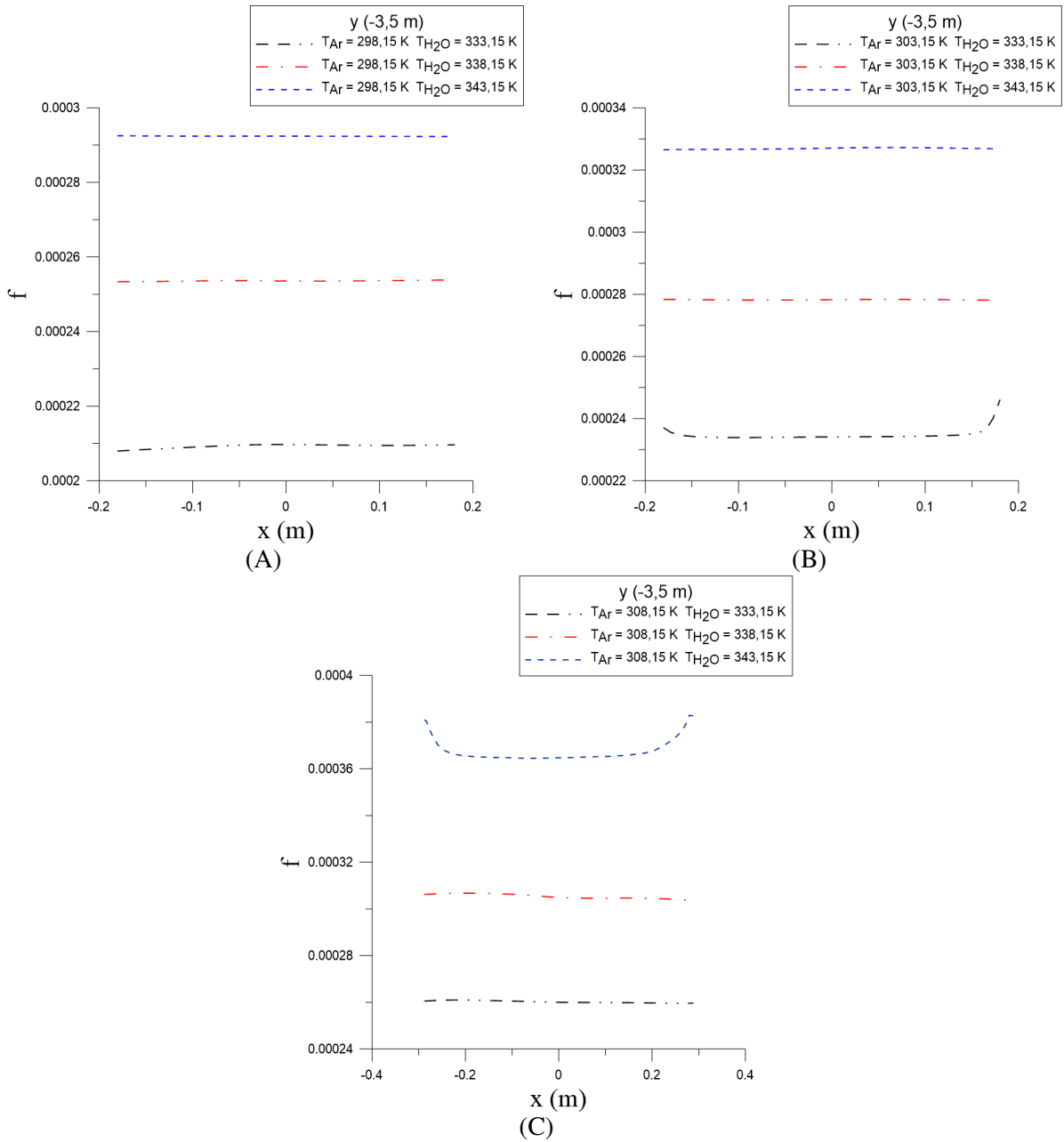


Figura 5.32: Perfil de fração mássica de vapor de água na posição $y = 3,5$ m, no separador ciclônico térmico. (A) $T_{ar}= 298,15$ K, (B) $T_{ar}= 303,15$ K e (C) $T_{ar}= 308,15$ K.



As Figuras 5.33 a 5.37 estão representados os perfis de pressão em função da posição x em cinco posições distintas no SCT para a combinação de seis temperaturas de entrada (25, 30, 35; 60, 65, 70 °C). As Figuras 5.33 a 5.37 ratificam, que a pressão reduz desde a parede do dispositivo em direção ao centro. Constata-se, ainda, pelas Figuras 5.33 a 5.37 que para variação das temperaturas as variações de pressão é praticamente imperceptível e tem pequena influência para as posição 0,1 m 0,87 m pois nesta região a distribuição da pressão em contato com as paredes continuam praticamente as mesmas, já para as mesmas variações

de temperaturas há uma pequena alteração da pressão nas proximidades das paredes do separador nas demais localidades. Para as Figuras 5.32 e 5.33, nas posições 2,5 e 3,5 m respectivamente, ficam localizadas na parte cônica do equipamento bem próximo da saída axial, mostra uma região em que há mudança bem perceptível na da distribuição da pressão onde é verificado diminuição de pressão nas paredes, indicando uma queda de pressão acentuada nesta região próximo da saída axial inferior, por ser uma região localizada bem distante da entrada tangencial as velocidades de alimentação pode influenciar diretamente na queda da pressão pela diminuição do atrito do fluido nas paredes.

Figura 5.33: Perfil de pressão total no do separador ciclônico na posição $y = 0,1$ m. (A) $T_{ar} = 298,15$ K, (B) $T_{ar} = 303,15$ K e (C) $T_{ar} = 308,15$ K.

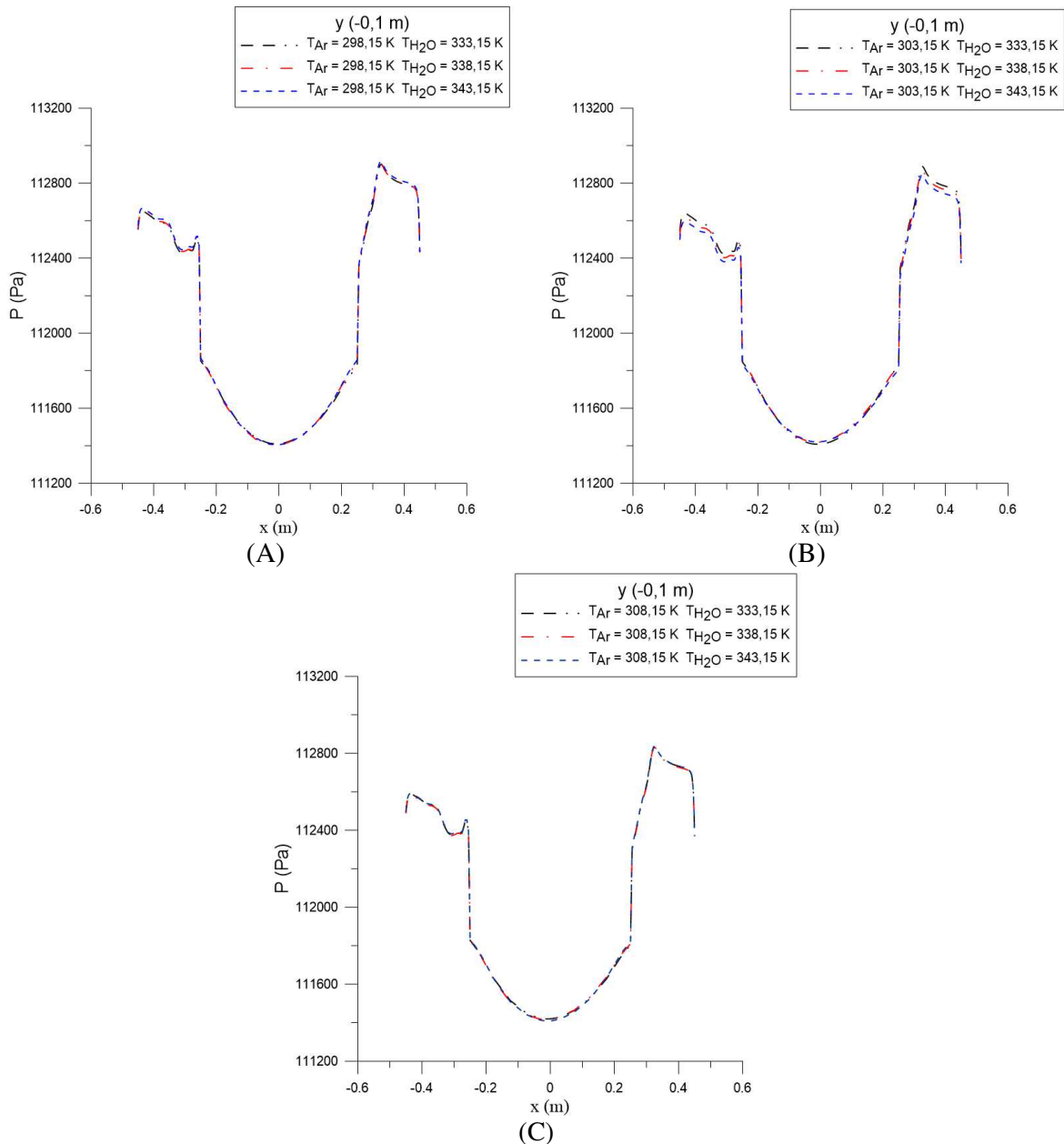
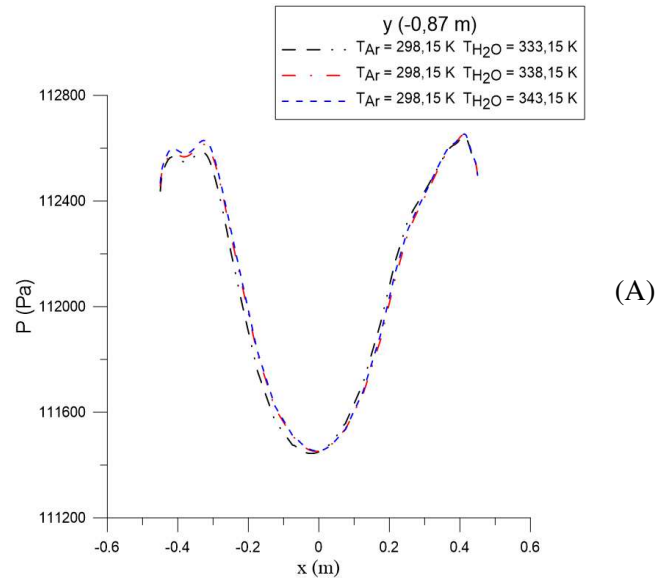
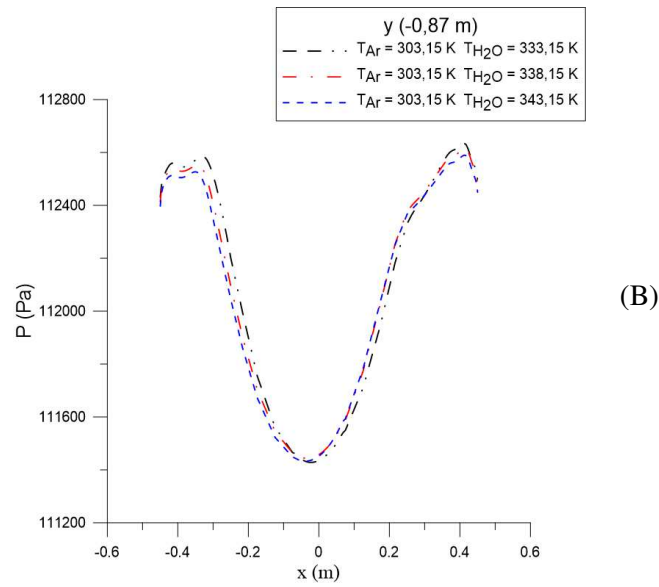


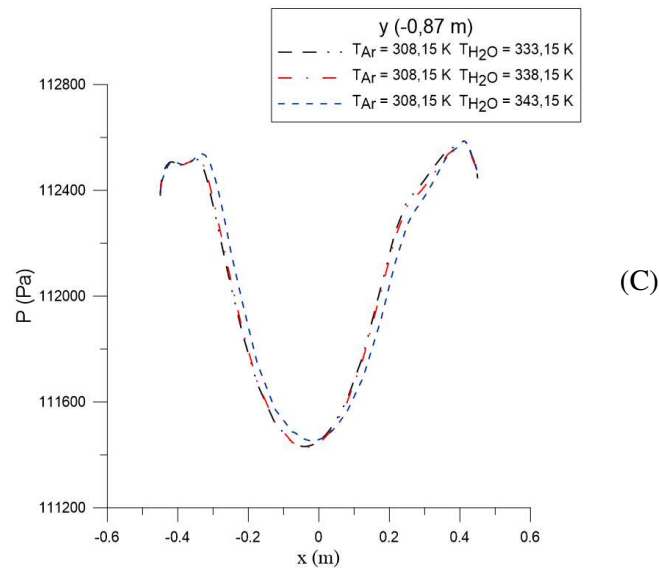
Figura 5.34: Perfil de pressão total no do separador ciclônico na posição $y = 0,87$ m. (A) $T_{ar} = 298,15$ K, (B) $T_{ar} = 303,15$ K e (C) $T_{ar} = 308,15$ K.



(A)



(B)



(C)

Figura 5.35: Perfil de pressão total no do separador ciclônico na posição $y = 1,5$ m. (A) $T_{ar} = 298,15$ K, (B) $T_{ar} = 303,15$ K e (C) $T_{ar} = 308,15$ K.

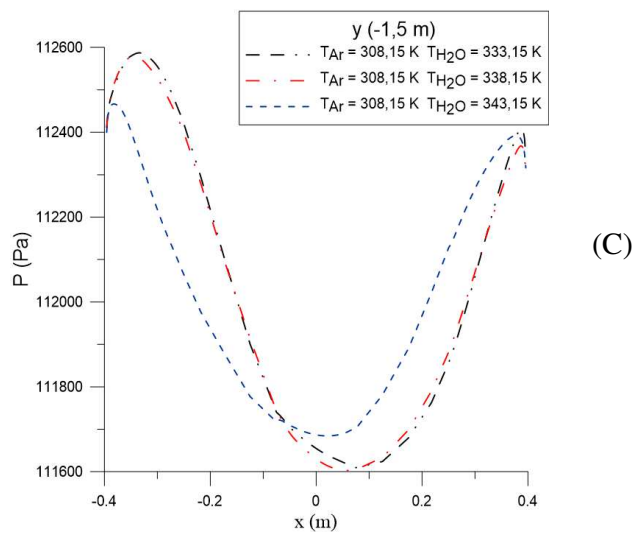
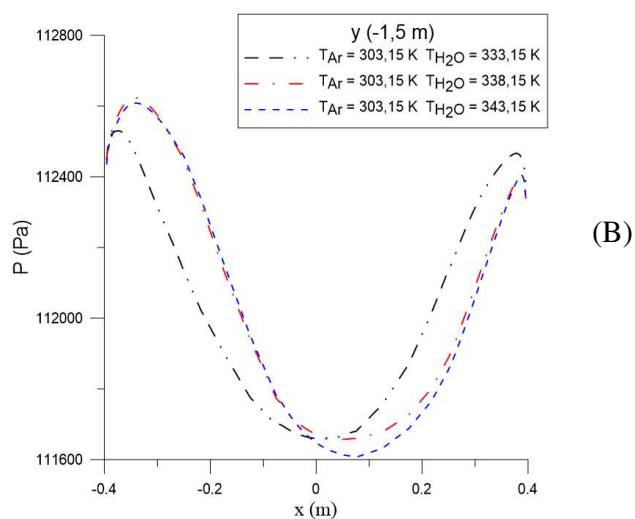
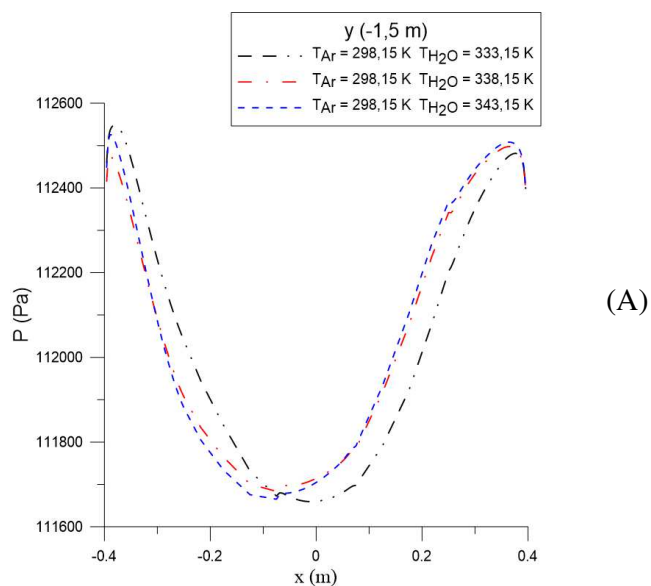


Figura 5.36: Perfil de pressão total no do separador ciclônico na posição $y = 2,5$ m. (A) $T_{ar} = 298,15$ K, (B) $T_{ar} = 303,15$ K e (C) $T_{ar} = 308,15$ K.

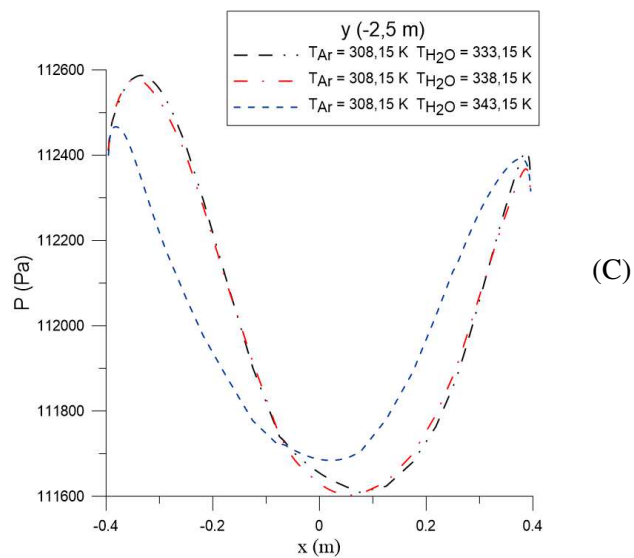
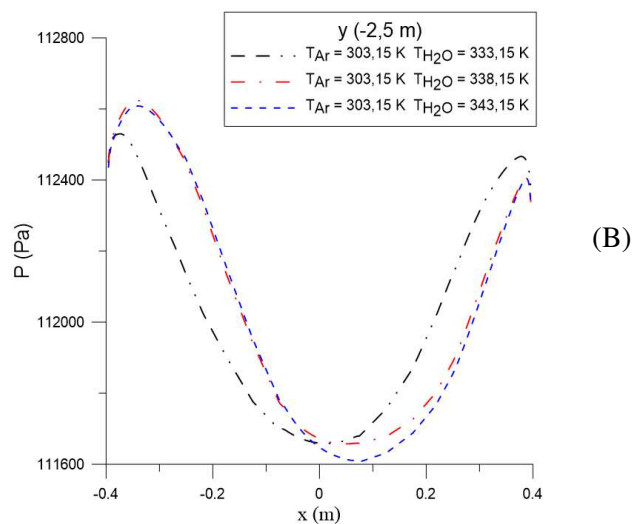
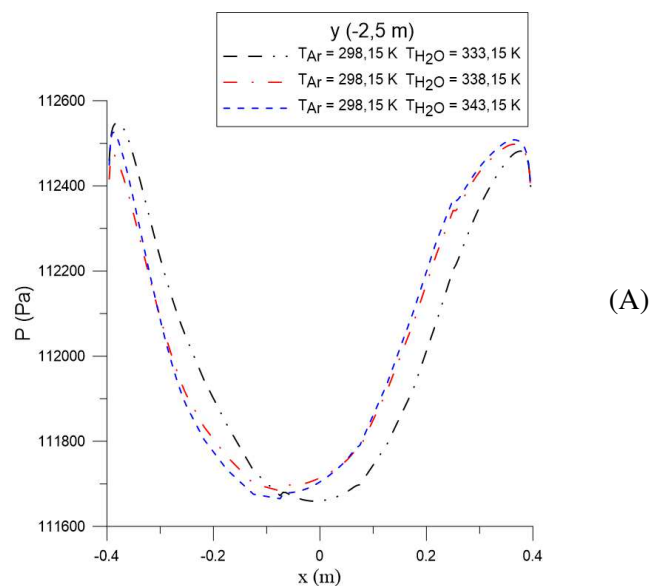
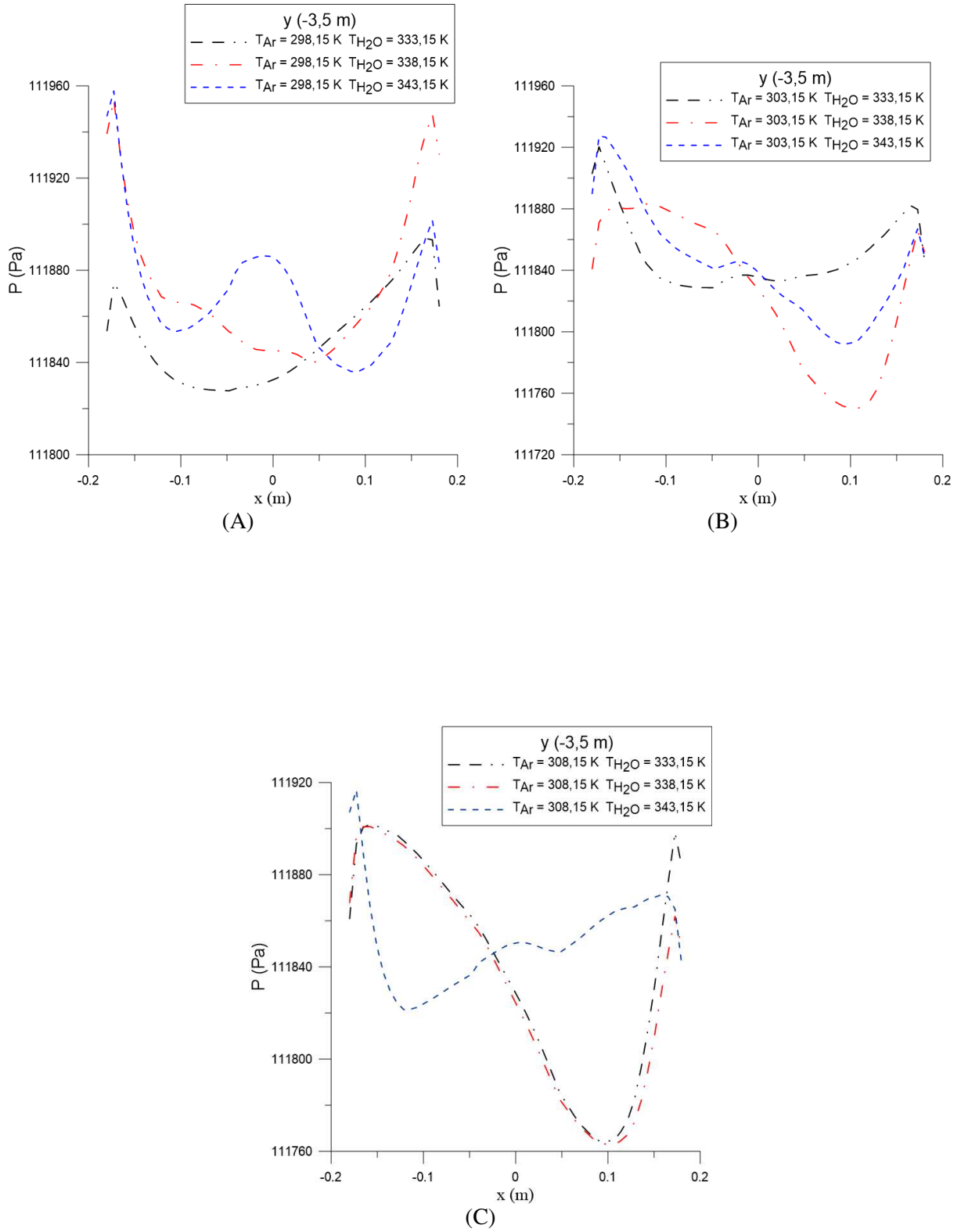


Figura 5.37: Perfil de pressão total no do separador ciclônico na posição $y = 3,5$ m. (A) $T_{ar} = 298,15$ K, (B) $T_{ar} = 303,15$ K e (C) $T_{ar} = 308,15$ K.



Nas Figuras 5.38 a 5.42 estão representados, respectivamente os perfis de velocidade axial e tangencial em função da posição radial. A velocidade tangencial é decorrente das

forças centrífugas induzidas pela entrada dos fluidos na entrada tangencial. Por outro lado, as velocidades axiais induzem os transportes dos fluidos na direção axial, x , do separador ciclônico.

Deve-se destacar que a Figura 5.38 o comportamento dos perfis de velocidade na posição 0,1 m, para as temperaturas de alimentação, diferem das posições 0,87, 1,5, 2,5 e 3,5 m. Este efeito pode estar relacionado com tubo interno (“*vortex finder*”) como também pode sofrer influência das entradas tanto tangencial como dos bicos injetores comportamento observado para todas as variações de temperaturas para posição 0,1 m. Pelas Figuras 5.41 e 5.42 nas posições 2,5 e 3,5, respectivamente, nota-se que o perfil de velocidade atinge um valor máximo nas proximidades do centro do separador ciclônico à medida que os fluidos se afastam das entradas tangenciais, independentemente dos valores das temperaturas na seção de entrada. Observa-se igualmente que a medida que os fluidos se afastam das entradas tangenciais, há um pequeno aumento dos valores das velocidades axiais indicando que o momento axial aumenta em relação ao momento tangencial devido as perdas por atrito. Este fato indica que há uma redução na intensidade turbilhonar, o que pode explicar a tendência das correntes se misturarem. Outro ponto a ser destacado, é que com o distanciamento das entradas tangenciais os perfis de velocidade axial mudam completamente de comportamento como pode ser visto na Figuras 5.41 e 5.42 isso pode ser devido à queda de pressão nesta região.

Nas Figuras 5.43 a 5.47 estão representados os perfis de velocidades (velocidade tangencial) em função da posição radial em 5 locais diferentes (0,1; 0,87; 1,5, 2,5 e 3,5 m) para seis temperaturas diferentes. Observa-se que a velocidade tangencial diminui de intensidade à medida que se aproxima da região central do separador ciclônico. Outro ponto a ser destacado, é que com o distanciamento das entradas tangenciais os perfis de velocidade mudam de comportamento devido ao aumento do momento axial e da redução da seção transversal na região cônica do separador ciclônico. Estes perfis de velocidade axial e tangencial apresentam comportamentos semelhantes aos observados nos ciclones e/ou hidrociclones convencionais reportadas na literatura por Farias (2006), Sousa (2009); Buriti (2009) e Barbosa (2011).

Figura 5.38: Perfil de velocidade axial na posição $y = 0,1$ m do separador ciclônico térmico. (A) $T_{ar} = 298,15$ K, (B) $T_{ar} = 303,15$ K e (C) $T_{ar} = 308,15$ K

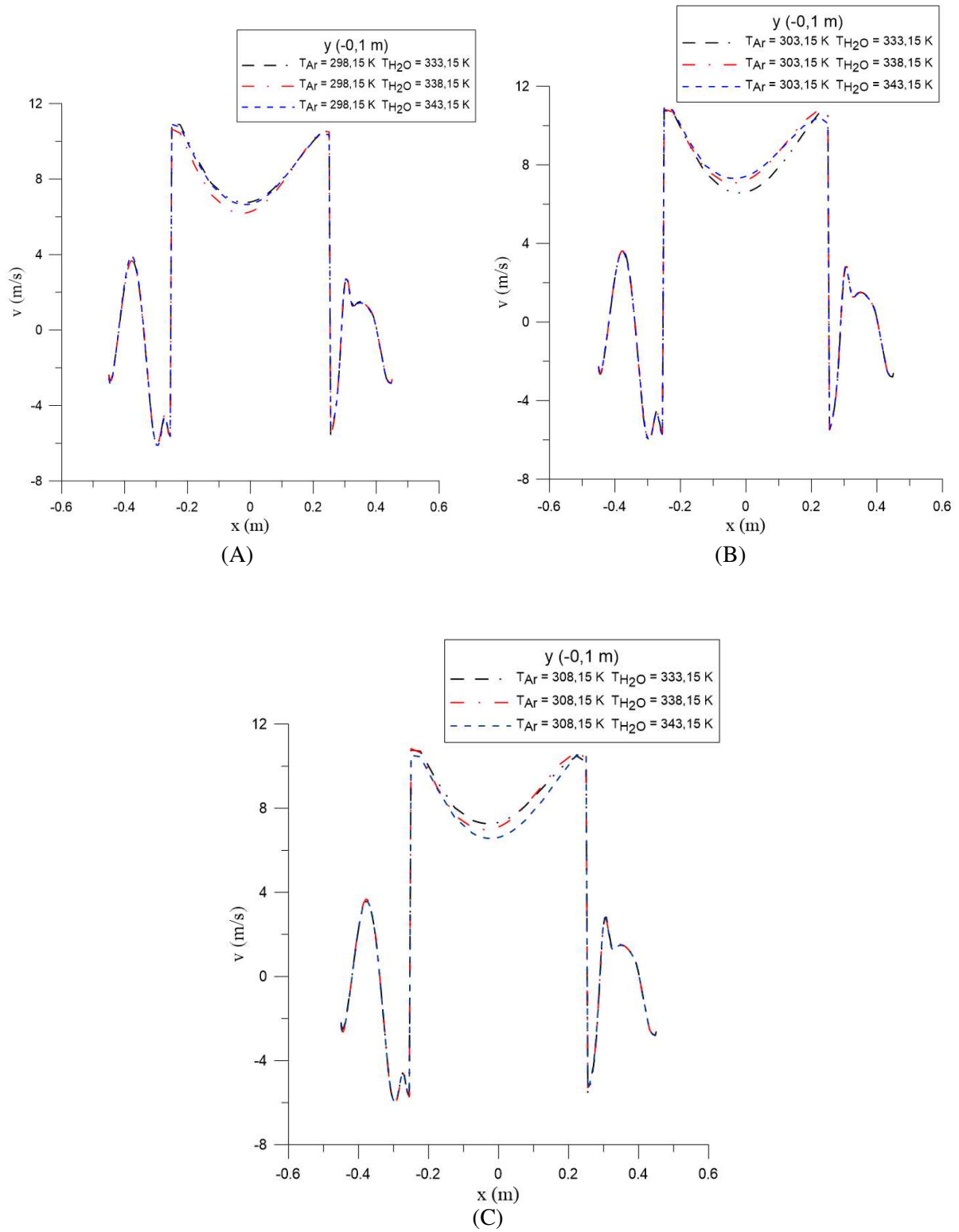
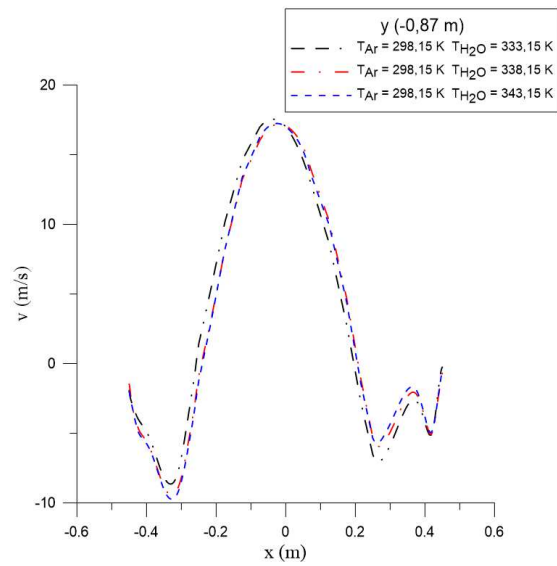
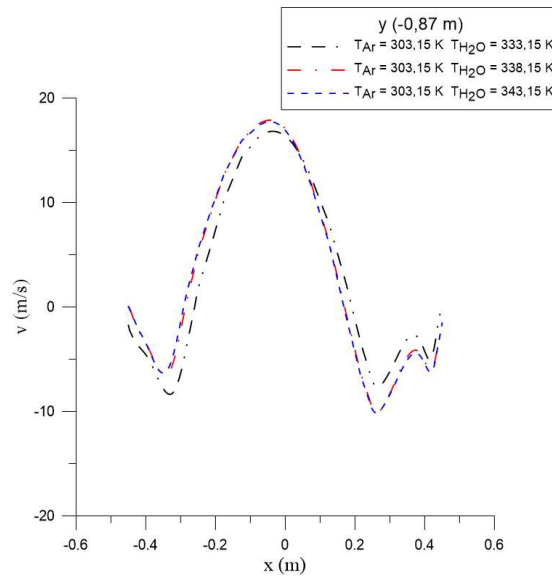


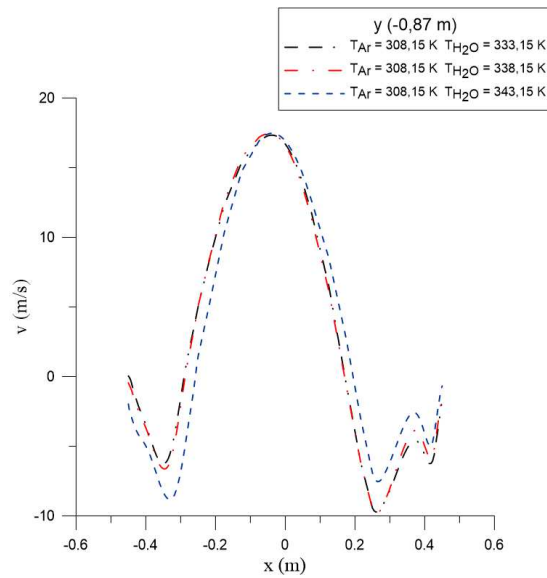
Figura 5.39: Perfil de velocidade axial na posição $y = 0,87$ m do separador ciclônico térmico. (A) $T_{ar} = 298,15$ K, (B) $T_{ar} = 303,15$ K e (C) $T_{ar} = 308,15$ K.



(A)

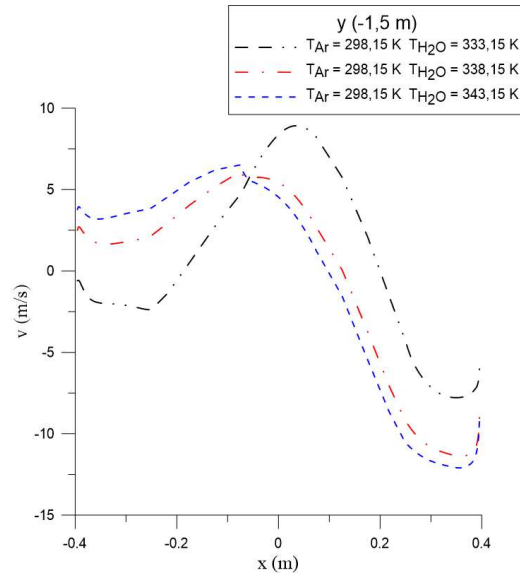


(B)

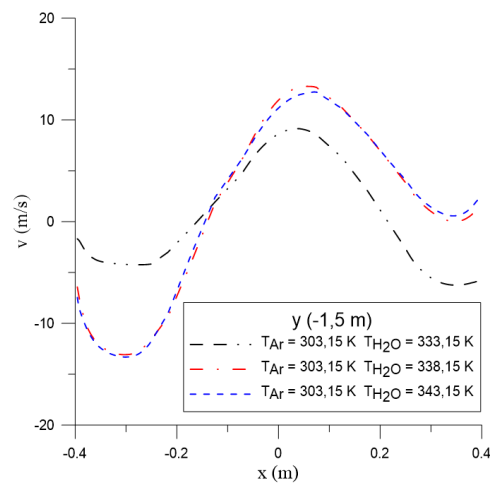


(C)

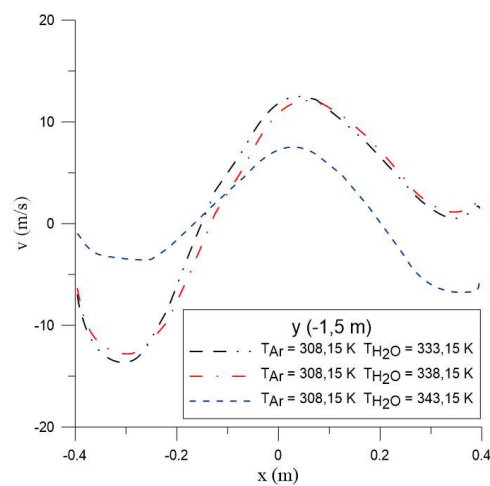
Figura 5.40: Perfil de velocidade axial na posição $y = 1,5$ m do separador ciclônico térmico. (A) $T_{ar} = 298,15$ K, (B) $T_{ar} = 303,15$ K e (C) $T_{ar} = 308,15$ K.



(A)



(B)



(C)

Figura 5.41: Perfil de velocidade axial na posição $y = 2,5$ m do separador ciclônico térmico. (A) $T_{ar} = 298,15$ K, (B) $T_{ar} = 303,15$ K e (C) $T_{ar} = 308,15$ K.

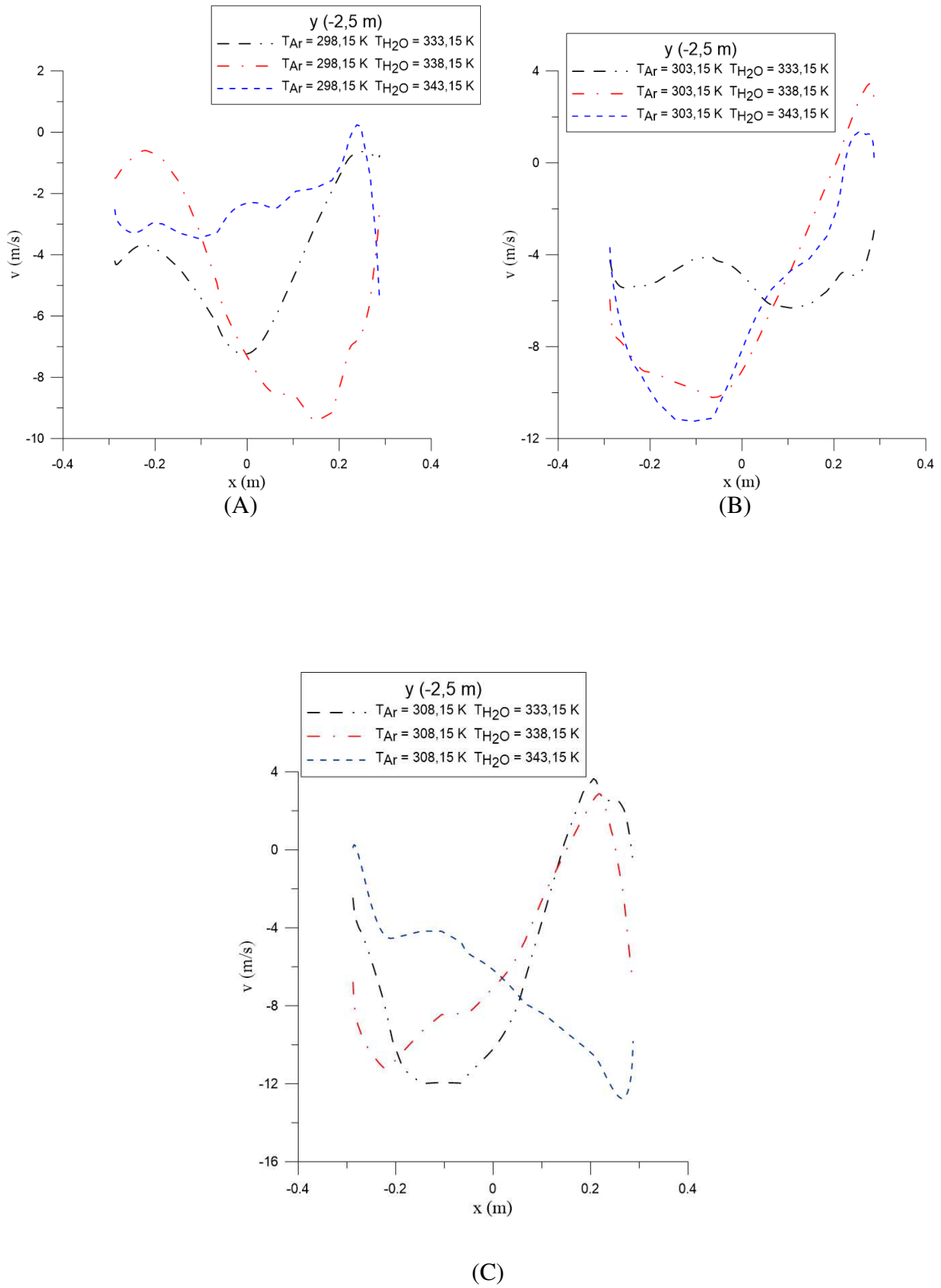
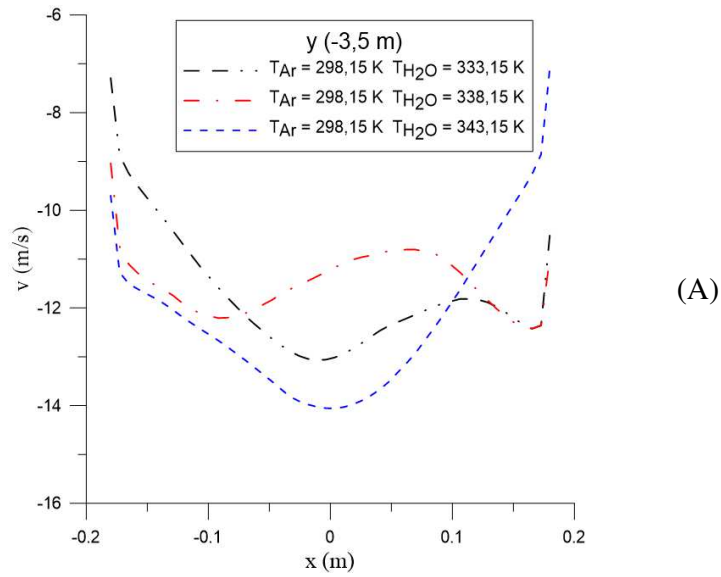
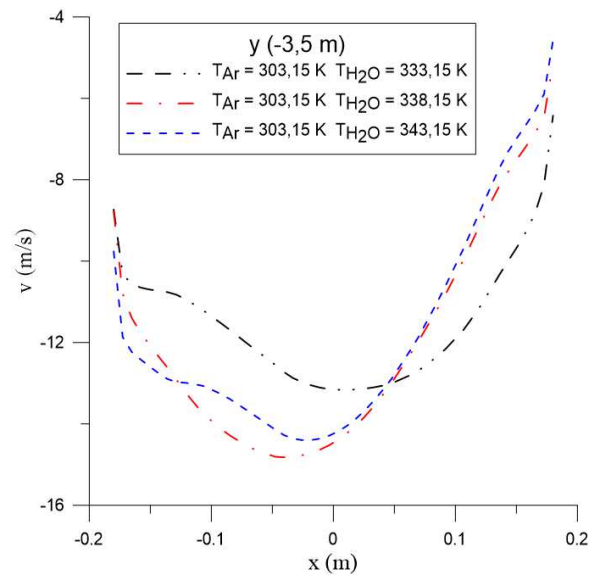


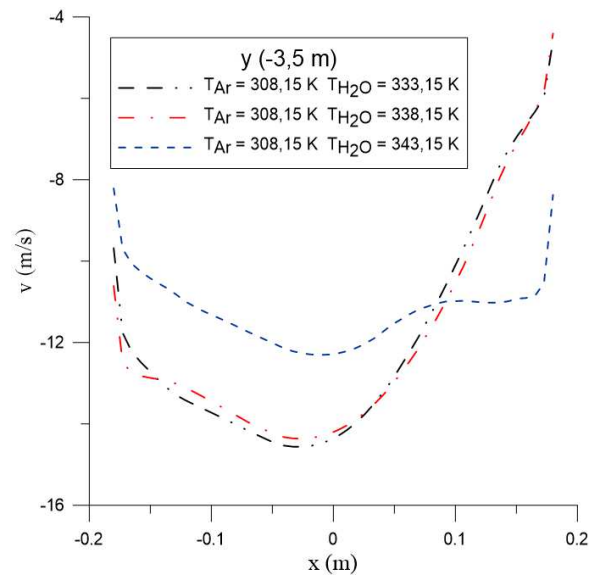
Figura 5.42: Perfil de velocidade axial na posição $y = 3,5$ m do separador ciclônico térmico. (A) $T_{ar} = 298,15$ K, (B) $T_{ar} = 303,15$ K e (C) $T_{ar} = 308,15$ K.



(A)



(B)



(C)

Figura 5.43: Perfil de velocidade tangencial na posição $y = 0,1$ m do separador ciclônico térmico. (A) $T_{Ar} = 298,15$ K, (B) $T_{Ar} = 303,15$ K e (C) $T_{Ar} = 308,15$ K.

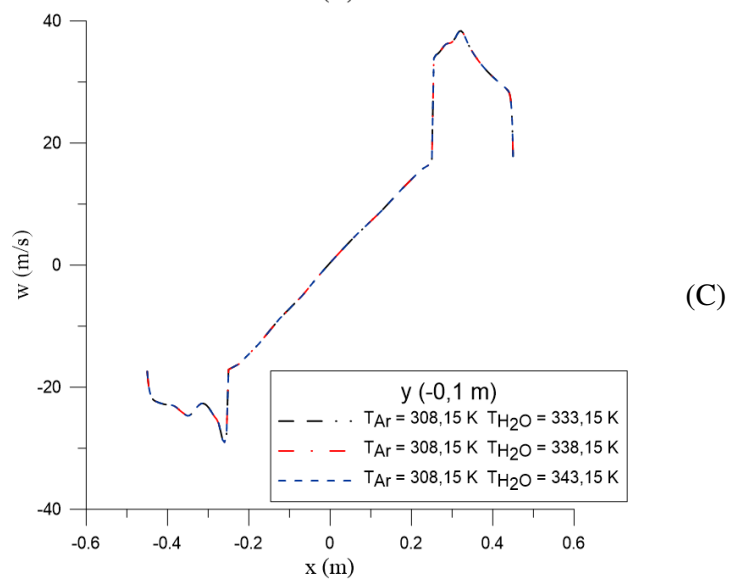
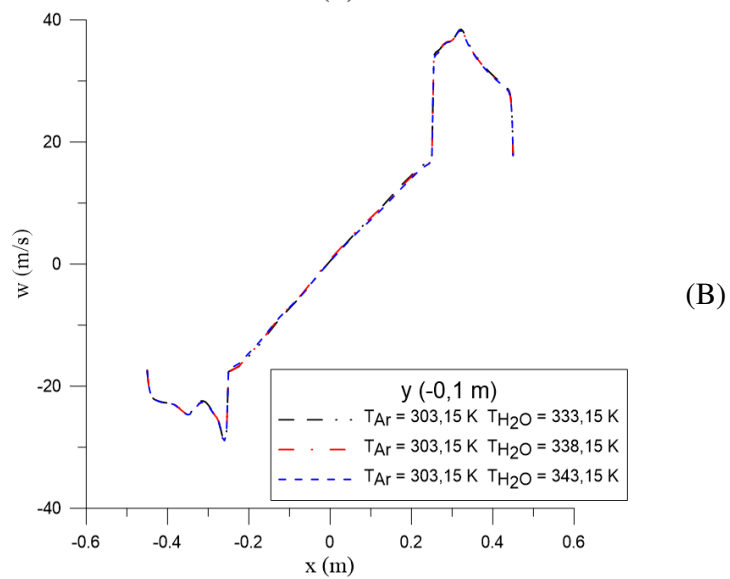
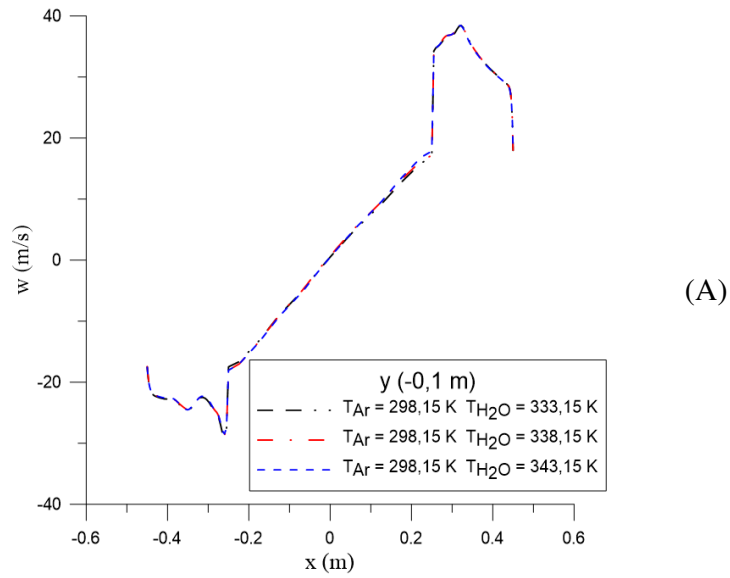
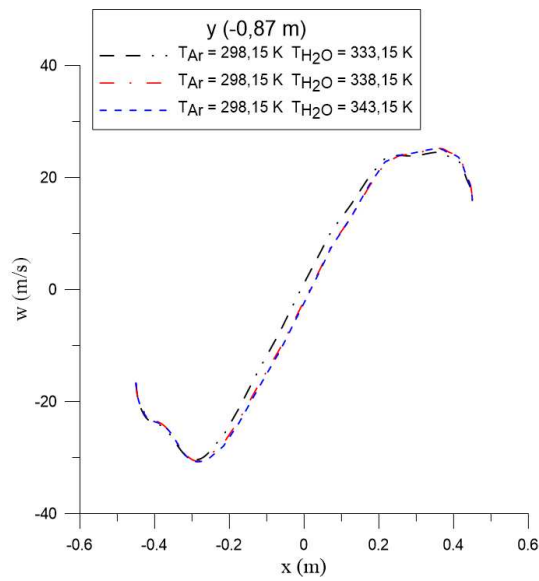
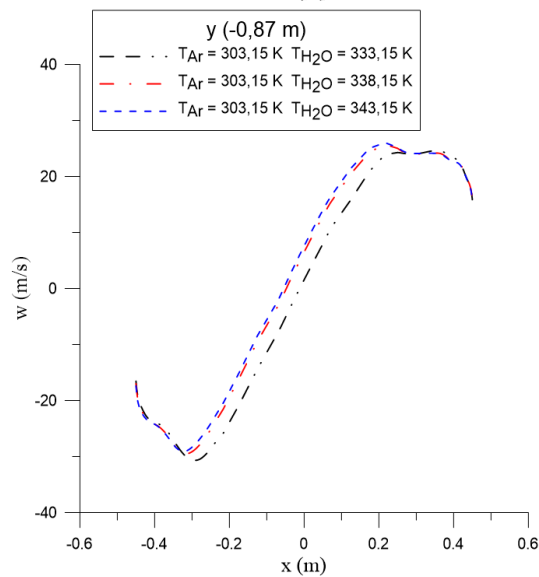


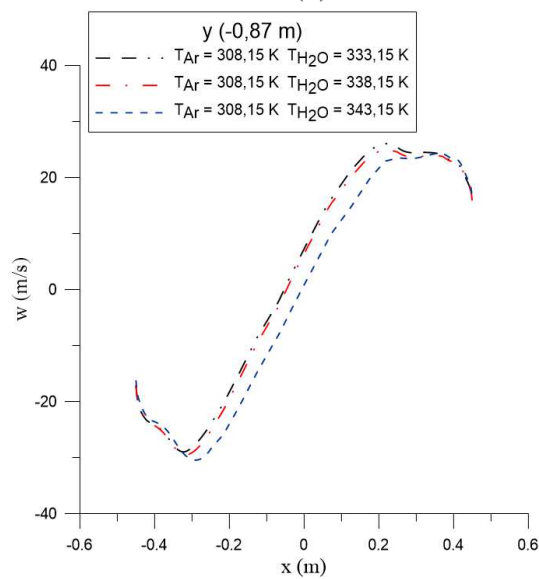
Figura 5.44: Perfil de velocidade tangencial na posição $y = 0,87$ m do separador ciclônico térmico. (A) $T_{Ar} = 298,15$ K, (B) $T_{Ar} = 303,15$ K e (C) $T_{Ar} = 308,15$ K.



(A)

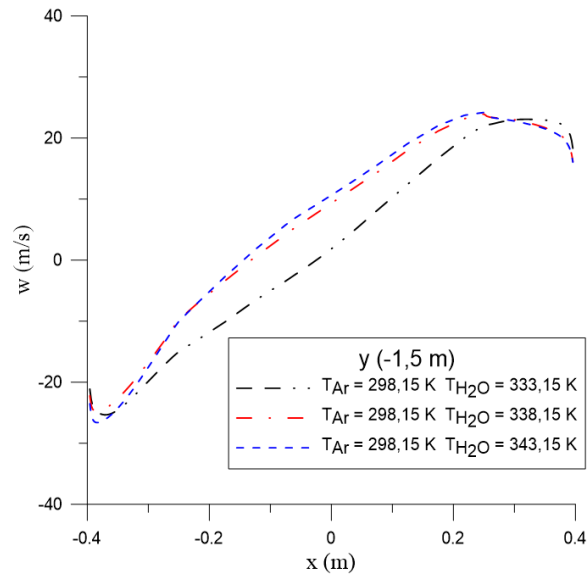


(B)

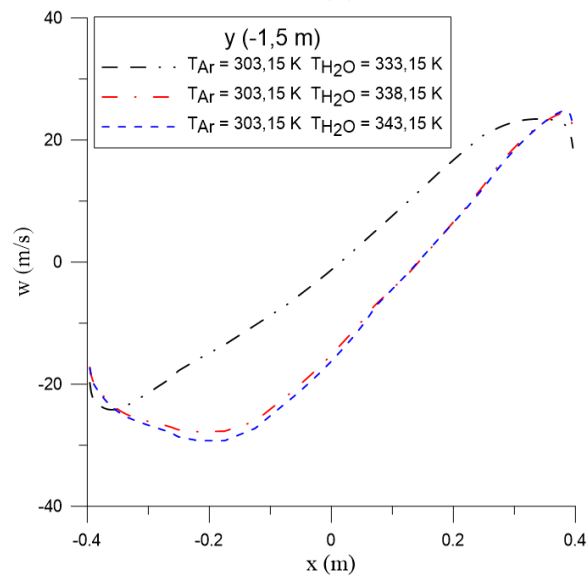


(C)

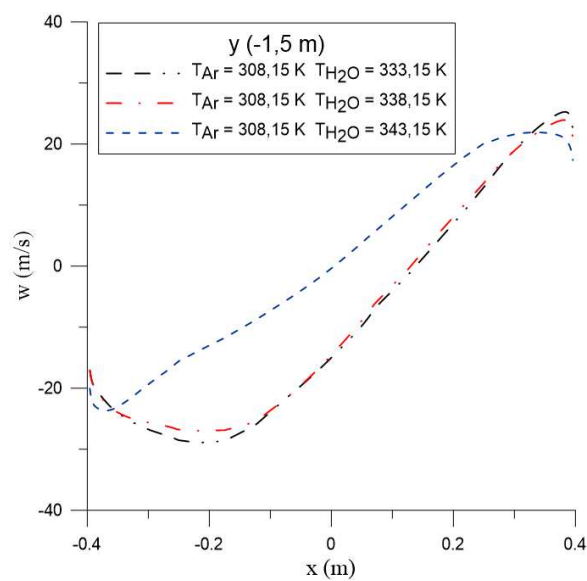
Figura 5.45: Perfil de velocidade tangencial na posição $y = 1,5$ m do separador ciclônico térmico. (A) $T_{Ar} = 298,15$ K, (B) $T_{Ar} = 303,15$ K e (C) $T_{Ar} = 308,15$ K.



(A)

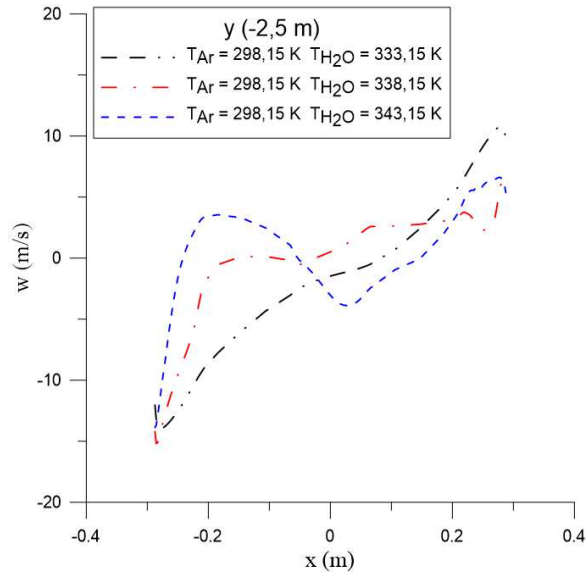


(B)

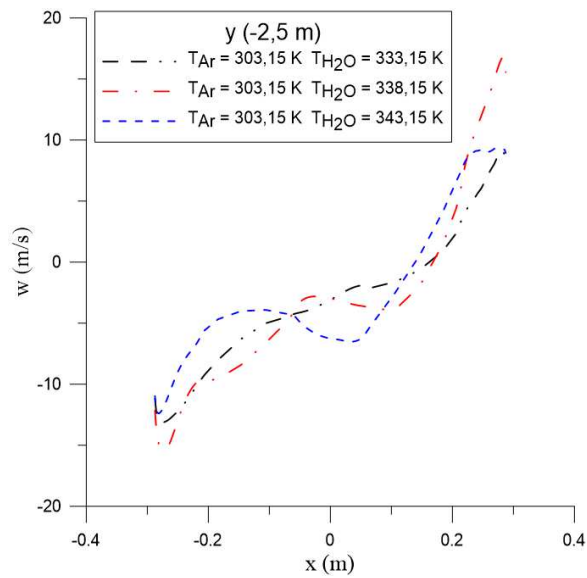


(C)

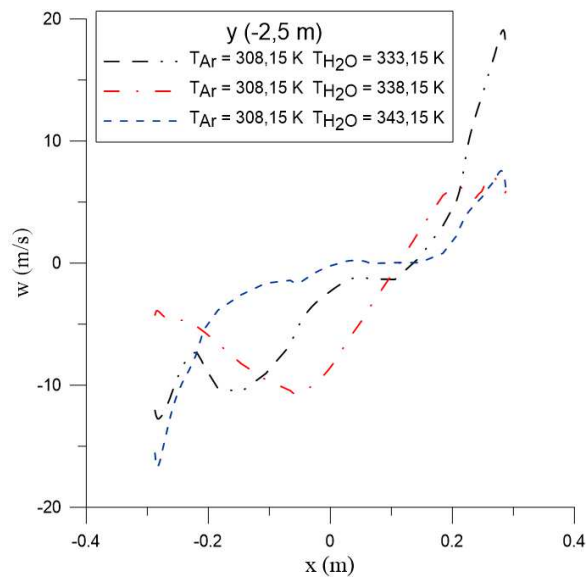
Figura 5.46: Perfil de velocidade tangencial na posição $y = 2,5$ m do separador ciclônico térmico. (A) $T_{ar} = 298,15$ K, (B) $T_{ar} = 303,15$ K e (C) $T_{ar} = 308,15$ K.



(A)

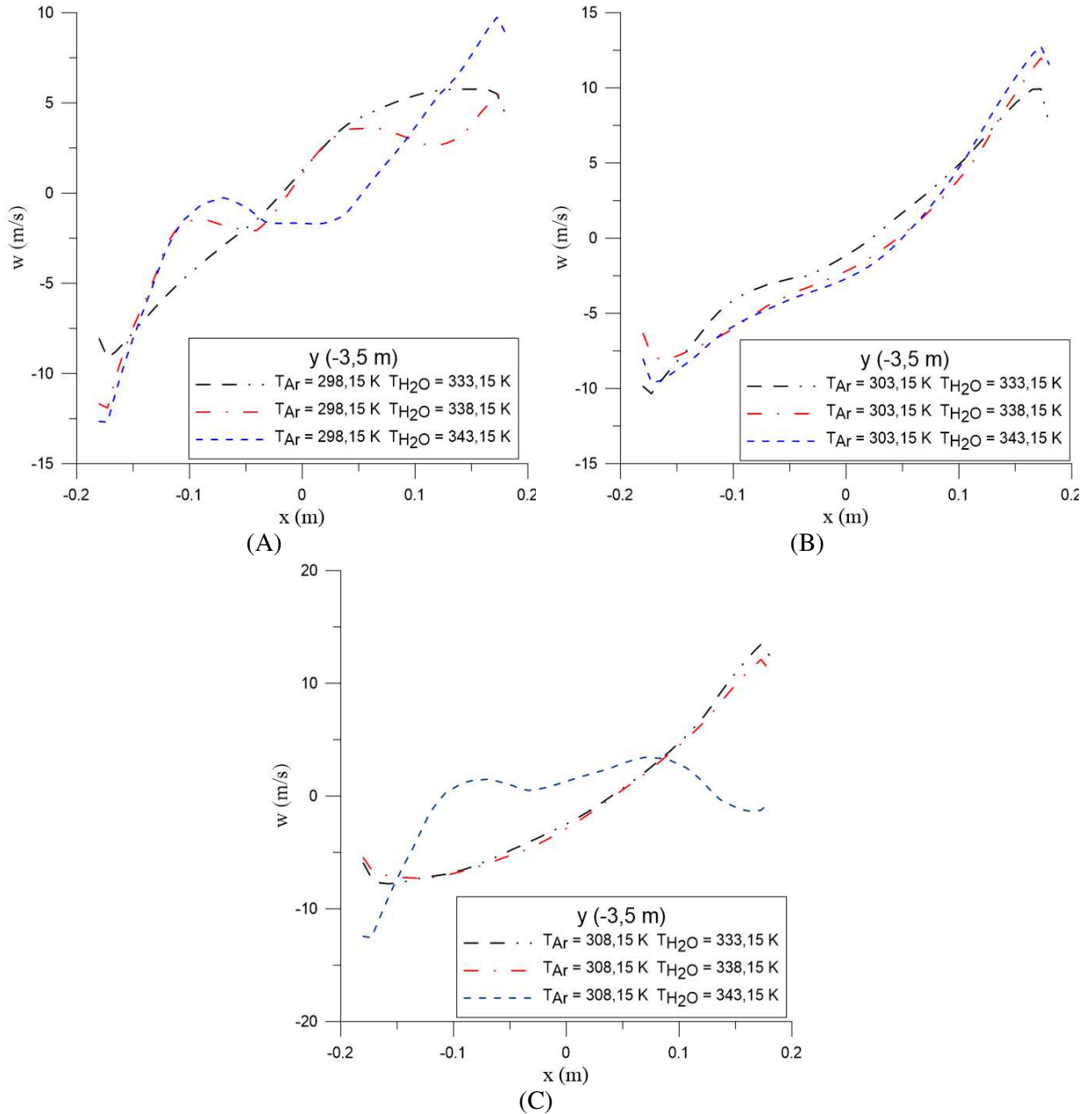


(B)



(C)

Figura 5.47: Perfil de velocidade tangencial na posição $y = 3,5$ m do separador ciclônico térmico. (A) $T_{ar} = 298,15$ K, (B) $T_{ar} = 303,15$ K e (C) $T_{ar} = 308,15$ K.



Nas Figuras 5.48 a 5.52 estão representados o comportamento da temperatura em função da posição x em cinco posições distintas no SCT para a combinação das seis temperaturas de entrada. Vê-se nas Figuras 5.48 a 5.52 que as temperaturas apresentam semelhança na distribuição em cada posição analisada (0,1; 0,87; 1,5, 2,5, 3,5 m), isso para cada variação dos valores das temperaturas na alimentação. Nota-se pela Figura 5.48 que o perfil de temperatura atinge um valor máximo nas proximidades do centro do separador ciclônico, nas proximidades da saída superior no interior do “*vortex finder*”, e que a partir das

Figuras 5.49 a 5.52 à medida que os fluidos se afastam das entradas nota-se mudança no comportamento do gradiente de temperatura, pois as maiores temperaturas estão localizadas nas proximidades das paredes do ciclone, independentemente dos valores das temperaturas na seção de entrada. Observa-se igualmente que a medida que os fluidos se afastam da parte cilíndrica, já na parte cônica a distribuição da temperatura permanece praticamente constante da paredes para o centro como visto nas Figura 5.51 e Figura 5.52 mais expressivamente na Figura 5.52, indicando que nesta região não há praticamente trocas térmicas pois os fluidos alcançaram o equilíbrio térmico, pois neste caso a temperatura pode não mais influenciar na evaporação nesta região sendo a mesma provocadas por outros fatores físicos.

Figura 5.48: Perfil de temperatura no separador ciclônico na posição $y = 0,1$ m. (A) $T_{ar} = 298,15$ K, (B) $T_{ar} = 303,15$ K e (C) $T_{ar} = 308,15$ K.

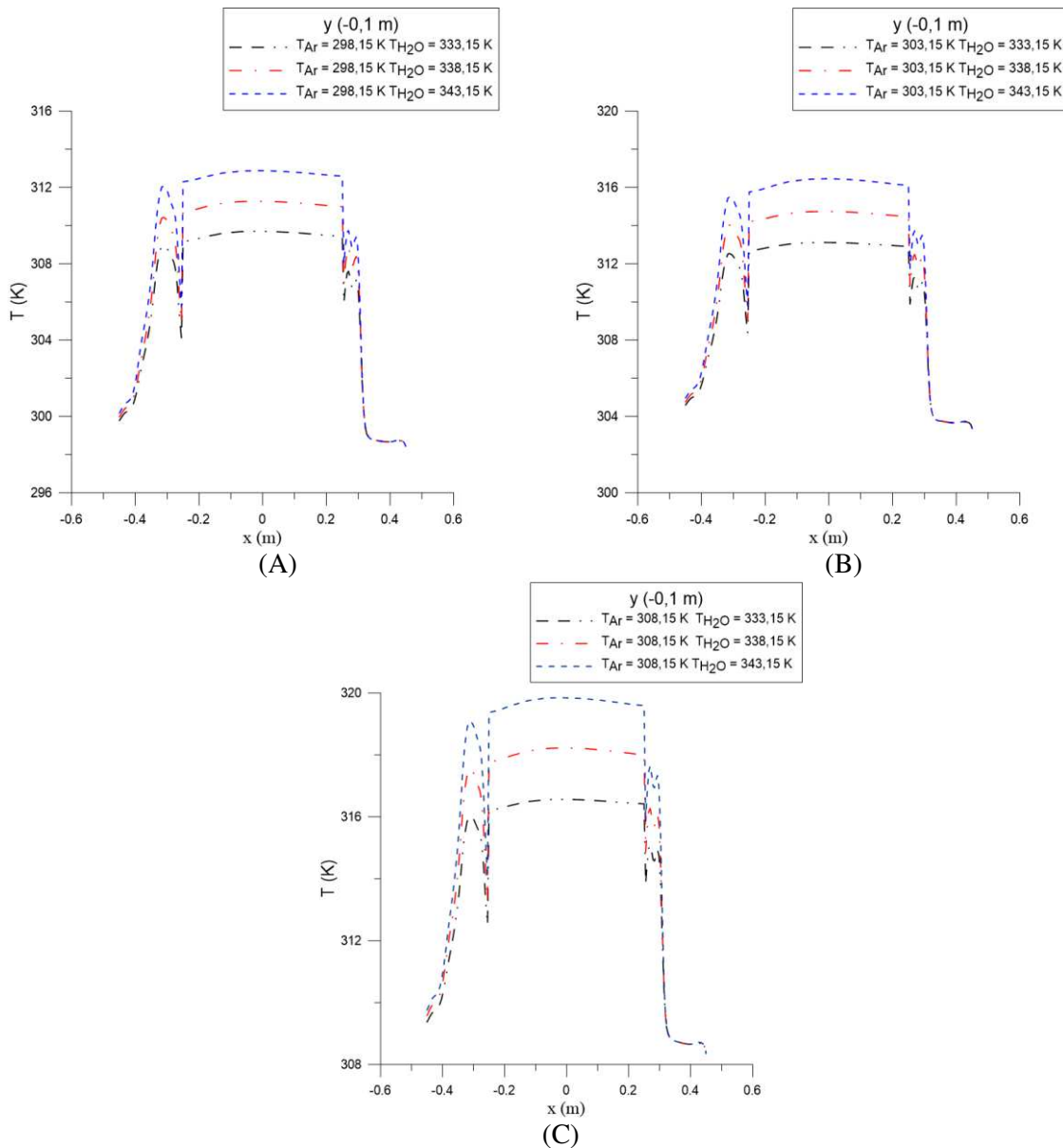


Figura 5.49: Perfil de temperatura no separador ciclônico na posição $y = 0,87$ m. (A) $T_{ar} = 298,15$ K, (B) $T_{ar} = 303,15$ K e (C) $T_{ar} = 308,15$ K.

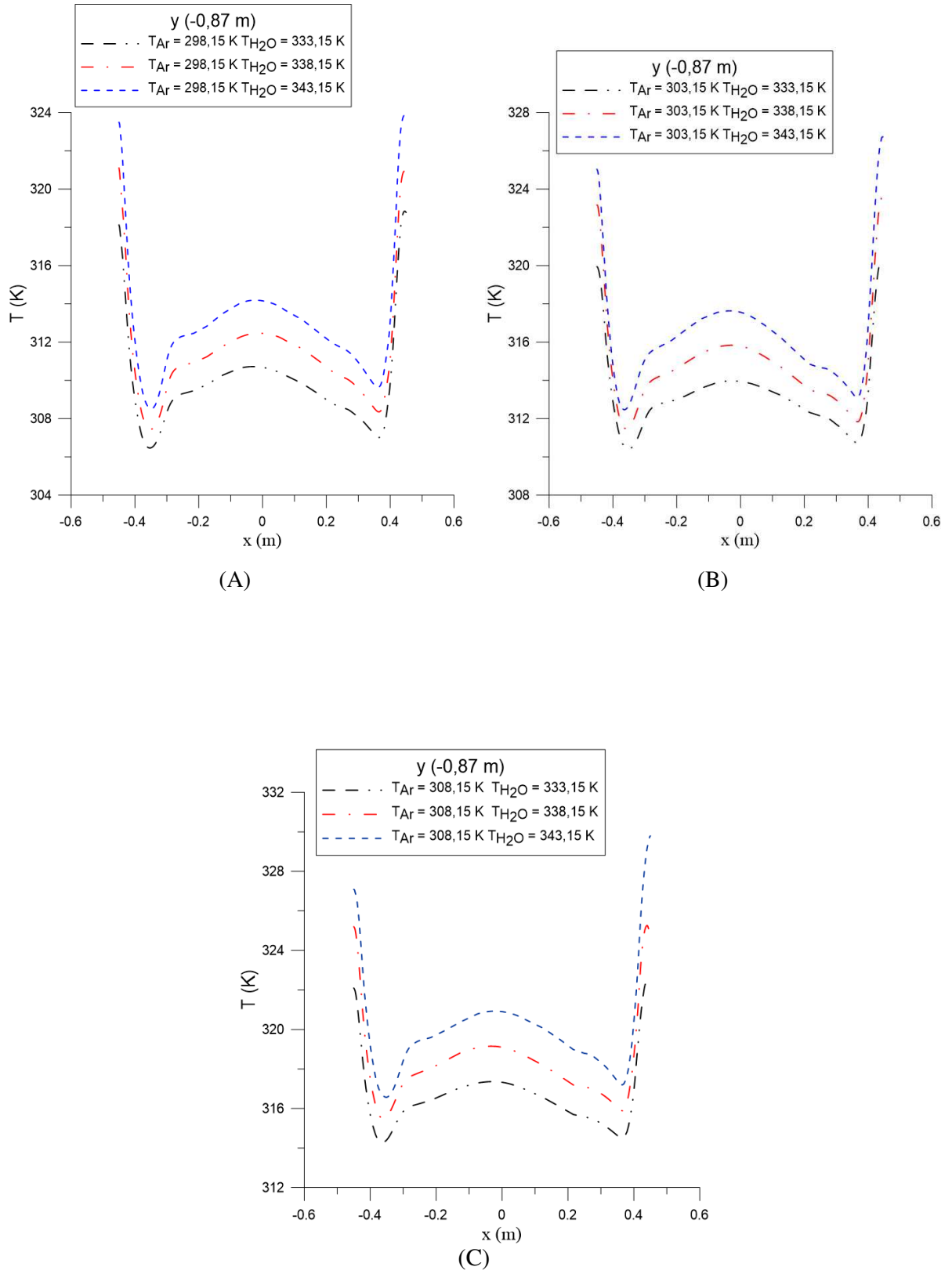


Figura 5.50: Perfil de temperatura no separador ciclônico na posição $y = 1,5$ m. (A) $T_{ar} = 298,15$ K, (B) $T_{ar} = 303,15$ K e (C) $T_{ar} = 308,15$ K.

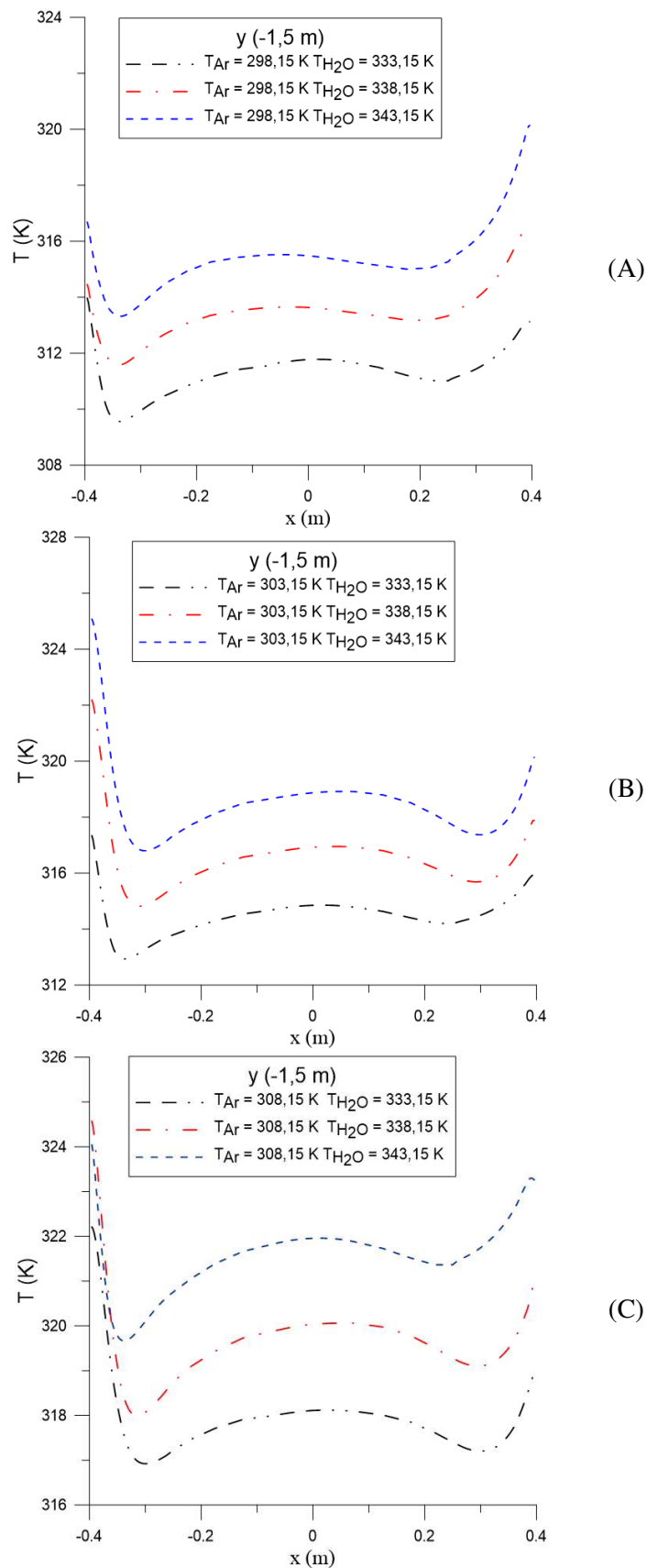


Figura 5.51: Perfil de temperatura no separador ciclônico na posição $y = 2,5$ m. (A) $T_{ar} = 298,15$ K, (B) $T_{ar} = 303,15$ K e (C) $T_{ar} = 308,15$ K.

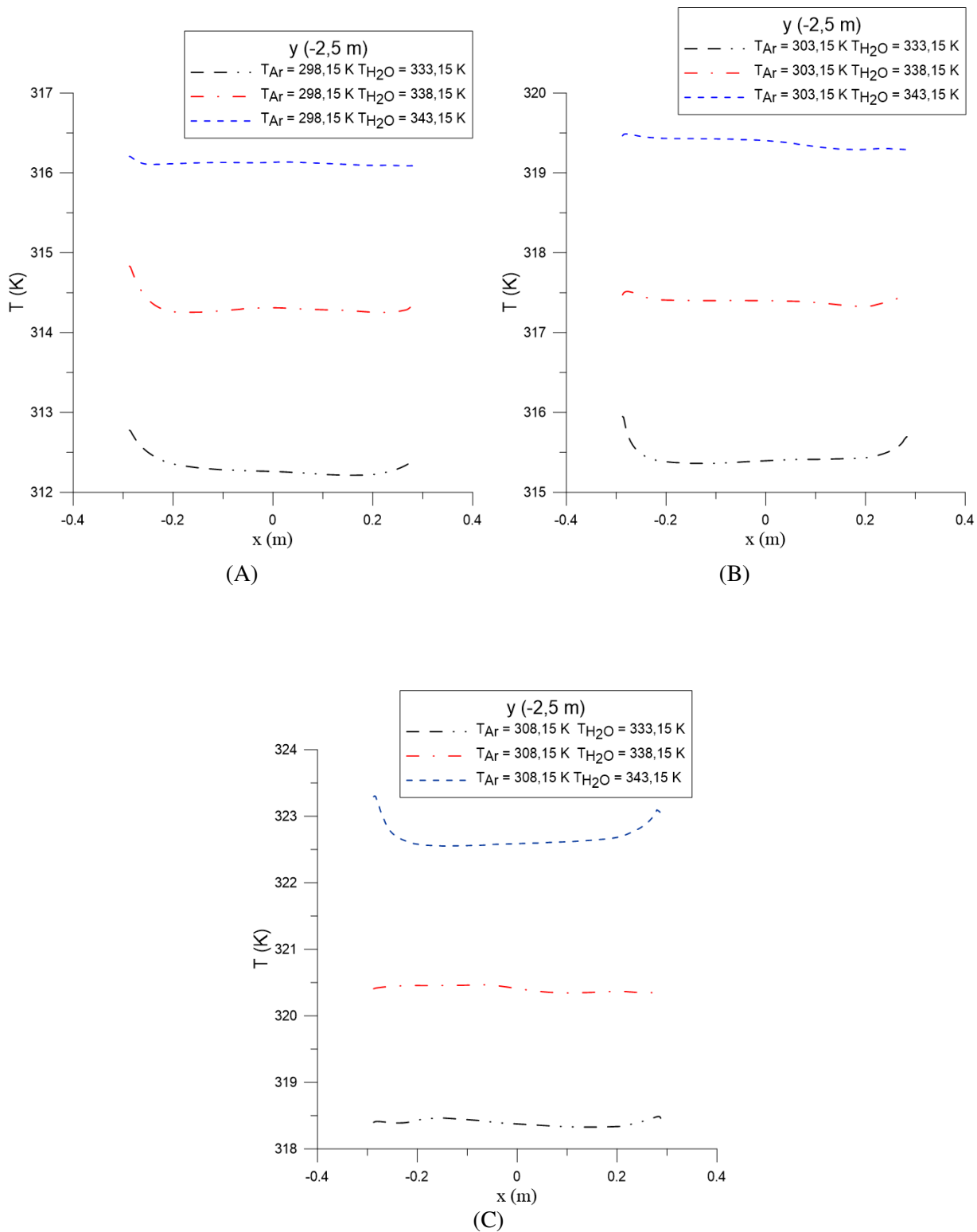
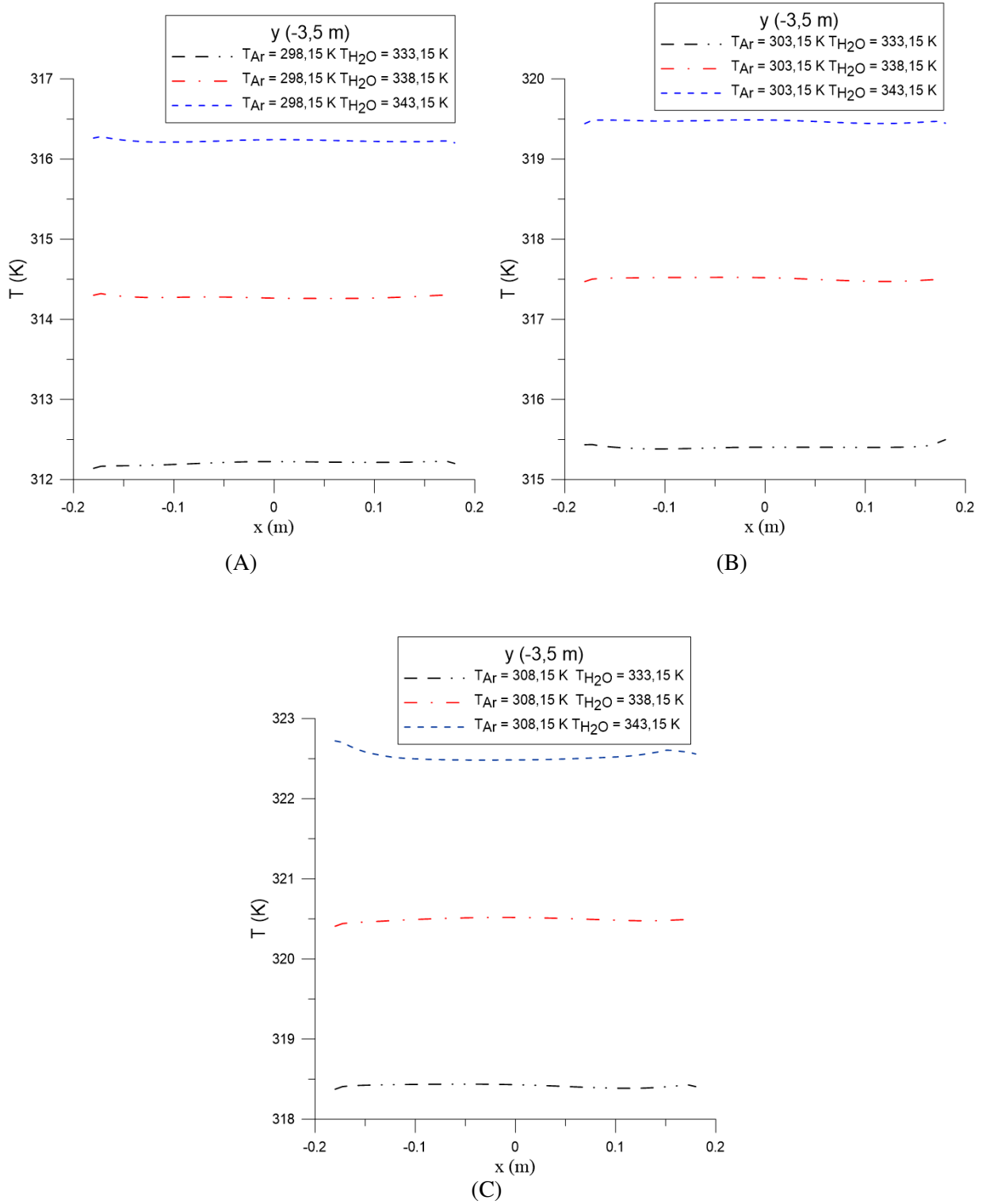


Figura 5.52: Perfil de temperatura no separador ciclônico na posição $y = 3,5$ m. (A) $T_{ar} = 298,15$ K, (B) $T_{ar} = 303,15$ K e (C) $T_{ar} = 308,15$ K.



Nas Tabelas 5.1 a 5.9 estão informados os resultados de fração e vazão mássica para todos os casos estudados. Pode-se observar a influência direta das temperaturas de alimentação. Em todos os casos analisados nota-se que quanto maior as temperaturas da alimentação, maior é a formação de vapor, este efeito é mais pronunciado com maior temperatura de alimentação ($T_{ar} = 308,5 \text{ K}$ e $T_{H_2O} = 343,15 \text{ K}$) apresentando maior quantidade de vazão mássica de vapor de água nas saídas superior e inferior do separador ciclônico térmico.

Em todos casos analisado (ver Tabelas 5.1 a 5.9), tem-se maior quantidade de massa de vapor de água saindo pela parte inferior do separador ciclônico, este fato pode ser causado tanto pela forma geométrica da parte cônica do separador ciclônico como pelo tempo de residência das partículas no interior do mesmo.

Para todos os casos foi aplicada uma vazão mássica de água salgada na alimentação (bicos aspersores) de 2.700 kg h^{-1} . Logo comparando-se dois resultados, Tabelas 5.1 e 5.9, pelos resultados mostrados na Tabela 5.1 informa que houve uma formação de vapor a uma vazão mássica nas saídas superior e inferior de $0,96 \text{ kg h}^{-1}$ e $1,06 \text{ kg h}^{-1}$ respectivamente, e para os resultados mostrados na Tabela 5.9 houve uma produção de $1,54 \text{ kg h}^{-1}$ e $1,84 \text{ kg h}^{-1}$, nas saídas superior e inferior, respectivamente. Observamos que a diferença de temperatura entre os dois casos analisados (Tabela 5.1 e 5.9) foi de 10 K na temperatura das alimentações, tanto do ar na entrada tangencial, como da água nos bicos aspersores que causou uma diferença na vazão mássica entre as duas Tabelas 5.1 e 5.9 nas saídas superiores dos separadores ciclônicos de $0,58 \text{ kg h}^{-1}$.

Tabela 5.1: Vazão mássica de vapor de água, $T_{ar} = 298,15 \text{ K}$ e $T_{H_2O} = 333,15 \text{ K}$ (Caso 1)

Local	Fração mássica de vapor de agua	Vazão mássica (kg/s)	Vazão mássica de vapor de água (kg/s)	Vazão mássica de vapor de água (kg/h)
Saída superior	0,00012	2,28	0,00027	0,96
Saída Inferior	0,00021	1,41	0,00030	1,06

Tabela 5.2: Vazão mássica de vapor de água, $T_{ar} = 298,15 \text{ K}$ e $T_{H_2O} = 338,15 \text{ K}$ (Caso 2)

Local	Fração mássica de vapor de agua	Vazão mássica (kg/s)	Vazão mássica de vapor de água (kg/s)	Vazão mássica de vapor de água (kg/h)
Saída superior	0,00014	2,19	0,00030	1,10
Saída Inferior	0,00025	1,50	0,00038	1,36

Tabela 5.3: Vazão mássica de vapor de água, $T_{ar} = 298,15 \text{ K}$ e $T_{H_2O} = 343,15 \text{ K}$ (Caso 3)

Local	Fração mássica de vapor de agua	Vazão mássica (kg/s)	Vazão mássica de vapor de água (kg/s)	Vazão mássica de vapor de água (kg/h)
Saída superior	0,00017	2,23	0,00037	1,33
Saída Inferior	0,00029	1,45	0,00042	1,53

Tabela 5.4: Vazão mássica de vapor de água, $T_{ar} = 303,5 \text{ K}$ e $T_{H_2O} = 333,15 \text{ K}$ (Caso 4)

Local	Fração mássica de vapor de agua	Vazão mássica (kg/s)	Vazão mássica de vapor de água (kg/s)	Vazão mássica de vapor de água (kg/h)
Saída superior	0,00013	2,24	0,00028	1,02
Saída Inferior	0,00023	1,39	0,00033	1,18

Tabela 5.5: Vazão mássica de vapor de água, $T_{ar} = 303,5 \text{ K}$ e $T_{H_2O} = 338,15 \text{ K}$ (Caso 5)

Local	Fração mássica de vapor de agua	Vazão mássica (kg/s)	Vazão mássica de vapor de água (kg/s)	Vazão mássica de vapor de água (kg/h)
Saída superior	0,00015	2,30	0,00034	1,24
Saída Inferior	0,00028	1,33	0,00037	1,34

Tabela 5.6: Vazão mássica de vapor de água, $T_{ar} = 303,5 \text{ K}$ e $T_{H_2O} = 343,15 \text{ K}$ (Caso 6)

Local	Fração mássica de vapor de agua	Vazão mássica (kg/s)	Vazão mássica de vapor de água (kg/s)	Vazão mássica de vapor de água (kg/h)
Saída superior	0,00018	2,29	0,00042	1,51
Saída Inferior	0,00033	1,34	0,00044	1,57

Tabela 5.7: Vazão mássica de vapor de água, $T_{ar} = 308,5 \text{ K}$ e $T_{H_2O} = 333,15 \text{ K}$ (Caso 7)

Local	Fração mássica de vapor de agua	Vazão mássica (kg/s)	Vazão mássica de vapor de água (kg/s)	Vazão mássica de vapor de água (kg/h)
Saída superior	0,00014	2,27	0,00032	1,15
Saída Inferior	0,00026	1,31	0,00034	1,23

Tabela 5.8: Vazão mássica de vapor de água, $T_{ar} = 308,5 \text{ K}$ e $T_{H_2O} = 338,15 \text{ K}$ (Caso 8)

Local	Fração mássica de vapor de água	Vazão mássica (kg/s)	Vazão mássica de vapor de água (kg/s)	Vazão mássica de vapor de água (kg/h)
Saída superior	0,00017	2,26	0,00037	1,35
Saída Inferior	0,00031	1,31	0,00040	1,45

Tabela 5.9: Vazão mássica de vapor de água, $T_{ar} = 308,5 \text{ K}$ e $T_{H_2O} = 343,15 \text{ K}$ (Caso 9)

Local	Fração mássica de vapor de água	Vazão mássica (kg/s)	Vazão mássica de vapor de água (kg/s)	Vazão mássica de vapor de água (kg/h)
Saída superior	0,00020	2,16	0,00043	1,54
Saída Inferior	0,00036	1,40	0,00051	1,84

Nas Tabelas 5.10 e 5.11 mostram os resultados obtidos da diferença na quantidade da vazão de vapor na saída superior do separador ciclônico para cada par de resultados obtidos nas Tabelas 1 a 9. Na Tabela 10 foi analisado os resultados mantendo-se constantes a temperatura do ar e variando a temperatura de alimentação da água salgada. Na Tabela 11 foi analisado os resultados mantendo-se constante a temperatura da água salgada na alimentação (bicos aspersores) e variando a temperatura do ar na alimentação (entrada tangencial). Percebe-se pelas as Tabelas 5.10 a 5.11 que a variação da temperatura da água tem maior influência no processo de evaporação em relação a variação da temperatura do ar na alimentado na entrada tangencial como e visto pela Tabela 5.10.

Tabela 5.10: Resultados obtidos da diferença na quantidade da vazão de vapor saído na saída superior do separador ciclônico para cada par de resultados obtidos mantendo a temperatura do ar constante.

Tabelas	TAR (K)	T_{H_2O} (K)	ΔT (K)	Diferença da vazão mássica (kg h^{-1})	
1 ↔ 2		333,15	338,15	5	0,14
1 ↔ 3	25	333,15	343,15	10	0,37
2 ↔ 3		338,15	343,15	5	0,23
4 ↔ 5		333,15	338,15	5	0,22
4 ↔ 6	30	333,15	343,15	10	0,49
5 ↔ 6		338,15	343,15	5	0,27
7 ↔ 8		333,15	338,15	5	0,2
7 ↔ 9	35	333,15	343,15	10	0,39
8 ↔ 9		338,15	343,15	5	0,19

Tabela 5.11: Resultados obtidos da diferença na quantidade da vazão de vapor saído na saída superior do separador ciclônico para cada par de resultados obtidos mantendo a temperatura da água constante.

Tabelas	T _{H₂O} (K)	TAR (K)		ΔT (K)	Diferença da vazão mássica (kg h ⁻¹)
1 ↔ 4		298,15	303,15	5	0,06
1 ↔ 7	60	298,15	308,15	10	0,19
4 ↔ 7		303,15	308,15	5	0,13
2 ↔ 5		298,15	303,15	5	0,14
2 ↔ 8	65	298,15	308,15	10	0,25
5 ↔ 8		303,15	308,15	5	0,11
3 ↔ 6		298,15	303,15	5	0,18
3 ↔ 9	70	298,15	308,15	10	0,21
6 ↔ 9		303,15	308,15	5	0,03

6 Conclusões e sugestões para futuros trabalhos.

6.1 Conclusões

Com base nos resultados numéricos da simulação do processo para dessalinização da água salgada usando o separador ciclônico térmico do presente estudo pode-se concluir, dentro das condições avaliadas, que:

- O escoamento no interior do separador ciclônico térmico apresentou um caráter tridimensional e assimétrico do escoamento do gás-partícula no interior do ciclone, bem como a presença de regiões com zonas de recirculação, nas proximidades da junção cilindro e cone, e de inversão de fluxo, praticamente na interseção das paredes cilíndrica e cônica;
- As componentes de velocidades tangenciais mostraram-se ser predominantes perante as componentes de velocidade axiais;
- Os resultados mostraram o bom funcionamento dos bicos injetores mostrando o fluxo tridimensional das partículas pelos bicos;
- Ao se variar a temperatura dos fluídos de alimentação do gás e das partículas, foi verificado que não houve influência significativa na temperatura final das misturas, e na formação de vapores na saída do separador. Estes resultados estão de acordo com as considerações do modelo Lagrangeano.

6.2 Sugestões para futuros trabalhos

Os resultados numéricos indicam a necessidade de um estudo mais cauteloso do processo de dessalinização da água salgada, aumentar a vazão de alimentação do ar e verificar a sua influência no processo de dessalinização;

Avaliar a influência do comprimento da parte cônica e o diâmetro do da saída inferior, tanto na fluidodinâmica quanto na cinética para tentar aumentar o tempo de residência das partículas e com contribuir para o aquecimento da partícula;

Testar outros modelos de turbulência e avaliar sua performance na predição dos fluxos turbulentos e transporte de calor e massa;

7 Referências Bibliográficas

- [CONAMA] CONSELHO NACIONAL DO MEIO AMBIENTE. Classificação dos corpos de água e diretrizes para o seu enquadramento. Brasília, DF 2005.05/02/2012.
- ABADIO FDB, Domingues AM, Borges SV, Oliveira VM. Physical properties of powdered pineapple (*Ananas comosus*) juice - effect of malt dextrin concentration and atomization speed. *J Food Eng* 64: 285-287. 2004
- ADHIKARI, R. S.; KUMAR, A. Cost Optimization Studies on a Multistage Stacked Tray Solar Still. *Desalination*, n° 125 pp. 115121.1999.
- ADHIKARI, R. S.; KUMAR, A. Cost Optimization Studies on a Multistage Stacked Tray Solar Still. *Desalination* n° 125 pp. 115121.1999.
- ALENEZI, G.; ETTOUNEY, H.; FAWZY, N. Low Temperature Humidification Dehumidification Desalination Process. Elsevier. *Energy Conversion and Management* n° 47, pp. 470484. 2006.
- AL-ENEZI,G.; ETTOUNEY, H.; FAWZY, N. Low Temperature Humidification Dehumidification Desalination Process. Elsevier. *Energy Conversion and Management* n° 47, pp. 470484.2006.
- ALONSO, L. F. T., “Algoritmos de seleção e dimensionamento de secadores”, Tese de doutorado, Faculdade de Engenharia Agrícola, UNICAMP, SP, Brasil (2001).
- ALVES, R. S., Estudo sobre a dessalinização de águas salobras utilizando a energia solar Monografia de Graduação apresentada à Universidade Federal de Uberlândia como parte dos requisitos necessários para a aprovação da disciplina de Projeto de Graduação do curso de Engenharia Química Uberlândia – MG, 2008.
- AULTON ME. *Pharmaceutics: The Science of Dosage Form Design*. 2 ed. Edinburg: Churchill Livingstone, p. 388-390. 2002

- BANDYOPADHYAY, A.; BISWAS, M. N. , Fly ash scrubbing in a Novel Dual Flow Scrubber. *Waste Management*, vol 27, ed 12, pp 18451859.2007.
- BARBOSA, E.S.; Aspectos geométricos e hidrodinâmicos de um hidrociclone no processo de separação de sistemas multifásicos: aplicação à indústria do petróleo, Tese (Doutorado) Universidade Federal de Campina Grande - Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Processos, Campina Grande, 194p., 2011.
- BARBOSA, E.S.; Aspectos geométricos e hidrodinâmicos de um hidrociclone no processo de separação de sistemas multifásicos: aplicação à indústria do petróleo, Tese (Doutorado) Universidade Federal de Campina Grande - Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Processos, Campina Grande, 194p., 2011.
- BECKMAN, J. R. Dewvaporation Desalination 5,000GallonPerDay Pilot Plant. *Reclamation Managing Water in the West. Desalination and Water Purification Research and Development Program Report n° 120 . Utah . 2008.*
- BECKMAN, J. R. Dewvaporation Desalination 5,000GallonPerDay Pilot Plant. *Reclamation Managing Water in the West. Desalination and Water Purification Research and Development Program Report n° 120 . Utah . 2008.*
- BERNARDO S.; Mori, M.; Peres, A.P.; Dionísio, R.P. 3-D computational fluid dynamics for gas and gas-particle flows in a cyclone with different inlet section angles, *Powder Technology* 162 (2006) 190 – 200.
- BERNARDO, S. *et al.*, 3-D computational fluid dynamics for gas and gas-particle flows in a cyclone with different inlet section angles. *Powder Technology* 162 (2006) 190 – 200
- BOUROUNI, K.; CHAIBI, M. T. Mdelling of Heat and Mass Transfer in a Horizontaltube Fallingfilm Condenser for Brackish Water Desalination in Remote Areas.*Desalination* n° 166, pp. 1724.2004.
- BOUROUNI, K.; CHAIBI, M. T.; TADRIST, L. Water Desalination by Humidification and Dehumidification of Air: Stat of the Art. *Desalination* n° 137, pp 167176. 2001.

- BOUROUNIA ,K., Chaibib , M.T., Tadrisc , L., Water desalination by humidification and dehumidification of air: state of the art, *Desalination*. Elsevier Science B.V. 2000. 137 (2001) 167–176,
- BROADHEAD J., Rouan, Edmond SK, Rhodes CT. The spray drying of pharmaceuticals. *Drug. Dev Ind Pharm* 18: 1169-1206. 1992
- BURITI, C.J.O. Aplicação de um hidrociclone no processo de separação de fluidos multifásicos óleo/água/areia durante o processo de produção de petróleo. Monografia (Universidade Federal de Campina Grande), Campina Grande, PB, 2009, 88f.
- BURITI, C.J.O. Aplicação de um hidrociclone no processo de separação de fluidos multifásicos óleo/água/areia durante o processo de produção de petróleo. Monografia (Universidade Federal de Campina Grande), Campina Grande, PB, 2009, 88f.
- CAMARGO, J. R. Resfriamento Evaporativo: Pougando a Energia e o Meio Ambiente. *Revista de Ciências Exatas*, v. 9/10, n° 12, pp. 6975. Taubaté. 2004.
- CARMO, J. E. F., “Fenômenos de difusão transiente em sólidos esferoidais oblatos: secagem de lentilhas”, Tese de Doutorado 200 p., Universidade Federal de Campina Grande (UFCG), Campina Grande, Brasil (2004).
- CARUSO, G; NAVIGLIO, A. A Desalination Plant using Solar Heat as a Heat Supply, not Affecting the Enviroment with Chemicals. *Desalination* n° 122, pp. 225235. 1999.
- CHIRANJEEVI, C., Srinivas, T., Experimental and simulation studies on two stage humidification– dehumidification desalination and cooling plant. *Desalination* 376 (2015) 9–16
- CHU, K.W. *et al.* CFD–DEM simulation of the gas–solid flow in a cyclone separator *Chemical Engineering Science* 66 (2011) 834–847.
- CHU, K.W.; Wang, B.; Xu, D.L, Chen, Y.X.; Yu, A.B. CFD–DEM simulation of the gas–solid flow in a cyclone separator, *Chemical Engineering Science* 66 (2011) 834–847.
- CORRÊA, J. L. G.; Graminho, D. R. ; Silva, M. A.; Nebra, S. A. The cyclonic dryer - a numerical and experimental analysis of the influence of geometry on average particle residence time. *Braz. J. Chem. Eng.* vol.21 no.1 São Paulo Jan./Mar. 2004

COUTINHO, S. A., ESTUDO TEÓRICO E EXPERIMENTAL DE UM DESSALINIZADOR SOLAR PARA TRATAR ÁGUA SALOBRA. Tese de Doutorado apresentada a Coordenação do curso de Doutorado em Engenharia de Processos da Universidade Federal de Campina Grande como parte dos requisitos exigidos para obtenção do título de Doutor em Engenharia de Processos. CAMPINA GRANDE PB. 2013.

DAFF – Department of agriculture, fisheries and forestry – Australia. Economic and Technical Assessment of Desalination Technologies in Australia: with particular reference to national action plan priority regions – Detailed Report. 80 p. Sept. 2002. Disponível em: <<http://www.environment.gov.au/water/publications/urban/desalination-full-report.html>>. Acesso em: 15 de Agosto. 2015.

ELDESSOUKY, H. T.; ETTOUNEY, H. M. Fundamentals of Salt Water Desalination. Elsevier. 2002.

ELSAYED K.; LACOR C.. The effect of the dust outlet geometry on the performance and hydrodynamics of gas cyclones. Computers & Fluids 68 (2012) 134–147

FARIAS NETO, S. R.; LEGENTILHOMME, P.; LEGRAND, J., Finite-Element Simulation Of Swirling Decaying Flow Induced By Means of a Tangential Inlet in an Annulus. Computer methods in applied mechanics and engineering, v. 1, n. 165, p. 189-213, 1998.

FARIAS NETO, S.R., Simulation numerique des écoulements annulaires non-établis des types axial et tourbillonnaire – cas du transfert de matière, Tese de Doutorado (Université de Nantes) Nantes, France, 1997, 266f.

FARIAS NETO, S.R.; LEGENTILHOMME, P.; LEGRAND, J., Finite element simulation of mass transfer in laminar swirl decaying flow induced by means of a tangential inlet in an annulus. Computer methods in applied mechanics and engineering, v. 1, p. 4713-4731, 2001.

FARIAS, F. P. M., Estudo Teórico da Termofluidodinâmica em Secadores Ciclônicos, Tese de Doutorado submetida e apresentada ao Programa de Pós-Graduação em

Engenharia de Processos da Universidade Federal de Campina Grande –Campus I, como parte dos requisitos necessários para obtenção do grau de Doutor em Engenharia de Processos. (2006)

FARIAS, F. P. M.; Souza, J. S.; Lima, W.C.P.B.; Macêdo, A.C.; Farias Neto, S. R.; Lima, A.G.B. Influence of Geometric Parameters of the Hydrocyclone and Sand Concentration on the Water/Sand/Heavy-Oil Separation Process: Modeling and Simulation. *The International Journal of Multiphysics*, v. 5, n.3, p. 187-202, 2011. <http://dx.doi.org/10.1260/1750-9548.5.3.187>

FARIAS, F.P.M. Estudo Teórico da Termofluidodinâmica em Secadores Ciclônicos, Tese de Doutorado (Doutorado em Engenharia de Processos), Universidade Federal de Campina Grande, Campina Grande, PB, 2006, 131f.

FARIAS, F.P.M.; Buriti, C.J.O., Lima, W.; Farias Neto, S.R., Lima, A.G.B., The effect of droplet diameter on the separation of heavy-oil from water using a hydrocyclone, *Defect and Diffusion Forum*, v. 303-304, p. 131-137, 2010.

FARIAS, F.P.M.; FARIAS NETO, S.R., LIMA, A.G.B., Buriti, C.J.O., Performance of the water/glycerine separation by hydrocyclone, *European Congress on Computational Methods in Applied Sciences and Engineering (ECCOMAS)*, Veneza, 2008.

FARIAS, F.P.M.; LIMA, A.G.B., FARIAS NETO, S.R., Influência do duto de saída inferior do ciclone utilizado como secador: modelagem e simulação, *XVII Congresso Brasileiro de Engenharia Química (COBEQ)*, Recife, 2008.

FARID, M., Al-Hajajb, A. W., *Solar desalination with a humidification-dehumidification cycle*, Elsevier Science B.V. 1995

FILKOVÁ, I., Mujumdar AS. Industrial spray drying systems. In: Mujumdar AS. *Handbook of Industrial Drying*. Nova York: Dekker, p. 243-292. 1987

FIOREZE, R., *Princípios de secagem de produtos biológicos*. Vol. 1, 229 p., 1ª Edição, Editora Universitária, João Pessoa, UFPb, 2004.

NARAYAN, G. P.; McGovern, R. K.; Thiel, G. P.; Miller, J. A.; John H. Lienhard V., Status of humidification dehumidification desalination technology *World Congress/Perth Convention and Exhibition Centre (PCEC)*, Perth, Western Australia September 4-9, 2011a.

- HAMIEH, B. M.; BECKMAN, J. R. Seawater Desalination using Dewvaporation Technique: Theoretical Development and Design Evolution. *Desalination* n° 195, PP 113. 2006.
- INCROPERA, F. P., e Witt, D. P., “Fundamentos de transferência de calor e massa”, 3ª Edição, LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., Rio de Janeiro, RJ, (1992).
- INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P. Fundamentos de Transferência de Calor e Massa. Quinta Edicao. Editora LTC. Rio de Janeiro. 2003.
- Janeiro, RJ (2001).
- KARAGOZ, I, KAYA, F.; Numerical Investigation of performance characteristics of a cyclone prolonged with a dipleg. *Chemical Engineering journal*, v. 151, p. 39-45, 2009.
- LANCHA, J. P.; GERMER, S. P. M.; DALLA DEA, R. C.; FERRARI, C. C. FERRARI4; ALVIM, I. D.. Desidratação de Polpa de Pitanga e Jabuticaba em Spray Dryer: condições de processo e propriedades físico-químicas do pó. 6º Congresso Interinstitucional de Iniciação Científica - CIIC – Jaguariúna, SP. 2012
- LANNES, S. C., MEDEIROS, M. L., Processamento de achocolatado de cupuaçu por spray-dryer., *Brazilian Journal of Pharmaceutical Sciences* vol. 39, n. 1, jan./mar., 2003.
- LEE , B.K., Jung ,K.R., Park, S.H. Development and application of a novel swirl cyclone scrubber—(1) Experimental, *Aerosol Science* 39 (2008) 1079–1088.
- LEE, B.K., Park , S.H., , Development and application of a novel swirl cyclone scrubber(2) Theoretical, *Journal of Hazardous Materials* 164 (2009) 315–321
- LINOYA, K.; GOTOH, K.; HIGASHITANI, K. Powder technology handbook. New York: Wiley, 1991. 794 p.
- LUNA, F. D. T. Estudo numérico de um equipamento inovador no processo de separação água/óleo: célula turbilhonar. Relatório final

- LUNA, F.D.T.; FARIAS NETO, S.F., Estudo Numérico de um Equipamento Inovador no Processo de Separação Água/Óleo: Célula Turbilhonar, VII Congresso de Iniciação Científica da UFCG, Campina Grande, 2011.
- MALUF, A. P. Destiladores Solares no Brasil. Monografia. Engenharia Mecânica. Universidade Federal de Lavras Minas Gerais. 2005.
- MASTERS, K. Spray drying handbook. 4.ed. London: Godwin, 1985. 696 p.
- McCABE, W. L.; SMITH, J. C. Unit operations of chemical engineering . New York: McGraw-Hill,. 945 p. 1956.
- MEHRGOO, M., Amidpour, M., Derivation of optimal geometry of a multi-effect humidification–dehumidification desalination unit: A constructal design. Desalination 281 (2011) 234–242.
- MOHAMED, A.M.I., El-Minshawy, N.A.S., Humidification–dehumidification desalination system driven by geothermal energy, Desalination 249 (2009) 602–608.
- MORAES, C. A. C. Fluid Dynamics Model for Estimating Efficiency in Hydrocyclone for Oily Water. Master Thesis in chemical engineering, COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, Brazil, 2004 (In Portuguese).
- MORAES, C. A. C. Modelo fluidodinâmico para a estimativa de eficiência em hidrociclone para águas oleosas. Tese de M.Sc., COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, 2004.
- MULLER, C.; SCHWARZER, K.; SILVA, E. V.; MERTES, C. Solar Thermal Desalination Systems with Multilayer Heat Recovery. Solar Institut Julich. 2004.
- NARAYAN , G. P. , Al-Sulaiman, F. A., , Lienhard V, J. H. Exergy analysis of a high-temperature-steam-driven, varied-pressure, humidification–dehumidification system coupled with reverse osmosis. Applied Energy 103 (2013) 552–561.
- NARAYAN, G. P. and John H. Lienhard V Thermal Design of Humidification–Dehumidification Systems for Affordable Small-Scale Desalination, IDA Journal | Third Quarter 2012
- NARAYAN, G. P., Chehayeb, K. M., . Zubair, S. M., Lienhard V, J. H.,*Thermodynamic balancing of a fixed-size two-stage humidification dehumidification desalination system Desalination pg 125–139, (2015).
- NARAYAN, G. P., McGovern, R. K., Gregory P. Thiel, Miller, J. A., Lienhard, J. H. V. Status of humidification dehumidification desalination technology, World

Congress/Perth Convention and Exhibition Centre (PCEC), Perth, Western Australia
September 4-9, 2011a. REF: IDAWC/PER11-266.

NARAYAN, G. P., McGovern, R. K., Thiel, G. P., Miller, J. A., Lienhard V, J. H..Status of humidification dehumidification desalination technology *World Congress/Perth Convention and Exhibition Centre (PCEC), Perth, Western Australia September 4-9, 2011*

NARAYAN, G. P; SHARQAWY, M. H.; LIENHARD, J. H; ZUBAIR, S, M.
Thermodynamic Analysis of Humidification Dehumidification Desalination Cycles.
Desalination and Water Treatment n° 16, pp 339353.2010b.

NARAYAN, G. P; SHARQAWY, M. H; SUMMERS, E. K; LIENHARD, J. H; ZUBAIR, S,M.; ANTAR, M. A. ; The Potential of Solar-driven Humidification-dehumidification Desalination for Small-scale Decentralized Water Production. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. v. 14, Issue 4, pp. 11871201.2010a.

NARAYAN, G.P., McGovern, R.K., Zubair, S.M. and Lienhard V, J.H., 2011b. Variable pressure humidification dehumidification desalination, Accepted for presentation in AJTEC 2011, ASME/JSME 8th Thermal Engineering Joint conference, March 13-17 2011, Hawaii.

OLIVEIRA, A. R. Osmose Inversa Usando Energia Não Convencional, sem a Utilização de Acumuladores. Tese de doutorado. Engenharia de Processos. UFCG. 2007.

OLIVEIRA, Olivia Werner; PETROVICK, Pedro Ros, Secagem por aspersão (spray drying) de extratos vegetais: bases e aplicações. *Rev. bras. farmacogn.* vol.20 no.4 Curitiba Aug./Sept. 2010

PERRY, R. H; GREEN, D. W. Perry's Chemical Engineers' Handbook. Seven Edition.McGraw-Hill. 1999.

PINTO, J. C. e Lage, P. L. C., “Métodos numéricos em problemas de engenharia química”, Série: Escola Piloto em Engenharia Química COPPE/UFRJ, Editora e-papers, Rio de

PINTO, J. C., LAGE, P. L. C. Métodos numéricos em engenharia química. 2ª ed. Rio de Janeiro, Brasil,E-papers, 2001.

- QIBLAWEY, H. M.; BANAT, F. Solar Thermal Desalination Technologies Desalination n°220, pp. 633644.2008.
- QUEK SY, Chok NK, Swedlund P. The physicochemical properties of spray-dried watermelon powders. Chem Eng Process 46: 386-392. 2007
- RIBEIRO, R. R. F., Sistema de dessalinização via osmose inversa alimentado por painéis fotovoltaicos: modelagem e dimensionamento sem baterias dissertação Apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Química do Centro de Ciências e Tecnologia da Universidade Federal de Campina Grande em cumprimento às exigências para a obtenção do Grau de Mestre. 2009.
- SHARQAWY, M. H., Antar , M. A., Zubair , S. M., Elbashir, A. M. Optimum thermal design of humidification dehumidification desalination systems Desalination pp.10–21 (2014) .
- SHAW. Spray drying as an alternative granulation technique. In: Parikj DM. Handbook of Pharmaceutical Granulation Technology. Nova York: Marcel Dekker, p. 75-96. FV 1997
- SILVA, A. S.; FARIAS NETO, S.F., Estudo dos Efeitos das Variáveis Geométricas no Desempenho da Célula Turbilhonar no Tratamento de Efluentes Industriais, VIII Congresso de Iniciação Científica da UFCG, Campina Grande, 2012.
- SOUZA, J. A. R., BARBOSA, E. S., SOUZA, J. S., FARIAS N., S. R., LIMA, A.G.B., F. FARIAS, P. M., LOPES, H. M. INFLUÊNCIA DA POSIÇÃO DO DUTO DE ENTRADA NO CICLONE COMO SECADOR: MODELAGEM E SIMULAÇÃO. XX Congresso Brasileiro de Engenharia Química. COBEQ 2014.
- SOUZA, J.S.; Estudo numérico da termofluidodinâmica da separação de óleos pesados de uma corrente de águas oleosas via hidrociclone, Dissertação (mestrado) Universidade Federal de Campina Grande - Programa de Pós-Graduação em Engenharia Química, Campina Grande, 194p., 2009.
- SOUZA, J.S.; Estudo numérico da termofluidodinâmica da separação de óleos pesados de uma corrente de águas oleosas via hidrociclone, Dissertação (mestrado) Universidade Federal de Campina Grande - Programa de Pós-Graduação em Engenharia Química, Campina Grande, 194p., 2009.

- SOUZA, L. F., Dessalinização como fonte alternativa de água potável *Norte Científico* - Periódico anual técnico-científico do CEFET-RR Norte Científico, v.1, n.1, dezembro de 2006.
- STRUMILLO, C., Kudra, T. “Drying: Principles, applications and design”,; Gordon and Science Publishers, New York (1986).
- TONON RV, Brabet C, Hubinger, MD. Influence of process conditions on the physicochemical properties of açai (*Euterpe oleraceae* Mart.) powder produced by spray drying. *J Food Eng* 88: 411-418. 2008
- VAN'T LAND, C. M. Industrial drying equipment. Selection and application. New York: Marcel Dekker, 1991. 362 p.
- WENDEL, S.; CELIK, M. Uma visão geral sobre o uso da tecnologia de spray-drying. *Pharm. Technol., Ames*, v.2, n.2, p.129-134, 1998.
- WINFIELD, D. et al; Performance comparison of a single and triple tangential inlet gas separation cyclone: A CFD Study. *Powder Technology*, v. 235, p. 520-531, 2013.
- XIONG, R., Wang , S., Wang, Z. A mathematical model for a thermally coupled humidification–dehumidification desalination process, *Desalination* 196 (2006) 177–187
- XIONG, R; WANG, S; WANG, Z.; XIE, L.; LI, P.; ZHU, A. Experimental Investigation of a Vertical Tubular Desalination Unit Using Humidification-Dehumidification Process. *Chinese Journal of Chemical Engineering*, volume 13, n° 3, pp. 324328, 2005.
- YANG , K.S., Yoshida, H., Effect of mist injection position on particle separation performance of cyclone scrubber *Separation and Purification Technology* 37 (2004) 221–230
- YUAN, G.; WANG, Z.; LI, H.; LI, X. Experimental Study of a Solar Desalination System based on Humidification-Dehumidification Process. *Desalination* vol. 277, pp. 9298.2011.

- ZHANG, L.; CHENG, G. A New Process of Solar Desalination Based on Humidification-Dehumidification Cycle. Proceedings of the International Multi Conference of Engineers and Computer Scientists. Vol II. Hong Kong. 2009.
- ZHANG, Z. and Chen, Q. 2007. "Comparison of the Eulerian and Lagrangian methods for predicting particle transport in enclosed spaces," Atmospheric Environment, 41(25), 5236-5248.
- ZHAO, B. *et al.* ,SIMULATION OF GAS FLOW PATTERN AND SEPARATION EFFICIENCY IN CYCLONE WITH CONVENTIONAL SINGLE AND SPIRAL DOUBLE INLET CONFIGURATION. Chemical Engineering Research and Design, 84(A12): 1158–1165, 2006.
- ZHAO, B.; SU, Y. and ZHANG, J. SIMULATION OF GAS FLOW PATTERN AND SEPARATION EFFICIENCY IN CYCLONE WITH CONVENTIONAL SINGLE AND SPIRAL DOUBLE INLET CONFIGURATION Trans IChemE, Part A, December 2006, Chemical Engineering Research and Design, 84(A12): 1158–1165