

Bibliografia

Achaichia, A., Cowell, T.A., ***Heat transfer and pressure drop characteristics of flat tube and louvered plated fin surfaces***. Experimental Thermal Fluid Science, v.1, pp.147–157, 1988.

Akers, W.W., Deans, H.A., and Crosser, O.K., ***Condensation heat Transfer within Horizontal Tubes***. Chemical Engineering Progress Symposium Séries, v.55, n. 29, pp.171-176, 1959.

Akers, W.W. and Rosson, H.F., ***Condensation Inside a Horizontal Tube***. Chemical Engineering Progress Symposium Séries, v.59, pp.145-149, 1960.

Al-Sheikh, J.N., Saunders, D.E. and Brodkey, R.S., ***Prediction of flow patterns in horizontal two-phase type flow***. Canadian Journal of Chemical Engineering, v.48, pp.21–29, 1970.

Apréa, C. and Maiorino, A., ***Numerical analysis of an air condenser working with the refrigerant fluid R407C***. Applied Thermal Engineering, v.27, pp.2592-2599, 2007.

ASHRAE, ***ASHRAE Refrigeration Handbook 2002***. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2002.

Ataer, O.E., Ileri, A., Gogus, Y., ***Transient behavior of finned-tube cross-flow heat exchangers***. International Journal Refrigeration, v.18, n.1, pp.153-160, 1995.

Baker, O., ***Simultaneous flow of oil and gas***. Oil and Gas Journal, v.53, pp.185-195, 1954.

Bandhauer, T., M., ***Heat transfer in microchannel geometries during condensation of R134a***. MSc Dissertation, Iowa State University, 2002.

Bansal, P.K., Rupasinghe, A.S., ***An empirical model for sizing capillary tubes***. International Journal Refrigeration, v.19, n.8, pp.497-505, 1996.

Bechtler, H., Browne, M.W., Bansal, P.K., Kecman, V., ***New approach to dynamic modelling of vapour-compression liquid chillers-artificial neural networks***. Applied Thermal Engineering, v.21, pp. 942-953, 2001.

Bejan, A., ***Entropy generation through heat and fluid flow***, Ed. Wiley, New York, 1982.

Bensafi, A., Borg, S. and Parent, D., **CYRANO: A Computational Model for the Detailed Design of Plate-Fin-and-Tube Heat Exchangers Using Pure and Mixed Refrigerants**. International Journal of Refrigeration, v.20, n.3, pp.218-228, 1997.

Bittle, R.R., Stephenson, W.R., Pate, M.B., **An experimental evaluation of capillary tube-suction line heat exchanger performance with R-152a**. ASHRAE Transactions, v.101, n.1, pp.124-135, 1995a.

Bittle, R.R., Stephenson, W.R., Pate, M.B., **An evaluation of the ASHRAE method for predicting capillary tube-suction line heat exchanger performance**. ASHRAE Transactions, v.101, n.2, pp.434-442, 1995b.

Bittle, R.R., Pate, M.B., **A theoretical model for predicting adiabatic capillary tube performance with alternative refrigerants**. ASHRAE Transactions, v.102, n.2, pp.52-64, 1996.

Bittle, R.R., Wolf, D.A., Pate, M.B., **A generalized performance prediction method for adiabatic capillary tubes**. International Journal HVAC&R Research, v.4, n.1, pp.27-43, 1998.

Bolstad, M.M., Jordan, R.C., **Theory and use of the capillary tube expansion device**. Refrigerating Engineering, v.56, n.12, pp.519-532, 1948.

Breber, G., Palen, J.W. and Taborek, J., **Prediction of Horizontal Tubeside Condensation of Pure Components Using Flow Regime Criteria**. Journal of Heat Transfer, v.102, n.3, pp.471-476, 1980.

Browne, M.W., Bansal, P.K., **Transient simulation of vapour-compression packaged liquid chillers**, International Journal of Refrigeration v.25, pp.597-610, 2002.

Carbono, A.J.J., **Otimização da Disposição de Linhas de Ancoragem Utilizando Algoritmos Genéticos**. Dissertação de Mestrado, Pontificia Universidade Católica de Rio de Janeiro - Departamento de Engenharia Civil, 2005.

Carpenter, F.G. and Colburn, A.P., **The Effect of Vapor Velocity on Condensation Inside Tubes**. ASME Preceedings of the General Discussion of Heat Transfer, pp.20-26, 1951.

Castro, F., Tinaut, F.V., Rahman Ali, A.A., **Automotive evaporator and condenser modeling**. Society of Automotive Engineers, paper 931121, 1993.

Cavallini, A. and Zecchin, R., **A Dimensionless Correlation for Heat Transfer in Forced-Convective Condensation**. Proceedings of the Fifth International Heat Transfer Conference, JSME, v.3, pp.309-313, 1974.

Cavallini, A., Del Col, D., Doretti, L., Longo, G.A., Rossetto, L., **Enhanced in-tube heat transfer with refrigerants**. in: 20th International Congress of Refrigeration, IIR/IIF, Sydney, 1999.

Cerbe, G., Hoffmann, H.J., **Introdução à termodinâmica**, Ed. Polígono, 1970.

Cervone, G., Kaufman, K.A., Michalski, R.S., **Experimental Validations of the Learnable Evolution Model**. Proceedings of the 2000 Congress on Evolutionary Computation, La Jolla, CA, 2000.

Chang, Y.J., Wang, C.C. **A generalized heat transfer correlation for louver fin geometry**. International Journal of Heat and Mass Transfer, v.40, n.3, pp.533-544, 1997.

Chang, Y.J., Chang, W.J., Li, M.C., Wang, C.C. **An amendment of the generalized friction correlation for louver fin geometry**. International Journal of Heat and Mass Transfer, v.49, pp.4250-4253, 2006.

Chato, J.C., **Laminar Condensation Inside Horizontal and Inclined Tubes**. ASHRAE Journal, v.4, pp.52-60, 1962.

Chen, S.L., Gerner, F.M. and Tien, C.L., **General Film Condensation Correlations**. Experimental Heat Transfer, v.1, pp.93-107, 1987.

Chen, S.L., Liu, C.H., Cheng, C.S., Jwo, C.S., **Simulation of refrigerants flowing through adiabatic capillary tubes**. International Journal HVAC&R Research, v.6, n.2, pp.101-115, 2000.

Chen, W., **A comparative study on the performance and environmental characteristics of R410A and R22 residential air conditioners**. Applied Thermal Engineering, v.28, n.1, pp.1-7, 2008.

Chi, J., **A Computer Model HTPUMP for simulation of Heat Pump Steady-State Performance**. National Bureau of Standards, Internal Report, Washington. D.C., USA, 1979.

Chi, J., Didion, D., **A simulation of the transient performance of a heat pump**. International Journal Refrigeration, v.5, n.3, pp.176-184, 1982.

Chisholm, D.A., **Pressure gradients due to friction during the flow of evaporating two-phase mixture in smooth tubes and channels**. International Journal Heat and Mass Transfer, v.16, pp.347-358, 1973.

Choi, J.Y., Kedzierski, M., Domanski, P.A., **A Generalized Pressure Drop Correlation for Evaporation and Condensation of Alternative Refrigerants in Smooth and Microfin Tubes**, NISTIR 6333, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD, USA, 1999.

Churchill, S.W., ***Friction Factor Equations Spans All Fluid Flow Regimes***. Chemical Engineering, v.84, pp.91-92, 1977.

Chwalowski, M., Didion, D.A., Domanski, P.A., ***Verification of evaporator computer models and analysis of performance of a evaporator coil***. ASHRAE Transactions, v95, n.1, pp.1229-1236, 1989.

Coleman, J.W., Garimella, S., ***Characterization of two-phase flow patterns in small diameter round and rectangular tubes***. International Journal Heat and Mass Transfer, v.42, pp.2869-2881, 1999.

Coleman, J.W., ***Flow Visualization and Pressure Drop for Refrigerant Phase Change and Air-water Flow in Small Hydraulic Diameter Geometries***. Ph.D. Thesis, Iowa State University, USA, 2000.

Coleman, J.W., Garimella, S., ***Two-phase flow regimes in round, square and rectangular tubes during condensation of refrigerant R134a***. International Journal of Refrigeration, v26, pp.117-128, 2003.

Corberan, J.M. and Melon, M.G., ***Modeling of Plate Finned Tube Evaporators and Condensers Working with R134a***. International Journal of Refrigeration, v.21, n.4, pp.273-284, 1998.

Damianides, C.A., Westwater, J.W., ***Two-phase flow patterns in a compact heat exchanger and small tubes***. In: Proceedings of the 2nd UK National Conference on Heat Transfer, Glasgow, Scotland, v.2, pp.1257-1268, September 14-16, 1988.

Davenport, C.J., ***Correlation for heat transfer and flow friction characteristics of louvered fin***. AIChE Sympos. Ser.79, v.25, pp.19-27, 1983.

Davis, L., ***Handbook of Genetic Algorithms***, Van Nostrand Reinhold, New York, 1991.

De Castro, R.E., ***Otimização de estruturas com Multi-objetivos Via Algoritmos Genéticos de Pareto***. Tese de Doutorado, Universidade Federal de Rio de Janeiro - COPPE, Rio de Janeiro, 2001.

De Jong, K.A., ***An analysis of the Behavior of a Class of Genetic Adaptive System***. Ph.D. Thesis, University of Michigan, 1975.

De Monte, F., Laurenti, L., Marcotullio, F., ***Performance prediction of a vapor compression refrigeration machine with pure and mixed refrigerants- experimentally validated***. In: Proc.20th International Congress of Refrigerants, Sydney, pp.1595-1602, 1999.

Dhar, M., Soedel, W., ***Transient analysis of a vapor compression refrigeration system***. In: Proc.XV IIR Congress, Venice, Italy, 1979.

Diaz, G., Sen, M., Yang, K.T., McClain, R.L., ***Simulation of heat exchanger performance by artificial neural networks***. International Journal HVAC&R Research, v.5, n.3, pp.195-208, 1999.

Ding, G.L., Zhang, C.L., Li, H., Chen, Z.J., ***Fast dynamic simulation of a split unit domestic air conditioner***. In: International Conference of Cryogenics and Refrigeration, Hongzhou, China, pp.282-285, 1998.

Ding, G.L., Zhang, C.L., Zhan, T., Hao, L., ***Compound fuzzy model for thermal performance of refrigeration compressors***. Chinese Science Bulletin, v.45, n.14, pp.1319-1322, 2000.

Ding, G., Zhang, C., ***Simulation and Optimization of Refrigeration and Air Conditioning Appliances***. Science Press, Beijing, 2001.

Ding, G.L., Zhang, C.L., Liu, H., ***A fast simulation model combining with artificial neural networks for fin-and-tube condenser***. Heat Transfer Asian Research, v.31, n.7, pp.551-557, 2002.

Ding, G., Zhang, C., Lu, Z., ***Dynamic simulation of natural convection bypass two-circuit cycle refrigerator-freezer and its application (I): Component models***. Applied Thermal Engineering, v.24, n.10, pp.1513-1524, 2004.

Ding, G.L., ***Recent developments in simulation techniques for vapour-compression refrigeration systems***. International Journal of Refrigeration, v.30, pp.1119-1133, 2007.

Dittus, F.W., Boelter, L.M., ***Heat Transfer in Automobile Radiators of Tubular Type***, v.2, pp.443, 1930.

Dobson, M.K., Chato, J.C., Hinde, D.K. and Wang, S.P., ***Experimental Evaluation of Internal Condensation of Refrigerants R12 and R134a***. ASHRAE Transactions Symposia, v.94, pp.744-754, 1994.

Dobson, M.K. and Chato, J.C., ***Condensation in smooth Horizontal Tubes***. Journal of Heat Transfer, v.120, pp.193-213, 1998.

Domanski, P.A., Didion, D.A., ***Computer Modeling of the Vapor Compression Cycle with Constant Flow Area Expansion Device***. Building Science Series 155, National Bureau of Standards, Gaithersburg, MD., 1983.

Domanski, P.A., ***Simulation of an Evaporator with Nonuniform One-Dimensional Air Distribution***. ASHRAE Transactions, v97, n.1, pp.793-802, 1991.

Domanski, P.A., McLinden, M.O., ***A simplified cycle simulation model for the performance rating of refrigerants and refrigerant mixtures***. International Journal Refrigeration, v.15, n.2, pp.81-88, 1992.

Domanski, P.A., ***Finned-Tube Evaporator Model With a Visual Interface***. 20th International Congress of Refrigeration, Sydney, Australia, September 19-24, International Institute of Refrigeration, Paris, 1999.

Domanski, P.A., ***EVAP-COND Simulation Models for Finned Tube Heat Exchangers***. National Institute of Standards and Technology - Building and Fire Research Laboratory Gaithersburg, MD, USA, 2001.

Domanski, P.A., Payne, V., ***Properties and cycle performance of refrigerants blends operating near and above the refrigerant critical point***. ARTI Report CR/605-50010-01 Part 2, 2002.

Domanski, P.A., Didion, D.A., Chi, J., ***CYCLE_D: NIST Vapor Compression Cycle Design Program Version 3.0 Users' Guide***. NIST Standard Reference Database 49, 2003.

Domanski, P., Yashar, D., Kim, M., ***Performance of a finned-tube evaporator optimized for different refrigerants and its effect on system efficiency***. International Journal of Refrigeration, v.28, pp.820-827, 2005.

Domanski, P.A. Yashar, D., ***Optimization of finned-tube condensers using an intelligent system***. International Journal of Refrigeration, v.30, pp.482-488, 2007a.

Domanski, P. and Yashar, D., ***Application of an Evolution Program for Refrigerant Circuitry Optimization***. ACRECONF 2007 - Challenges to Sustainability, December 7-8, New Delhi, India, 2007b.

Dorigo, M., ***Optimization, Learning and Natural Algorithms***. PhD Thesis, Dipartimento. di Elettronica - Politecnico di Milano, Italy, 1992.

Dorigo, M. and Stützle, T., ***Ant Colony Optimization***. 1st Edition, MIT Press, Cambridge, 2004.

Dukler, A.E. and Hubbard, M.G., ***A model for gas-liquid slug flow in horizontal and near horizontal tubes***. Ind. End. Chem. Fundam., v.14, n.4, pp.337-347, 1975.

El Hajal, J., Thome, J.R., Cavallini, A., ***Condensation in horizontal tubes, part1: two phase flow pattern map***. International Journal Heat and Mass Transfer, v.46, pp.3349-3363, 2003.

Fiorelli, F.A., Peixoto, R.A., Paiva, M.A., Silves, O.M., ***Analysis of R-410A and R-407C flow through capillary tubes using a separated flow model***. In: Proc.20th International Conference Refrigeration, Sydney, pp.1463-1470, 1999.

Friedel, L., **Improved Friction Pressure Drop Correlations for Horizontal and Vertical Two Phase Pipe Flow**. European Two-Phase Flow Group Meeting, Paper E2, Ispra, Italy, 1979.

Fowler, A.J., Ledezma, G.A. and Bejan, A., **Optimal geometric arrangement of staggered plates in forced convection**. International Journal Heat Mass TransJer, v.40, n.8, pp.1795-1805, 1997.

Fox, R.W., McDonald, A.T., Pritchard, P.J., **Introduction to Fluid Mechanics**. Ed. John Wiley & Sons - 7th International Student Edition, USA, 2008.

Fu, L., Ding, G., Zhang, C., **Dynamic simulation of air-to-water dual-mode heat pump with screw compressor**. Applied Thermal Engineering v.23, pp.1629–1645, 2003.

Fukano, T., Kariyasaki, A., Kagawa, M., **Flow Patterns and Pressure Drop in Isothermal Gas-Liquid Concurrent Flow in Horizontal Capillary Tube**. ANS Proceedings of the National Heat Transfer Conference, v.4, pp.153-161, 1989.

Fukano, T., Kariyasaki, A., **Characteristics of gás-liquid two-phase flow in a capillary tube**. Nuclear Engineering and Design, v.141, pp.59-68, 1993.

Garimella, S., **Condensation Flow Mechanisms in Microchannels: Basis for Pressure Drop and Heat Transfer Models**, Heat Transfer Engineering, v.25, n.3, pp.104-116, 2004.

Ge, Y.T., Cropper, R., **Performance evaluations of air-cooled condensers using pure and mixture refrigerants by four-section lumped modelling methods**. Applied Thermal Engineering, v.25, n.10, pp.1549-1564, 2005.

Gnielinski, V., **New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow**. International Chemical Engineering, v.16, pp.359-368, 1979.

Goldberg, D.E., **Genetic Algorithms in Search, Optimization, and Machine Learning**. Addison-Wesley, 1989.

Govier, G.W., Omer, M.M., **The horizontal pipeline flow of air-water mixtures**. Canadian Journal Chemical Engineering, pp.93-104, 1962.

Govier, G.W., Aziz, K., **The flow of complex mixtures in pipes**. Van Nostrand-Reinhold, New York, pp388–389, 1972.

Granryd, E., Palm, B., **Optimum number of parallel sections in evaporators**. In: Proceedings of the 21st International Congress of Refrigeration, paper ICR0077, Washigton, DC, USA, 2003.

Groll, E.A., **Aperture conference**. In 19th International Compressor Engineering Conference & 12th International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Purdue University, Jul 14, 2008 - Jul 17, 2008.

Guo, Z. and Anand, N.K., **An analytical model to predict condensation of R-410A in a horizontal rectangular channel**. ASME Journal of Heat Transfer, v.122, pp.613–626, 2000.

Hadley, G., **Programação linear**. Editorial Guanabara Dois – Rio de Janeiro, 1982.

Hager, W.H., **Blasius: A life in research and education**. Experiments in Fluids, vol.34, n.5, pp.566-571, 2003.

HAIER, Haier Global, Disponível em: < <http://www.haier.com>>. Acesso em: 20 marz. 2009a.

HAIER, Service Manual, **Split Type Air Conditioner - Engineering Data**. Disponível em: <<http://uspehvent.ru/instructions/split/manual/hsu-12rn03.pdf>>. Acesso em: 20 fev. 2009b.

He, X.D., Liu, S., Asada, H., **Modeling of vapor compression cycles for advanced controls in HVAC systems**. In: Proc.American Control Conference, Seattle, pp.3664-3668, 1995.

Herbas, T.B., Berlinck, E.C., Uriu, C.A., Marques, R.P., Parise, J.A., **Steady-state simulation of vapor-compression heat pumps**. International Journal Energy Research, v.17, n.9, pp.801-816, 1993.

Hermes, C.J., Melo, C., Negrão, C.O., Mezavila, M.M., **Dynamic simulation of HFC-134a flow through adiabatic and non-adiabatic capillary tubes**. In: Proc.of the International Refrigeration Conference, Purdue University, pp.295-303, 2000.

Holland, J.H., **Adaptation in Natural and Artificial Systems**. University of Michigan Press, Ann Arbor, 1975.

Holtz, G., **Traçado automático de envoltórias de esforços em estruturas planas utilizando um algoritmo evolucionário**. Dissertação de Mestrado - Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, 2005.

Hoogendoorn, C.J., **Gas-liquid flow in horizontal pipes**. Chemical Engineering Science, v.9, pp.205–217, 1959.

Hooker, J., **Logic-based methods for optimization: combining optimization and constraint satisfaction**. Jhon Wiley, New York, 2000.

Hrnjak, P., Litch, A.D., **Microchannel heat exchangers for charge minimization in air-cooled ammonia condensers and chillers**. International journal of refrigeration, v.31, pp.658–668, 2008.

Huang, C.D., ***A Dynamic Computer Simulation Model For Automobile Passenger Compartment Climate Control And Evaluation***. Ph.D. Thesis, Michigan Technological University, USA, 1998.

Hwang, Y., Gado, A., Radermacher, R., ***Performance comparison of R-290 with R-22 in residential heat pump system***. Fifth IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, Guangzhou – China, 2002.

Hwang, Y., Jin, D.-H., Radermacher, R., ***Comparison of Hydrocarbon R-290 and two HFC blends R-404A and R-410A for medium temperature refrigeration applications***. Report of the Department of Mechanical Engineering for the ARI, University of Maryland, 2004.

ICPUSA, International Comfort Products Corporation - USA, Disponível em: <<http://www.icpusa.com/whocorp.htm>>. Acesso em: 20 fev. 2009.

Incropera, F.P., DeWitt, D.P., Bergman, T. and Levine, A., ***Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa***. Editora LTC - Edição 6ª, 2008.

Jabardo, J.M., Mamani, W., Ianella, M.R., ***Modeling and experimental evaluation of an automotive air conditioning system with a variable capacity compressor***. International Journal of Refrigeration v.25, pp.1157–1172, 2002.

Jabardo, J.M., Mamani, W.G., ***Modeling and experimental evaluation of parallel flow micro channel condensers***, Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, v.25 n.2, 2003.

Janssen, M.J., Kuipers, L.J., De Wit, J.A., ***Theoretical and experimental investigation of a dynamic model for small refrigerating systems***. In: Proc.IIR-Commissions B2-Purdue, USA, v.2, pp.245-257, 1988.

Jassim, E.W., Newell, T.A., ***Prediction of two-phase pressure drop and void fraction in microchannels using probabilistic flow regime mapping***. International Journal of Heat and Mass Transfer, v.49, pp.2446-2457, 2006.

Jaster, H. and Kosky, P.G., ***Condensation in a mixed flow regime***. International Journal of Heat and Mass Transfer, v.19, pp.95–99, 1976.

Jia, X., Tso, C.P., Chia, P.K., Jolly, P., ***A distributed model for prediction of the transient response of an evaporator***. International Journal Refrigeration, v.18, n.5, pp.336-342, 1995.

Jia, X., Tso, C.P., Jolly, P.G., Wong, Y.W., ***Distributed steady and dynamic modelling of dry-expansion evaporators***. International Journal Refrigeration, v.22, n.2, pp.107-125, 1999.

Jiang, H., ***Development of a simulation and optimization tool for heat exchanger design***. Ph.D. Thesis, University of Maryland at College Park, 2003.

Jones, O.C., Jr., ***An Improvement in the Calculation of Turbulent Friction in Rectangular Ducts***, *Journal of Fluids Engineering*. Transactions of the ASME, v.98, n.2, pp.173-181, 1976.

Jun, D.S. and Radermacher, R., ***Prediction of Pressure Drop During Horizontal Annular Flow Boiling of Pure and Mixed Refrigerants***. International Journal of Heat Transfer, v.32, n.12, pp.2435-2446, 1989.

Jung, D.S., Radermacher, R., ***Performance simulation of single-evaporator domestic refrigerators charged with pure and mixed refrigerants***. International Journal Refrigeration, v.14, n.5, pp.223-232, 1991.

Kaufman, K.A., Michalski, R. S., ***Applying Learnable Evolution Model to Heat Exchanger Design***. Proceedings of the Seventeenth National Conference on Artificial Intelligence - AAAI-2000, Austin, TX, pp.1014-1019, 2000.

Kaufman, K.A., Michalski, R.S., ***An Optimized Design of Finned-Tube Evaporators Using the Learnable Evolution Model***. HVAC&R Research, v.10, n.2, pp.201-211, 2004.

Kays, W.M., London, A.L., ***Compact Heat Exchangers***. McGraw Hill, 3rd Ed - New York, 1984.

Kempiak, M.J., Crawford, R.R., ***Three-Zone, Steady-State Modeling of a Mobile Air-Conditioning Condenser***. ASHRAE Transactions, v.98, pp.475-488, 1992.

Kim, M.H., Bullard, C.W., ***Air-side thermal hydraulic performance of multi-louvered fin aluminum heat exchangers***. International Journal of Refrigeration, v.25 n.3, pp.390-400, 2002.

Kotas, T. J., ***The Exergy Method of Thermal Plant Analysis***. Ed. Butterworths, New York, 1985.

Kuehl, S.J., Goldschmidt, V.W., ***Modeling of steady flows of R-22 through capillary tubes***. ASHRAE Transactions, v.97, n.1, pp.139-148, 1991.

Lee, J., Domanski, P.A., ***Impact of Air and Refrigerant Maldistributions on the Performance of Finned-Tube Evaporators with R22 and R407C***. Report DOE/CE/23810-81 for ARI, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD., 1997.

Lee, G.H., Yoo, J.Y., ***Performance analysis and simulation of automobile air conditioning system***. International Journal of Refrigeration, v.23, pp.243-254, 2000.

Lemmon E.W., McLinden, M.O., Huber, M.L., ***NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties - Refprop 7.0***. NIST Std. Database, 2002.

LENNOX, Lennox International, Disponível em: <<http://www.lennoxinternational.com>>. Acesso em: 20 marz. 2009.

Levine, D., ***Users Guide to the PGAPack Parallel Genetic Algorithm Library***. Argonne National Laboratory, 1996.

Liang, S.Y., Wong, T.N., Nathan, G.K., ***Numerical and experimental studies of refrigerant circuitry of evaporator coils***. International Journal of Refrigeration, v.24, pp.823-833, 2001.

Liang, Z., Zhang, C., Ding, G., ***Construction of system algorithm for steady-state simulation of refrigeration plants based on graph theory***. Journal of System Simulation, v.15, n.12, pp.1759-1762, 2003.

Liu, D. and Garimella, S.V., ***Investigation of liquid flow in microchannels***. AIAA Journal of Thermophysics and Heat Transfer. v.18, pp.65-72, 2002.

Liu, J., Wei, W.J., Ding, G.L., Zhang, C., Fukaya, M., ***A general steady state mathematical model for fin-and-tube heat exchanger based on graph theory***. International Journal of Refrigeration, v.27, n.8, pp.965-973, 2004.

Lockhart, R.W. and Martinelli, R.C., ***Proposed correlation of data for isothermal two-phase, two-component flow in pipes***. Chemical Engineering Progress, v.45, n.1, pp.39-48, 1949.

Lopes, C., ***Análise Termodinâmica Comparativa entre um Ciclo Rankine Tradicional e um Inovador Utilizando Gases Residuais do Processo Siderúrgico como Combustível***. Dissertação de Mestrado - Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, 2006.

Lu, Z., Ding, G., Zhang, C., ***Dynamic simulation of natural convection bypass two-circuit cycle refrigerator-freezer and its application (II): System simulation and application***. Applied Thermal Engineering, v.24, n.10, pp.1525-1533, 2004.

MacArthur, J.W., ***Transient heat pump behaviour: A theoretical investigation***. International Journal Refrigeration, v.7, n.2, pp.123-132, 1984.

MacArthur, J.W., Grald, E.W., ***Unsteady compressible two-phase flow model for predicting cyclic heat pump performance and a comparison with experimental data***. International Journal Refrigeration, v.12, n.1, pp.29-41, 1989.

Machalewicz, Z., ***Genetic algorithms + data structures = evolution programs***. 3rd. rev. and extended Ed. Berlin - New York, 1996.

Mandhane, J.M., Gregory, K., Aziz, A.A., ***A Flow Pattern Map for Gas-liquid Flow in Horizontal Pipes***. International Journal of Multi-phase Flow, v.1, n.4, pp.537-553, 1974.

Martins-Costa, M.L., Parise, J.A., **Three zone simulation model for air-cooled condensers**. Heat Recovery Systems & CHP, v.13, n.2, pp.97-113, 1993.

Martins, G., **Algoritmos Genéticos Aplicados ao Problema de Reconstrução de Acidentes com Veículos Terrestres**. Dissertação de Mestrado - Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, 2005.

Matos, R.S., Vargas, J.V.C., Laursen, T.A., Bejan, A., **Optimally staggered finned circular and elliptic tubes in forced convection**. International Journal of Heat and Mass Transfer, v.47, pp.1347–1359, 2004.

McAdams, W.H., **Heat Transmission**. McGraw-Hill - Third edition, New York, 1954.

Melo, C., Pereira, R.H., **Dynamic behaviour of a vapor compression refrigerator: A theoretical and experimental analysis**. In: Proc.IIR Conf Commission B2, Purdue, USA, v.2, pp.141-149, 1988.

Melo, C., Boabaid-Neto, C., Ferreira, R.T., **Empirical correlations for the modeling of R-134a flow through adiabatic capillary tubes**. ASHRAE Transactions, v.105, n.2, pp.51-59, 1999a.

Melo, C., Ferreira, R.T., Neto, C.B., Gonçalves, J.M., Mezavila, M.M., **An experimental analysis of adiabatic capillary tubes**. Applied Thermal Engineering, v.19, n.6, pp.669-684, 1999b.

Melo, C., Zangari, J.M., Ferreira, R.T., Pereira, R.H., **Experimental studies on non-adiabatic flow of HFC-134a through capillary tubes**. In: Proc.of the International Refrigeration Conference, Purdue University, pp.305-312, 2000.

Michalski, R.S., **Learnable Evolution: Combining Symbolic and Evolutionary Learning**. Proceedings of the Fourth International Workshop on Multistrategy Learning, Desenzano del Garda, Italy, pp.14-20, 1998.

Modine - Applied Thermal Innovations, <http://www.modine.com/>, 2008.

Molina, M.J., and Rowland, F.S., **Stratospheric sink for chlorofluoromethanes-chlne atomic catalyscd destruction of ozone**. Nature, 249:810-2, 1974.

Montes, P., Blasco, R., Gaitán, R., García, J., Ros, R., González, J., Corberán, J., **Modelado de Sistemas de Refrigeración por Compresión de Vapor**. Congreso de Ingeniería Mecánica 2000 - Departamento de Termodinámica Aplicada, Universidad Politécnica de Valencia, España, 2000.

Moser, K., Webb, R.L. and Na, B., ***A New Equivalent Reynolds Number Model for Condensation in Smooth Tubes***, Journal of Heat Transfer, v.120, pp.410-417, 1998.

Muller-Steinhagen, H. and Heck, K., ***A simple friction pressure drop correlation for two-phase flow in pipes***. Chemical Engineering Process, v.20, pp.297-308, 1986.

Murata, T., Ishibuchi, H., ***MOGA: Multi-objective genetic algorithms***. In: Proceedings of IEEE International Conference on Evolutionary Computation, Nov.29-Dec.1, Perth, WA, Australia, 1995.

Murphy, W.E., Goldschmidt, V.W., ***Transient response of air conditioners a qualitative interpretation through a sample case***. ASHRAE Transactions, v.90, n.1B, pp.997-1008, 1984.

Murphy, W.E., Goldschmidt, V.W., ***Cyclic characteristics of a typical residential air conditioner modeling of start-up transients***. ASHRAE Transactions, v.91, n.2, pp.427-444, 1985.

Murphy, W.E., Goldschmidt, V.W., ***Cycling characteristics of a residential air conditioner-modeling of shutdown transients***. ASHRAE Transactions, v.92 n.1A, pp.186-202, 1986.

Nelson, S.M., Hrnjak, P.S., ***Improved R134A Mobile Air Conditioning Systems***. ACRC - University of Illinois at Urbana-Champaign, Final report ACRC CR-45, 2002.

Nicholson, M., Aziz, K. and Gregory, G.A., ***Intermittent two-phase flow in horizontal pipes: predictive model***. Canadian Journal of Chemical Engineering, v.56, pp.653-663, 1978.

Niño, V.G., ***Characterization of two-phase flow in minichannels***. Ph.D. Thesis, University of Illinois, Urbana-Champaign, IL, 2002.

Nitheanandan, T., Soliman, H.M. and Chant, R.E., ***A Proposed Approach for Correlating Heat Transfer During Condensation Inside Tubes***. ASHRAE Transactions, v.96, n.1, pp.3328-3333, 1990.

Nusselt, W., ***Die Oberflächenkondensation des Wasserdampfes***. Zeitschrift Vereines Deutsch Ingenieure, v.60, pp.541-569, 1916.

Obot, N.T., ***Determination of incompressible flow friction in smooth circular and noncircular passages: A generalized approach including validation of the century old hydraulic diameter concept***. Trans. ASME, Journal of Fluids Engineering, V.110, pp.431-440, 1988.

Olivieri, B.P., **Otimização do Projeto de Pontes Protendidas Prémoldadas pelo Método dos Algoritmos Genéticos**. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2004.

ONU, Protocolo de Kyoto, **Kyoto Protocol to the United Nations Framework Convention on Climate Change**. United Nations, Japan, Dez.11, 1997. Disponível em: <<http://unfccc.int/resource/docs/convkp/kpeng.pdf>>. Acesso em: 28 dez. 2008.

Ould, M.B., Kattan, N. and Thome, J.R., **Prediction of two-phase pressure gradients of refrigerants in horizontal tubes**. International Journal of Refrigeration, v.25, pp.935-947, 2002.

Pacheco-Vega, A., Sen, M., Yang, K.T., McClain, R.L., **Neural network analysis of fin-tube refrigerating heat exchanger with limited experimental data**. International Journal Heat Mass Transfer, v.44, pp.763-770, 2001.

Pacheco, M., **Computação Evolucionária**. Departamento de Engenharia Elétrica – Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, 2006.

Pal, S.K., Wang, P.P., **Genetic algorithms for pattern recognition**. Editorial Boca Raton - Flór.CRC Press, 1996.

Parise, J.A., **Theoretical and Experimental Analysis of a Diesel Engine Driven Heat Pump**. Ph.D Thesis, UMIST - University of Manchester Institute of Science and Technology, 1983.

Parise, J.A., Cartwright, W.G., **Three-Dimensional Analysis of Air-Cooled Condensers Using a Two-Phase Flow Diagram**. ASME-Heat Transfer Division, v.27, pp.123-129, 21st National Heat Transfer Conference, Seattle, USA, July 1983.

Parise, J.A., **Simulation of Vapor-Compression Heat Pumps**. Simulation, v.46, n.2, pp.71-76, 1986.

Parise, J.A., Cartwright, W.G., **Performance Characteristics of a High Temperature Water-to-Water Heat Pump**. International Journal of Energy Research, v.12, n.4, pp.647-660, 1988.

Park, C.Y., Hrnjak, P., **Experimental and numerical study on microchannel and round-tube condensers in a R410A residential air-conditioning system**. International journal of refrigeration, v.31, pp.822–831, 2008.

Pate, M.B., Tree, D.R., **A linear quality model for capillary tube-suction line heat exchanger**. ASHRAE Transactions, v.90, n.2, pp.3-17, 1984.

Payne W.V. **A universal mass flow rate correlation for refrigerants and refrigerants/oil mixtures**. Ph.D. Thesis, Texas A&M University, USA, 1997.

Payne, W.T., Niño, V.G., Hrnjak, P.S. and Newell, T.A., ***Void Fraction and Pressure in Microchannels***. ACRC TR-178, Air Conditioning and Refrigeration Center, University of Illinois at Urbana-Champaign, 2000.

Peng, X.F., Peterson, G.P. and Wang, B.X., ***Frictional flow characteristics of water flowing through rectangular microchannels***. Experimental Heat Transfer, v.7, pp.249–264, 1994a.

Peng, X.F., Peterson, G.P. and Wang, B.X., ***Heat transfer characteristics of water flowing through microchannels***. Experimental Heat Transfer, v.7, pp.265–283, 1994b.

Perrotin, T., Clodic, D., ***Thermal-hydraulic CFD study in louvered fin-and-flat-tube heat exchangers***. International Journal of Refrigeration, v.27, pp.422–432, 2004.

Pierre, B., ***Flow resistance with boiling refrigerants – Part 1***, ASHRAE Journal, v.6, n.9, pp.58-65, 1964.

Polak, E., ***Computational methods in optimization: a unified approach***. London Academic Press, New York, 1971.

Rajendran, N., Pate, M.B., ***A computer model of the startup transients in a vapor-compression refrigeration system***. In: Proc.IIR Conference Commissions B2, Purdue, USA, v.1, pp.201-213, 1986.

Rant, Z., ***Exergy, a new name for technical availability***. Forschung Ingenieurwissenschaftlichen Wesen, v.23, n.1, pp.38–39, 1956.

Rasheed, K.M., ***GADO: A Genetic Algorithm for Continuous Design Optimization***. Ph.D. Thesis, Department of Computer Science, Rutgers University, New Brunswick, NJ., 1998.

Rhodes, N., Else, K., ***Predicting the performance of water and air cooled condensers***. International Journal Pressure Vessels and Piping, v.66, n.13, pp.99-112, 1996.

Rohsenow, W.M., ***Heat transfer and temperature distribution in laminar film condensation***, Transactions ASME, v.79, pp.1645-1648, 1956.

Rosson, H.F. and Meyers, J.A., ***Point of values of condensing film coefficients inside a horizontal tube***. Chemical Engineering Progress Symposium Séries, v.61, pp.190–199, 1965.

Rouhani, Z., Axelsson, E., ***Calculation of void volume fraction in the subcooled and quality boiling regions***. International Journal Heat Mass Transfer v.13, pp.383–393, 1970.

Rufer, C.E., Kezios, S.P., ***Analysis of two-phase, one-component stratified flow with condensation***. ASME Journal of Heat Transfer, v.88, pp.265-275, 1966.

SAE-J2765, ***Procedure for measuring system coefficient of performance of a mobile air conditioning system on a test bench***, approved by SAE ICCC in April 2006.

SAE-J2766, ***Standard for Annualized Climate Calculation of System Power Consumption of a mobile air conditioning system***, approved by SAE ICCC in April 2006.

Sahnoun, A., Webb, R.L., ***Prediction of heat transfer and friction for the louver fin geometry***. ASME Journal of Heat Transfer, v.114, pp.893-900, 1992.

Saleem, S., Reynolds, R.G., ***Cultural Algorithms in Dynamic Enviroments***. Congress on Evolutionary Computation, v.2, La Jolla, CA, pp.1513-1520, 2000.

Sami, S.M., Duong, T.N., ***Dynamic performance of heat pumps using refrigerants R134a***. ASHRAE Transactions, v.97, n.2, pp.41-47, 1991.

Sami, S.M., Dahmani, A., ***Numerical prediction of dynamic performance of vapor-compression heat pump using new HFC alternatives to HCFC-22***. Applied Thermal Engineering, v.16, n.8, pp.691-705, 1996.

Sami, S.M., Poirier, B., Dahamani, A.B., ***Modeling of capillary tubes behavior with HCFC 22 ternary alternative refrigerants***. International Journal Energy Research, v.22, pp.843-855, 1998.

Sanchez, E., Marco, T., ***Towards evolvable hardware: The evolutionary engineering***. Editorial Springer - Berlinm 1996.

Saramago, S.F.P., ***Métodos de otimização randômica: Algoritmos genéticos e Simulated annealling***. Sociedade Brasileira de Matemática Aplicada e Computacional - São Carlos, SP:SBMAC, 2003.

Schulz, U.W., ***State of the art: The capillary tube for, and in, vapor compression systems***. ASHRAE Transactions, v.91, n.1, pp.92-105, 1985.

Seibel, P., ***Practical Common Lisp***. Ed. Apress, Fisrt edition, N.Y., 2005.

Shah, R.K. and London, A.L., ***Laminar Flow Forced Convection in Ducts***. Advances in Heat Transfer - Supplement 1, Academic Press, 1978.

Shah, M.M., ***A General Correlation for Heat Transfer During Film Condensation Inside Pipes***. International Journal of Heat and Mass Transfer, v.22, pp.547-556, 1979.

Shah, R., Alleyne, A.G., Bullard, C.W., ***Dynamic modeling and control of multi-evaporator air-conditioning systems***. ASHRAE Transactions, v.110, n.1, pp.109-119, 2004.

Shao, S., Shi, W., Li, X., Chen, H., ***Performance representation of variable speed compressor for inverter air conditioners based on experimental data***. International Journal of Refrigeration, v.27, n.8, pp.805-815, 2004.

Shyue-Jian W., Pei-Tse, C., ***Steady-State Genetic Algorithms for Discrete Optimization of Trusses***. Computers and Structures, v.56, n.6, pp.979–991, 1995.

Singh, A., Ohadi, M.M. and Dessiatoun, S.V., ***Empirical modeling of stratified wavy flow condensation heat transfer in smooth horizontal tubes***. ASHRAE Transactions: Symposia, v.9, pp.596–603, 1996.

Sobhan, C.B. and Garimella, S.V., ***A comparative analysis of studies on heat transfer and fluid flow in microchannels***. Microscale Thermophysical Engineering, v.5, pp.293-311, 2001.

Soliman, H.M., Schuster, J.R. and Berenson, P.J., A ***General Heat Transfer Correlation for Annular Flow Condensation***. Journal of Heat Transfer, v.90, pp.267-276, 1968.

Soliman, H.M., ***On the annular-to-wavy flow pattern transition during condensation inside horizontal tubes***. Canadian Journal of Chemical Engineering, v.60, pp.475-481, 1982.

Soliman, H.M., ***The Mist-Annular Transition During Condensation and its Influence on the Heat Transfer Mechanism***. International Journal of Multiphase Flow, v.12, n.2, pp.277-288, 1986.

Song, S. and Bullard, C.W., ***Experimental and Simulation Analysis of Microchannel Evaporators***. Technical report of ACRC – University of Illinois at Urbana, ACRC CR-47, 2002.

Souza, A.L., Chato, J.C., Wattelet J.P. and Christoffersen, B.R., ***Pressure drop during two-phase flow of pure refrigerants and refrigerant-oil mixtures in horizontal smooth tubes***. ASME HTD-243, pp.35–41, 1993.

Spatz, M.W., Yana Motta, S.F., ***An evaluation of options for replacing HCFC-22 in medium temperature refrigeration systems***. International Journal of Refrigeration, v.27, pp.475-483, 2004.

Spatz, M.,W., ***Ultra-Low GWP Refrigerant For Mobile Air Conditioning Applications***. JSAE Automotive Air-Conditioning Conference, Tokyo, Japan, March 13-15, 2006.

Spatz, M.W., **Comparative Performance of 1234yf with R134a in Mobile AC Systems**. Honeywell - Refrigerants Applications Laboratory, November 19th, 2007, Buffalo, NY, 2007.

Steinke, M.E., Kandlikar, S.G., **An Experimental Investigation of Flow Boiling Characteristics of Water in Parallel Microchannels**. Journal of Heat Transfer - Transactions of the ASME, v.126, pp.518-526, 2004.

Subramaniam, V., **Design of Air cooled microchannel condenser for mal-distributed air flow conditions**. MSc Dissertation, Georgia Institute of Technology, 2004.

Sunden, B., Svantesson, J., **Correlation of j- and f-factors for multilouvered heat transfer surfaces**. in: Proceedings of the third UK National Heat Transfer Conference, pp.805–811, 1992.

Swider, D.J., Browne, M.W., Bansal, P.K., Kecman, V., **Modelling of vapor-compression liquid chillers with neural networks**. Applied Thermal Engineering, v.21, pp.311-329, 2001.

Szargut, **Exergy Analysis of Thermal Chemical and Metallurgical Processes**, Hemisphere NY and Springer, Berlin, 1988.

Taitel, Y. and Dukler, A.E., **A Model For Predicting Flow Regime Transitions In Horizontal And Near Horizontal Gas-Liquid Flow**. AIChE Journal, v.22, n.1, pp.47-55, 1976.

Tavares, L.V., Correia, N., **Optimização linear e não linear : conceitos, métodos e algoritmos**. Fundação Calouste Gulbenkian, Lisboa – 2.ed., 1999.

Tien, C.L., Chen, S.L. and Patterson, P.F., **Condensation Inside Tubes: EPR1 Project 1160-3**. Final Report, Palo Alto, CA., EPR1, 1988.

Tian, C., Dou, C., Yang, X., Li, X., **A mathematical model of variable displacement wobble plate compressor for automotive air conditioning system**. Applied Thermal Engineering, v.24, n.17, pp.2467-2486, 2004.

Tran, T.N., Chyu, M.C., Wambsganss, M.W., and France, D.M., **Two-Phase Pressure Drop of Refrigerants during Flow Boiling in Small Channels: An Experimental Investigation and Correlation Development**. International Journal of Multiphase Flow, v.26, pp.1739-1754, 2000.

Traviss, D.P., Rohsenow, W.M. and Baron, A.B., **Forced-Convective Condensation in Tubes: A Heat Transfer Correlation for Condenser Design**. ASHRAE Transactions, v.79, n.1, pp.157-165, 1973.

Triplett, K. A., Ghiaasiaan, S.M., Abdel-Khalik, S.I., LeMouel, A. and McCord, B.N., **Gas-Liquid Two-Phase Flow in Microchannels. Part.I: Two-phase Flow Patterns**, International Journal of Multiphase Flow, v.25, pp.377-394, 1999.

Tuztas, M. and Nilufer, A., **Mathematical model of finned tube Heat Exchangers for thermal simulation software or air conditioners**. Int. Comm. Heat Mass Transfer, v.29, n.4, pp.547-556, 2002.

UE, Directive 2004/101/EC, **Directive 2004/101/EC of The European Parliament and of the Council**, October 27, 2004. Disponível em: <<http://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=OJ:L:2004:338:0018:0023:EN:PDF>>. Acesso em: 28 dez. 2008.

UNEP, Protocolo de Montreal, **The Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer**. United Nations Environment Programme, Canadá, Set.16, 1987. Disponível em: <<http://www.unep.org/ozone/pdf/Montreal-Protocol2000.pdf>>. Acesso em: 28 dez. 2008.

Van Wylen, G., Sonntag, R., Borgnakke, C., **Fundamentos da Termodinâmica**. Editorial Edgard Blucher - 6ta-Edição, 2003.

Vervoce, G, Kaufman, K.A, Michalski, R.S., **Validating Learnable Evolution Model on Selected Optimization and Design Problems**. Reports of the Machine Learning and Inference Laboratory, MLI03-1 - P03-2, George Mason University, 2003.

Wang, H., Touber, S., **Distributed and non-steady-state modelling of an air cooler**. International Journal Refrigeration, v.14, n.2, pp.98-111, 1991.

Wang, C.C., Tsi, Y.M., Lu, D.C., **A comprehensive study of convex-louver and wavy fin-and-tube heat exchangers**. AIAA Journal of Thermophysics and Heat Transfer, v.12, n.3, PP.423-430, 1998.

Wang, C.C., Jang, J.Y. and Chiou, N.F., **A heat transfer and friction correlation for wavy fin-and-tube heat exchangers**. International Journal of Heat Mass Transfer, v.42, pp.1919–1924, 1999a.

Wang, C.C., Lee, C.J., Chang, C.T., and Lin S.P., **Heat transfer and friction correlation for compact louvered fin-and-tube heat exchangers**. International Journal of Heat Mass Transfer, v.42, pp.1945-1956, 1999b.

Wang, C.C., Chi, K.Y. and Chang, C.J., **Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, Part II: Correlation**. International Journal of Heat Mass Transfer, v.43, pp. 2693–2700, 2000a.

Wang, C.C., Lin, Y.T. and Lee, C.J., **Heat and momentum transfer for compact louvered fin-and-tube heat exchangers in wet conditions**. International Journal Heat Mass Transfer, v.43, pp.3443–3452, 2000b.

Wang, C.C., Lee, W.S. and Sheu, W.J., **A comparative study of compact enhanced fin-and-tube heat exchangers**. International Journal of Heat Mass Transfer, v.44, pp.3565-3573, 2001.

Webb, R.L., ***Air-side heat transfer correlations for flat and wavy plate-and-tube geometries***, ASHRAE Transaction 96, v.2, pp.445-449, 1990.

Webb, R.L., Chang, Y.J., Wang, C.C., ***Heat transfer and friction correlations for the louver fin geometry***, IMechE-C496/081, pp.533-541, 1995.

Wei, C.Z., Lin, Y.T., Wang, C.C., Leu, J.S., ***Experimental study of the performance of capillary tubes for R-407C refrigerant***. ASHRAE Transactions, v.105, n.2, pp.634-638, 1999.

Weisman, J., Duncan, D., Gibson, J. and Crawford, T., ***Effects of Fluid Properties and Pipe Diameter on Two-Phase Flow Patterns In Horizontal Lines***. International Journal of Multiphase Flow, v.5, n.6, pp.437-462, 1979.

White, F.M., ***Fluid Mechanics***. McGraw-Hill - Fourth Edition, Boston, 1999.

White, P.D. and Huntington, R.L., ***Horizontal Co-Current TwoPhase Flow of Fluids in Pipe Lines***. Petr. Eng., v.27, n.9, d_40, 1955.

Willatzen, M., Pettit, N.B., Ploug-Sorensen, L., ***A general dynamic simulation model for evaporators and condensers in refrigeration, Part I: moving-boundary formulation of two-phase flows with heat exchange***. International Journal Refrigeration, v.21, n.5, pp.398-403, 1998.

Wongwises, S., Pirompak, W., ***Flow characteristics of pure refrigerants and refrigerant mixtures in adiabatic capillary tubes***. Applied Thermal Engineering, v.21, pp.845-861, 2001.

Wu, Z., Ding, G., Wang, K., Fukaya, M., ***Application of a genetic algorithm to optimize the refrigerant circuit of fin-and-tube heat exchangers for maximum heat transfer or shortest tube***. International Journal of Thermal Sciences, v.47, pp.985-997, 2008.

Yana Motta, S.F., ***Análise Teórico-Exprimental do Escoamento atavés de tubos capilares adiabáticos: Misturas não Azeotropicas de Refrigerantes com presença de óleo***. Tese de Doutorado, Dpto de Engenharia Mecânica, Pontificia Universidade Católica do Rio, 1999.

Yana Motta, S.F., ***Genesym - Genetron Systems Modeling User Manual Version 1.0***, Honeywell-Buffalo Research Laboratory, New York State, USA, 2001.

Yang, R., ***Solving Large Travelling Salesman Problems with Small Populations***. Genetic Algorithms in Engineering Systems: Innovations and Applications, n.446, pp.157-162, 1997.

Yang, C.Y. and Webb, R.L., ***Condensation of R12 in Small Hydraulic Diameter Extruded Aluminum Tubes with and without Micro-Fins***. International Journal of Heat and Mass Transfer, v.39, n.4, pp.791-800, 1996a.

Yang, C.Y. and Webb, R.L., ***Friction Pressure Drop of R12 in Small Hydraulic Diameter Extruded Aluminum Tubes with and without Micro-fins.*** International Journal of Heat Mass Transfer, v.39, n.4, pp.801-809, 1996b.

Yilmaz, T., Unal, S., ***General equation for the design of capillary tubes.*** ASME Transactions of Fluids Engineering, v.118, n.3, pp.150-154, 1996.

Yun, J.Y., Lee, K.S., ***Influence of design parameters on the heat transfer and flow friction characteristics of the heat exchanger with slit fins.*** International Journal of Heat and Mass Transfer, v.43, pp.2529-2539, 2000.

Zhang, M. and Kwon, S.L., ***Two-Phase Frictional Pressure Drop for Refrigerants in Small Diameter Tubes.*** Compact Heat Exchangers and Enhancement Technology for the Process Industries, House, New York, 1999.

Zhang, M. and Webb, R., ***Correlation of two-phase friction for refrigerants in small-diameters tubes.*** Experimental Thermal and Fluid Science, v.25, pp.131-139, 2001.

Zhang, C.L., Ding, G.L., ***Modified general equation for the design of capillary tubes.*** ASME Journal of Fluids Engineering, v.123, n.4, pp.914-919, 2001.

Zhang, C.L., Ding, G.L., ***Approximate analytic solutions of adiabatic capillary tube.*** International Journal of Refrigeration, v.27, n.1, pp.17-24, 2004.

Zhao, T.S., Bi, Q.C., ***Co-current air-water two-phase flow patterns in vertical triangular microchannels.*** International Journal Multiphase Flow, v.27, pp.765-782, 2001.

Zhao, P.C., Ding, G.L., Zhang, C.L., Zhao, L., ***Simulation of a geothermal heat pump with non-azeotropic mixture.*** Applied Thermal Engineering, v.23, n.12, pp.1515-1524, 2003.

Zijie, W., Krauss, G., ***Dynamic models of heating and cooling coils with one-dimensional air distribution.*** Journal Thermal Science, v.2, n.2, pp.126-134, 1993.

Apêndice A - Análise Exergética

1. Conceitos gerais

1.1. Entropia

O conceito de entropia surge do segundo princípio da termodinâmica. A essência do segundo princípio é o caráter direcional da transferência de calor e a qualidade da energia, ou seja, ela se degrada à medida que se transforma em outras formas de energia. Porém, está garantida a sua conservação pelo primeiro princípio da termodinâmica, que estabelece que sempre haja a conservação de energia (Bejan, 1982).

1.2. Desigualdade de Clausius

Para compreender melhor a propriedade entropia, necessita-se mostrar o enunciado de Clausius. Em um ciclo, a razão entre a variação do calor pela temperatura é sempre menor ou igual a zero, ou seja:

$$\oint \frac{\delta Q}{T} \leq 0$$

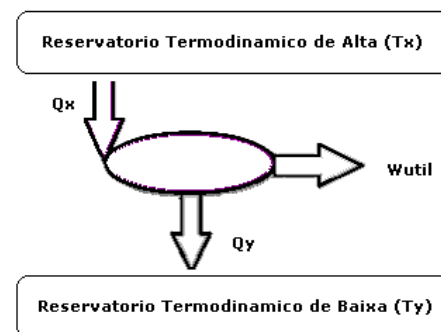


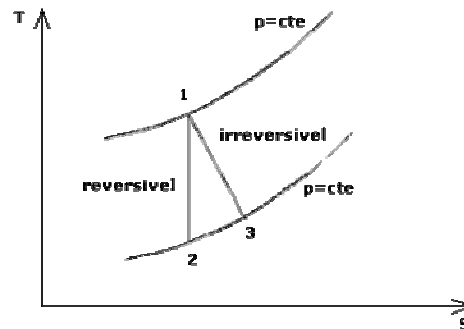
Figura 1. Máquina entre duas fontes de calor.

Esta condição é a desigualdade de Clausius. Para máquinas reversíveis, esta variação é zero e para máquinas reais o valor é sempre negativo.

Estabelecida esta condição, pode-se demonstrar que, num dispositivo térmico operando ciclicamente entre dois estados termodinâmicos diferentes, a função entropia é dada por:

$$S_2 - S_1 \geq \oint \frac{\partial Q}{T}$$

Figura 2. Processo isentrópico.



A igualdade é sempre válida para processos reversíveis ou ideais e a desigualdade é para processos irreversíveis ou reais. Na fig.2, pode se observar que o processo 1-2 é isentrópico (adiabático reversível), e portanto, não há aumento de entropia. Para o processo 1-3 há geração de entropia, pois s_3 é maior que s_2 , portanto simula um processo real.

Para uma região no espaço, ver a figura a seguir (fig.3) onde existam entradas e saídas, o aumento de entropia é dado pela seguinte equação:

$$\dot{S}_g = \frac{dS}{dt} - \sum_i \frac{Q_i}{T_i} + \sum_s m.s - \sum_e m.s \geq 0$$

Onde:

- $\dot{S}_g$: Taxa de geração da entropia, [kJ/s].
- $\dot{m}_g$: Vazão mássica, [kg/s].
- s : Entropia específica, [kJ/K.kg].
- T : Temperatura, [K].

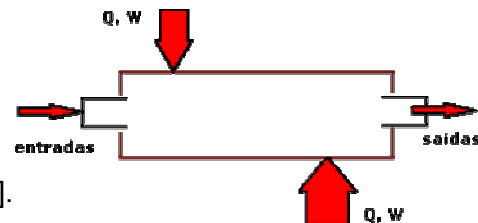


Figura 3. Volume de controle.

O primeiro termo ($\dot{S}_g$) representa a taxa de geração de entropia no volume de controle. O segundo termo (dS/dt), em regime permanente é igual a zero. O termo ($\sum Q_i/T_i$) é o aumento de entropia devido ao fluxo de calor que entra ou sai do volume de controle. Os dois termos ($\sum_s m.s - \sum_e m.s$) representam os fluxos entrópicos que saem e entram no V.C. (Lopes, 2006).

2. Análise de Irreversibilidades

2.1. Irreversibilidade

Todos os processos encontrados na natureza têm algum grau de irreversibilidade. Todo processo irreversível podem ser identificados por: (1) Acontecer espontaneamente e em uma única direção, (2) Sempre produzem dissipações de energia, e (3) Para acontecerem no sentido inverso será necessário introduzir energia. Os postulados sobre os processos irreversíveis apoiam-se na experiência humana e, portanto, não podem ser demonstrados (Cerbe e Hoffmann, 1970).

2.2. Cálculo das Irreversibilidades

Para um sistema que esteja produzindo trabalho, o cálculo das irreversibilidades pode ser realizado pelo balanço exergético. A diferença entre o trabalho reversível e o trabalho real, ou de eixo, é a irreversibilidade, denominada também de trabalho disponível perdido (Bejan, 1982).

$$\dot{I} = \dot{W}_{rev} - \dot{W}_{real} \qquad I_{\%} = \frac{\dot{W}_{rev} - \dot{W}_{real}}{\dot{W}_{rev}}$$

Onde:

$\dot{I}$, $I_{\%}$: Taxa de irreversibilidades, [kW],[%].

$\dot{W}_{rev}$: Taxa de realização de trabalho reversível, [kW].

$\dot{W}_{real}$: Taxa de realização de trabalho real realizado, [kW].

Em sistemas, a contribuição as irreversibilidades de cada componente será a razão entre sua irreversibilidade e irreversibilidade total do sistema (δ_i).

$$\delta_i = \frac{\dot{I}_i}{\sum_{ciclo} \dot{I}_i}$$

Para um volume de controle em regime permanente, a taxa de realização de trabalho reversível é dado pela expressão:

$$\dot{W}_{rev} = \sum_e \dot{m}_e [h - T_0 s + E_c + E_p] - \sum_s \dot{m}_s [h - T_0 s + E_c + E_p]$$

Considerando uma entrada e uma saída, e desprezando os efeitos da energia cinética e potencial, ter-se-á:

$$\dot{W}_{rev} = \dot{m} [(h_2 - h_1) - T_0 (s_2 - s_1)]$$

3. Análise Exergética

3.1. Exergia

A energia é a propriedade proveniente do primeiro princípio da termodinâmica, ela não pode ser criada nem destruída, só transformada e sempre se conserva e, a cada transformação haverá sempre uma parte perdida. Porém, uma parte da energia não pode ser aproveitada (Anergia).

$$Energia = Exergia + Anergia$$

A exergia é a parte da energia que pode ser completamente convertida em qualquer outra forma de energia (Rant, 1956). Para calcular a exergia é necessário que se defina qual é o estado de referência. Segundo Szargut (1988) e Kotas (1985) a exergia pode ser dividida em quatro componentes: cinética, potencial, termomecânica e química. No presente texto, não serão consideradas as componentes cinética, potencial e química.

Exergia Termomecânica é definida como sendo o trabalho máximo obtido em processos reversíveis quando uma quantidade de matéria é levada do estado inicial (P e T) ao estado de equilíbrio de pressão e temperatura de referência (Po e To) do ambiente.

O trabalho reversível é igual à exergia, sendo:

$$\dot{W}_{rev} = \Delta \dot{E}x = \dot{m} [(h_2 - h_1) - T_0(s_2 - s_1)]$$

onde:

T_0 , h_0 , s_0 : Temperatura, entalpia e entropia no estado de referência.

h_1 , s_1 : Entalpia e entropia no estado 1.

h_2 , s_2 : Entalpia e entropia no estado 2.

3.2. Eficiência Exergética

A eficiência exergética (ψ), ou de segunda lei, é definida pela expressão mostrada à continuação. No caso de um sistema, esta pode ser vista como o efeito da exergia desejada entre a exergia necessária ao processo.

$$\psi = \frac{\sum_2 \Delta \dot{E}x_i - \dot{W}_{real}}{\sum_1 \Delta \dot{E}x_i}$$

Apêndice B – Correlações do Genesym

1. Correlações para a Queda de pressão

Choi et al. (1999), apresentaram uma correlação generalizada para a queda de pressão para evaporação e condensação em tubos lisos e com microaletas para fluidos refrigerantes puros e misturas fluido refrigerante / lubrificante, baseado nas idéias de Pierre (1964). A correlação proposta consegue correlacionar com um erro médio absoluto de 10,8% datas experimentais do banco de dados do NIST, para R134a, R22, R125, R32, R407c, R410a, e R32/R134a. No caso de misturas com lubrificante estes erros não excediam o 19,6%. A correlação leva e conta os efeitos de perdas de carga por atrito e devido ao cambio de momentum. As correlações para fluido refrigerante puro são mostradas a continuação:

$$\Delta p = \left[\frac{f_N L (v_{out} - v_{in})}{D_h} + (v_{out} - v_{in}) \right] G^2 \quad (1)$$

$$f_N = 0,00506 \text{ Re}_{fo}^{-0,0951} K_f^{0,1554}, \text{ para } \text{Re}_{fo} / K_f > 1 \quad (2)$$

$$\text{Re}_{fo} = \frac{G D_h}{\mu_l} \quad (3)$$

$$K_f = \frac{\Delta x h_{lv}}{L g} \quad (4)$$

No caso de misturas fluido refrigerante / lubrificante, podem ser utilizadas as mesmas expressões, porem deveram de ser levadas em conta as seguintes modificações para o calculo do título na fase vapor e do numero de Reynolds liquido, devido à presença do óleo.

$$x = \frac{m_{ref,v}}{m_{tot}} = \frac{m_{ref,v}}{m_{ref,v} + m_{ref,l} + m_{oil}} \quad (5)$$

$$G_{tot} = \frac{m_{tot}}{A_c} \quad (6)$$

$$\text{Re}_m = \frac{G_{tot} D_h}{\mu_m} \quad (7)$$

$$\ln \mu_m = \sum_i \xi_i \ln \mu_i = \xi_{ref} \ln \mu_{ref} + \xi_{oil} \ln \mu_{oil} \quad (8)$$

$$\xi_i = \frac{W_i^k \psi_i}{\sum_j W_j^k \psi_j} \quad (9)$$

$$k = 0,58 \quad (10)$$

$$\psi_{oil} = \frac{w_{f,oil} \left(\frac{W_{ref}}{W_{oil}} \right)}{1 - w_{f,oil} + w_{f,oil} \left(\frac{W_{ref}}{W_{oil}} \right)} \quad (11)$$

$$w_{f,oil} = \frac{m_{oil}}{m_{oil} + m_{ref,l}} \quad (12)$$

Onde:

- v Volume específico, [m³/kg].
- ψ Fração molar, [-].
- w Fração mássica, [-].
- W Massa molar, [gr / mol].
- m Velocidade mássica, [m / s].

2. Correlações para os Coeficientes Convectivos no lado do Refrigerante

Cavallini et al. (1999) desenvolveram uma correlação para prever os coeficientes convectivos de transferência de calor durante a condensação de fluidos refrigerantes puros no interior de tubos. O modelo tem a forma de uma correlação de convecção forçada, e foi reportada da seguinte maneira:

$$Nu = \frac{h d}{k_l} = 0,05 \text{ Re}_{eq}^{0,8} \text{ Pr}_l^{1/3} \text{ Rx}^s \left(Bo \text{ Fr}_l \right) \quad (13)$$

$$\text{Re}_{eq} = \frac{4 \dot{m} \left[(1-x) + x \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{1/2} \right]}{\pi d \mu_l}, \text{ para } \text{Re}_{eq} > 15000 \quad (14)$$

$$\text{Pr}_l = \frac{\mu_l C p_l}{\mu_l} \quad , \text{ para } 3 < \text{Pr}_l < 6,5 \quad (15)$$

$$\text{Fr}_l = \frac{G^2}{\rho_l^2 g d} \quad (16)$$

$$\text{Bo} = \frac{g \rho_l e \pi d}{8 \sigma n_g} \quad , \text{ para } 0,3 < \text{Bo.Fr}_l < 508 \quad (17)$$

3. Correlações para a Queda de pressão e a Transferencia de calor no lado do Ar

O numero de Nusselt e o fator de atrito podem ser obtidos das seguintes expressões, respetivamente:

$$j = \frac{Nu}{\text{Re} \text{ Pr}^{1/3}} \quad (18)$$

$$f = \frac{A_c \rho_{in}}{A_o \rho_{med}} \left[\frac{2 \Delta p}{G_c^2 \rho_{in}} - \left(1 - \sigma^2 \right) \left(\frac{\rho_{in}}{\rho_{out}} - 1 \right) \right] \quad (19)$$

Wang et al. (1999a) desenvolveram correlações generalizadas para o calculo do fator Colburn (20) e o fator de atrito (21) para tubos com aletas onduladas. Suas correlações tiveram um desvio médio de 5,01% com respeito ao banco de dados experimentais (Webb, 1990; Wang et al. 1998) utilizado.

$$j = 0,324 \text{ Re}_{D_c}^{J_1} \left(\frac{F_p}{P_l} \right)^{J_2} (\tan \theta)^{J_3} \left(\frac{P_l}{P_t} \right)^{J_4} N^{0,428} \quad (20)$$

$$f = 0,01915 \text{ Re}_{D_c}^{F_1} (\tan \theta)^{F_2} \left(\frac{F_p}{P_l} \right)^{F_3} \left(\log \frac{A_o}{A_t} \right)^{-5,35} \left(\frac{D_h}{D_c} \right)^{1,3796} N^{-0,0916} \quad (21)$$

Onde:

J_i, F_i Parâmetros da correlação de Wang.

A_0 Área total da superfície.

A_t Área da superfície do tubo.

A_c Área mínima de fluxo livre.

D_c Diâmetro exterior do colar da aleta.

F_p Passo da aleta.

- P_l Passo longitudinal do tubo, [m].
- P_t Passo transversal do tubo, [m].
- Re_{Dc} Numero de Reynolds baseado no diâmetro do colar do tubo, [-].
- S Espaçamento das aleta, [m]
- σ Razão de contração da área da seção transversal, [-].
- θ Ângulo do corrugado das aletas [grados].

Wang et al. (1999b) desenvolveram correlações generalizadas para o calculo do fator Colburn (22 e 23) e o fator de atrito (24) para tubos com aletas com persianas. Suas correlações predizeram dentro de um erro de 15% o fator de Colburn e de atrito. Utilizaram um extenso banco de dados com 49 modelos diferentes de trocadores de calor compacto com aletas com persianas.

Para $Re_{Dc} < 1000$

$$j = 14,3117 \text{ } Re_{Dc}^{J1} \left(\frac{F_p}{D_c} \right)^{J2} \left(\frac{L_h}{L_p} \right)^{J3} \left(\frac{F_p}{P_l} \right)^{J4} \left(\frac{P_l}{P_t} \right)^{-1,724} \quad (22)$$

Para $Re_{Dc} > 1000$

$$j = 1,1373 \text{ } Re_{Dc}^{J5} \left(\frac{F_p}{P_l} \right)^{J6} \left(\frac{L_h}{L_p} \right)^{J7} \left(\frac{P_l}{P_t} \right)^{J8} N^{0,3545} \quad (23)$$

Para o fator de atrito

$$f = 0,06393 \text{ } Re_{Dc}^{F5} \left(\frac{F_p}{D_c} \right)^{F6} \left(\frac{D_h}{D_c} \right)^{F7} \left(\frac{L_h}{L_p} \right)^{F8} N^{F9} (\log(Re_{Dc}) - 4)^{-1,093} \quad (24)$$

Wang et al. (2000a) desenvolveram correlações generalizadas para o calculo do fator Colburn (25) e o fator de atrito (26) para tubos com aletas planas. Suas correlações predizeram a transferência de calor dentro de um erro de 7,51%, e a queda de pressão dentro de um erro de 8,31%.

$$j = 0,086 \text{ } Re_{Dc}^{P3} N^{P4} \left(\frac{F_p}{D_c} \right)^{P5} \left(\frac{F_p}{D_h} \right)^{P6} \left(\frac{F_p}{P_t} \right)^{-0,93} \quad (25)$$

$$f = 0,0267 \text{ } Re_{Dc}^{F1} \left(\frac{P_l}{P_t} \right)^{F2} \left(\frac{F_p}{D_c} \right)^{F3} \quad (26)$$

4. Correlações para a Queda de pressão em Tubos curtos

Payne (1997) examinou vazões mássicas de R12, R134a, R502, R22, R407c, e R410a através de tubos curtos, de comprimento entre 9,5- 25,4 mm, com diâmetros entre 1,09 – 1,94 mm. A correlação cobre condições de entrada de uma fase e duas fases. Utilizou 1200 pontos experimentais para produzir a correlação.

A vazão mássica através de um tubo curto pode ser modelada para uma fase simples pela equação:

$$\dot{m} = K A \sqrt{2 g \rho \Delta p} \quad (27)$$

Onde:

- $\dot{m}$ vazão mássica, [kg / h].
- K constante do orifício, [-].
- A Área do orifício, [m²].

Propõem uma equação para representar a vazão mássica de refrigerantes puros escoando através de tubos curtos. A equação adota a seguinte forma:

$$\dot{m} = C_{tp} \dot{m}_{psp} \quad (28)$$

Onde:

- C_{tp} Razão entre a vazão de escoamento puro bifásico e de escoamento de refrigerante puro saturado, [-].
- $\dot{m}_{psp}$ Escoamento de refrigerante puro em escoamento monofásico.

A partir de uma análise adimensional, baseando-se na equação (28), Payne (1997) correlaciona as principais variáveis envolvidas na simulação de um tubo curto. O sistema de equações é dado pelas seguintes equações:

$$\pi_1 = \frac{a_1 + a_2 \pi_3 + a_3 \pi_9 + a_4 \pi_6 + a_5 \ln(\pi_{10})}{1 + a_6 \pi_3 + a_7 \pi_9^2} \quad (29)$$

$$\pi_1 = \frac{G}{\sqrt{\rho_f P_c}} \quad (30)$$

$$\pi_2 = \frac{P_c - P_{up}}{P_c} \quad (31)$$

$$\pi_3 = \frac{P_{up} - P_{sat}}{P_c} \quad (32)$$

$$\pi_4 = \frac{\mu_f}{\sqrt{\rho_f P_c D^2}} \quad (33)$$

$$\pi_5 = \frac{\mu_g}{\sqrt{\rho_f P_c D^2}} \quad (34)$$

$$\pi_6 = \frac{\rho_g}{\rho_f} \quad (35)$$

$$\pi_7 = \frac{\rho_f h_{fg}}{P_c} \quad (36)$$

$$\pi_8 = \frac{\rho_f T_c C_{pf}}{P_c} \quad (37)$$

$$\pi_9 = \frac{T_{sub}}{T_c} \quad (38)$$

$$\pi_{10} = \frac{L}{D} \quad (39)$$

A partir da regressão com dados experimentais disponíveis em seu trabalho, Payne (1997) determinou os valores das seguintes constantes para seu modelo. Maior informação sobre as varíaveis envolvidas e o modelo de Payne (1997) pode encontrada, de maneira detalhada, em seu trabalho de tese.

$$a_1 = 3,8811E - 01 \quad (40)$$

$$a_2 = 1,1427E + 01 \quad (41)$$

$$a_3 = -1,4194E + 01 \quad (42)$$

$$a_4 = 1,0703E + 00 \quad (43)$$

$$a_5 = -9,1928E - 02 \quad (44)$$

$$a_7 = -5,8195E + 02 \quad (45)$$

Apêndice C – Resumo de características para os testes realizados

Código de Teste	Unidade física considerada							Parâmetros para o método GAFIS				
	Fabricante	Tipo de Unidade	Referência do Projeto (°)	Fluido refrigerante	Modelo de compressor	Num.de tubos no Evaporador	Num.de tubos no Condensador	População [-]	Crossover [%]	Mutação [%]	Elite [-]	Evoluções [-]
VIT1	LENNDX	Sistema Split	b010330k	R22	ZP32K3E-PFV	3x18	2x26	30	60	2	3	40-60-80
VIT2	LENNDX	Sistema Split	b010330k	R22	ZP32K3E-PFV	3x18	2x26	30	60	4	3	40-60-80
VIT3	LENNDX	Sistema Split	b010330k	R22	ZP32K3E-PFV	3x18	2x26	30	60	5	3	40-60-80
VIT4	LENNDX	Sistema Split	b010330k	R22	ZP32K3E-PFV	3x18	2x26	30	70	2	3	40-60-80
VIT5	LENNDX	Sistema Split	b010330k	R22	ZP32K3E-PFV	3x18	2x26	30	70	4	3	40-60-80
VIT6	LENNDX	Sistema Split	b010330k	R22	ZP32K3E-PFV	3x18	2x26	30	70	5	3	40-60-80
VIT7	LENNDX	Sistema Split	b010330k	R22	ZP32K3E-PFV	3x18	2x26	30	80	2	3	40-60-80
VIT8	LENNDX	Sistema Split	b010330k	R22	ZP32K3E-PFV	3x18	2x26	30	80	4	3	40-60-80
VIT9	LENNDX	Sistema Split	b010330k	R22	ZP32K3E-PFV	3x18	2x26	30	80	5	3	40-60-80
V2T1	LENNDX	Sistema Split	b010330k	R22	ZP32K3E-PFV	3x18	2x26	30	60	4	3	80
V2T2	LENNDX	Sistema Split	b010330k	R22	ZP32K3E-PFV	3x18	2x26	30	-	-	-	80
V3T1	LENNDX	Sistema Split	b010330k	R22	ZP32K3E-PFV	3x18	2x26	30	60	4	3	10-40-60-80
V3T2	LENNDX	Sistema Split	b010330k	R22	ZP32K3E-PFV	3x18	2x26	30	60	4	3	10-40-60-80
V3T3	LENNDX	Sistema Split	b010330k	R22	ZP32K3E-PFV	3x18	2x26	30	60	4	3	10-40-60-80
C1T1	ICP	Sistema Mini-Split de 3 Ton	AC-ICP-3TON-A	R410A	ZP29K5E-PFV	3x18	1x36	30	60	4	3	80
C1T2	ICP	Sistema Mini-Split de 3 Ton	AC-ICP-3TON-A	R410A	ZP29K5E-PFV	3x18	1x36	30	60	4	3	80
C1T3	ICP	Sistema Mini-Split de 3 Ton	AC-ICP-3TON-A	R410A	ZP29K5E-PFV	3x18	1x36	30	60	4	3	80
C1T4	ICP	Sistema Mini-Split de 3 Ton	AC-ICP-3TON-A	R410A	ZP29K5E-PFV	3x18	1x36	30	60	4	3	80
C2T1	LENNDX	Sistema Split de 3 Ton	b010330k	R410A	ZP32K3E-PFV	3x22	2x28	30	60	4	3	80
C2T2	LENNDX	Sistema Split de 3 Ton	b010330k	R410A	ZP32K3E-PFV	3x20	2x24	30	60	4	3	80
C3T1	LENNDX	Sistema Split	a001208a-case01mod	R22	ZR34K3-PFV	3x20	2x26	30	60	4	3	80
C3T2	LENNDX	Sistema Split	a001208a-case02mod	R22	ZR34K3-PFV	3x20	2x26	30	60	4	3	80
C3T3	LENNDX	Sistema Split	a001208a-case03mod	R22	ZR34K3-PFV	3x20	2x26	30	60	4	3	80
C3T4	LENNDX	Sistema Split	a001208a-case04mod	R22	ZR34K3-PFV	3x20	2x26	30	60	4	3	80
C3T5	LENNDX	Sistema Split	a001208a-case01mod	R410A	ZR34K3-PFV	3x20	2x26	30	60	4	3	80
C3T6	LENNDX	Sistema Split	a001208a-case02mod	R410A	ZR34K3-PFV	3x20	2x26	30	60	4	3	80
C3T7	LENNDX	Sistema Split	a001208a-case03mod	R410A	ZR34K3-PFV	3x20	2x26	30	60	4	3	80
C3T8	LENNDX	Sistema Split	a001208a-case04mod	R410A	ZR34K3-PFV	3x20	2x26	30	60	4	3	80
C4T1	HAIER	Sistema Split de 0,9 Ton	R22-9580base	R22	QX-24A(F)	2x15	1x22	30	60	4	3	80
C4T2	HAIER	Sistema Split de 0,9 Ton	R22-9580base	R22	QX-24A(F)	2x15	1x22	30	60	4	3	80
C4T3	HAIER	Sistema Split de 0,9 Ton	R22-9580base	R22	QX-24A(F)	2x15	1x22	-	-	-	-	-

Tabela 1. Códigos, unidades consideradas e parâmetros no GAFIS para os testes realizados.

Apêndice D – Estudos referentes a microcanais

1. Padrões de escoamento

Mapas de regimes de escoamento bifásico, baseados em estudos experimentais adiabáticos para tubos com diâmetros entre 12,0-65,0mm (Baker, 1954; Al-Sheikh et al. 1970; Mandhane et al. 1974) conseguem definir regimes diferenciados de escoamento em canais comuns, fazendo uso de parâmetros concentrados das propriedades dos fluidos (Hoogendoorn, 1959; Govier e Omer, 1962).

Os modelos teóricos referentes aos mecanismos de transição entre regimes, desenvolvidos na década dos 70 (Govier e Aziz, 1972; Dukler e Hubbard, 1975; Taitel e Dukler, 1976; Nicholson et al. 1978) também conseguiam prever as transições entre regimes de escoamento de maneira coerente em canais comuns. As velocidades superficiais líquido-gás seriam fatores determinantes (Weisman et al. 1979), e o Número de Froude de interesse para as transições ao regime anular (Traviss et al. 1973; Soliman, 1982).

Porém, em microcanais, a diferença das relações entre o efeito de gravidade, o esforço cizalhante e a tensão superficial (que diferem em parte devido à geometria reduzida), produzem transições diferentes dentre os regimes de escoamento, como mostram os estudos em microcanais de 1,0-5,0mm utilizando misturas adiabáticas de ar-água (Damianides e Westwater, 1988; Fukano et al. 1989; Fukano e Kariyasaki, 1993; Coleman e Garimella, 1999; Triplett et al. 1999; e Zhao e Bi, 2001) onde se encontraram marcadas diferenças em relação ao estimado pelos métodos tradicionais para canais comuns (Mandhane et al. 1974; Taitel e Dukler, 1976; Weisman et al. 1979). Por exemplo, no regime estratificado este não foi observado e o modelo de predição de Taitel e Dukler (1976) mostrava problemas na medida em que as dimensões diminuía a menos de 4,8mm, mesmo com dados de condensação (Breber et al. 1980).

Neste sentido, os métodos clássicos de predição de padrões de escoamento não conseguiriam ser extrapolados com êxito para microcanais, e com maior razão para casos com mudança de fase que foram analisados a partir de estudos adiabáticos. Motivo pelo qual esforços nesse sentido apareceram nos últimos anos (Dobson et al. 1994; Dobson e Chato, 1998; Coleman, 2000; Niño, 2002; El Hajal et al. 2003; Garimella, 2004; Steinke e Kandiklar, 2004).

Coleman (2000), a partir de um estudo de condensação com R134a em microcanais de 0,506-4,91mm, conseguiu classificar os seguintes regimes: intermitente, ondulado, anular e disperso (fig.1), definindo varias transições significativas para valores de número de Foude (Fr) constante. Também mostrou que os fatores dominantes que afetariam aos regimes de escoamento seriam: o fluxo mássico e o título.

Porém, em dimensões muito reduzidas, o efeito de instabilidade se torna determinante (Niño, 2002), sendo que múltiplos padrões para uma mesma condição de escoamento podem ser dadas (Bandhauer, 2002). Por este motivo alguns pesquisadores propuseram o uso de mapas de escoamento probabilísticos como uma alternativa (Niño, 2002; Jassim e Newell, 2006).

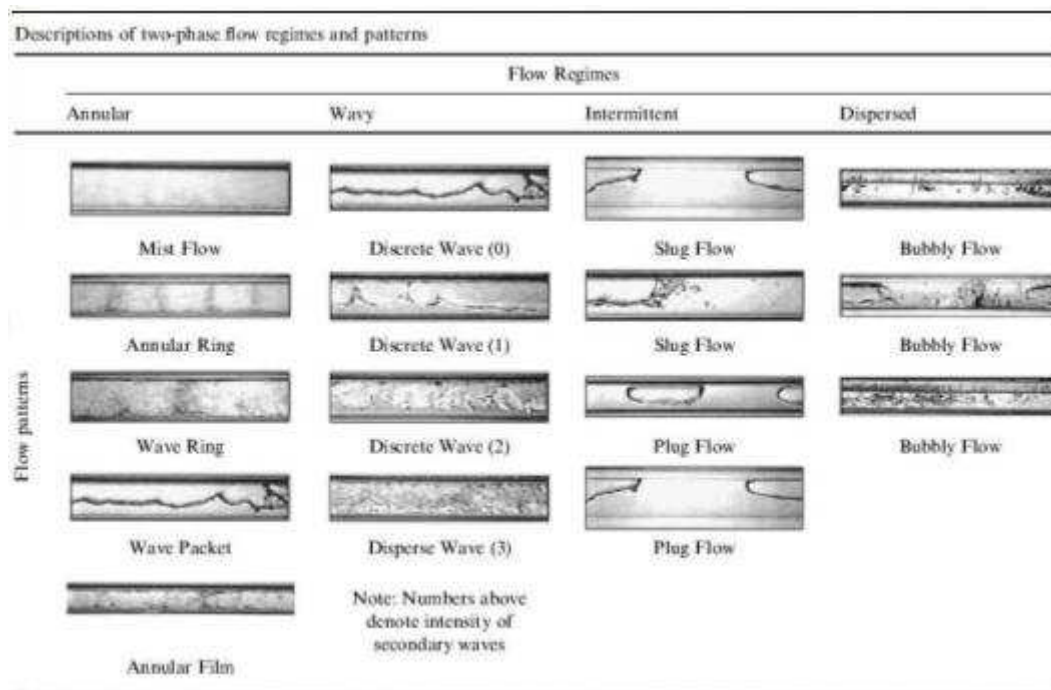


Figura 1. Regimes e padrões de escoamento durante condensação em microcanais (Coleman, 2000).

2. Queda de pressão em microcanais

Geralmente, no interior de um condensador, o fluido de trabalho passa por uma condição de vapor (fase simples), uma condição bifásica de título variável, e uma condição de líquido sub-resfriado, sendo esta última muitas vezes laminar.

2.1. Queda de Pressão para Fase Simple

A queda de pressão (Δp) em dutos, devido ao escoamento de um fluido em uma fase simples, pode ser calculada pela eq. (1). Nesta expressão, f representa o fator de atrito de Darcy, L nos indica o comprimento do tubo de diâmetro D , por onde escoar o fluido de massa específica ρ , com um fluxo mássico G . Alguns pesquisadores preferem utilizar o fator de atrito de Fanning (f_F), sendo que $f = 4f_F$.

Uma similaridade entre o coeficiente de atrito para tubos normais e para microcanais, para escoamento numa fase simple, tanto no regime laminar como turbulento tem sido encontrada (Sobhan e Garimella, 2001), mesmo com experiências que relataram transições prematuras ao regime turbulento (Peng et al. 1994a). Portanto, no que se refere aos coeficientes de atrito, a teoria para canais comuns continua sendo aplicada com bons resultados em microcanais.

Para o regime laminar o fator de atrito em tubos circulares é dado pela eq. (2). No caso de tubos não circulares um fator de escala amplamente utilizado é o diâmetro hidráulico ($D_h = 4A/P_w$), que encontrasse definido em função da área transversal (A) e o perímetro molhado (P_w), porém estudos experimentais mostraram diferenças ao utilizar correlações para o fator de atrito de tubos circulares para casos não circulares (Jones, 1976; Obot, 1988). Shah e London (1978) desenvolveram correlações empíricas, para estimar o fator de atrito em diversas geometrias. No caso de canais retangulares, definiram a expressão dada na eq. (3), que depende da razão de aspecto do canal (α).

No caso de escoamento turbulento, onde a rugosidade relativa da superfície começa a ter um efeito importante (e/D), numerosas correlações para o fator de atrito que poderiam ser utilizadas, como mostram White (1999) e também Fox et al. (2008). Por exemplo, a equação de Blasius (Hager, 2003) é

freqüentemente utilizada para regime turbulento em tubos lisos, eq. (4). Por outro lado, a correlação de Churchill (1977) seria válida tanto na zona laminar, como nas de transição e turbulenta, eq. (5).

Tabela 1. Queda de pressão e correlações para o fator de atrito numa fase simple.

Queda de pressão	$\Delta p = f \left(\frac{L}{D} \right) \frac{G^2}{2 \cdot \rho}$	(1)
Laminar - Circular	$f = 64/\text{Re}$	(2)
Shah e London (1978)	$f = \frac{96}{\text{Re}} (1 - 1,355 \alpha + 1,947 \alpha^2 - 0,701 \alpha^3 + 0,955 \alpha^4 - 0,254 \alpha^5)$	(3)
Blasius (1911)	$f = 0,316/\text{Re}^{0,25}$	(4)
Churchill (1977)	$f = 8 \left[\left(\frac{8}{\text{Re}} \right)^{12} + \frac{1}{\left(\left(2,457 \ln \left(\frac{1}{(7/\text{Re})^{0,9} + (0,27e/D)} \right) \right)^{16} + \left(\frac{37530}{\text{Re}} \right)^{16} \right)^{3/2}} \right]^{1/12}$	(5)

2.2. Queda de Pressão Bifásica

Na maioria das aplicações práticas de microcanais, perdas de carga devido ao atrito são dominantes, quando comparadas com as variações devido à variação de momentum ou por efeito gravitacional, as quais são praticamente desprezíveis.

Num primeiro momento consideraram-se modelos idealizados para determinar as perdas por atrito, porém estes modelos - modelo homogêneo que assume propriedades médias para a mistura (McAdams, 1954), e o modelo separado que assume velocidades diferentes para a fase líquida e vapor (Lockhart e Martinelli, 1949) -, são limitados dependendo das condições do escoamento. Isto devido a que a dependência da queda de pressão ao tipo de regime de escoamento em minicanais era evidente (Baker, 1954; White e Huntington, 1955; e Govier e Omer, 1962), pelo que foram surgindo metodologias que utilizavam um fator multiplicador bifásico, ou correlações segundo o tipo de regime de escoamento.

Diversas correlações de fatores multiplicadores bifásicos para minicanais têm sido desenvolvidas (Friedel, 1979, com tubos a partir de 4,0mm; Jun e Radermacher, 1989, a partir de R22/R114, R12/R152a em tubos de 9,1mm; Souza et al. 1993, a partir de R12 e R134a em tubos de 10,9mm) e para microcanais também (Zhang e Kwon, 1999, a partir de R134a, R22 e R404 em

tubos de 2,13-6,2mm; Tran et al. 2000, a partir de R134a, R12 e R113 em tubos de 2,46mm e canais de 4,0x1,7mm).

Uma comparação interessante de vários modelos de predição com dados experimentais de R134a, R123, R420a, R404a e R502 em tubos de 10,92 e 12,00mm foi realizada por Ould et al. (2002), encontrando que o método de Muller-Steinhagen e Heck (1986) conseguiria predizer de melhor maneira seus dados no regime annular com um desvio estandar de 25%.

Ultimamente, experiências diretas em trocadores de calor de microcanais voltaram-se mais comuns, como o caso de Yang e Webb (1996b) que trabalhou com R12 em canais de 1,56 e 2,64mm, definindo seu fator de atrito em base a um fluxo equivalente líquido com o qual conseguiriam correlacionar seus dados de queda de pressão com um erro banda de $\pm 20\%$. De maneira similar, Zhang e Webb (2001), porém a partir de um estudo adiabático em microcanais de 2,13mm e tubos de 3,25 e 6,25 mm, propuseram uma nova correlação para a queda de pressão por atrito com a que conseguiriam predizer 119 dados experimentais com um desvio médio de 11,5%.

Coleman (2000) que trabalhou com condensação de R134a em canais de 0,424-4,91mm, encontrou razoável concordância com as correlações para queda de pressão em minicanais e quando utilizou o modelo homogêneo. Porém, outros estudos têm mostrado desvios para a queda de pressão em uma ordem de até 100%, ao utilizar modelos de minicanais (Song e Bullard, 2002).

Niño (2002), que trabalhou também com trocadores de calor de microcanais, desenvolveu um modelo de predição baseado em padrões de escoamento (como mostrado em Payne et al. 2000). Niño (2002) encontrou resultados similares com o modelo de Zhang e Kwon (1999), e aproximações razoáveis com os modelos de Tran et al. (2000) e de Yang e Webb (1996b). Quando intentou correlacionar sua data experimental pelo método da energia cinética média deparou-se com desvios marcados na zona de regime annular, a qual se considera como uma zona representativa para os processos de condensação.

3. Transferência de Calor em microcanais

Modelos desenvolvidos originalmente para canais comuns, os quais têm evoluído com o passar do tempo, têm sido a base de novos modelos e/ou de adaptações para seu uso com microcanais.

No caso de processos de condensação dominados pela gravidade, onde a transferência de calor predomina através do filme no topo do tubo (característico de escoamentos estratificado, ondulado e intermitente), o trabalho inicial de Nusselt (1916) certamente firmou as bases para uma série de melhoras que existem hoje na literatura (Rohsenow, 1956; Chato, 1962; Rosson e Meyers, 1965; Rufer e Kezios, 1966; Jaster e Kosky, 1976; Tien et al. 1988; Singh et al. 1996; Guo e Anand, 2000).

Para o caso de regimes de escoamento anular, onde os esforços interfaciais cizalhantes dominam às forças de gravidade (Carpenter e Colburn, 1951), têm sido desenvolvidos modelos para o coeficiente de transferência de calor, que podem ser classificados em três grandes grupos: (1) modelos com aproximações do coeficiente de transferência de calor baseados em esforço cizalhante, (2) modelos que utilizam o enfoque da teoria de camada limite, e (3) modelos que fazem uso de multiplicadores bifásicos.

Valeram-se aproximações para o coeficiente de transferência de calor baseados em esforço cizalhante, os seguintes autores: Akers e Rosson (1960) a partir de dados de R12 em tubos de 15,88mm; ou Soliman et al. (1968), com dados de R113 e R22 em tubos de 7,44-11,66mm.

O uso do enfoque da teoria de camada limite foi relatada por Traviss et al. (1973) por exemplo, os quais propuseram um modelo para prever o Número de Nusselt convectivo, obtendo uma boa correlação para dados de R12 e R22 condensando em tubos de 8,0mm.

Pelo uso de multiplicadores bifásicos, que guardariam a relação entre o processo de transferência de calor bifásico ao mesmo processo sendo considerado como líquido, tem-se o caso do modelo de Cavallini e Zecchin (1974), que desenvolveram uma correlação adimensional para o número de Nusselt no interior de tubos horizontais lisos, correlacionando seus dados de

R113, R12, e R22 com um desvio médio de $\pm 30\%$. Outra correlação, amplamente citada na literatura, é a correlação adimensional de Shah (1979), que correlacionou uma extensa base de dados com R11, R12, R22, R113 entre outros fluidos em tubos de 7-40mm, tendo um desvio médio de $\pm 17\%$. Soliman (1986) desenvolveu uma correlação empírica para transferência de calor em regime anular-misto, ajustando seus dados de R113 e R12 condensando em tubos de 7,4-12,7mm com um desvio de $\pm 20\%$.

Nitheanandan et al. (1990) apresentaram comparações de varias correlações para condensação com dados de R12 condensando em tubos de 7,4-15,9mm, sugerindo alguns critérios de transição, e o uso da correlação de Akers e Rosson (1960) para escoamento ondulado, a correlação de Shah (1979) para o regime de escoamento anular e a correlação de Soliman (1986) para escoamento de neblina. Com o conjunto de estes modelos, conseguiam predizer a maior parte de seus dados, para o coeficiente de transferência de calor, dentro de um erro de $\pm 30\%$.

A partir dos anos 90, estudos específicos orientados a microcanais foram surgindo na literatura. Dobson et al. (1994) foram um dos primeiros. Propuseram uma correlação semi-empírica para o regime ondulado (desenvolvida com base no trabalho de Chato, 1962), e ajustaram seus dados com R12 e R134a em tubos de 4,57mm dentro de um desvio médio absoluto de 8,9%. Também, propuseram uma correlação para escoamento anular (baseado em Dittus-Boelter e um multiplicador dependente do parâmetro de Martinelli), que continha seus dados dentro de um desvio médio de 7%. Sendo, para este caso, que os modelos de Traviss et al. (1973), Cavallini e Zecchin (1974), Shah (1979) e Chen et al. (1987) teriam desvios médios absolutos maiores como 31%, 18%, 20% e 13% em suas predições, respectivamente.

Por outro lado, quando Yang e Webb (1996a) compararam dados experimentais para transferência de calor de R12 fluindo em microcanais de 1,56 e 2,64mm. Encontraram que o modelo proposto por Shah (1979) sobreestimava os dados, sendo que a correlação de Akers et al. (1959) teria uma melhor aproximação, exceto para valores elevados de fluxo.

Em um novo estudo, mais abrangente, de Dobson e Chato (1998), sobre coeficientes de transferência de calor em função dos regimes de escoamento, desenvolvido a partir de dados de condensação para R12, R22, R134a e misturas de R32/R125 em tubos de 3,14-7,04mm, comentaram a interdependência: queda de pressão – coeficiente de transferência de calor – regime de escoamento, como já se esboçava nos estudos de Soliman et al. (1968) e de Traviss et al. (1973). Observaram que o número de Nusselt permanecia praticamente invariante para títulos de até 30% (característico no escoamento ondulado), para valores maiores de título o número de Nusselt aumentava (característico no regime anular). A partir desta conclusão, duas novas correlações, baseadas nos trabalhos de Nusselt (1916) e de Traviss et al. (1973), com as quais conseguiram correlacionar seus dados experimentais dentro de desvios médios na ordem de 5,0%.

Entretanto, Moser et al. (1998) apresentaram uma nova maneira de encontrar o coeficiente de transferência de calor utilizando um número de Reynolds equivalente. Baseados nas idéias de Akers et al. (1959), conseguindo prever seus dados de coeficiente de transferência de calor para R11, R12, R22, R125, R134a e R410A em diâmetros de 3,14-20mm dentro de um desvio médio absoluto de 13,64%. O modelo de Moser et al. (1998) seria mais preciso que se utilizando os modelos de Traviss et al. (1973) e de Shah (1979), que mostraram erros na ordem de 20,01% e 14,27%.

Bandhauer (2002) realizou um estudo interessante sobre transferência de calor em condensação para microcanais de 0,424-1,524mm, utilizando R134a, se encontrando com zonas de múltiplos regimes de escoamento para uma mesma condição. Em geral, observou que os coeficientes de transferência de calor aumentavam com a diminuição do diâmetro, em maior parte originada porque as transições entre os regimes de escoamento vão mudando com a diminuição do diâmetro. Também mencionou que os modelos de Chen et al. (1987), Moser et al. (1998) prediziam de maneira adequada seus dados, com erros de predição dentro de $\pm 27\%$, $\pm 25\%$, e $\pm 25\%$ respectivamente, sendo que os modelos de Soliman (1986), e de Dobson e Chato (1998) sobreestimavam seus dados em uma ordem de 20% a 35%. Bandhauer (2002) propôs um modelo mais elaborado, considerando aproximações entre os regimes de escoamento. Porém, os erros continuaram se mantendo com uma ordem dentro de $\pm 25\%$.