

MERCOFRIO 2000 – CONGRESSO DE AR CONDICIONADO, REFRIGERAÇÃO, AQUECIMENTO E VENTILAÇÃO DO MERCOSUL

DESENVOLVIMENTO DE UM MODELO PARA DIMENSIONAMENTO DE SERPENTINAS DE SUPERFÍCIE MOLHADA USADAS EM SISTEMAS DE AR CONDICIONADO

José H. M. Neto – henrique@daem.des.cefetmg.br

Centro Federal de Educação Tecnológico de Minas Gerais, Campus II, Departamento de Engenharia Mecânica – Av. Amazonas 7675, Belo Horizonte, MG, Brasil

Silvio S. S. Júnior

***Resumo.** Este trabalho apresenta o desenvolvimento de um modelo e implementação de um programa de computador para dimensionamento de serpentinas de resfriamento de ar do tipo molhada, utilizadas em sistemas de ar condicionado. Este modelo considera a serpentina como um trocador de calor em regime permanente e aplica o método de efetividade “NTU” para obtenção da área de transferência de calor e o comprimento total da serpentina. Para levar em conta o calor latente do ar, o modelo utiliza relações baseadas nas entalpias em vez das temperaturas dos fluidos. Entalpias fictícias são usadas para o fluido operante (e.g., água ou solução glicol-água). O modelo é capaz de simular diferentes configurações, tais como, corrente-cruzada e contra-corrente. Os parâmetros geométricos requeridos são o número de fileiras, o diâmetro da serpentina, e o número de aletas por metro linear de serpentina. Os tubos podem apresentar configuração alinhada ou alternada e estarem dispostos em fileiras paralelas. As variáveis requeridas são as vazões volumétricas dos fluidos, a temperatura e a umidade relativa do ar na entrada e saída da serpentina, e a temperatura do fluido operante na entrada e na saída da serpentina. O modelo foi testado contra alguns dados de fabricantes de “fan-coil” e apresentou bons resultados.*

***Palavras-chave:** serpentina, fan-coil, trocador de calor*

1. INTRODUÇÃO

O modelo apresentado pode ser utilizado para o dimensionamento e simulação de serpentinas de resfriamento de ar do tipo “molhada”. Uma serpentina é dita “molhada” quando a temperatura da sua superfície é inferior a temperatura do ponto de orvalho do ar em qualquer local da mesma. Este fato ocorre frequentemente em serpentinas de ar condicionado, que apresentam temperaturas do fluido de trabalho geralmente inferiores as temperaturas do ponto de orvalho do ar.

O modelo proposto utiliza o método da efetividade “NTU” descrito em Incropera & Witt (1992), que é utilizado para dimensionamento de trocadores de calor sensível. Para levar em conta o calor latente, os estados termodinâmicos dos dois fluidos são determinados como entalpias em vez de temperaturas. As entalpias de ambos os fluidos devem ser dadas na mesma base de massa. Para isso adota-se para o fluido de trabalho o conceito da entalpia fictícia, descrito por Brandemuehl (1993). Portanto, a entalpia do fluido de trabalho é definida como a entalpia do ar saturado na temperatura do fluido de trabalho.

Este modelo assume a serpentina composta de tubos aletados dispostos em fileiras paralelas, sendo o escoamento do ar através da face da serpentina considerado do tipo “contra-corrente” ou do tipo “corrente cruzada”.

O modelo determina a área total de transferência de calor e o comprimento da serpentina necessário para atender a carga térmica de resfriamento.

2. DESCRIÇÃO DO MODELO

2.1. Dados de entrada

O usuário deve entrar com os seguintes parâmetros:

1. Dados geométricos da serpentina: configuração de trocador de calor (corrente cruzada, contra-corrente; tubos alinhados ou alternados); diâmetro dos tubos, distâncias transversal e longitudinal entre os tubos; número de fileiras; número de aletas por metro linear do tubo; espessura e largura das aletas.
2. Lado do ar: temperatura de entrada e saída; umidade relativa ou temperatura do bulbo úmido do ar na entrada e saída; vazão mássica ou vazão volumétrica na entrada.
3. Lado da água: temperatura de entrada e saída, vazão mássica ou vazão volumétrica.

2.2. Cálculo das entalpias do ar

As entalpias do ar na entrada e na saída da serpentina são calculadas pela Eq. (1). As entalpias são determinadas através de balanço energético, considerando a energia do ar úmido igual a soma das energias do ar seco e do vapor d'água.

$$h = c_{p,da} \times T_{db} + (\omega \times (h_{fg} + c_{p,w} \times T_{db})) \quad (1)$$

onde:

$c_{p,da}$: é o calor específico do ar seco, $c_{p,da} = 1.003 \text{ kJ/kg}_{da}/^{\circ}\text{C}$

T_{db} : é a temperatura do bulbo seco do ar, [$^{\circ}\text{C}$]

ω : é a umidade absoluta [$\text{kg}_w/\text{kg}_{da}/^{\circ}\text{C}$]

$c_{p,w}$: é o calor específico do vapor d'água, $c_{p,w} = 1.86 \text{ kJ/kg}_w/^{\circ}\text{C}$

h_{fg} : é o calor latente de vaporização d'água, na temperatura de referência de 0°C ,

$$h_{fg} = 2501.3 \text{ kJ/kg}_w$$

A umidade absoluta, ω , é calculada da Eq. (2):

$$\omega = 0.622 \times \left(\frac{\phi \times P_{sat,db}}{P_{atm} - \phi \times P_{sat,db}} \right) \quad (2)$$

onde:

ϕ : é a umidade relativa do ar, [%]

$P_{sat,db}$: é a pressão de saturação na temperatura do bulbo seco do ar, [MPa]

P_{atm} : é a pressão atmosférica local, [MPa]

A umidade relativa “ ϕ ” é fornecida ou determinada a partir da temperatura do bulbo úmido do ar usando o algoritmo descrito por Pallady (1989), e mencionado em Kreider (1994) e no livro da ASHRAE (1997). A umidade relativa é dada em função da pressão de saturação para a temperatura do bulbo seco “ $P_{sat,db}$ ”, a pressão de saturação para a temperatura do bulbo úmido “ $P_{sat,wb}$ ”, e a pressão média “ P_m ” utilizada para levar em conta a depressão causada pela temperatura do bulbo úmido. A umidade relativa é dada pela Eq. (3):

$$\phi = \frac{P_{sat,wb} - P_m}{P_{sat,db}} \quad (3)$$

onde:

$P_{sat,db}$: é a pressão de saturação para a temperatura do bulbo seco, [MPa]

$P_{sat,wb}$: é a pressão de saturação para a temperatura do bulbo úmido, [MPa]

P_m : é a pressão media devido a depressão do bulbo úmido, [MPa]

As pressões de saturação, “ $P_{sat,db}$ ” e “ $P_{sat,wb}$ ”, dependem das temperaturas do bulbo seco e do bulbo úmido. Equação (4) e Eq. (5) são baseadas em regressão linear.

$$P_{sat,db} = PC \times 10^{\left(K_{db} \times \left(1 - \frac{TC}{T_{db}}\right)\right)} \quad (4)$$

$$P_{sat,wb} = PC \times 10^{\left(K_{wb} \times \left(1 - \frac{TC}{T_{wb}}\right)\right)} \quad (5)$$

onde:

PC : é pressão crítica do vapor d’água, $PC = 22.1$ MPa

TC : é a temperatura crítica da água, $TC = 647.3$ K

T_{db} : é a temperatura do bulbo seco do ar, [K]

T_{wb} : é a temperatura do bulbo úmido do ar, [K]

As constantes “ K_{db} ” e “ K_{wb} ” são dadas pela equações (6) and (7), respectivamente:

$$K_{db} = 4.39558 - 6.2442 \times \left(\frac{T_{db}}{1000}\right) + 9.53 \times \left(\frac{T_{db}}{1000}\right)^2 - 5.151 \times \left(\frac{T_{db}}{1000}\right)^3 \quad (6)$$

$$K_{wb} = 4.39558 - 6.2442 \times \left(\frac{T_{wb}}{1000}\right) + 9.53 \times \left(\frac{T_{wb}}{1000}\right)^2 - 5.151 \times \left(\frac{T_{wb}}{1000}\right)^3 \quad (7)$$

A pressão media “ P_m ”, é dado pela Eq. (8):

$$P_m = P_{atm} \times \left(\left(\frac{T_{db} - T_{wb}}{1514} \right) \times \left(1 + \left(\frac{T_{wb}}{873} \right) \right) \right) \quad (8)$$

A pressão atmosférica local é dada em função da altitude do local, pela Eq. 9:

$$P_{atm} = 1.01323 \times E^{-1} \left(1 - \left(\frac{6.5 \times H_{local}}{288000} \right) \right)^{5.25} \quad (9)$$

onde:

P_{atm} : é a pressão atmosférica local dada em [MPa]

H_{local} : é a altitude do local dada em [m]

2.3. Verificação do status da serpentina

Para verificar se a serpentina é molhada, parcialmente molhada, ou seca, é necessário a determinação da temperatura do ponto de orvalho. A serpentina é assumida molhada se a temperatura da superfície da serpentina correspondente ao local de entrada do ar for menor que a temperatura do ponto de orvalho. Como a temperatura da superfície da serpentina é desconhecida, a temperatura local da superfície é assumida igual a temperatura local do fluido de trabalho. Esta hipótese é razoável, pois a resistência térmica da parede da serpentina não é dominante, visto que os materiais são bons condutores térmicos. Portanto, se a temperatura do fluido de trabalho na saída da serpentina for inferior a temperatura do ponto de orvalho a serpentina é assumida molhada. O ponto de orvalho é determinado através da Eq. (10), desenvolvida por Pallady (1989) e mencionada por Kreider (1994).

$$T_{p.o.} = 6,54 + 14,256 \times \alpha + 0,7389 \times \alpha^2 + 0,09486 \times \alpha^3 + 0,4569 \times P_s^{0,1984} \quad (10)$$

onde:

$T_{p.o.}$: é temperatura do ponto de orvalho

P_s : é a pressão de saturação do ar na entrada da serpentina, determinada pelas Eq.. (4) e Eq. (6).

α : é definido pela Eq. (11)

$$\alpha = \ln(P_s) \quad (11)$$

2.4. Cálculo da efetividade térmica da serpentina

Para determinar a efetividade térmica da serpentina devemos expressar o calor transferido do ar e o calor absorvido pelo fluido de trabalho na mesma base de massa, introduzindo o conceito de entalpia fictícia para o fluido de trabalho. Adotando o modelo de Brandemuehl (1993), a entalpia do fluido de trabalho pode ser expressa na base de massa de ar seco, utilizando-se uma entalpia fictícia definida como a entalpia do ar saturado determinada na temperatura do fluido de trabalho. A Eq. (12) apresenta o calor absorvido pelo fluido em função das entalpias fictícias:

$$Q_l = Cl \times (h_{l,sat,s} - h_{l,sat,e}) = Cl \times C_{ps} \times (T_{l,s} - T_{l,e}) = Ml \times c_{p,l} \times (T_{l,s} - T_{l,e}) \quad (12)$$

onde:

Q_l : é o calor absorvido pelo fluido de trabalho, [W]

Cl : é a capacidade do fluido de trabalho definida como a vazão do ar saturado, [kJ/kg_{da}]

$h_{l,sat,s}$ e $h_{l,sat,e}$: são as entalpias do ar saturado na saída e na entrada da serpentina, respectivamente, para as temperaturas de saída e entrada do fluido de trabalho, [kJ/kg_{da}]

$C_{p,s}$: é o calor específico do ar saturado determinado na temperatura média do fluido de trabalho, [kJ/kg_{da}/K]

$T_{l,s}$ e $T_{l,e}$: são as temperaturas do fluido de trabalho na saída e entrada da serpentina, respectivamente, [K]

M_l : é a vazão mássica do fluido de trabalho, [kg_l/s]

$C_{p,l}$: é o calor específico do fluido de trabalho, [kJ/kg_l/K]

Da Eq. (12) pode-se determinar a capacidade do fluido de trabalho “ Cl ”, conforme a Eq. (13):

$$Cl = \frac{M_l \times C_{p,l}}{C_{p,s}} \quad (13)$$

A efetividade térmica pode ser determinada pela Eq. (14):

$$E = \frac{Q_t}{Q_{\max}} = \frac{C_{ar} \times (h_{a,s} - h_{a,e})}{C_{\min} \times (h_{a,e} - h_{l,e})} \quad (14)$$

onde:

E : é a efetividade térmica do trocador de calor

Q_t : é o calor transferido do ar para o fluido de trabalho, [W]

Q_{\max} : é o calor máximo que poderia ser transferido numa situação ideal, [W]

$h_{a,e}$ e $h_{a,s}$: são as entalpias do ar úmido na entrada e saída trocador de calor, [kJ/kg_{da}]

$h_{l,e}$: entalpia de entrada do fluido de trabalho, na base de massa de ar seco, [kJ/kg_{da}]

C_{ar} : capacidade térmica do ar, dada em termos da vazão mássica de ar seco, [kg_{da}/s]

C_{\min} : capacidade térmica mínima selecionada dos valores de “ C_{ar} ” e “ Cl ”, [kg_{da}/s]

2.5. Cálculo do Número de Unidades de Transferência de Calor

Para o cálculo do número de unidades de transferência de calor “ NUT ”, é necessário a definição da configuração do trocador de calor por parte do usuário. Geralmente uma serpentina de resfriamento apresenta uma configuração de corrente cruzada com ambos os fluidos não misturados. A efetividade para a configuração de corrente cruzada é dada pela Eq. (15) conforme Brandemuehl (1993):

$$E = 1 - \exp\left[\frac{e^{-N \times C \times n} - 1}{C \times n}\right]$$

(15)

onde:

N : é o número de unidades de transferência de calor “ NUT ”, [adm.]

C : é a razão entre as capacidades mínima “ C_{min} ” e máxima “ C_{max} ”, selecionada dos valores de “ C_{ar} ” e “ Cl ”, e dado pela Eq. (16):

$$C = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (16)$$

n : é a relação dada pela Eq. (17):

$$n = N^{-0.22} \quad (17)$$

O número de unidades de transferência de calor “ NTU ” ou “ N ” é determinado resolvendo o sistema formado pelas Eqs. (14) e (15), utilizando método de interação.

2.6. Cálculo do Coeficiente Global de Transferência de Calor

Para análise de trocadores de calor envolvendo entalpias, um novo coeficiente global de transferência de calor deve ser definido relativo a base entálpica, em vez da base de temperatura. O coeficiente global de transferência de calor na base entálpica pode ser definido através de um balanço de energia aplicado no volume de controle envolvendo as duas correntes dos fluidos (ar e fluido de trabalho). A Eq. (18) apresenta os balanços de energia nas bases de temperatura e entalpia, com os coeficientes globais correspondendo as base de temperatura e entalpia, respectivamente:

$$Q = (UA)_{Total} \times (T_a - T_l) = (UA)_{h,Total} \times (h_a - h_l) \quad (18)$$

onde:

$(UA)_{Total}$: é o coeficiente global de transferência de calor na base de temperatura, [W/K]

T_a : é a temperatura local da corrente de ar, [K]

T_l : é a temperatura local da corrente do fluido de trabalho, [K]

$(UA)_{h, Total}$: é o coeficiente global de transferência de calor na base entálpica, [kg_{da}/s]

h_a : é a entalpia local da corrente do ar, [kJ/kg_{da}]

h_l : é a entalpia fictícia local do fluido de trabalho, [kJ/kg_{da}]

Relacionando as entalpias do ar e do fluido de trabalho pelas suas respectivas temperaturas, obtemos a Eq. (19):

$$Q = (UA)_{h,Total} \times (h_a - h_l) = (UA)_{h,Total} \times C_p \times (T_a - T_l) \quad (19)$$

Igualando a Eq. (18) com a Eq. (19), obtemos o coeficiente global de transferência de calor na base entálpica, dado pela Eq. (20):

$$(UA)_{h,Total} = \frac{(UA)_{Total}}{C_p} \quad (20)$$

O coeficiente global total de transferência de calor na base entálpica pode ser determinado pela Eq. (21) considerando apenas as resistências térmicas dominantes (i.e., as resistências térmicas do ar e do fluido de trabalho):

$$(UA)_{h,Total} = \left[\frac{C_{p,s}}{(UA)_l} + \frac{C_{ar}}{(UA)_a} \right]^{-1} \quad (21)$$

onde:

$(UA)_l$: é o coeficiente global de transferência de calor na base de temperatura para o fluido de trabalho, [W/K]

$(UA)_a$: é o coeficiente global de transferência de calor na base de temperatura para o ar, [W/K]

2.7. Cálculo do comprimento da serpentina

Para determinar o comprimento da tubulação aletada da serpentina, segue-se os seguintes passos:

1. Determina-se o coeficiente global de transferência de calor " $(UA)_{h,Total}$ " através da Eq. (22), que define " NTU " na base entálpica. O valor de " NTU " já foi determinado anteriormente através da solução das Eqs. (14) e (15) e " C_{min} " é o menor valor de " C_{ar} " e " CP ":

$$NTU = \frac{(UA)_{h,total}}{C_{min}} \quad (22)$$

2. Determina-se o coeficiente global de transferência de calor do fluido de trabalho, na base de temperatura, $(UA)_l$, utilizando a correlação de Colburn mencionada em Incropera & Witt (1992), conforme mostra a Eq. (23):

$$Nu_d = 0,023 \times Re_l^{4/5} \times Pr_l^{1/3} \quad (23)$$

onde:

Nu_d : é o número de Nusselt do fluido de trabalho, [adm.], dado pela Eq. (24)

$$Nu_d = \frac{h_l \times D_i}{K_l} \quad (24)$$

onde:

h_l : é o coeficiente convectivo de transferência de calor do fluido de trabalho, [W/m²/K];

D_i : é o diâmetro interno do tubo (definido previamente pelo usuário), [m];

K_l : a condutividade térmica do fluido de trabalho, [W/m/K].

Re_l : é o numero de Reynolds do fluido de trabalho, [adm.], dado pela Eq. (25):

$$Re_l = \frac{\rho_l \times V_l \times D_i}{\mu_l} \quad (25)$$

onde:

ρ_l : é a densidade do fluido de trabalho, [kg/m³]

V_l : é a velocidade média do fluido de trabalho calculada da vazão volumétrica e do diâmetro interno do tubo " D_i ", [m/s] (definidos previamente pelo usuário);

μ_l : é a viscosidade dinâmica do fluido de trabalho, [Ns/m²]

Pr_l : é o número de Prandt do fluido de trabalho, [adm.], dado pela Eq. (26)

$$Pr_l = \frac{C_{p,l} \times \mu_l}{K_l} \quad (26)$$

onde:

$C_{p,l}$: é o calor específico do fluido de trabalho, [kJ/kg/K]

O coeficiente global do fluido de trabalho " $(UA)_l$ " é determinado do coeficiente convectivo de transferência de calor " h_l ", para o comprimento total dos tubos " L ", conforme a Eq. (27):

$$(UA)_l = \left(\frac{Nu_d \times K_l}{D_i} \right) \times A_l = h_l \times (\Pi \times D_i \times L) \quad (27)$$

3. Determina-se o coeficiente global de transferência de calor do ar, na base de temperatura, " $(UA)_a$ ", considerando a superfície externa dos tubos aletada. O coeficiente de transferência de calor por convecção é determinado utilizando a correlação de Zhukauskas, mencionada em Incropera & Witt (1992), conforme mostra a Eq. (28):

$$Nu_D = C \times Re_{D,\max}^m \times Pr_a^{0,36} \times \left(\frac{Pr_a}{Pr_{a,s}} \right)^{1/4} \quad (28)$$

onde:

Nu_D : é o número de Nusselt do ar, [adm.], dado pela Eq. (29):

$$Nu_D = \frac{h_a \times D}{K_a} \quad (29)$$

onde:

h_a : é o coeficiente convectivo de transferência de calor do ar [W/m²/K]

D : é o diâmetro externo do tubo (definido previamente pelo usuário), [m]

K_a : é a condutividade térmica do ar, [W/m/K]

" C " e " m " são constantes que dependem da configuração das fileiras (i.e., tubos alinhados ou alternados) e da razão " S_T / S_L " (i.e., razão dos passos horizontal e vertical, respectivamente).

$Re_{D,max}$: é o numero de Reynolds, [adm.], dado pela Eq. (30):

$$Re_{D,max} = \frac{\rho_a \times V_{max} \times D}{\mu_a} \quad (30)$$

onde:

ρ_a : é a densidade do ar, [kg/m³]

V_{max} : é a maior velocidade do ar encontrada entre dois tubos adjacentes, dependendo da configuração das fileiras (i.e., tubos alinhados ou alternados) e de qual área de escoamento é a menor.

μ_a : viscosidade dinâmica do ar, [Ns/m²]

Pr_a : é o número de Prandt, [adm.], dado pela Eq. (31):

$$Pr_a = \frac{C_{p,a} \times \mu_a}{K_a} \quad (31)$$

K_a : é a condutividade térmica do ar, [W/m/K]

Assume-se que a razão ($Pr_{ar}/Pr_{a,s}$)=1, onde “ $Pr_{a,s}$ ” é o número de Prandt na superfície, [adm.]

Desta forma o coeficiente global de transferência de calor do lado do ar “ $(UA)_a$ ”, pode ser determinado pela Eq. (32):

$$(UA)_a = \eta_o h_a \left(N_{aletas} \times A_f \times L + \Pi \times D \times L \right) = \eta_o \times \left(\frac{Nu_D \times K_a}{D} \right) \times A_a \quad (32)$$

onde:

η_o : é o rendimento global da superfície aletada dada pela Eq. (33), assumindo que o perfil das aletas é retangular e as aletas são adiabáticas na ponta:

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A_a} \left[1 - \left(\frac{\tanh(mL)}{mL} \right) \right] \quad (33)$$

A_f : é a área individual da aleta, [m²]

A_a : é a área total da superfície aletada, igual a área total das aletas “ $N_{aletas} \times L \times A_f$ ” mais a área total da superfície não aletada “ $N_{aletas} \times L \times (A_f - A_f)$ ”.

N_{aletas} : é o número total de aletas, por metro linear de tubo [m⁻¹]

m : é o parâmetro da aleta igual a $(2h_a/K_m t)^{0,5}$, onde “ t ” é a espessura da aleta em [m]; e “ K_m ” é a condutividade térmica do material da aleta em [W/m/K]

L : é o comprimento do tubo aletado, em [m]

Substituindo as Eqs. (27) e (32) na Eq. (21) e definindo o número de aletas por metro linear de tubo “ N_{aletas} ”, chega-se ao comprimento total “ L ”, como apresenta a Eq. (34):

$$L = (UA)_{h,total} \left[\frac{C_{p,s}}{h_l \times \Pi \times D_i} + \frac{C_{ar}}{\eta_o \times h_a (N_{aletas} \times A_f + \Pi \times D)} \right] \quad (34)$$

3. CONCLUSÃO

Este trabalho apresenta um modelo para dimensionamento de um trocador de calor utilizado para resfriamento e desumidificação de ar em sistemas de ar condicionado.

O modelo utiliza o método da Efetividade, que foi modificado para levar em conta o calor latente do ar. Entalpia fictícias, definidas em Brandemuehl (1993), foram utilizadas no lado do fluido de trabalho de forma a transformar a base de temperatura na mesma base entálpica do ar, possibilitando desta forma a análise dos calores sensível e latente do ar úmido.

O modelo é capaz de dimensionar e simular trocadores de calor e serpentinas com configurações do tipo “*corrente cruzada*” e “*corrente oposta*” com os tubos arranjados de forma “*alinhada*” ou “*alternada*” ao longo de fileiras dispostas em paralelo.

Um programa de computador foi implementado com várias rotinas, utilizando a linguagem Fortran. O modelo foi testado contra alguns dados disponíveis no catálogo de um fabricante de “*fan-coils*” e os resultados apresentaram boa precisão.

Como continuação deste trabalho recomendamos uma melhor validação do modelo, através de mais dados de fabricantes, e realização de testes experimentais em laboratório.

4. REFERÊNCIAS

American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Inc., 1997, ASHRAE Fundamentals, Atlanta.

Brandemuehl M. J., 1993, HVAC 2 TOOLKIT “Algorithms and Subroutines for Secondary HVAC Systems Energy Calculation”, ASHRAE.

Incropera P. F. & Witt D. P., 1992, Fundamentos de Transferência de Calor e Massa, John Wiley & Sons, 3 edição, Rio de Janeiro.

Kreider (1994), J. F. & Rabl, A., 1994, Heating and Cooling for Buildings, McGraw-Hill Inc., New York.

Pallady, P. H., 1989, Computing Relative Humidity Quickly, Chemical Engineering, Vol. 96, pp. 25-257.