

**DESARROLLO DE UNA HERRAMIENTA COMPUTACIONAL PARA EL
ANÁLISIS DE SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE BAJO
DIFERENTES ENFOQUES DE CONTROL DE CONFORT**

LAURA ISABEL BLANCO PUERTO

MAURICIO BARRIOS CASTELLANOS

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICOMECÁNICAS

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

BUCARAMANGA

2013

**DESARROLLO DE UNA HERRAMIENTA COMPUTACIONAL PARA EL
ANÁLISIS DE SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE BAJO
DIFERENTES ENFOQUES DE CONTROL DE CONFORT**

LAURA ISABEL BLANCO PUERTO

MAURICIO BARRIOS CASTELLANOS

**Trabajo de grado para optar por el título de
Ingeniero Mecánico**

Director

Ing. OMAR GELVEZ AROCHA

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICOMECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2013

DEDICATORIA

A mi Dios.

A mis padres Martha Isabel y Marco Fidel.

A mis hermanos Javier Enrique, David Andrés y Angel.

A Mauricio, por su paciencia y apoyo; mi mayor gratitud y respeto.

A mis amigos y compañeros, por su amistad, por estar siempre en las buenas y no tan buenas, por contribuir durante mi formación profesional.

LAURA ISABEL BLANCO PUERTO

DEDICATORIA

A mi madre porque gracias a su trabajo incesante, a su colaboración y apoyo en todo momento, sin importar la adversidad de las circunstancias y por enseñarme a no desfallecer jamás, a no mirar atrás y afrontar la vida con coraje.

A mi padre por sus largas jornadas de trabajo, su apoyo indiscutible, su aprecio, por enseñarme a valorar lo que se tiene y a luchar por lo que se quiere sin importar lo duro que sea el camino.

A Carlos porque gracias a él y su personalidad desinteresada fue en parte posible esto.

A Diego porque a pesar de todos los momentos difíciles siempre supo comprenderme y apoyarme.

A Laura por brindarme su incondicional compañía en todo momento, por su perseverancia, paciencia y colaboración, porque sin su apoyo esto hubiese sido imposible.

MAURICIO BARRIOS CASTELLANOS

AGRADECIMIENTOS

Damos gracias Al ingeniero Omar Armando Gélvez Arocha, director de proyecto, por su excelente calidad humana, colaboración, asesoría, compromiso y conocimientos y Al ingeniero Javier Enrique Martínez Puerto, por su apoyo y colaboración, para hacer un poco más fácil la realización de este proyecto.

LAURA ISABEL BLANCO PUERTO
MAURICIO BARRIOS CASTELLANOS

CONTENIDO

Pág.

INTRODUCCIÓN.....	30
1 GENERALIDADES	32
1.1 ACONDICIONAMIENTO DE AIRE.	32
1.2 SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE CON RESPECTO AL MEDIO DE ENFRIAMIENTO.	33
1.3 SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE CON RESPECTO A MÉTODO DE CONTROL DE CONFORT.	34
1.3.1 Sistemas de volumen constante y temperatura variable.	34
1.3.2 Sistemas de volumen variable y temperatura constante.	34
1.4 SISTEMAS TODO AIRE.....	35
1.4.1 Ventajas y desventajas.....	35
1.5 Clasificación del sistema todo aire.....	36
1.5.1 Sistemas de aire constante con recalentamiento.....	37
1.5.2 Sistemas ducto dual.....	38
1.5.2.1 Sistemas de dos ventiladores.	39
1.5.3 Sistemas de volumen de aire variable (VAV).....	40
1.5.3.1 Sistemas de volumen de aire variable simples.	40
1.5.3.2 Sistemas VAV con recalentamiento o doble ducto.	41
1.5.3.3 Sistemas VAV con perímetro independiente.	41
1.5.3.4 Sistemas VAV con zonas de flujo de aire constante.....	41
1.5.3.5 Ciclo economizador.	42
1.5.3.6 Sistemas de ducto dual VAV.	42
2 MODELAMIENTO DE LOS ELEMENTOS DE UN SISTEMA DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE	43
2.1 MODELAMIENTO MATEMÁTICO PARA VENTILADORES CENTRÍFUGOS EN SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE.	43
2.1.1 Parámetros conocidos	44

2.1.2	Análisis del fenómeno de transferencia de calor.....	46
2.2	MODELAMIENTO MATEMÁTICO PARA UNIDADES MANEJADORAS EN SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE	49
2.2.1	Modelamiento general de transferencia de calor para una unidad manejadora.....	51
2.2.1.1	Coeficiente característico de la unidad C	52
2.2.1.2	Balance de energía global para el aire y el refrigerante.....	53
2.2.1.3	Modelamiento de transferencia de masa.	54
2.2.1.4	Modelamiento de transferencia de calor.	55
2.2.2	Modelamiento matemático unidad manejadora enfriada por agua.	57
2.2.2.1	Análisis geométrico de la unidad manejadora.....	58
2.2.2.2	Velocidad de transferencia de calor del refrigerante.....	60
2.2.2.3	Velocidad de transferencia de calor del aire	60
2.2.2.4	Resistencia térmica del aire seco	62
2.2.2.5	Resistencia térmica del aire húmedo	64
2.2.2.6	Resistencia térmica del tubo	66
2.2.2.7	Resistencia térmica del metal húmedo	66
2.2.2.8	Resistencia térmica del medio refrigerante	67
2.2.3	Modelamiento matemático unidad manejadora enfriada por refrigerante.	70
2.2.3.1	Coeficiente de transferencia de calor para el refrigerante (R22-R134a-R410a)	71
2.2.4	Caída de presión a través de la unidad manejadora	74
2.2.4.1	Coeficiente de fricción del aire	77
2.3	MODELAMIENTO MATEMÁTICO PARA CALENTADORES DE AIRE “HEATING-COILS” EN SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE	77
2.3.1	Modelamiento matemático para “heating-coils” por agua caliente.....	78
2.3.1.1	Análisis del fenómeno de transferencia de calor.....	79
2.3.1.2	Método de la efectividad-NTU.....	80
2.3.1.3	Coeficiente de transferencia de calor total.....	81
2.3.1.4	Resistencias térmicas	82
2.3.1.5	Coeficiente de transferencia de calor del fluido caliente (agua).....	83

2.3.1.6	Coeficiente de transferencia de calor del fluido frío (aire).....	83
2.3.1.7	Coeficiente de fricción del aire	83
2.3.1.8	Caída de presión a través de la unidad de recalentamiento	83
2.3.2	Modelamiento matemático para “heating-coils” por resistencia eléctrica..	84
2.3.2.1	Parámetros conocidos	84
2.3.2.2	Análisis del fenómeno de transferencia de calor.	85
2.4	MODELAMIENTO MATEMÁTICO PARA DUCTOS EN SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE	85
2.4.1	Ganancia de calor por parte del ducto	87
2.4.1.1	Resistencia externa	88
2.4.1.2	Resistencia interna	91
2.4.1.3	Resistencia de pared del ducto	92
2.4.2	Caída de presión a lo largo del ducto	93
2.4.2.1	Factor de fricción	93
2.4.2.2	Factor de pérdidas dinámicas.....	94
2.5	MODELAMIENTO MATEMÁTICO PARA DAMPERS EN SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE	94
2.5.1	Parámetros conocidos	95
2.5.2	Análisis del fenómeno de transferencia de calor.....	95
2.6	MODELAMIENTO MATEMÁTICO PARA EL CÁLCULO DE LAS PROPIEDADES DEL AIRE HÚMEDO.....	96
2.6.1	Parámetros conocidos	96
3	SIMULACIÓN DE LOS ELEMENTOS DE UN SISTEMA DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE	100
3.1	SIMULACIÓN PARA VENTILADORES CENTRÍFUGOS EN SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE	101
3.1.1	Descripción de la simulación para el ventilador centrífugo	101
3.1.2	Diagrama de flujo para el ventilador centrífugo.....	103
3.2	SIMULACIÓN PARA LA UNIDAD MANEJADORA EN SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE	104

3.2.1	Descripción de la simulación para la unidad manejadora enfriada por agua	107
3.2.2	Diagrama de flujo para la unidad manejadora enfriada por agua.....	109
3.2.3	Descripción de la simulación para la unidad manejadora enfriada por refrigerante	110
3.3	SIMULACIÓN PARA EL HEATING-COIL EN SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE	110
3.3.1	Descripción de la simulación para “heating-coil” por agua	111
3.3.2	Diagrama de flujo para el heating-coil por agua caliente	112
3.3.3	Descripción de la simulación para “heating-coil” por resistencia eléctrica.....	113
3.3.4	Diagrama de flujo para el “heating-coil” por resistencia eléctrica	114
3.4	SIMULACIÓN DE LOS DUCTOS EN SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE	115
3.4.1	Descripción de la simulación para el Ducto	115
3.4.2	Diagrama de flujo para el Ducto	117
3.5	SIMULACIÓN PARA LOS DISPOSITIVOS DE DISTRIBUCIÓN DE AIRE (DAMPERS) EN SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE	118
3.5.1	Descripción de la simulación para el Damper.....	118
3.5.2	Diagrama de flujo para el Damper	118
3.6	SIMULACIÓN PARA EL CÁLCULO DE LAS PROPIEDADES DEL AIRE HÚMEDO.....	118
3.6.1	Diagrama de flujo para humedad específica y temperatura de bulbo seco.....	119
3.6.2	Diagrama de flujo para temperatura de bulbo seco y temperatura de bulbo húmedo.....	120
3.6.3	Diagrama de flujo para temperatura de bulbo seco y entalpía	121
4	SIMULACIÓN DE LOS DIFERENTES MÉTODOS DE CONTROL DE CONFORT	122
4.1	MÉTODO DE CONTROL DE CONFORT CON VOLUMEN DE AIRE CONSTANTE Y TEMPERATURA VARIABLE.....	123
4.1.1	Control de Bypass	123

4.1.1.1	Descripción de la simulación del control por Bypass	124
4.1.1.2	Diagrama de flujo para el control por Bypass	127
4.1.2	Control por recalentamiento de aire	128
4.1.2.1	Descripción de la simulación del control por Recalentamiento	129
4.1.2.2	Diagrama de flujo para el control por Recalentamiento	131
4.1.3	Control de capacidad de la unidad manejadora	132
4.1.3.1	Descripción de la simulación para el control de capacidad de la unidad manejadora.....	133
4.1.3.2	Diagrama de flujo para el control de capacidad de la unidad manejadora.....	135
4.2	MÉTODO DE CONTROL DE CONFORT CON VOLUMEN DE AIRE VARIABLE Y TEMPERATURA CONSTANTE	136
4.2.1	Control simple de volumen de aire variable	136
4.2.1.1	Descripción de la simulación para el control por estrangulamiento	138
4.2.1.2	Diagrama de flujo para el control por estrangulamiento.....	140
4.2.1.3	Descripción de la simulación para el control por velocidad del ventilador	141
4.2.1.4	Diagrama de flujo para el control por velocidad del ventilador	144
4.2.2	Control con ciclo economizador.....	147
4.2.2.1	Descripción de la simulación para el control por ciclo economizador	148
4.2.2.2	Diagrama de flujo para el control por ciclo economizador	150
4.2.3	Control con recalentamiento VAV.....	151
4.2.3.1	Descripción de la simulación para el control con recalentamiento	152
4.2.3.2	Diagrama de flujo para el control con recalentamiento.....	154
4.2.4	Control de doble ducto.....	155
4.2.4.1	Descripción de la simulación para el control de doble ducto	156
4.2.4.2	Diagrama de flujo para el control de doble ducto	159
5	ANÁLISIS DE RESULTADOS	162
5.1	ESCENARIOS DE PRUEBA.....	162
5.2	MÉTODO DE CONTROL POR BY-PASS	164
5.2.1	Análisis de resultados.....	165

5.2.1.1	Efecto de la variación de las condiciones ambientales	168
5.2.1.2	Efecto de la variación de la carga sensible y latente	172
5.2.1.3	Efecto de la variación del flujo de aire de ventilación y la proporción	175
5.3	MÉTODO DE CONTROL POR RECALENTAMIENTO DE AIRE	176
5.3.1	Análisis de resultados	177
5.3.1.1	Efecto de la variación de las propiedades del ambiente exterior	180
5.3.1.2	Efecto de la variación de la carga sensible y latente	185
5.3.1.3	Efecto de la variación del flujo de aire de ventilación y la proporción	188
5.4	MÉTODO DE CONTROL POR CONTROL DE LA CAPACIDAD DE LA UNIDAD MANEJADORA	189
5.4.1	Análisis de resultados	190
5.4.1.1	Efecto de la variación de las propiedades del ambiente exterior	192
5.4.1.2	Efecto de la variación de la carga sensible y latente	196
5.4.1.3	Efecto de la variación del flujo de aire de ventilación y la proporción	199
5.5	MÉTODO DE CONTROL POR VOLUMEN DE AIRE VARIABLE POR ESTRANGULAMIENTO.....	201
5.5.1	Análisis de resultados	201
5.5.1.1	Efecto de la variación de las propiedades del ambiente exterior	204
5.5.1.2	Efecto de la variación de la carga sensible y latente	209
5.5.1.3	Efecto de la variación del flujo de aire de ventilación y la proporción	212
5.6	MÉTODO DE CONTROL POR VOLUMEN DE AIRE VARIABLE POR VARIACIÓN DE LA VELOCIDAD DE ROTACIÓN DEL VENTILADOR.....	213
5.6.1	Análisis de resultados	214
5.6.1.1	Efecto de la variación de las propiedades del ambiente exterior	217
5.6.1.2	Efecto de la variación de la carga sensible y latente	222
5.6.1.3	Efecto de la variación del flujo de aire de ventilación y la proporción	225
5.7	MÉTODO DE CONTROL POR CICLO ECONOMIZADOR	226
5.7.1	Análisis de resultados	227
5.7.1.1	Efecto de la variación de las propiedades del ambiente exterior	229
5.7.1.2	Efecto de la variación de la carga sensible y latente	234

5.7.1.3 Efecto de la variación del flujo de aire de ventilación y la proporción	237
5.8 MÉTODO DE CONTROL POR VOLUMEN DE AIRE VARIABLE POR RECALENTAMIENTO	239
5.8.1 Análisis de resultados	240
5.8.1.1 Efecto de la variación de las propiedades del ambiente exterior	242
5.8.1.2 Efecto de la variación de la carga sensible y latente	246
5.8.1.3 Efecto de la variación del flujo de aire de ventilación y la proporción	249
5.9 MÉTODO DE CONTROL POR VOLUMEN DE AIRE VARIABLE POR DOBLE DUCTO	250
5.9.1 Análisis de resultados	251
5.9.1.1 Efecto de la variación de las propiedades del ambiente exterior	253
5.9.1.2 Efecto de la variación de la carga sensible y latente	258
5.9.1.3 Efecto de la variación del flujo de aire de ventilación y la proporción	261
5.10 ANÁLISIS DE LA UNIDAD MANEJADORA.....	262
5.10.1 Variación del número de filas.....	262
5.10.1.1 Resultados	263
5.10.1.2 Análisis de resultados	265
5.10.2 Variación del flujo de aire.....	266
5.10.2.1 Resultados	266
5.10.2.2 Análisis de resultados	268
5.10.3 Variación del flujo de fluido refrigerante	268
5.10.3.1 Resultados	269
5.10.3.2 Análisis de resultados.....	271
5.10.4 Variación del número de tubos por fila.....	271
5.10.4.1 Resultados	272
5.10.4.2 Análisis de resultados	274
5.10.5 Variación de la cantidad total de aletas	274
5.10.5.1 Resultados.....	275
5.10.5.2 Análisis de resultados	277
5.10.6 Variación de la longitud de los tubos	278

5.10.6.1	Resultados.....	278
5.10.6.2	Análisis de resultados	280
6	CONCLUSIONES	281
7	BIBLIOGRAFÍA.....	283

LISTA DE FIGURAS

Pág.

Figura 1. Configuraciones de A. A. con respecto al medio de enfriamiento.	33
Figura 2. Tipos de sistema todo aire.....	36
Figura 3. Sistema de volumen de aire constante.....	37
Figura 4. Sicrometría de un sistema de volumen de aire constante.	38
Figura 5. Configuración de sistemas doble ducto.	39
Figura 6. Configuración de un sistema doble ducto de 2 ventiladores.....	40
Figura 7. Sistema de volumen de aire variable.....	42
Figura 8. Tipos de álabes para ventiladores centrífugos	44
Figura 9. Ventilador Centrífugo.....	45
Figura 10. Curvas de funcionamiento. Ventilador modelo YG02	45
Figura 11. Modelo matemático del ventilador	46
Figura 12. Curva de puntos homólogos para ventiladores	47
Figura 13. Modelo matemático para la unidad manejadora.....	50
Figura 14. Unidad manejadora de aire enfriada por agua o refrigerante	51
Figura 15. Calor transferido	52
Figura 16. Temperatura superficial	55
Figura 17. Temperaturas de entrada y salida del aire en un evaporador	56
Figura 18. Unidad manejadora enfriada por agua YORK	57
Figura 19. Aleta rectangular de placas continuas, lisas.....	58
Figura 20. diferencial de entalpía sobre diferencial de Temperatura	65
Figura 21. Resistencias térmicas.....	67
Figura 22. Unidad manejadora enfriada por refrigerante YORK.....	70
Figura 23. Caída de presión en un intercambiador.....	75
Figura 24. Coeficientes de pérdida a la entrada y salida del heating-coil	76
Figura 25. Heating-Coil.....	77
Figura 26. Heating-Coil por agua caliente	78

Figura 27. Heating-Coil por agua caliente	79
Figura 28. Distribución de temperatura en un intercambiador a contraflujo.....	81
Figura 29. Heating-Coil por resistencia eléctrica	84
Figura 30. Ductos en sistemas de ventilación.....	86
Figura 31. Resistencia térmica de la pared del ducto	87
Figura 32. Resistencias térmicas para el análisis de ductos	87
Figura 33. Coeficiente de pérdidas dinámicas para: codo de ángulo recto	94
Figura 34. Dispositivo de distribución de aire (Damper)	95
Figura 35. Interfaz gráfica para el ventilador	101
Figura 36. Interfaz gráfica para la unidad manejadora	104
Figura 37. Interfaz gráfica para el heating-coil.....	110
Figura 38. Interfaz gráfica para el heating-coil por resistencia eléctrica	113
Figura 39. Interfaz gráfica para el ducto	115
Figura 40. Esquema del control por Bypass	124
Figura 41. Interfaz para el control por ByPass.....	124
Figura 42. Esquema del control por recalentamiento VAC	128
Figura 43. Interfaz para el control por recalentamiento VAC	129
Figura 44. Esquema por control de capacidad de la unidad VAC.....	132
Figura 45. Cálculo inicial para el control de la capacidad de la unidad.....	132
Figura 46. Esquema para el VAV simple	137
Figura 47. Cálculo inicial para el control por volumen de aire variable simple....	137
Figura 48. Esquema para el economizador	147
Figura 49. Cálculo inicial para el control con ciclo economizador.....	147
Figura 50. Esquema control por recalentamiento VAV	151
Figura 51. Cálculo inicial para el control VAV por recalentamiento	152
Figura 52. Cálculo inicial para el control VAV por doble ducto	156
Figura 53. Estados del aire para el sistema ByPass.....	165
Figura 54. Carta Sicrométrica a carga máxima.....	166
Figura 55. Carta Sicrométrica, temperatura exterior a 31 [C]	167
Figura 56. Carta Sicrométrica, temperatura exterior a 28[C]	168

Figura 57. Carta Sicrométrica, variación de la presión atmosférica.....	170
Figura 58. Carta Sicrométrica, variación de la humedad relativa exterior.....	171
Figura 59. Carta Sicrométrica, variación de la carga sensible	173
Figura 60. Carta Sicrométrica, variación de la carga latente	174
Figura 61. Carta Sicrométrica, variación del flujo de ventilación.....	175
Figura 62. Estados del aire para el sistema por recalentamiento VAC	177
Figura 63. Carta Sicrométrica a carga máxima.....	178
Figura 64. Carta Sicrométrica, temperatura exterior de 31 [C]	179
Figura 65. Carta Sicrométrica, temperatura exterior de 28 [C]	181
Figura 66. Carta Sicrométrica, variación de la presión atmosférica.....	182
Figura 67. Carta Sicrométrica, variación de la humedad relativa.....	184
Figura 68. Carta Sicrométrica, variación de la carga sensible	185
Figura 69. Carta Sicrométrica, variación de la carga latente	187
Figura 70. Carta Sicrométrica, variación del flujo de ventilación.....	188
Figura 71. Estados del aire para el control de la capacidad de la UM	189
Figura 72. Carta Sicrométrica a carga máxima.....	191
Figura 73. Carta Sicrométrica, temperatura exterior de 31 [C]	192
Figura 74. Carta Sicrométrica, temperatura exterior de 28 [C]	193
Figura 75. Carta Sicrométrica, variación de la presión atmosférica.....	194
Figura 76. Carta Sicrométrica, variación de la humedad relativa exterior.....	195
Figura 77. Carta Sicrométrica, variación de la carga sensible	197
Figura 78. Carta Sicrométrica, variación de la carga latente	198
Figura 79. Carta Sicrométrica, variación del flujo de ventilación.....	200
Figura 80. Estados del aire para el sistema VAV por estrangulamiento	201
Figura 81. Carta Sicrométrica a carga máxima.....	202
Figura 82. Carta Sicrométrica, temperatura exterior de 31 [C]	203
Figura 83. Carta Sicrométrica, temperatura exterior de 28 [C]	204
Figura 84. Carta Sicrométrica, variación de la presión atmosférica.....	206
Figura 85. Carta Sicrométrica, variación de la humedad relativa exterior.....	207
Figura 86. Carta Sicrométrica, temperatura exterior de 22 [C]	208

Figura 87. Carta Sicrométrica, variación de la carga sensible	210
Figura 88. Carta Sicrométrica, variación de la carga latente	211
Figura 89. Carta Sicrométrica, variación del flujo de ventilación.....	212
Figura 90. Estados del aire en VAV por variación de la velocidad del ventilador	214
Figura 91, Carta Sicrométrica a carga máxima.....	215
Figura 92. Carta Sicrométrica, temperatura de 31 [C]	216
Figura 93. Carta Sicrométrica, temperatura exterior de 28 [C]	217
Figura 94. Carta Sicrométrica, variación de la presión atmosférica.....	218
Figura 95. Carta Sicrométrica, variación de la humedad relativa exterior.....	220
Figura 96. Carta Sicrométrica, temperatura exterior de 22 [C]	221
Figura 97. Carta Sicrométrica, variación de la carga sensible	222
Figura 98. Carta Sicrométrica, variación de la carga latente	224
Figura 99. Carta Sicrométrica, variación del flujo de ventilación.....	225
Figura 100. Estados del aire para el ciclo economizador	226
Figura 101, Carta Sicrométrica a carga máxima.....	227
Figura 102. Carta Sicrométrica, temperatura exterior de 31 [C]	228
Figura 103. Carta Sicrométrica, temperatura exterior de 28 [C]	229
Figura 104. Carta Sicrométrica, variación de la presión atmosférica.....	230
Figura 105. Carta Sicrométrica, variación de la humedad relativa exterior.....	232
Figura 106. Carta Sicrométrica, temperatura exterior de 22 [C]	233
Figura 107. Carta Sicrométrica, variación de la carga sensible	235
Figura 108. Carta Sicrométrica, variación de la carga latente	236
Figura 109. Carta Sicrométrica, variación del flujo de ventilación.....	238
Figura 110. Estados del aire para el sistema VAV por recalentamiento	239
Figura 111, Carta Sicrométrica a carga máxima.....	240
Figura 112. Carta Sicrométrica, temperatura de 31 [C]	241
Figura 113. Carta Sicrométrica, temperatura de 28 [C]	243
Figura 114. Carta Sicrométrica, variación de la presión atmosférica.....	244
Figura 115. Carta Sicrométrica, variación de la humedad relativa exterior.....	245
Figura 116. Carta Sicrométrica, variación de la carga sensible	247

Figura 117. Carta Sicrométrica, variación de la carga latente	248
Figura 118. Carta Sicrométrica, variación del flujo de ventilación.....	249
Figura 119. Estados del aire para el sistema doble ducto	250
Figura 120. Carta Sicrométrica a carga máxima.....	252
Figura 121. Carta Sicrométrica, temperatura exterior de 31 [C]	253
Figura 122. Carta Sicrométrica, temperatura exterior de 28 [C]	254
Figura 123. Carta Sicrométrica, variación de la presión atmosférica.....	255
Figura 124. Carta Sicrométrica, variación de la humedad relativa exterior.....	257
Figura 125. Carta Sicrométrica, variación de la carga sensible	258
Figura 126. Carta Sicrométrica, variación de la carga latente	260
Figura 127. Carta Sicrométrica, variación del flujo de ventilación.....	261
Figura 128. Comparación entre las humedades, factor de calor sensible	264
Figura 129. Comparación entre las cargas térmicas	264
Figura 130. Comparación entre las temperaturas.....	265
Figura 131. Comparación entre las humedades, factor de calor sensible	267
Figura 132. Comparación entre las cargas térmicas	267
Figura 133. Comparación entre las temperaturas.....	268
Figura 134. Comparación entre las humedades, factor de calor sensible	270
Figura 135. Comparación entre las cargas térmicas	270
Figura 136. Comparación entre las temperaturas.....	271
Figura 137. Comparación entre las humedades, factor de calor sensible	273
Figura 138. Comparación entre las cargas térmicas	273
Figura 139. Comparación entre las temperaturas.....	274
Figura 140. Comparación entre las humedades, factor de calor sensible	276
Figura 141. Comparación entre las cargas térmicas	276
Figura 142. Comparación entre las temperaturas.....	277
Figura 143. Comparación entre las humedades, factor de calor sensible	279
Figura 144. Comparación entre las cargas térmicas	279
Figura 145. Comparación entre las temperaturas.....	280

LISTA DE CUADROS

	Pág.
Cuadro 1. Casos de análisis para los métodos de control	164
Cuadro 2. Datos geométricos para las ductos	165
Cuadro 3. Propiedades a carga máxima	166
Cuadro 4. Consumos energéticos de los equipos utilizados a carga máxima	166
Cuadro 5. Propiedades del aire a través del sistema	167
Cuadro 6. Consumos energéticos de los equipos utilizados	167
Cuadro 7. Propiedades del aire a través del sistema	168
Cuadro 8. Consumos energéticos de los equipos utilizados	168
Cuadro 9. Propiedades del aire a través del sistema	169
Cuadro 10. Consumos energéticos de los equipos utilizados	170
Cuadro 11. Propiedades del aire a través del sistema	171
Cuadro 12. Consumos energéticos de los equipos utilizados	172
Cuadro 14. Consumos energéticos de los equipos utilizados	173
Cuadro 15. Propiedades del aire a través del sistema	174
Cuadro 16. Consumos energéticos de los equipos utilizados	174
Cuadro 17. Propiedades del aire a través del sistema	175
Cuadro 18. Consumos energéticos de los equipos utilizados	176
Cuadro 19. Datos geométricos para las ductos	177
Cuadro 20. Casos de análisis para el sistema por recalentamiento VAC	177
Cuadro 21. Propiedades a carga máxima	178
Cuadro 22. Consumos energéticos de los equipos utilizados a carga máxima ...	179
Cuadro 23. Propiedades del aire a través del sistema	179
Cuadro 24. Consumos energéticos de los equipos utilizados	180
Cuadro 25. Propiedades del aire a través del sistema	180
Cuadro 26. Consumos energéticos de los equipos utilizados	181
Cuadro 27. Propiedades del aire a través del sistema	182
Cuadro 28. Consumos energéticos de los equipos utilizados	183

Cuadro 29. Propiedades del aire a través del sistema	183
Cuadro 30. Consumos energéticos de los equipos utilizados	184
Cuadro 31. Propiedades del aire a través del sistema	185
Cuadro 32. Consumos energéticos de los equipos utilizados	186
Cuadro 33. Propiedades del aire a través del sistema	186
Cuadro 34. Consumos energéticos de los equipos utilizados	187
Cuadro 35. Propiedades del aire a través del sistema	188
Cuadro 36. Consumos energéticos de los equipos utilizados	188
Cuadro 37. Casos a analizar en el método de control de capacidad	190
Cuadro 38. Propiedades a carga máxima	190
Cuadro 39. Consumos energéticos de los equipos utilizados a carga máxima ...	191
Cuadro 40. Propiedades del aire a través del sistema	191
Cuadro 41. Consumos energéticos de los equipos utilizados	192
Cuadro 42. Propiedades del aire a través del sistema	192
Cuadro 43. Consumos energéticos de los equipos utilizados	193
Cuadro 44. Propiedades del aire a través del sistema	194
Cuadro 45. Consumos energéticos de los equipos utilizados	194
Cuadro 46. Propiedades del aire a través del sistema	195
Cuadro 47. Consumos energéticos de los equipos utilizados	196
Cuadro 48. Propiedades del aire a través del sistema	196
Cuadro 49. Consumos energéticos de los equipos utilizados	197
Cuadro 50. Propiedades del aire a través del sistema	198
Cuadro 51. Consumos energéticos de los equipos utilizados	199
Cuadro 52. Propiedades del aire a través del sistema	199
Cuadro 53. Consumos energéticos de los equipos utilizados	200
Cuadro 54. Casos a analizar en el método de control VAV simple.....	201
Cuadro 55. Propiedades a carga máxima	202
Cuadro 56. Consumos energéticos de los equipos utilizados a carga máxima ...	202
Cuadro 57. Propiedades del aire a través del sistema	203
Cuadro 58. Consumos energéticos de los equipos utilizados	203

Cuadro 59. Propiedades del aire a través del sistema	204
Cuadro 60. Consumos energéticos de los equipos utilizados	205
Cuadro 61. Propiedades del aire a través del sistema	205
Cuadro 62. Consumos energéticos de los equipos utilizados	206
Cuadro 63. Propiedades del aire a través del sistema	207
Cuadro 64. Consumos energéticos de los equipos utilizados	207
Cuadro 65. Propiedades del aire a través del sistema	208
Cuadro 66. Consumos energéticos de los equipos utilizados	209
Cuadro 67. Propiedades del aire a través del sistema	209
Cuadro 68. Consumos energéticos de los equipos utilizados	210
Cuadro 69. Propiedades del aire a través del sistema	211
Cuadro 70. Consumos energéticos de los equipos utilizados	211
Cuadro 71. Propiedades del aire a través del sistema	212
Cuadro 72. Consumos energéticos de los equipos utilizados	213
Cuadro 73. Propiedades a carga máxima	214
Cuadro 74. Consumos energéticos de los equipos utilizados a carga máxima ...	215
Cuadro 75. Propiedades del aire a través del sistema	215
Cuadro 76. Consumos energéticos de los equipos utilizados	216
Cuadro 77. Propiedades del aire a través del sistema	217
Cuadro 78. Consumos energéticos de los equipos utilizados	217
Cuadro 79. Propiedades del aire a través del sistema	218
Cuadro 80. Consumos energéticos de los equipos utilizados	219
Cuadro 81. Propiedades del aire a través del sistema	219
Cuadro 82. Consumos energéticos de los equipos utilizados	220
Cuadro 83. Propiedades del aire a través del sistema	221
Cuadro 84. Consumos energéticos de los equipos utilizados	221
Cuadro 85. Propiedades del aire a través del sistema	222
Cuadro 86. Consumos energéticos de los equipos utilizados	223
Cuadro 87. Propiedades del aire a través del sistema	223
Cuadro 88. Consumos energéticos de los equipos utilizados	224

Cuadro 89. Propiedades del aire a través del sistema	225
Cuadro 90. Consumos energéticos de los equipos utilizados	225
Cuadro 91. Propiedades a carga máxima	227
Cuadro 92. Consumos energéticos de los equipos utilizados a carga máxima ...	227
Cuadro 93. Propiedades del aire a través del sistema	228
Cuadro 94. Consumos energéticos de los equipos utilizados	228
Cuadro 95. Propiedades del aire a través del sistema	229
Cuadro 96. Consumos energéticos de los equipos utilizados.	229
Cuadro 97. Propiedades del aire a través del sistema	230
Cuadro 98. Consumos energéticos de los equipos utilizados	231
Cuadro 99. Propiedades del aire a través del sistema	232
Cuadro 100. Consumos energéticos de los equipos utilizados.....	232
Cuadro 101. Propiedades del aire a través del sistema	233
Cuadro 102. Consumos energéticos de los equipos utilizados.....	234
Cuadro 103. Propiedades del aire a través del sistema	234
Cuadro 104. Consumos energéticos de los equipos utilizados.....	235
Cuadro 105. Propiedades del aire a través del sistema	236
Cuadro 106. Consumos energéticos de los equipos utilizados.....	237
Cuadro 107. Propiedades del aire a través del sistema	237
Cuadro 108. Consumos energéticos de los equipos utilizados.....	238
Cuadro 109. Datos geométricos para las ductos	239
Cuadro 110: Casos a analizar en el método de control VAV por recalentamiento	240
Cuadro 111. Propiedades a carga máxima	240
Cuadro 112. Consumos energéticos de los equipos utilizados a carga máxima .	241
Cuadro 113. Propiedades del aire a través del sistema	241
Cuadro 114. Consumos energéticos de los equipos utilizados.....	242
Cuadro 115. Propiedades del aire a través del sistema	242
Cuadro 116. Consumos energéticos de los equipos utilizados.....	243
Cuadro 117. Propiedades del aire a través del sistema	244

Cuadro 118. Consumos energéticos de los equipos utilizados.....	244
Cuadro 119. Propiedades del aire a través del sistema	245
Cuadro 120. Consumos energéticos de los equipos utilizados.....	246
Cuadro 121. Propiedades del aire a través del sistema	246
Cuadro 122. Consumos energéticos de los equipos utilizados.....	247
Cuadro 123. Propiedades del aire a través del sistema	248
Cuadro 124. Consumos energéticos de los equipos utilizados.....	248
Cuadro 125. Propiedades del aire a través del sistema	249
Cuadro 126. Consumos energéticos de los equipos utilizados.....	250
Cuadro 127. Datos geométricos para las ductos	251
Cuadro 128. Casos a analizar en el método de control VAV por doble ducto	251
Cuadro 129. Propiedades a carga máxima	251
Cuadro 130. Consumos energéticos de los equipos utilizados a carga máxima	252
Cuadro 131. Propiedades del aire a través del sistema	252
Cuadro 132. Consumos energéticos de los equipos utilizados.....	253
Cuadro 133. Propiedades del aire a través del sistema	253
Cuadro 134. Consumos energéticos de los equipos utilizados.....	254
Cuadro 135. Propiedades del aire a través del sistema	255
Cuadro 136. Consumos energéticos de los equipos utilizados.....	256
Cuadro 137. Propiedades del aire a través del sistema	256
Cuadro 138. Consumos energéticos de los equipos utilizados.....	257
Cuadro 139. Propiedades del aire a través del sistema	258
Cuadro 140. Consumos energéticos de los equipos utilizados.....	259
Cuadro 141. Propiedades del aire a través del sistema	259
Cuadro 142. Consumos energéticos de los equipos utilizados.....	260
Cuadro 143. Propiedades del aire a través del sistema	261
Cuadro 144. Consumos energéticos de los equipos utilizados.....	261
Cuadro 145: Casos de análisis para la unidad manejadora	262
Cuadro 146. Datos de entrada a la unidad manejadora	263
Cuadro 147. Valores importantes a la salida de la unidad manejadora	263

Cuadro 148. Datos de entrada a la unidad manejadora	266
Cuadro 149. Valores importantes a la salida de la unidad manejadora	266
Cuadro 150. Datos de entrada a la unidad manejadora	269
Cuadro 151. Valores importantes a la salida de la unidad manejadora	269
Cuadro 152. Datos de entrada a la unidad manejadora	272
Cuadro 153. Valores importantes a la salida de la unidad manejadora	272
Cuadro 154. Datos de entrada a la unidad manejadora	275
Cuadro 155. Valores importantes a la salida de la unidad manejadora	275
Cuadro 156. Datos de entrada a la unidad manejadora	278
Cuadro 157. Valores importantes a la salida de la unidad manejadora	278

RESUMEN

TÍTULO:

DESARROLLO DE UNA HERRAMIENTA COMPUTACIONAL PARA EL ANÁLISIS DE SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE BAJO DIFERENTES ENFOQUES DE CONTROL DE CONFORT*

AUTORES:

Laura Isabel Blanco Puerto
Mauricio Barrios Castellanos**

PALABRAS CLAVES:

Acondicionamiento de aire, carga térmica, herramienta computacional

DESCRIPCIÓN:

El objetivo de este proyecto es dotar a la escuela de ingeniería mecánica de la Universidad Industrial de Santander con una herramienta software que facilite la enseñanza y aprendizaje de los conceptos fundamentales de los diferentes métodos de control de confort en los sistemas de ventilación y aire acondicionado.

En el desarrollo del presente proyecto se pretende determinar los estados del aire al realizar las variaciones de las condiciones ambientales en que se ubica el sistema, de la carga térmica que se extrae del recinto, del flujo de aire de ventilación y de la proporción de aire de ventilación y aire de retorno para los métodos de control por volumen de aire constante (VAC) y por volumen de aire variable (VAV). De igual manera se traza el proceso psicrométrico correspondiente al ciclo de ventilación en cada uno de los puntos de un sistema ya sea para carga máxima o carga parcial, además de conocer el consumo energético de los equipos pertenecientes a cada método de control.

El resultado es un software que facilita el análisis de sistemas de acondicionamiento de aire de una forma organizada, que guía al usuario en cada uno de los pasos que se deben seguir para tal fin, e igualmente presenta la información pertinente para entender los parámetros y secuencias seguidas en la obtención de resultados.

* Trabajo de grado

** Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica, Ing. Omar A. Gélvez

ABSTRACT

TITLE:

DEVELOPMENT OF A COMPUTATIONAL TOOL FOR ANALYSIS OF AIR CONDITIONING SYSTEMS UNDER DIFFERENT APPROACHES TO CONTROL OF COMFORT*

AUTHORS:

Laura Isabel Blanco Puerto
Mauricio Barrios Castellanos**

KEY WORDS:

Air conditioning, thermal loads, computational tool

DESCRIPTION:

The objective of this project is to endow the mechanical engineering school of the Universidad Industrial de Santander with a software tool that facilitates the teaching and learning of the basic concepts of different comfort control methods on ventilation systems and air conditioning.

In the development of this project is to determine the state of air to make changes in the environmental conditions in which the system is located, thermal load is removed from the room, ventilation air flow and ratio of air and also return air for ventilation control methods like constant air volume (VAC) and variable air volume (VAV). In the same way, the psychrometric process of ventilation cycle is drawn corresponding to each of the points of either a load or partial load, also knowing the energy consumption of computers in each control method.

The result is software that supplies the analysis of air conditioning systems in an organized way that guides the user through each of the steps to be followed for this purpose, and also presents relevant information to understand the parameters and sequences followed for getting results.

* Thesis

** Physical-Mechanical Engineer Faculty, Mechanical Engineer School, Eng. Omar A. Gélvez

INTRODUCCIÓN

El crecimiento tecnológico ha permitido grandes desarrollos en los diferentes campos del conocimiento en que se desempeña el ser humano. La investigación no es ajena a dichos avances, y el desarrollo de un software especializado, facilita el análisis de cualquier tipo de problema, que en forma física no se pueda llevar a cabo o represente una gran inversión.

Es por ello que hoy en día existen un sin número de paquetes computacionales que permiten, entre muchas cosas, determinar las cargas térmicas al interior de un recinto y la selección de equipos de aire acondicionado. Sin embargo ninguno de estos paquetes computacionales expone de manera detallada el comportamiento del aire a través de un sistema de acondicionamiento de aire.

Por esta razón, se ha tomado como iniciativa el presente trabajo de grado titulado: “Desarrollo de una herramienta computacional para el análisis de sistemas de acondicionamiento de aire bajo diferentes enfoques de control de confort”, con el fin de determinar los estados del aire al realizar variaciones de las condiciones ambientales en que se ubica el sistema, de la carga térmica que se desee extraer del recinto, del flujo de aire de ventilación y de la proporción de aire de ventilación y aire de retorno, además de contribuir al estudio de dichos sistemas, tanto al estudiante como al docente de la Especialización de Refrigeración y Aire Acondicionado, a desarrollar por la Escuela de Ingeniería Mecánica.

El capítulo 1 presenta conceptos fundamentales relacionados con cada uno de los métodos de control analizados en éste proyecto.

En el capítulo 2 se describe el modelo matemático empleado para el análisis del fenómeno de transferencia de calor para: ventilador centrífugo, unidad manejadora, equipo de recalentamiento, ductos de ventilación y dispositivos de distribución de aire (dampers).

El capítulo 3 muestra el proceso de simulación generado para cada uno de los elementos mencionados en el capítulo anterior.

En el capítulo 4 se explica el proceso de simulación creado para los sistemas de ventilación con volumen de aire constante y los sistemas de volumen de aire variable, de los cuales el objetivo principal es obtener las propiedades para el aire en cada uno de los estados por lo que este circula.

El capítulo 5 muestra el análisis de resultados de los métodos de control planteados, basado en un mismo ejemplo propuesto por los autores, basados en la variación de las condiciones ambientales en que se encuentre el recinto a acondicionar, además de la variación de la carga térmica, del flujo de aire de ventilación y de la proporción entre la proporción del aire de ventilación y de retorno.

1 GENERALIDADES

En este trabajo de grado se desarrolla una herramienta computacional para el análisis de sistemas de acondicionamiento de aire utilizando diferentes enfoques de control de confort por lo cual para comprender el propósito de este proyecto se presentan a continuación los conceptos más importantes.

1.1 ACONDICIONAMIENTO DE AIRE.

Un equipo de acondicionamiento de aire es aquel que es capaz de mantener un espacio determinado bajo condiciones adecuadas de: humedad, temperatura, movimiento de aire, ruido y limpieza. Para tal propósito se deben considerar aspectos como: las condiciones medio ambientales del sitio donde se va a realizar el acondicionamiento del aire, la cantidad y los tipos de equipos, la cantidad de personas, las actividades que realizan etc.

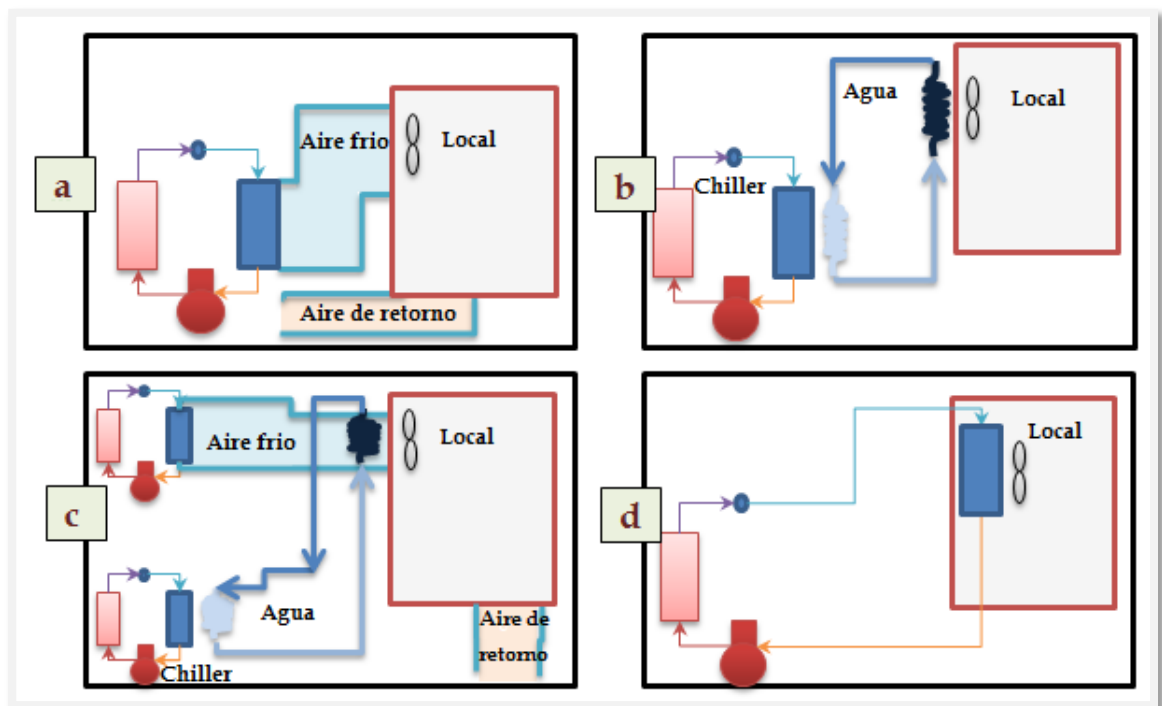
Lo primero que se debe hacer al diseñar un sistema de aire acondicionado es determinar la carga térmica máxima que debe sacar el equipo, también se debe tener conocimiento de los espacios disponibles, del estado del aire exterior, de la situación eléctrica del sitio (capacidad de corriente y limitaciones), ambiente arquitectónico del local entre otros. Para satisfacer todas las condiciones planteadas existen diversas configuraciones que pueden cumplir dichos aspectos dependiendo del medio de enfriamiento o del método de control de confort.

El control en un sistema de aire acondicionado generalmente suele dividirse en zonas, las cuales hacen referencia a la cantidad de termostatos ubicados en el sistema o la cantidad de temperaturas a mantener dentro de un rango requerido; una zona puede ser un local o puede existir varios termostatos en un local, lo cual indicaría que un local tiene múltiples zonas.

1.2 SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE CON RESPECTO AL MEDIO DE ENFRIAMIENTO.

Para realizar el enfriamiento de un lugar determinado es necesario extraer la carga térmica que este contiene; para conseguirlo existen diversas formas, como por ejemplo los sistemas todo aire (Figura 1.a.), donde el aire puede llevarse al sitio frío y extraer el aire caliente, ya sea para enfriarlo o para enviarlo directamente al ambiente; también se puede llevar agua fría hasta el local y en ese punto producir el intercambio de calor con el aire del local, dichos sistemas se conocen como todo agua (Figura 1.b.); existen sistemas mixtos en los cuales se lleva aire frío y agua fría al local, estos sistemas se conocen como aire-agua (Figura 1.c.). Finalmente hoy día se está imponiendo un nuevo sistema conocido como todo refrigerante, en el cual una unidad centralizada envía refrigerante a través de ductos a cada uno de los sitios a acondicionar (Figura 1.d.).

Figura 1. Configuraciones de A. A. con respecto al medio de enfriamiento.



Fuente: Los autores.

1.3 SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE CON RESPECTO A MÉTODO DE CONTROL DE CONFORT¹.

La clasificación de los sistemas de acondicionamiento de aire respecto al método de control de confort es:

- Sistemas de volumen constante y temperatura variable.
- Sistemas de volumen variable y temperatura constante.

1.3.1 Sistemas de volumen constante y temperatura variable.

Este tipo de configuración es la de mayor flexibilidad para controlar las condiciones del espacio entendiéndose desde el control de capacidad de refrigeración por todo o nada, hasta un control exacto de recalentamiento; estos sistemas se pueden clasificar como:

- Control todo o nada o de capacidad variable de refrigeración.
- Control de amortiguador o compuerta frontal del aparato de bypass

El control de capacidad variable se logra colocando un termostato en el recorrido del aire de retorno al local el cual es ajustado a la temperatura deseada en el local; controlando directamente la capacidad de refrigeración del deshumectador, este tipo de sistema es energéticamente ineficiente pues se utiliza energía adicional para el recalentamiento del aire.

1.3.2 Sistemas de volumen variable y temperatura constante.

Las condiciones del espacio acondicionado se mantienen por termostatos que controlan el volumen de aire de suministro en el espacio individual. Este sistema es muy útil en áreas de múltiples zonas; es poco utilizado en áreas exteriores a causa de que la carga de radiación solar constituye una parte predominante de la carga del sistema.

¹ CARRIER, Air conditioning Company. Manual de aire acondicionado. Barcelona: Marcombo S.A. de Boixareu. 1980 p 9.1-12.23

1.4 SISTEMAS TODO AIRE².

Los sistemas todo aire como se ha explicado anteriormente son aquellos que suplen los requerimientos de calor latente y calor sensible únicamente enviando aire al local a acondicionar.

1.4.1 Ventajas y desventajas.

Las ventajas del sistema todo aire son:

- La mayoría del equipo es centralizado en un lugar alejado del lugar a acondicionar lo cual permite el mantenimiento en un lugar deshabitado.
- La mayoría de los equipos que podría producir algún ruido es centralizado en un lugar acústicamente aislado, lo cual permite un control de ruido muy razonable.
- No hay condensación de agua en los sitios a acondicionar.
- Cada sistema es suficientemente adecuado para usar ciclos economizadores, para obtener recuperación de energía; así como para casos específicos donde se requiera humidificación en invierno y altos volúmenes de aire de salida.
- Son adecuados cuando se requiere un control estricto de la temperatura.
- Son generalmente una buena elección en aplicaciones donde la calidad del aire de entrada es la principal preocupación.
- Son fáciles de manejar cuando se requiere un control del humo en el lugar.
- Son simples en lugares donde hay cambios radicales de estación.
- El sistema permite enfriamiento en algunas zonas mientras en otras de manera simultánea se realiza calentamiento.

Las desventajas del sistema todo aire son:

- Los sistemas todo aire usan una cantidad significativa de energía en el movimiento del aire, aproximadamente el 40% de la energía consumida por el sistema es utilizada en ventiladores.

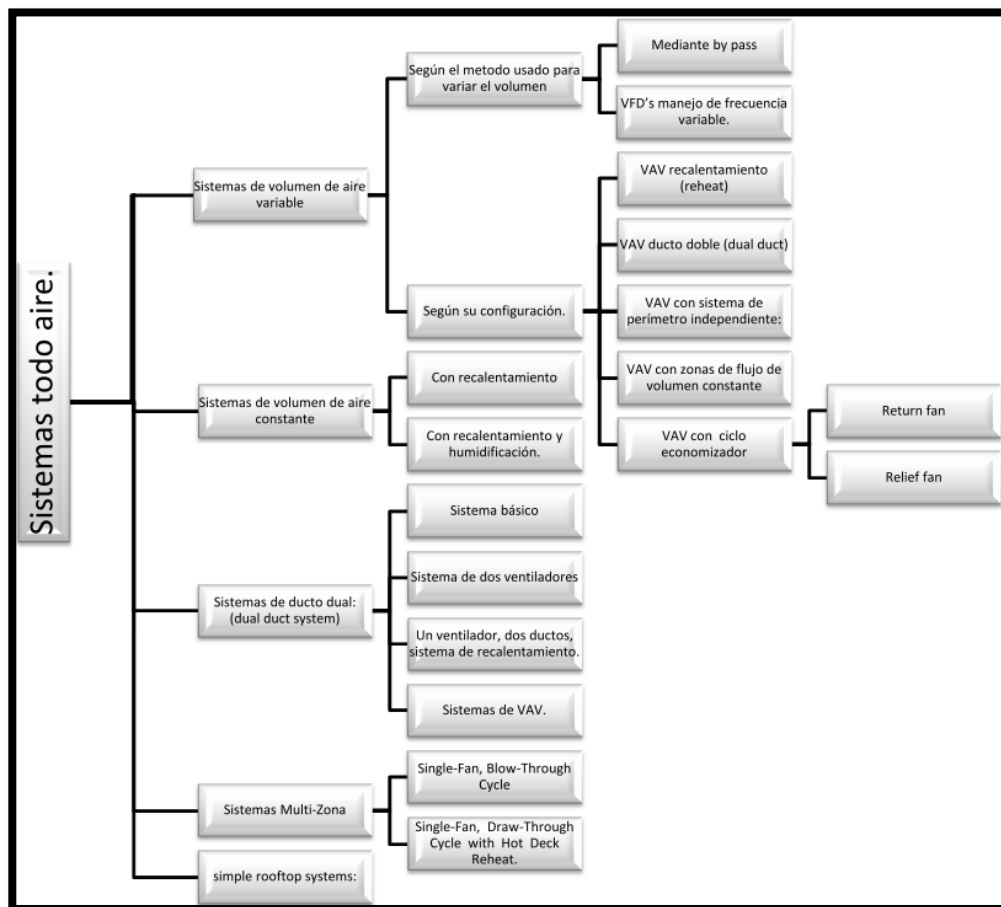
² GRONZIK, Walter. Air-conditioning system design manual. Butterworth-heinemann. ASHRAE, Atlanta. 2 ed. p 115-159.

- Se requiere espacio suficiente para ubicar los ductos de transporte de aire además de que estos producirán una carga más al edificio.
- Es difícil proporcionar confort en lugares donde la temperatura ambiente es baja.
- Los dispositivos terminales no presentan un fácil mantenimiento.

1.5 Clasificación del sistema todo aire.

La clasificación de los sistemas todo aire no es una tarea fácil pues existen diversas formas de clasificar estos sistemas tales como; el método de control de confort, las configuraciones físicas además hay diversos sistemas que combinan la variación de la temperatura y un flujo de volumen variable para obtener las condiciones deseadas, ver Figura 2.

Figura 2. Tipos de sistema todo aire



Fuente: GRONDZIK, Walter. Air-conditioning system design manual.

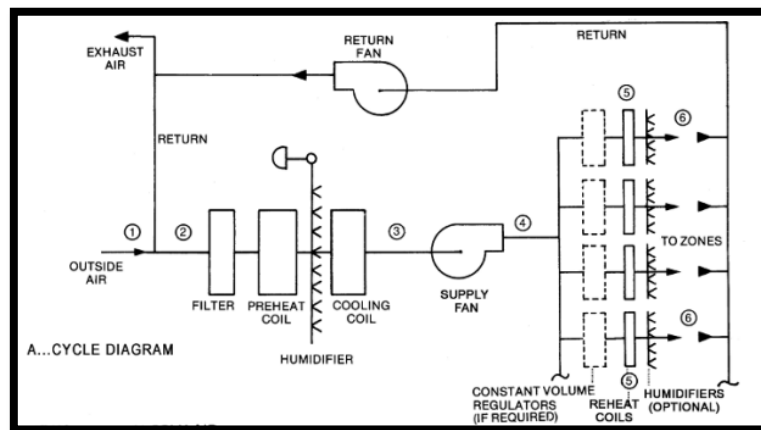
1.5.1 Sistemas de aire constante con recalentamiento.

Un sistema con recalentamiento es aquel que realiza un proceso de recalentamiento al aire enfriado antes de ingresar al sitio a acondicionar, este proceso puede ser realizado por medio de agua caliente, electricidad o cualquier otro medio de calentamiento.

Estos sistemas son adecuados para aquellos escenarios en los cuales es necesario obtener de manera simultánea calentamiento y enfriamiento en diferentes áreas; también es adecuado en sistemas con altas cargas latentes donde se requiera un control preciso de la humedad; sin embargo la mayor desventaja de estos sistemas es el alto consumo energético.

En la Figura 3 se puede observar un sistema simple con recalentamiento en el cual un ventilador de retorno extrae el aire del local; posteriormente se renueva un porcentaje de aire, se pasa a través de una unidad enfriadora y un ventilador lo lleva a cada uno de los sitios a acondicionar, donde el suministro de aire se controla a través de los recalentadores (reheat coils) de cada una de las zonas.

Figura 3. Sistema de volumen de aire constante.

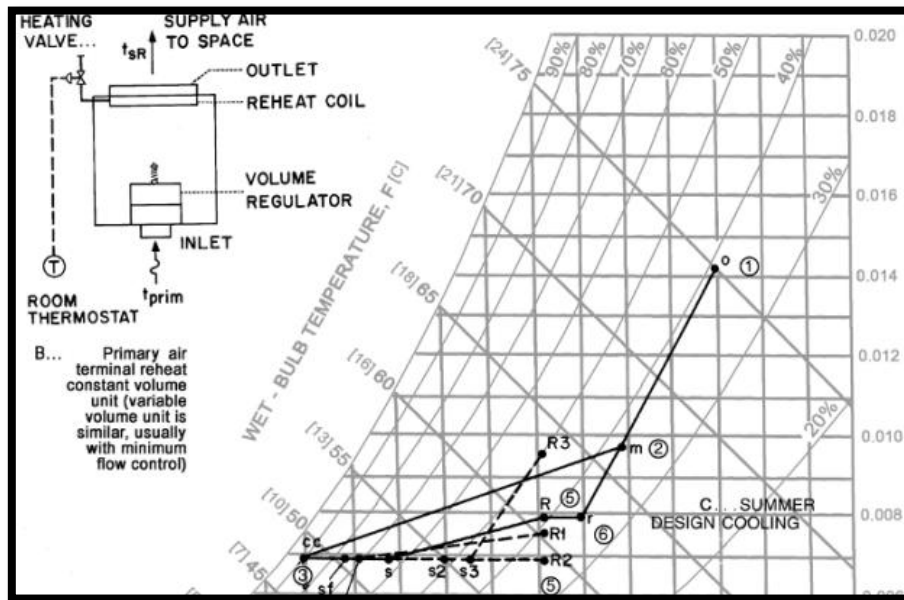


Fuente: GRONDZIK, Walter. Air-conditioning system design manual.

En la Figura 4 se puede observar que el aire en condiciones ambientales (1) se mezcla con el aire de retorno (6) en el punto (2) posteriormente la unidad enfriadora extrae calor del aire hasta llevarlo al punto (3) en el cual el aire es distribuido en cada una de las zonas con las proporciones correctas de recalentamiento en los puntos s1,s2,s3 y s4; finalmente retorna de cada una de

las zonas en los puntos R1,R2,R3 y R4 mezclándose en R y continuando con el proceso. Teniendo en cuenta la Figura 4, se observa que la zona 3 tiene altas cargas de calor latente a retirar mientras que en la zona 2 estas cargas son casi nulas, esto representa la versatilidad del sistema, ya que a pesar de la variación de carga, la temperatura y humedad se mantienen dentro de un rango aceptable.

Figura 4. Sicrometría de un sistema de volumen de aire constante.



Fuente: GRONDZIK, Walter. Air-conditioning system design manual.

1.5.2 Sistemas ducto dual.

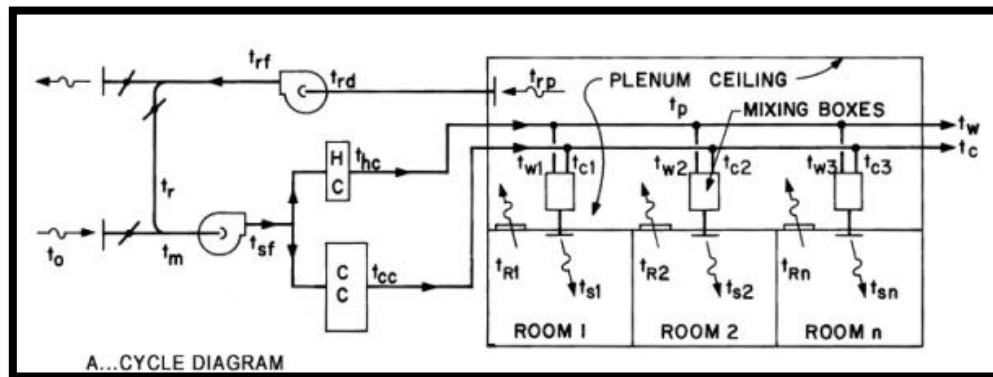
Los sistemas representan un enfoque diferente al volumen de aire constante y al volumen de aire variable, de forma general un sistema ducto dual distribuye aire de una unidad manejadora central a un espacio a acondicionar a través de dos ductos paralelos, un ducto lleva aire caliente y otro lleva aire frío, ambos proporcionan fuentes de calentamiento y enfriamiento todo el tiempo. En cada zona a acondicionar se encuentra un termostato, el cual controla la proporción adecuada de aire caliente y aire frío en la zona. El aire de retorno vuelve a la unidad de manera tradicional.

Una ventaja de los sistemas ducto dual es que permiten un control preciso de humedad y temperatura, además de la adaptación de zonas nuevas al sistema, y un fácil funcionamiento en sistemas de volumen de aire variable (VAV) y volumen

de aire constante (VAC). Por su parte las desventajas son: un alto consumo de energía, grandes requerimientos de espacio, además del uso de una gran cantidad de unidades mezcladoras las cuales son relativamente costosas.

Los sistemas ducto dual son comúnmente usados cuando los sistemas de volumen de aire variable no son adecuados, la experiencia ha demostrado que estos sistemas son eficientes en sitios donde las condiciones ambientales no superan los 35 [C] y 46 % de humedad relativa.

Figura 5. Configuración de sistemas doble ducto.

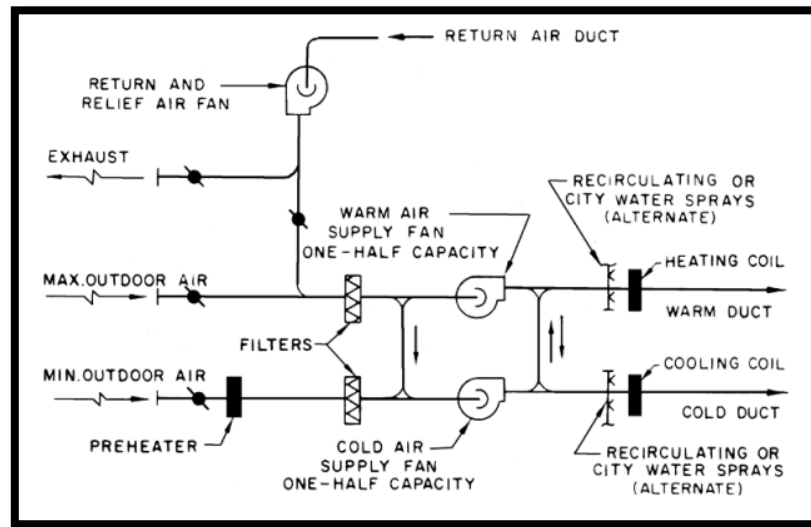


Fuente: GRONDZIK, Walter. Air-conditioning system design manual.

1.5.2.1 Sistemas de dos ventiladores.

Cuando la humedad debe ser mantenida dentro de un valor especificado bajo condiciones de operación no es posible mantener las condiciones ambientales mediante el ciclo mostrado en la Figura 5 será entonces necesario tener en cuenta un ciclo con 2 ventiladores tal como se observa en la Figura 6. Este sistema tiene menores costos de operación y un control más preciso de la humedad.

Figura 6. Configuración de un sistema doble ducto de 2 ventiladores



Fuente: GRONDZIK, Walter. Air-conditioning system design manual.

1.5.3 Sistemas de volumen de aire variable (VAV).

Los sistemas de volumen de aire variable logran control de enfriamiento y calentamiento manteniendo constante la temperatura del aire y variando el volumen del aire de suministro.

1.5.3.1 Sistemas de volumen de aire variable simples.

Esta aplicación es usada en sistemas en los cuales no se requiere simultáneamente en diferentes zonas calentamiento y enfriamiento. Una aplicación muy común es el acondicionamiento del interior de una oficina. La variación del volumen enviado al sistema puede ocurrir sin necesidad de que existan variaciones en el volumen enviado por el ventilador, a través de un ventilador de bypass, sin embargo este tipo de control no tiene el potencial ahorro de energía que se obtendría usando un sistema VAV. VFD (variable-frequency-drives) es un sistema que se encarga de variar la frecuencia y el voltaje que llega a un motor eléctrico con el objetivo de variar la velocidad del mismo y es el sistema usado en el enfoque VAV. Estos sistemas son relativamente económicos y confiables, esto hace que la variación del volumen de aire mediante bypass no sea muy atractiva.

1.5.3.2 Sistemas VAV con recalentamiento o doble ducto.

Los sistemas de VAV generalmente no permiten un control preciso de la humedad. Sin embargo mediante la implementación de un sistema VAV con un sistema de ducto dual; en el cual el aire caliente circula por un ducto y el aire frío por otro, para mezclarse en proporciones adecuadas antes de llegar a cada zona (es decir después de que se mezcle el aire correspondiente se realiza una variación de volumen) se puede obtener de una manera más eficiente desde el punto de vista energético la flexibilidad requerida. Este enfoque puede ser aplicado tanto a zonas interiores como a zonas exteriores o perímetros. Se pueden obtener resultados similares si se aplica el principio de los sistemas VAV a sistemas en los cuales se realice un recalentamiento antes de que el aire llegue a la zona a acondicionar. Para obtener este comportamiento energético es preferible usar sistemas VAV con variación de la velocidad del ventilador.

1.5.3.3 Sistemas VAV con perímetro independiente.

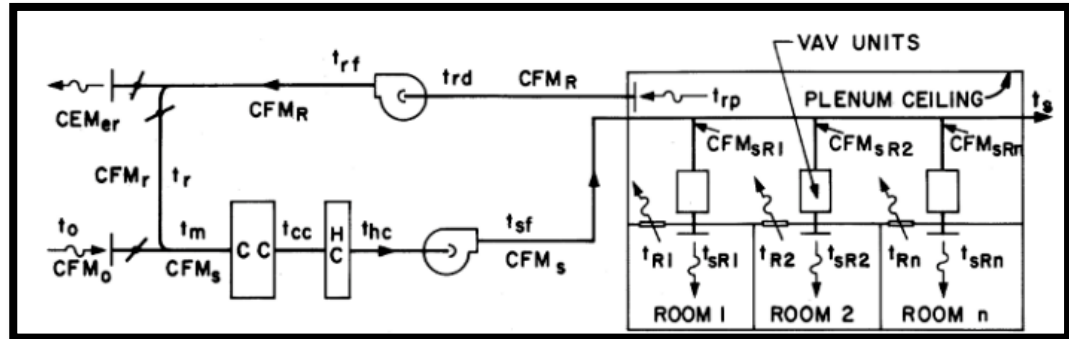
Los sistemas de aire variable no son adecuados en ambientes exteriores dado que las cargas de radiación solar son una parte preponderante de la carga del sistema, por esta razón se utilizan sistemas en los cuales el acondicionamiento de los ambientes exteriores se realiza con sistemas de volumen de aire constante y temperatura variable o con sistemas del tipo hidráulico (enfriamiento mediante suministro de agua en el local). El sistema de aire variable proporciona enfriamiento todo el año ajustando el volumen de aire necesario para suplir las necesidades dadas por las variaciones de carga interna y las variaciones de carga impuestas por los cambios de radiación solar. El sistema de perímetro o exterior no requiere una zona de control es decir no requiere ser controlado por un termostato adicional.

1.5.3.4 Sistemas VAV con zonas de flujo de aire constante.

Los dispositivos terminales de un sistema VAV deben tener ventiladores para mantener constante o en un mínimo el flujo de aire mientras el volumen de aire primario suministrado es variado tal como se observa en la Figura 7. Cada

terminal se conoce como “fan powered terminal”. Este método es útil para zonas con altas variaciones de carga interna, y puede ser combinado con recalentamiento justo antes de ser entregado a la zona de control.

Figura 7. Sistema de volumen de aire variable



Fuente: GRONDZIK, Walter. Air-conditioning system design manual.

1.5.3.5 Ciclo economizador.

Cuando la entalpía del aire exterior es menor que la entalpía del aire de retorno se puede obtener un ahorro energético tomando más aire exterior que el requerido para ventilación, es decir sustituyendo el exceso de aire de retorno por aire exterior, en condiciones favorables todo el aire de retorno puede ser remplazado por aire exterior. Sin embargo este método sólo es recomendable en sitios donde periódicamente se presentan condiciones ambientales favorables, de lo contrario no se justifica la inversión inicial.

1.5.3.6 Sistemas de ducto dual VAV.

En este tipo de sistemas el termostato de cada zona controla la proporción de aire frío y aire caliente; y posteriormente realizan una reducción de flujo volumétrico. El consumo energético en este tipo de sistemas es menor que en el enfoque de control de ducto dual.

2 MODELAMIENTO DE LOS ELEMENTOS DE UN SISTEMA DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

En el presente capítulo se describe en detalle el modelamiento matemático desarrollado para los principales elementos utilizados en los sistemas de acondicionamiento de aire como lo son: ventiladores centrífugos, unidades manejadoras (por agua y refrigerante), recalentadores o Heating-coils (por agua caliente y resistencia eléctrica), ductos y dispositivos de distribución del aire (damper).

En general el proceso de modelamiento consiste en conocer los estados del aire al pasar por cada uno de estos equipos y su estado al encontrarse en el exterior e interior del recinto a acondicionar; es por ello que para cada uno de los dispositivos se requieren un conjunto de datos o parámetros de entrada, los cuales llevan al desarrollo del modelo matemático.

2.1 MODELAMIENTO MATEMÁTICO PARA VENTILADORES CENTRÍFUGOS EN SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE³.

Los ventiladores son equipos esenciales en el diseño de aire acondicionado y calefacción, proporcionan una adecuada circulación de aire hacia cada uno de los dispositivos de difusión.

Los ventiladores centrífugos son los de mayor uso en esta industria, ya que pueden mover grandes cantidades de flujo de aire a lo largo del eje del ventilador y luego lo desvía rápidamente en forma radial al eje. El aire es llevado a la carcasa en forma de caracol, donde se le imparte la energía cinética, concentrándolo en una sola dirección.

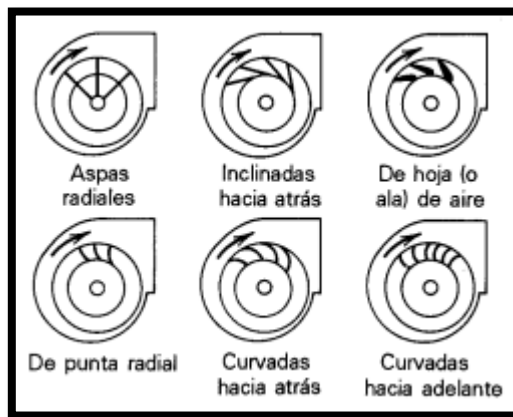
La forma de los álabes puede ser recta, curvada hacia adelante, curvada hacia atrás o inclinada hacia atrás (Ver Figura 8), influyendo en las características del ventilador. Por lo que los ventiladores con alabes curvados hacia atrás o inclinados hacia atrás tienen ahorro de energía debido a su alta eficiencia y su gran velocidad, la potencia máxima reduce la posibilidad de sobrecargar

³ PITA Edward. Acondicionamiento de aire: Principios y sistemas. México: Compañía editorial continental S.A, 2 ed. 1994. p 279-308.

el motor o el sistema de distribución eléctrico cuando el ventilador mueve más aire que el correspondiente a su diseño. Los ventiladores de aspas curvadas hacia adelante tienen un menor costo inicial respecto a los de aspas curvadas hacia atrás, bajo las mismas condiciones de operación, sin embargo debido a su baja eficiencia el costo de operación es mayor por lo que generalmente se usan para sistemas de baja presión.

Por otra parte se recomienda que dichos equipos cuenten con un conjunto de álabes de compuerta en la succión ya que al momento de realizar reducción del flujo volumétrico se necesita menos potencia.

Figura 8. Tipos de álabes para ventiladores centrífugos

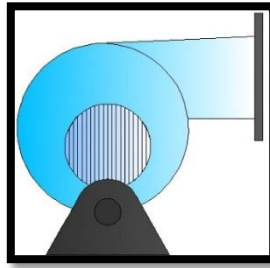


Fuente: PITA Edward. Acondicionamiento de aire: Principios y sistemas.

2.1.1 Parámetros conocidos

La capacidad del ventilador generalmente es presentada por el fabricante en curvas de funcionamiento donde se muestra la presión estática, eficiencia mecánica y en algunas ocasiones la potencia; datos que facilitan la selección de un ventilador determinado para la aplicación que se va a desarrollar.

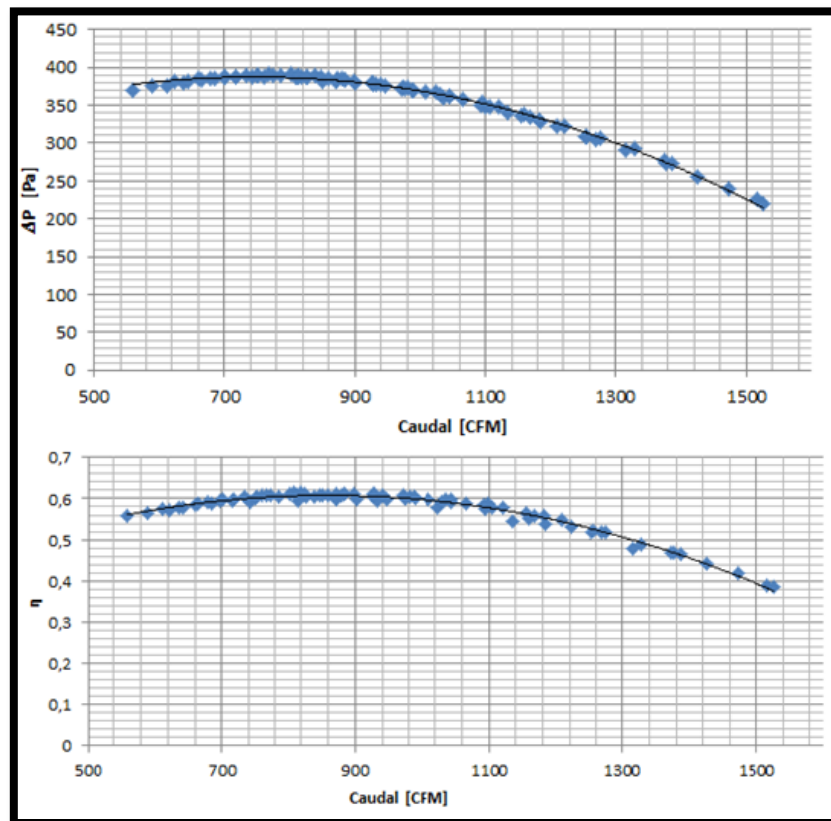
Figura 9. Ventilador Centrífugo



Fuente: Los Autores

Es por ello que se tienen como condiciones de entrada las curvas de presión estática y eficiencia mecánica las cuales son parametrizadas de las tablas ofrecidas por el fabricante (ver Figura 10), a una densidad del aire (ρ_i) y velocidad de rotación (RPM_i) nominal para cada modelo de ventilador, el flujo volumétrico [CFM], las propiedades del estado inmediatamente anterior al ventilador, además de las revoluciones por minuto [RPM] a las cuales opera el ventilador.

Figura 10. Curvas de funcionamiento. Ventilador modelo YG02



Fuente: Los Autores

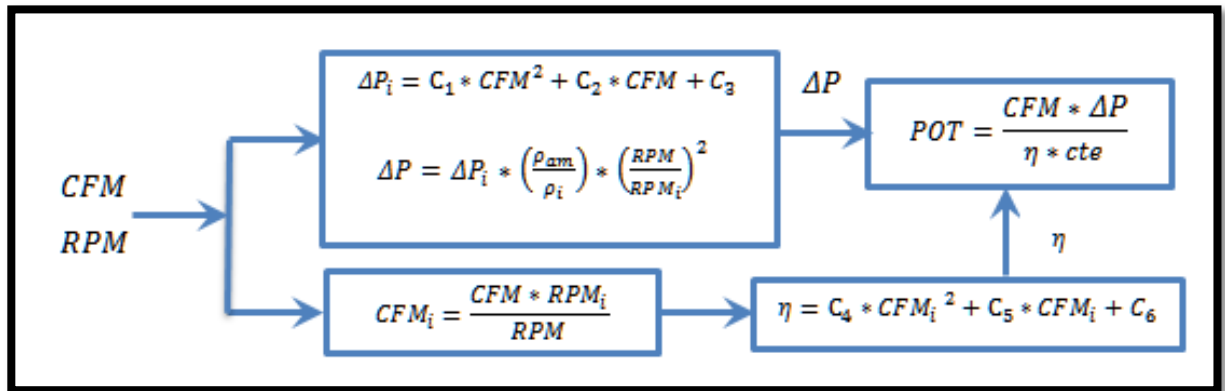
2.1.2 Análisis del fenómeno de transferencia de calor.

El modelamiento matemático del ventilador está determinado por las leyes de puntos homólogos, basado en las ecuaciones de:

- Aumento de presión en función del caudal, determinado a una densidad y velocidad de rotación constante.
- Eficiencia en función del caudal, determinado a una velocidad de rotación constante.

Cuando la densidad y velocidad cambian se ve afectado el aumento de presión y la eficiencia, basta con aplicar las leyes de puntos homólogos y una corrección por densidad para determinar el aumento de presión, sin embargo las leyes de puntos homólogos se usan para puntos de igual eficiencia, y es necesario encontrar un flujo volumétrico nominal, donde sea posible determinar dicha eficiencia, tal como se observa en la figura 11.

Figura 11. Modelo matemático del ventilador



Fuente: Los Autores

Dónde:

CFM : Flujo volumétrico en operación [CFM].

CFM_i : Flujo volumétrico nominal [CFM].

ΔP : Caída de presión estática a través del ventilador [Pa].

ΔP_i : Caída de presión estática [Pa] a las RPM_i y a la densidad ρ_i .

ρ_{am} : Densidad del aire húmedo [kg/m^3]

ρ_i : Densidad nominal del aire húmedo para el ventilador a la cual fue deducida la curva de operación [kg/m^3]

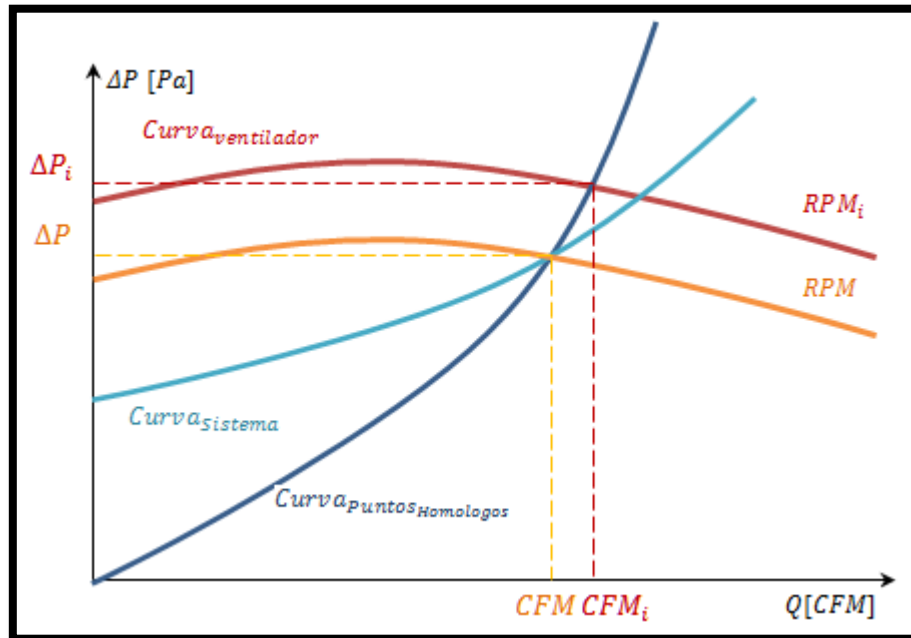
RPM : Velocidad de operación.

RPM_i : Velocidad de operación nominal a la cual fue deducida la curva de operación del ventilador.

cte : Constante de conversión de unidades correspondiente.

El método de solución propuesto se fundamenta en las leyes de los ventiladores especialmente para puntos homólogos⁴ (ver Figura 12), donde se sitúan en valores de igual eficiencia, las cuales relacionan las características de funcionamiento de cada ventilador operando en condiciones diferentes de las propias. La curva del sistema y la curva de operación del ventilador son conocidas, partiendo de la velocidad de operación del sistema y el flujo volumétrico.

Figura 12. Curva de puntos homólogos para ventiladores



Fuente: Los Autores

⁴ FERNÁNDEZ DÍEZ, Pedro. Ventiladores. SI: s.n, s.f. capítulo 6. p 93-115.

La curva de operación del ventilador, está representada por la ecuación 2.1, donde las constantes son propias para cada modelo de ventilador; deducidas a una velocidad de rotación y densidad del aire fijas. Se calcula la caída de presión estática del ventilador, por medio de la ecuación 2.2 donde se corrige la caída de presión ΔP por los efectos de cambios de densidad y velocidad de rotación.

$$\Delta P_i = C_1 * CFM^2 + C_2 * CFM + C_3 \quad (2.1)$$

$$\Delta P = \Delta P_i * \left(\frac{\rho_{am}}{\rho_i} \right) * \left(\frac{RPM}{RPM_i} \right)^2 \quad (2.2)$$

El modelamiento matemático de un ventilador en sistemas de acondicionamiento de aire se ve representado por un incremento de temperatura, la cual es proporcional al aumento de presión e inversamente proporcional a la densidad del aire húmedo, como se aprecia en la siguiente expresión:

$$H1 + PotVent = H2 \quad (2.3. a)$$

$$\Delta H = PotVent \quad (2.3. b)$$

$$\Delta T * \dot{V} * \rho_{am} * Cp_{am} = \frac{\dot{V} * \Delta P}{\eta} \quad (2.3. c)$$

$$\Delta T = \frac{\Delta P}{\rho_{am} * Cp_{am} * \eta} \quad (2.3)$$

Dónde:

ΔP : Aumento de presión estática a través del ventilador [Kpa].

ΔT : Aumento de temperatura a través del ventilador [C].

ρ_{am} : Densidad del aire húmedo [kg/m^3]

Cp_{am} : Calor específico del aire húmedo [$kJ/kg - C$]

$H1$: Entalpía del aire a la entrada [kW].

$H2$: Entalpía del aire a la salida [kW].

$PotVent$: Potencia total del ventilador [kW].

$\dot{V}$: Flujo volumétrico de aire [m^3/s].

η : Eficiencia hidráulica del ventilador

Por último, para determinar el consumo de potencia propio de este equipo es necesario tener en cuenta el flujo volumétrico que este transporta, el aumento de presión estática y la eficiencia mecánica:

$$PotVent = \frac{\dot{V} * \Delta P}{\eta} \quad (2.4)$$

Es importante chequear el nivel de ruido recomendados por el fabricante, respecto a los niveles de la aplicación que se tenga.

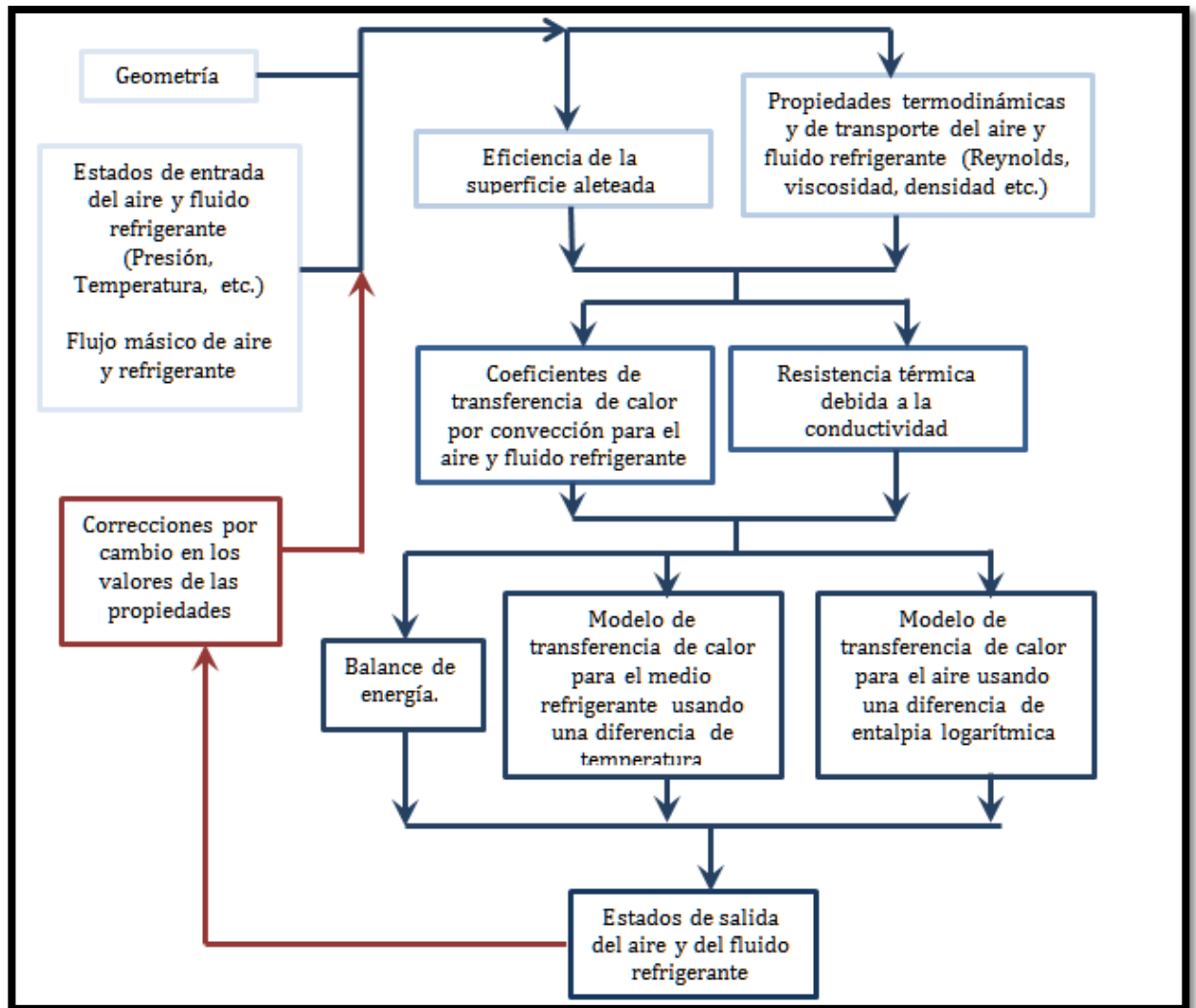
2.2 MODELAMIENTO MATEMÁTICO PARA UNIDADES MANEJADORAS EN SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

Una unidad manejadora de aire es un dispositivo en el cual se enfría y deshumidifica el aire para llevarlo a condiciones termodinámicas y de confort óptimas, que cumplan con los parámetros de diseño establecidos según la aplicación.

Sus componentes principales son el ventilador impulsor de aire y el evaporador, sin embargo cuenta con filtros, válvulas de control y demás componentes, los cuales no serán analizados en el presente trabajo de grado.

El modelo general para la unidad manejadora se puede observar en la Figura 13.

Figura 13. Modelo matemático para la unidad manejadora.

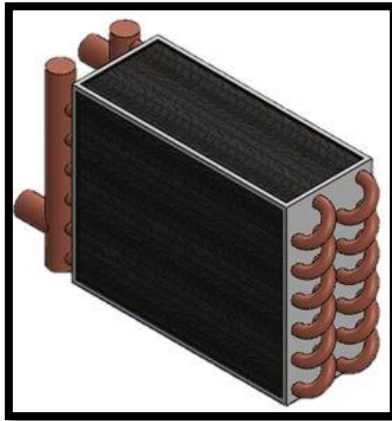


Fuente: Los Autores

La selección de la unidad manejadora de aire se establece con base en la capacidad térmica y el caudal de aire a impulsar, donde esta debe ser capaz de responder tanto a la carga térmica sensible como latente, que se genere en el recinto a acondicionar. Por ello se establecen dos modelos en los cuales se tiene en cuenta el fluido de trabajo de la unidad (agua o refrigerante); los modelos desarrollados se presentan a continuación.

- Modelamiento matemático unidad manejadora enfriada por agua.
- Modelamiento matemático unidad manejadora enfriada por refrigerante.

Figura 14. Unidad manejadora de aire enfriada por agua o refrigerante



Fuente: Los Autores

2.2.1 Modelamiento general de transferencia de calor para una unidad manejadora.

Existen dos formas mediante las cuales es posible realizar la transferencia de calor en una unidad manejadora:

- Transferencia de calor sensible
- Transferencia de calor latente.

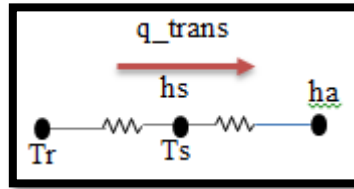
Describir el proceso de deshumidificación del aire es complejo y requiere usar conceptos de transferencia de masa, en esta sección se explica brevemente el modelo necesario, para describir este problema mediante cuatro factores importantes:

- Coeficiente característico de la unidad C la cual depende únicamente de las resistencias térmicas asociadas al problema a analizar
- Balance de energía global para el aire y el refrigerante.
- Modelo de transferencia de masa regido por un delta de entalpia logarítmico Δh
- Modelo de transferencia de calor regido por un número de unidades de transferencia NTU

2.2.1.1 Coeficiente característico de la unidad C .

Se tiene como calor transferido, la velocidad de transferencia de calor que va del fluido refringente al aire exterior (aunque en realidad el calor se transfiere del aire al fluido refrigerante). Como se muestra en la siguiente figura:

Figura 15. Calor transferido



Fuente: Los Autores

Es necesario tener en cuenta, que la transferencia de calor que se presenta en la unidad manejadora, obedece a la transferencia de calor y masa. Por ello es necesario especificar un coeficiente característico de la unidad C , el cual permanece aproximadamente constante, ya que se puede expresar en función de las resistencias térmicas, las cuales tienden a ser constantes. A continuación se presenta la deducción de dicho coeficiente C :

$$Lew = 1$$

$$h_{masa} = \frac{h_{calor}}{C_p} \quad (2.5.a)$$

$$Rad = \frac{1}{h_{calor}} \quad (2.5.b)$$

$$h_{masa} = \frac{1}{Raw * C_p} \quad (2.5.c)$$

$$q_{trans} = \frac{T_s - T_r}{\frac{R_{mw}}{A_o} + \frac{R_r}{A_o}} = \frac{T_s - T_r}{R_{mw} + R_r} * A_o \quad (2.5.d)$$

$$q_{trans} = \frac{(h_a - h_s)}{Raw * C_p} * A_o \quad (2.5.e)$$

$$\frac{T_s - T_r}{R_{mw} + R_r} * A_o = \frac{h_a - h_s}{Raw * C_p} * A_o \quad (2.5.f)$$

$$C = \frac{T_s - T_r}{h_a - h_s} = \frac{R_{mw} + R_r}{Raw * C_p} \quad (2.5)$$

Dónde:

A_o : Área total de transferencia de calor [m^2]

C : Características de la unidad o exponente para el NTU.

Lew : Número de Lewis

h_a : Entalpía del aire [$\frac{kJ}{kg}$]

h_s : Entalpía de superficie [$\frac{kJ}{kg}$]

h_{masa} : Coeficiente de transferencia de masa

h_{calor} : Coeficiente de transferencia de calor [$\frac{KW}{m^2-C}$]

Raw : Resistencia térmica del aire húmedo [$\frac{m^2-C}{W}$]

Rmw : Resistencia del metal húmedo [$\frac{m^2-C}{W}$]

Rr : Resistencia del fluido refrigerante [$\frac{m^2-C}{W}$]

T_s : Temperatura de superficie [C]

T_r : Temperatura del medio refrigerante [C]

Como se observa este modelo, permite determinar la temperatura y humedad del aire cercano a la superficie, conociendo la temperatura del fluido refrigerante y la entalpía del aire.

2.2.1.2 Balance de energía global para el aire y el refrigerante.

Para el balance de energía, utilizado en el modelamiento de la unidad manejadora, se basa en una correlación para el fluido caliente (aire) y el fluido frío el cual puede ser agua o refrigerante volátil como se presenta a continuación.

$$Q_t = m_a * [h_{a1} - (h_{a2} + h_{fw})] \quad (2.6)$$

$$Q_t = m_w * C p_w * [T_{w2} - T_{w1}] \quad o \quad Q_t = m_r * [C p_r * (T_{r2} - T_{r1}) + h_{fgw}] \quad (2.7)$$

Dónde:

h_{a1}, h_{a2} : Entalpía del aire a la entrada y salida, respectivamente $[\frac{kJ}{kg}]$

h_{fw} : Entalpía del agua condensada $[\frac{kJ}{kg}]$

h_{fgw} : Entalpía de vaporización del refrigerante $[\frac{kJ}{kg}]$

m_a : Flujo másico de aire $[\frac{kg}{s}]$

m_r : Flujo másico de refrigerante no volátil $[\frac{kg}{s}]$

m_w : Flujo másico de refrigerante (agua) $[\frac{kg}{s}]$

T_{r1}, T_{r2} : Temperatura a la entrada y salida del fluido refrigerante volátil [C]

T_{w1}, T_{w2} : Temperatura a la entrada y salida del fluido refrigerante (agua)

2.2.1.3 Modelamiento de transferencia de masa.

El modelo de transferencia de masa se basa en una variación de logarítmica de entalpías Δh_m y un coeficiente de transferencia de masa h_{masa} como se expresa a continuación:

$$\Delta h_m = \frac{(h_{a1} - h_{s1}) - (h_{a2} - h_{s2})}{Ln * [\frac{h_{a1} - h_{s1}}{h_{a2} - h_{s2}}]} \quad (2.8)$$

$$Q_{total} = \frac{\Delta h_m * h_{masa} * A_0}{C p_{aire}} \quad (2.9)$$

$$Q_{total} = \frac{\Delta h_m * A_0}{C p_{air} * RaW} \quad (2.10)$$

Dónde:

h_{a1}, h_{a2} : Entalpías de entrada y salida del aire $[kJ/kg]$

h_{s1}, h_{s2} : Entalpías de superficie a la entrada y salida del tubo calor $[kJ/kg]$

A_o : Es el área superficial exterior total del intercambiador [m^2]

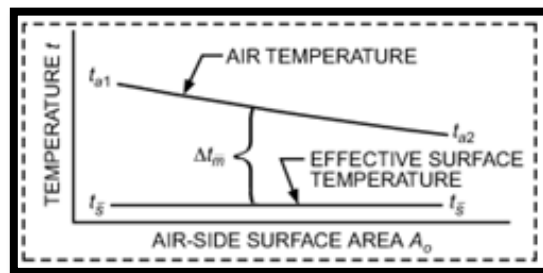
Cp_{air} : Es el calor específico del aire [$kJ/kg - c$]

2.2.1.4 Modelamiento de transferencia de calor.

Como se puede observar en la figura 16, la temperatura a la salida del aire se acerca al valor de temperatura de la superficie efectiva, la cual teóricamente representa el valor de la temperatura de ADP de la unidad manejadora, como se aprecia en la figura 17. Ya que si se sigue la línea descrita por las condiciones de entrada y salida, hasta intersectarla con la línea de saturación, se obtendrá la temperatura de ADP de la unidad.

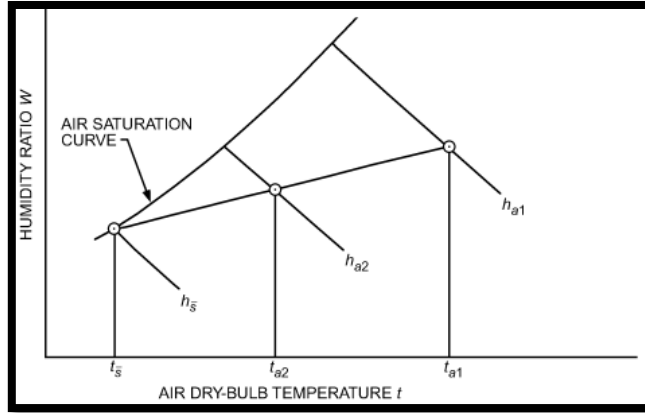
Entonces al estar limitada la temperatura de salida del aire por la temperatura de la superficie efectiva, el intercambiador se comporta como un intercambiador de calor de un solo paso.

Figura 16. Temperatura superficial



Fuente: ASHRAE. Hvac Systems and Equipment 2008, SI ed. p 22.12.

Figura 17. Temperaturas de entrada y salida del aire en un evaporador



Fuente: ASHRAE. Hvac Systems and Equipment 2008, SI ed. p 22.12.

El cálculo de la efectividad del intercambiador, se determina con base en el número de unidades de transferencia para un intercambiador de un solo paso, en flujo cruzado donde los dos fluidos de trabajo no se mezclan.

$$NTU = \frac{A_o}{ma \cdot Cp \cdot R_{aw}} = \frac{U \cdot A_o}{ma \cdot Cp} \quad (2.11)$$

$$\varepsilon = 1 - e^{-NTU} \quad (2.12)$$

$$\varepsilon = \frac{h_{a1} - h_{a2}}{h_{a1} - h_{seff}} \quad (2.13)$$

$$\varepsilon = \frac{T_{dba1} - T_{dba2}}{T_{dba1} - T_{seff}} \quad (2.14)$$

Dónde:

NTU : Número de unidades de transferencia

ε : Efectividad para un intercambiador de un solo paso de flujo cruzado sin mezclarse.

h_{seff} : Entalpía de la superficie efectiva $\left[\frac{KJ}{Kg}\right]$

T_{dba1} : Temperatura del aire a la entrada [C]

T_{dba2} : Temperatura del aire a la salida [C]

T_{seff} : Temperatura de la superficie efectiva [C]

2.2.2 Modelamiento matemático unidad manejadora enfriada por agua.

Para mantener una alta transferencia de calor y aumentar el contacto entre los fluidos que van a transferir calor, normalmente se usan intercambiadores de calor de tubos aleteados en arreglo escalonado. La principal diferencia entre las unidades enfriadas por agua o refrigerante es, que en las unidades enfriadas por agua, la transferencia de calor del aire al agua se da por el calentamiento del agua, mientras que en las unidades enfriadas por refrigerante la mayor parte de la transferencia de calor se da por la evaporación del refrigerante, es decir, transferencia de calor latente y la transferencia de calor sensible es mínima.

Figura 18. Unidad manejadora enfriada por agua YORK



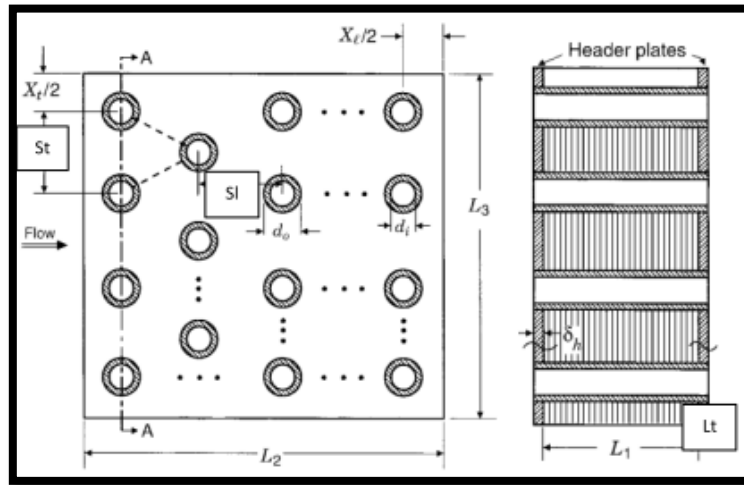
Fuente: Manual técnico de confort package fan & coil unit-YG

Como parámetros conocidos para la unidad manejadora se tiene: el material y geometría del evaporador (número de filas, número de tubos por fila, número de aletas, espesor de aleta, paso transversal, paso longitudinal, longitud del tubo, diámetro exterior y diámetro interior), propiedades del aire antes de ingresar al evaporador, flujo volumétrico de aire, temperatura de entrada y temperatura de salida del medio refrigerante o el flujo másico de éste, El modelamiento desarrollado para este trabajo de grado contempla dos formas para obtener el estado del aire.

2.2.2.1 Análisis geométrico de la unidad manejadora⁵.

El análisis geométrico de la unidad manejadora se fundamenta en la transferencia de calor por tubos aleteados.

Figura 19. Aleta rectangular de placas continuas, lisas



Fuente: Fundamentals of heat exchanger design. Ramesh Shah. Capítulo 8

Eficiencia de una aleta: es la relación entre la velocidad de transferencia de calor desde la aleta (Q_{aleta}) y la velocidad de transferencia de calor desde la aleta si estuviera toda a la temperatura de la base ($Q_{aleta\ max}$).

$$\phi_{aleta} = \frac{Q_{aleta}}{Q_{aleta\ max}} \quad (2.15)$$

Efectividad de una aleta: es la relación entre la velocidad de transferencia de calor desde la aleta (Q_{aleta}) y la velocidad de transferencia de calor desde la superficie ($Q_{sin\ aleta}$); en pocas palabras es la relación entre el calor que se transfiere al utilizar una superficie aleteada respecto a una superficie lisa.

$$\varepsilon_{aleta} = \frac{Q_{aleta}}{Q_{sin\ aleta}} \quad (2.16)$$

⁵ SHAH, Ramesh and SEKULIC, Dusan. Fundamentals of Heat Exchanger design. John Wiley & Sons, 2003. p 520-521

Eficiencia superficial: es la relación entre el calor total transmitido ($Q_{aleta} + Q_{sin\ aleta}$) y el que se transmitirá si la superficie total de la aleta se mantiene a la misma temperatura de la base ($Q_{total,sin\ aleta}$):

$$\eta_{aleta} = \frac{Q_{aleta} + Q_{sin\ aleta}}{Q_{total,sin\ aleta}} \quad (2.17)$$

Área Total de transferencia: Es el área total externa del intercambiador de calor es decir el área que está en contacto con el aire, teniendo en cuenta las superficies extendidas y la superficie exterior de los tubos.

$$A_o = \pi D_o (L_t - N_f * Y_f) N_f + 2 [L_2 L_3 - (\pi D_o^2 N_t * 0.25) (N_f + 1) + 2 L_3 N_f Y_f] \quad (2.18)$$

$$N_t = NTF * \left[\frac{N_f + 1}{2} \right] + (NTF - 1) * \left[\frac{N_f - 1}{2} \right] \quad (2.19)$$

Dónde:

D_o : Diámetro exterior de los tubos [m]

L_t : Longitud del tubo [m]

L_2, L_3 : Ancho y alto de la sección transversal del evaporador (Figura 19) [m]

N_f : Número total de aletas

N_t : Número total de tubos

Y_f : Espesor de aleta [m]

Área interna: es el área que está en contacto con el fluido refrigerante.

$$A_i = \pi * D_i * L_t * N_t \quad (2.20)$$

Área mínima de transferencia: es el área transversal del intercambiador, es decir el área con que el aire tiene contacto apenas entra al intercambiador.

$$A_{min} = \left[(NTF - 1) * C_{ll} + (S_t - D_o) * (1 - Y_f * \frac{N_f}{L_t}) \right] \quad (2.21)$$

Dónde:

C_{ll} : Constante que depende de a_{ll} y b_{ll}

$$a_{ll} = \frac{(S_t - D_o) * (1 - Y_f * \frac{N_f}{L_t})}{2} \quad (2.22)$$

$$b_{ll} = \left[\left(\frac{S_t^2}{2} \right)^2 + S_l^2 \right]^{0.5} - D_o - (S_t - D_o) * Y_f * \frac{N_f}{L_t} \quad (2.23)$$

$$\text{Si } 2 * a_{ll} < 2 * b_{ll}$$

$$C_{ll} = 2 * a_{ll} \quad (2.24)$$

$$\text{Si } 2 * a_{ll} > 2 * b_{ll}$$

$$C_{ll} = 2 * b_{ll} \quad (2.25)$$

2.2.2.2 Velocidad de transferencia de calor del refrigerante

La velocidad de transferencia de calor sensible se determina con la diferencia de temperatura a la entrada y salida del refrigerante, multiplicado por el flujo másico, como se muestra a continuación:

$$Q_t = m_w * C p_w * (T_{w_2} - T_{w_1}) \text{ [kW]} \quad (2.26)$$

Dónde:

m_w : Flujo másico de agua [kg/S]

T_{w_1}, T_{w_2} : Temperatura del refrigerante a la entrada y salida respectivamente [C]

Q_t : Calor total [kW].

2.2.2.3 Velocidad de transferencia de calor del aire

En las unidades manejadoras de aire acondicionado es usual que sobre su superficie se deposite algo del contenido de humedad asociada al aire húmedo que ingresa; por ello es necesario considerar el fenómeno de deshumidificación dentro del análisis del modelo matemático. Por lo tanto, la entalpía del agua que se condensa (h_{f_w}) aunque sea mínima, requiere ser considerada dentro de un análisis exhaustivo, como muestra la ecuación 2.27

$$Q_t = m_a * [h_{a_1} - (h_{a_2} + h_{f_w})] \text{ [kW]} \quad (2.27)$$

Siendo:

w_m : Humedad específica promedio entre la entrada y salida de la unidad manejadora [kJ/kg]

h_{a_1}, h_{a_2} : Entalpía del aire a la entra y salida respectivamente de la unidad manejadora [kJ/kg]

h_{f_w} : Entalpía del agua condensada por unidad de masa de aire seco [kJ/kg].

Donde la entalpía del agua condesada en la superficie del tubo, se determina con base en las siguientes expresiones:

$$Hw = mw * hw \text{ (2.28.a)}$$

$$mw = ma * (w_{a_2} - w_{a_1}) \text{ (2.28. b)}$$

$$hw = Cp_w * T_{aw_2} \text{ (2.28. c)}$$

reemplazando (2.28. b) y (2.28. c) en (2.28. a) obtenemos (2.28. d)

$$Hw = Cp_w * T_{aw_2} * ma * (w_{a_2} - w_{a_1}) \text{ (2.28. e)}$$

$$h_{f_w} = \frac{Hw}{ma} \text{ (2.28. e)}$$

$$h_{f_w} = (w_{a_1} - w_{a_2}) * Cp_w * (T_{aw_2}) \text{ [kJ/kg}_{a_{seco}}] \quad (2.28)$$

Dónde:

Hw : Entalpía del agua condensada [kW]

mw : Rata de masa de agua condensada [kg/s]

hw : Entalpía del agua condensada por unidad de masa de agua condensada [kJ/kg]

ma : Rata de masa de aire seco [kg/s]

w_{a_1}, w_{a_2} : Humedad específica del aire húmedo a la entrada y salida respectivamente de la unidad manejadora.

Cp_w : Calor específico del agua [kJ/kg – C]

T_{aw_2} : Temperatura de bulbo húmedo del agua, a la salida de la unidad manejadora [C]

2.2.2.4 Resistencia térmica del aire seco

Se debe tener en cuenta que para el modelo presentado, las resistencias son consideradas por unidad de temperaturas y área.

$$Calor = \frac{\Delta Temperaturas * Area}{\sum Resistencias}$$

Para determinar la resistencia térmica del aire seco (RaD), es necesario conocer el coeficiente de transferencia de calor para el aire seco (h_{ad}).

$$RaD = \frac{1}{h_{ad}} \quad \left[\frac{m^2 \cdot C}{kW} \right] \quad (2.29)$$

- **Coeficiente de transferencia de calor del aire seco**

Para el cálculo del coeficiente por convección para el aire seco, son necesarias: las propiedades de transporte, material del tubo y de la aleta, además de los parámetros geométricos. A continuación se presenta el número de Reynolds (Re_{dc}), basado en el diámetro de collarín para el aire D_c (el diámetro del collarín es el diámetro del tubo más 2 veces el espesor de la aleta, debido al recubrimiento de la aleta sobre el tubo), el flujo másico de aire (m_a), la viscosidad dinámica (μ_{am}) y el área transversal de transferencia de calor (A_{min}):

$$Re_{dc} = \frac{m_a * D_c * 1000}{\mu_{am} * A_{min}} \quad (2.30)$$

Seguidamente se determina el factor Colburn (j), el cual para este caso se calcula para un intercambiador con más de una fila, teniendo en cuenta las siguientes constantes⁶:

$$C_3 = -0.361 - \frac{0.042 * N_f}{Ln Re_a} + 0.158 * Ln \left[N_f * \left(\frac{P_f}{D_c} \right)^{0.41} \right] \quad (2.31)$$

⁶ SHAH, Ramesh and SEKULIC, Dusan. Fundamentals of Heat Exchanger design. John Wiley & Sons, 2003. p 520-521.

$$C_4 = -1.224 - \frac{0.076 \left[\frac{Sl}{D_h} \right]^{1.42}}{\ln Re_{dc}} \quad (2.32)$$

$$C_5 = -0.083 - \frac{0.058 N_f}{\ln Re_{dc}} \quad (2.33)$$

$$C_6 = -5.735 + 1.21 * \ln \left[\frac{Re_{dc}}{N_f} \right] \quad (2.34)$$

$$j = 0.086 * Re_{dc}^{C3} * N_f^{C4} * \left[\frac{P_f}{D_c} \right]^{C5} * \left[\frac{P_f}{D_h} \right]^{C6} \left[\frac{P_f}{St} \right]^{-0.93} \quad (2.35)$$

Dónde:

N_f : Número de filas

P_f : Paso entre aletas. [m]

D_c : Diámetro del collarín [m]

D_h : Diámetro hidráulico [m]

Sl : Paso longitudinal [m]

St : Paso transversal [m]

Con base en lo anterior se determina el coeficiente de transferencia de calor por convección para el aire seco:

$$h_{ad} = \frac{j * m_a * Cp_{am}}{Pr_{am}^{2/3}} \left[\frac{kW}{m^2 - C} \right] \quad (2.36)$$

Dónde:

Cp_{am} : Calor específico del aire húmedo [kJ/kg – c]

m_a : Flujo másico de aire [kg/s]

Pr_{am} : Número de Prandtl del aire.

2.2.2.5 Resistencia térmica del aire húmedo

Para conocer el valor de la resistencia térmica del aire húmedo es necesario determinar, el coeficiente de transferencia de calor del aire húmedo y la relación de entalpía.

$$R_{a_w} = \left(\frac{1}{h_{a_w}} \right) * \left(\frac{m''}{Cp_{am}} \right) \left[\frac{m^2 - C}{kW} \right] \quad (2.37)$$

Siendo:

h_{a_w} : Coeficiente de transferencia de calor para el aire húmedo $\left[\frac{kW}{m^2 - C} \right]$

Cp_{am} : Calor específico para el aire húmedo $\left[\frac{KJ - Kg}{C} \right]$

- **Coeficiente de transferencia de calor del aire húmedo**

En el modelo de transferencia, el aire realiza transferencia de calor de dos formas diferentes: en la zona cercana a las aletas el aire se encuentra húmedo, es decir con humedades relativas de 1 y en mezcla con el agua condensada, mientras que en los sitios alejados de las aletas, el aire no se encuentra a esta humedad y no está mezclado con agua. Por lo tanto el coeficiente de transferencia de calor para el aire húmedo⁷, se determina por la siguiente expresión:

$$h_{a_w} = \frac{m'' * h_{ad}}{Cp_{am}} \left[\frac{W}{m^2 - C} \right] \quad (2.38)$$

Para determinar este coeficiente de transferencia de calor es necesario tener en cuenta un modelo de transferencia de masa y asumir que el número de Lewis es igual 1.

$$ma * h_{masa} * dh = ma * h_{wet} * dT \quad (2.39.a)$$

$$\frac{h_{dry}}{Cp} * (dh) = h_{wet} * dT \quad (2.39.b)$$

$$h_{wet} = \frac{h_{dry}}{Cp} * \frac{dh}{dT} \quad (2.39.c)$$

$$m'' = \frac{dh}{dT} \quad (2.39.d)$$

⁷ WANG, Shan Kuo. Handbook of air conditioning and refrigeration. New York: McGraw-Hill, 2 ed. 2001. p 10.32

$$m'' = (h_{a+0.5} - h_{a-0.5}) [kJ/kg - c] \quad (2.39)$$

Dónde:

m'' : Relación entre el diferencial de entalpía del aire y el diferencial de temperatura cerca al estado de saturación. $[kJ/kg - c]$

ma : Flujo másico de aire seco $[kg/s]$

h_{masa} : Coeficiente de transferencia de masa $[\frac{kW}{m^2-kj}]$

h_{dry} : Coeficiente de transferencia de calor del aire seco $[\frac{kW}{m^2-c}]$

h_{wet} : Coeficiente de transferencia de calor del aire húmedo $[\frac{kW}{m^2-c}]$

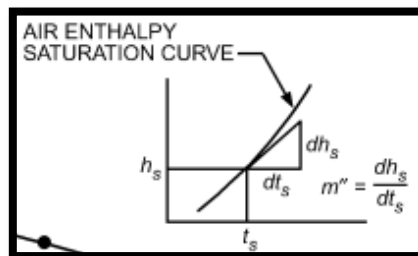
dh : Diferencial de entalpía del aire húmedo cercano a la superficie de transferencia de calor $[\frac{kJ}{kg}]$

dT : Diferencial de temperatura de del aire cercano a la superficie de transferencia de calor $[c]$.

$h_{a+0.5}, h_{a-0.5}$: entalpías específicas del aire saturado a la temperatura de la superficie 0.5 grados Celsius por encima de la temperatura de bulbo húmedo y 0.5 grados Celsius por debajo.

Para determinar la proporción m'' es necesario discretizar el cálculo de los diferenciales por esto se toma la entalpía $h_{a+0.5}$ y $h_{a-0.5}$ y se asume un dT de $1[c]$

Figura 20.diferencial de entalpía sobre diferencial de Temperatura



Fuente: ASHRAE Handbook System and Equipment, p 15.49.

2.2.2.6 Resistencia térmica del tubo

La resistencia del metal del tubo contiene parámetros geométricos además del valor de conductividad del tubo dependiendo de material que se elija para este.

$$R_t = \frac{D_i}{2 * K_t * A_i} * \ln \left[\frac{D_o}{D_i} \right] \left[\frac{m^2 - C}{kW} \right] \quad (2.40)$$

Dónde:

D_i : Diámetro interno del tubo [m]

D_o : Diámetro externo del tubo [m]

A_i : Área interna del tubo [m^2]

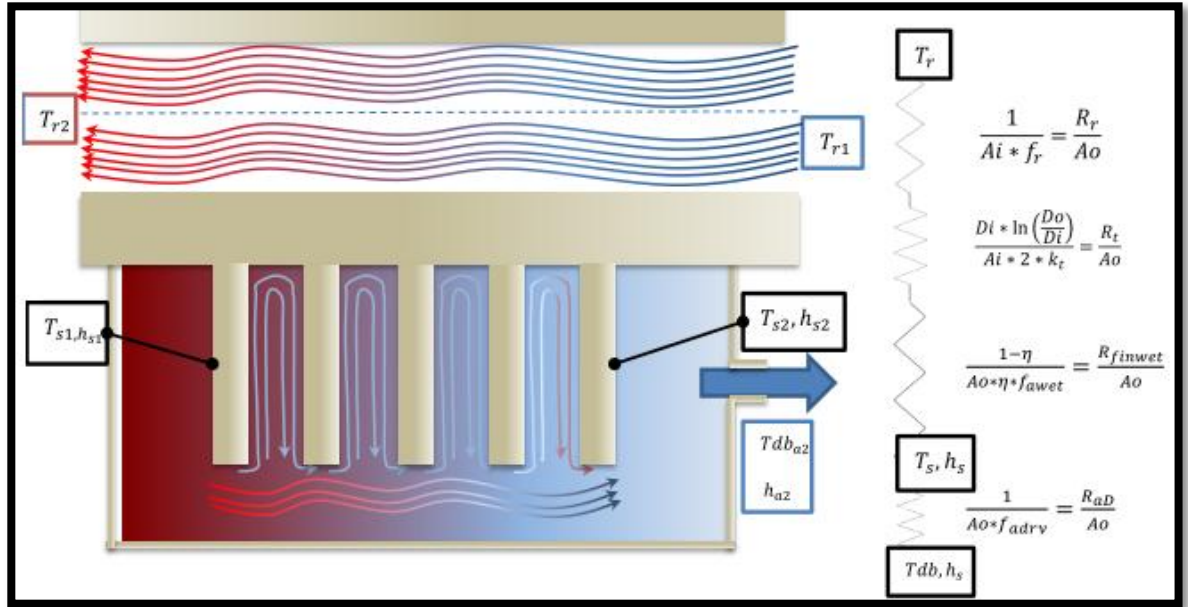
K_t : Conductividad térmica del tubo [$k W / m - C$]

2.2.2.7 Resistencia térmica del metal húmedo⁸

La resistencia del metal húmedo tiene en cuenta la eficiencia que aportan las aletas a la transferencia de calor, en la siguiente sección se explica el procedimiento para conocer el valor de la eficiencia. Con los coeficientes de transferencia para el aire seco y el aire húmedo determinados anteriormente se procede a calcular la resistencia del metal húmedo por lo cual se realiza una separación de esta resistencia, empleándose el coeficiente del aire húmedo para el aire que se encuentra próximo a la superficie aleteada y el coeficiente del aire seco para el aire que se encuentra más lejano a esta superficie tal como se muestra en la Figura 21, por lo tanto la resistencia del metal húmedo se compone de la resistencia térmica del tubo y la resistencia denomina R_{finwet} .

⁸ AIR-CONDITIONING, HEATING, AND REFRIGERATION INSTITUTE. Ari Standard 410, Addendum 2. United States, 2001. p 16-17.

Figura 21. Resistencias térmicas



Fuente: Los Autores

$$R_{m_w} + R_{ad} = R_t + \frac{1}{\eta * h_a} \left[\frac{m^2 - C}{kW} \right] \quad (2.41.a)$$

$$R_{m_w} + R_{ad} = R_t + \frac{1 - \eta + \eta}{\eta * h_a} \left[\frac{m^2 - C}{kW} \right] \quad (2.41.b)$$

$$R_{m_w} + R_{ad} = R_t + \frac{1 - \eta}{\eta * h_{a_w}} + \frac{1}{h_{a_d}} \left[\frac{m^2 - C}{kW} \right] \quad (2.41)$$

El tercer término se toma como la resistencia del aire que se encuentra más alejado de la superficie aleteada, siendo finalmente la resistencia para el metal húmedo la correspondiente a la siguiente expresión:

$$R_{m_w} = R_t + \frac{1 - \eta}{\eta * h_{a_w}} \left[\frac{m^2 - C}{kW} \right] \quad (2.42)$$

2.2.2.8 Resistencia térmica del medio refrigerante

La resistencia térmica del medio refrigerante que para este caso es agua, se denota por la siguiente expresión:

$$R_r = \frac{A_o}{A_i * h_w} \left[\frac{m^2 - C}{kW} \right] \quad (2.43)$$

Dónde:

h_w : Coeficiente de transferencia de calor del agua $[\frac{kW}{m^2-c}]$

- **Coeficiente de transferencia de calor del agua⁹**

Este coeficiente de transferencia de calor por convección para el agua, se representa por una correlación que tiene números adimensionales, los cuales se determinan posteriormente.

$$h_w = St_w * Cp_w * G_w \quad [\frac{m^2-c}{kW}] \quad (2.44)$$

Dónde:

St_w : Número de Stanton

Cp_w : Calor específico para el agua $[\frac{KJ}{C-kg}]$

G_w : Velocidad de masa representada por $(m_w * 4/\pi * D_i^2) [kg/m^2 - s]$

El número de Reynolds se determina por la siguiente expresión:

$$Re_w = \frac{G_w * D_i * 1000}{\mu_w} \quad (2.45)$$

Dónde:

Re_w : Número de Reynolds para el agua

G_w : Velocidad de masa representada por $(m_w * 4/\pi * D_i^2) [kg/m^2 - s]$

m_w : Flujo másico de agua $[kg/s]$

D_i : Diámetro interno del tubo $[m]$

μ_w : Viscosidad dinámica del agua $[mPa-s]$

Dependiendo del número de Reynolds; es decir si el flujo es laminar, en transición o turbulento, se calcula el número de Colburn (j_w), el cual tiene en cuenta constantes derivadas del número de Reynolds.

⁹ AIR-CONDITIONING, HEATING, AND REFRIGERATION INSTITUTE. Ari Standard 410, Addendum 2. United States, 2001. p 50.

$$\ln j_w = A1 + A2 * \ln Re_w + A3 * \ln Re_w^2 + [A4 + A5 * \ln Re_w + A6 * (\ln Re_w)^2] * \ln \left(\frac{L_t}{D_i} \right) \quad (2.46)$$

Con base en esto se determina el número de Stanton para el agua:

$$St_w = \frac{j_w}{\left[\frac{\mu t_w}{\mu_w} \right]^{0.14} * Pr_w^{2/3}} \quad (2.47)$$

Dónde:

μt_w : Viscosidad dinámica de la pared del tubo [mPa-s]

Pr_w : Número de Prandtl para el agua

El cálculo de la velocidad de transferencia de calor, se realiza asumiendo que toda la superficie del evaporador se encuentra húmeda, siendo esta igual al área total de transferencia de calor:

$$Q_t = \frac{A_o * \Delta h_m}{R_{aw} * C_{pam} * 1000} \quad (2.48)$$

$$\Delta h_m = \frac{[|h_{a1} - h_{s1}|] - [|h_{a2} - h_{s2}|]}{\ln \left[\frac{|h_{a1} - h_{s1}|}{|h_{a2} - h_{s2}|} \right]} \quad (2.49)$$

Dónde:

Δh_m : Entalpía del aire promedio [kJ/kg]

h_{a1}, h_{a2} : Entalpía del aire a la entrada y salida del evaporador [kJ/kg]

h_{s1}, h_{s2} : Entalpía de la superficie del evaporador a la entrada y salida respectivamente [kJ/kg]

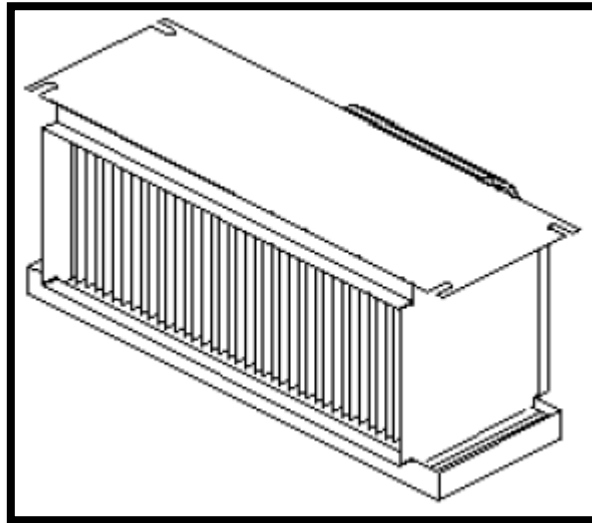
A_o : Área de transferencia de calor de la superficie húmeda [m²]

R_{aw} : Resistencia térmica del aire húmedo [$\frac{m^2 \cdot C}{kW}$]

2.2.3 Modelamiento matemático unidad manejadora enfriada por refrigerante.

El refrigerante es evaporado y expandido directamente al interior de los tubos para enfriar y deshumidificar el aire que fluye por él. La condensación ocurre sobre la superficie externa del evaporador.

Figura 22. Unidad manejadora enfriada por refrigerante YORK



Fuente: Catalogo de YORK unidades fancoils de expansión directa

Como condiciones de entrada se tiene el material y geometría del evaporador (número de filas, número de tubos por fila, número de aletas, espesor de aleta, paso transversal, paso longitudinal, longitud del tubo, diámetro exterior y diámetro interior), propiedades del aire antes de ingresar al evaporador, flujo volumétrico de aire, temperatura de entrada y de salida del medio refrigerante o el flujo másico de este; el modelamiento desarrollado para este trabajo de grado contempla dos formas para obtener el estado en que sale el aire del evaporador.

El análisis geométrico de la unidad manejadora enfriada por refrigerante se realiza de la misma manera, como si fuera enfriado por agua (ver sección 2.2.2.1), al igual que la velocidad de transferencia de calor sensible y latente.

El modelo de transferencia por refrigerante es muy parecido al modelo de transferencia por agua, varios de los parámetros necesarios se calculan de la misma manera, por lo tanto las siguientes secciones también son utilizadas para el

cálculo del fenómeno de transferencia de calor para una unidad manejadora enfriada por refrigerante:

- Velocidad de transferencia de calor sensible (2.2.1.2).
- Velocidad de transferencia de calor total (2.2.1.3).
- Resistencia térmica del aire seco (2.2.1.4).
- Resistencia térmica del aire húmedo (2.2.1.5).
- Resistencia térmica del tubo (2.2.1.6).
- Resistencia térmica del metal húmedo (2.2.1.7).

Por otra parte el coeficiente de transferencia de calor para cuando el fluido es refrigerante es muy diferente comparado cuando es agua, como se puede observar en la siguiente sección.

2.2.3.1 Coeficiente de transferencia de calor para el refrigerante (R22-R134a-R410a)¹⁰

Este coeficiente de transferencia de calor por convección para el refrigerante se representa por una correlación bastante sencilla, esta tiene como base algunos números adimensionales los cuales se determinan a continuación:

$$Re_r = \frac{G_r * D_i * 1000}{\mu_l} \quad (2.50)$$

Dónde:

Re_r : Número de Reynolds para el refrigerante

G_r : Velocidad de masa representada por $(m_r * 4/\pi * D_i^2)$ $[kg/m^2 - s]$

m_r : Flujo másico del refrigerante $[kg/s]$

μ_l : Viscosidad dinámica del refrigerante líquido $[mPa \cdot s]$

Al conocer el número de Reynolds y algunas de las propiedades dinámicas y de transporte se procede a determinar el coeficiente de transferencia de calor para el refrigerante líquido.

¹⁰ KAKAC. Boiles, evaporators, and condenser. Capítulo 12. Evaporators and condenser for refrigeration and air-conditioning systems.

$$h_{L_o} = \frac{0.023 * Re_r^{0.8} * Pr_l^{0.4} * K_l}{D_i} \left[\frac{kW}{m^2 - C} \right] \quad (2.51)$$

Dónde:

Pr_l : Número de Prandtl para el refrigerante líquido

K_l : Conductividad térmica del refrigerante líquido $[k W / m - C]$

A su vez es importante determinar el número adimensional de Froud, el cual establece si el efecto de estratificación es despreciable ($Fr_l > 0.04$) o no ($Fr_l < 0.04$).

$$Fr_l = \frac{G_r^2}{\rho_l^2 * g * D_i} \quad (2.52)$$

Dónde:

ρ_l : Densidad del refrigerante líquido $[kg / m^3]$

g : Gravedad $9.81 [m / s^2]$

Por lo tanto se determina el coeficiente convectivo, con base en el parámetro K_{FR}

$$C_o = \left[\frac{1-x}{x} \right]^{0.8} * \left[\frac{\rho_v}{\rho_l} \right]^{0.5} * K_{FR} \quad (2.53)$$

x : Se recomienda la calidad del refrigerante para efectos de cálculos de transferencia; con un valor de 0.5

ρ_v : Densidad de vapor del refrigerante $[kg / m^3]$

K_{FR} : Con base en el número de Froud se asume como 1, o si ($Fr_l < 0.04$), este se calcula por la siguiente expresión $K_{FR} = (25 * Fr_l)^{-0.3}$.

Ahora es momento de determinar el factor de convección de Boiling.

$$F_o = F_{cb} * (1 - x)^{0.8} \quad (2.54)$$

Dónde:

$$si \ C_o < 1 \quad F_{cb} = 1.8 * (C_o)^{-0.8} \quad (2.55)$$

$$si \ C_o > 1 \quad F_{cb} = 1 + 0.8 * e^{(1 - (C_o)^{-0.8})} \quad (2.56)$$

Por último el coeficiente de transferencias de calor convectivo es:

$$h_{cb} = F_o * h_{L_o} \left[\frac{kW}{m^2-C} \right] \quad (2.57)$$

Es necesario corroborar que no esté presente evaporación nucleada (nucleate Boiling), por lo tanto se procede a calcular el número de Boiling y revisar el rango en el cual se encuentra.

En primer lugar se determina el coeficiente global de transferencia, tomando como base el coeficiente de transferencia de calor del aire exterior (h_{ad}).

$$U = \frac{1}{h_{cb}} + \frac{1}{h_{ad}} \left[\frac{kW}{m^2-C} \right] \quad (2.58)$$

Se determina el flujo de calor desde el refrigerante hasta la temperatura del aire exterior (T_{ae}):

$$q'' = U * (T_{ae} - T_{r1}) \left[\frac{kW}{m^2-C} \right] \quad (2.59)$$

A continuación se calcula el número de Boiling:

$$B_o = \frac{q''}{G_r * h_{fg_r}} \quad (2.60)$$

Tomando el valor arrojado por la ecuación (2.60), se determina si la presencia del “nucleate Boiling” es representativa o no, estableciendo, si el número de Boiling es menor a 1.9^{-5} ; el coeficiente de transferencia de calor de dos fases es igual al coeficiente de transferencia de calor convectivo.

Por otra parte si el número de Boiling es mayor se demuestra que hay una presencia significativa de “nucleate Boiling” por lo que es necesario determinar el coeficiente de transferencia de calor por “nucleate Boiling”.

$$F_{cnb} = F_{nb} * (0.77 + 0.13 * F_{cb}) \quad (2.61)$$

$$F_{nb} = 231 * B_o^{0.5} \quad (2.62)$$

Por lo tanto el coeficiente por “nucleate Boiling” tiene en cuenta el factor determinado anteriormente y el coeficiente de transferencia de calor para el líquido (ecuación 2.51).

$$h_{nb} = F_{cnb} * h_{L_o} \quad (2.63)$$

La transferencia de calor de dos fases es igual a la suma del coeficiente convectivo y el coeficiente por “*nucleate boiling*” o también llamado coeficiente de transferencia de calor de dos fases.

$$h_{TP} = h_{cb} + h_{nb} \quad (2.64)$$

En resumen el coeficiente de transferencia para el refrigerante cuando se presenta solamente el fenómeno convectivo se establece como $h_r = h_{cb}$, por otra parte si se demuestra la presencia de nucleación; se tiene que el coeficiente de transferencia para el refrigerante es $h_r = h_{TP}$.

El cálculo de la velocidad de transferencia de calor, se realiza asumiendo que toda la superficie del evaporador se encuentra húmeda, siendo esta igual al área total de transferencia de calor como se puede expresar:

$$Q_t = \frac{A_o * \Delta h_m}{R_{aw} * C_{pam} * 1000} \quad (2.65)$$

$$\Delta h_m = \frac{[|h_{a1} - h_{s1}|] - [|h_{a2} - h_{s2}|]}{\ln \left[\frac{|h_{a1} - h_{s1}|}{|h_{a2} - h_{s2}|} \right]} \quad (2.66)$$

2.2.4 Caída de presión a través de la unidad manejadora¹¹

En una unidad manejadora la densidad o un cambio en la velocidad del flujo a lo largo de la longitud puede acelerar o desacelerar el fluido, si está siendo calentado o enfriado, por lo que la caída de presión en la unidad se representa (ver Figura 23) por la siguiente expresión:

$$\Delta P = \Delta P_{1-2} + \Delta P_{2-3} - \Delta P_{3-4} \quad (2.67)$$

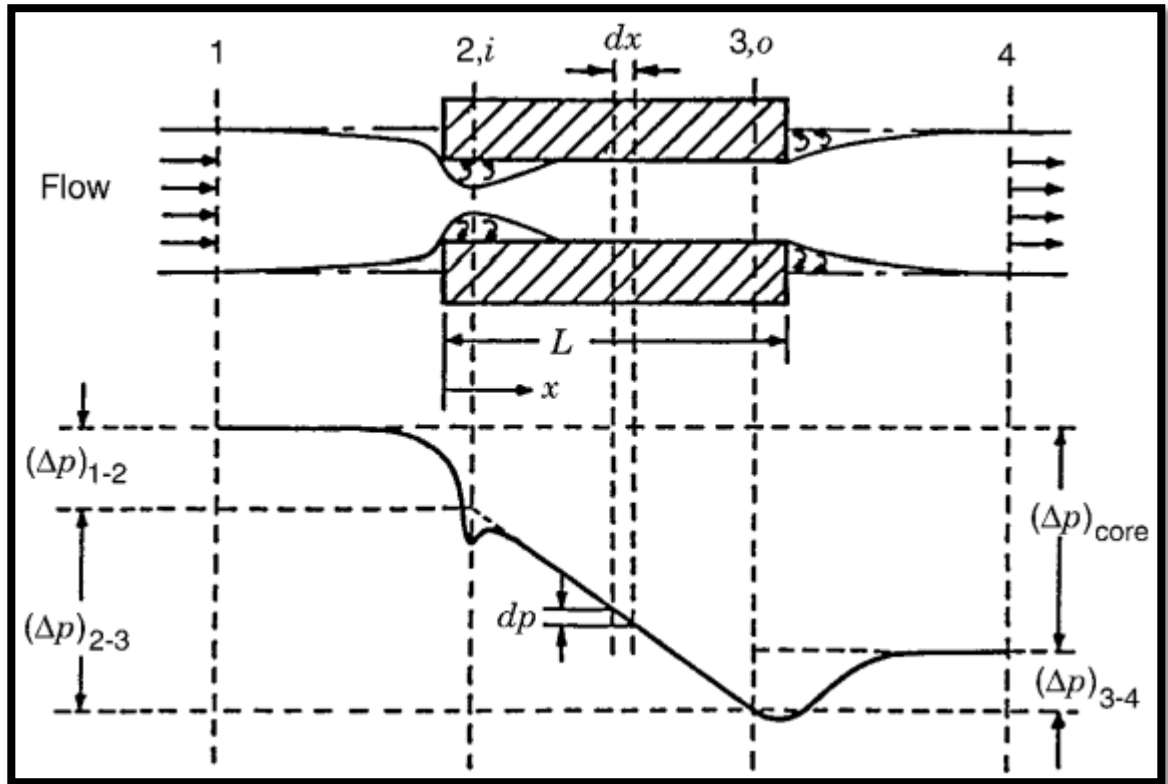
Donde los subíndices 1, 2, 3, y 4 representan la ubicación aguas arriba, paso por la entrada, paso por la salida y aguas abajo, respectivamente, como se muestra en la Figura 23.

Generalmente los efectos de entrada representan una pérdida de presión mientras que los efectos a la salida en muchos casos representan un aumento de presión; por lo tanto el conjunto de efectos de entrada y salida son usualmente compensados. Estos efectos de entrada y salida pueden ser despreciables

¹¹ SHAH, Ramesh and SEKULIC, Dusan. Fundamentals of Heat Exchanger design. John Wiley & Sons, 2003. p 378-418.

cuando las longitudes son pequeñas, el diámetro hidráulico es grande y el factor de fricción es pequeño. Los valores pequeños para el factor de fricción para una superficie normalmente se obtienen de altos valores del número de Reynolds. Los valores de K_c y K_e presentados en la Figura 24 son utilizados en tubos largos con el flujo totalmente desarrollado a la salida. Para flujos parcialmente desarrollados, K_c es menor y K_e es mayor que para flujos totalmente desarrollados.

Figura 23. Caída de presión en un intercambiador



Fuente: Fundamentals of heat exchanger design. Ramesh Shah. Capítulo 6

Por lo tanto la caída de presión a través del intercambiador de calor se determina con la siguiente ecuación:

$$\Delta P = P_1 \left[\frac{G^2}{2\rho_i P_1} \left(f f_{am} \frac{L^2}{r_h} \rho_i \left[\frac{1}{\rho_i} + \frac{1}{\rho_o} \right] + 2 \left[\frac{\rho_i}{\rho_o} - 1 \right] \right) + \frac{G^2}{2\rho_i P_1} \left(1 - \sigma^2 + K_c - (1 - \sigma^2 - K_e) \frac{\rho_i}{\rho_o} \right) \right] \quad (2.68)$$

Dónde:

$f f_{am}$: Coeficiente de fricción del aire

P_1 : Presión estática a la entrada del intercambiador [Pa]

ρ_i : Densidad a la entrada del intercambiador [kg/m^3]

G : Velocidad de masa del aire (m_a / A_{min}) [$kg/m^2 - s$]

L_2 : Distancia longitudinal del intercambiador [m]

r_h : Radio hidráulico [m]

ρ_o : Densidad a la salida del intercambiador [kg/m^3]

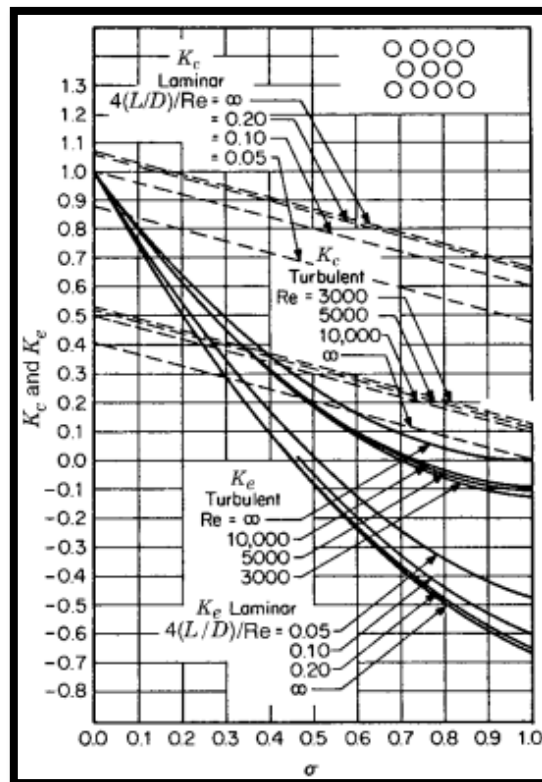
σ : Relación entre el área mínima y el área frontal

K_c : Coeficiente de contracción del flujo a la entrada

K_e : Coeficiente de contracción del flujo a la salida

Los coeficientes de pérdida a la entrada y salida se determinan con base en la siguiente figura:

Figura 24. Coeficientes de pérdida a la entrada y salida del heating-coil



Fuente: Fundamentals of heat exchanger design. Ramesh Shah. Capítulo 6

2.2.4.1 Coeficiente de fricción del aire

Éste coeficiente se encuentra representado por una serie de constantes las cuales estas regidas por parámetros geométricos así como por el número de Reynolds:

$$C_7 = -0.764 + 0.39 * \frac{St}{Sl} + 0.177 * \frac{P_f}{D_c} - \frac{0.00758}{N_f} \quad (2.69)$$

$$C_8 = -15.689 + \frac{64.021}{LnRe_{dc}} \quad (2.70)$$

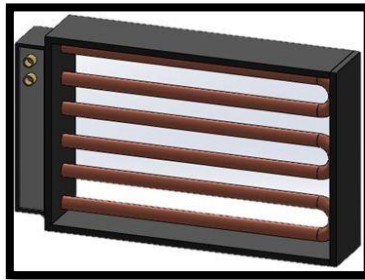
$$C_9 = -1.689 - \frac{15.695}{LnRe_{dc}} \quad (2.71)$$

$$ff_{am} = 0.0267 * Re_{dc}^{C_7} * \left[\frac{St}{Sl} \right]^{C_8} * \left[\frac{P_f}{D_c} \right]^{C_9} \quad (2.72)$$

2.3 MODELAMIENTO MATEMÁTICO PARA CALENTADORES DE AIRE “HEATING-COILS” EN SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE¹²

Los “*heating-coils*” son equipos utilizados para calentar el aire por convección. La superficie total del intercambiador puede consistir en un arreglo simple de tubos aleteados en los cuales puede fluir agua caliente o vapor de refrigerante, otro tipo de configuración consiste en una resistencia eléctrica que calienta el aire. La elección del método de calentamiento del aire depende generalmente del costo, del tipo de control y de las necesidades de calentamiento.

Figura 25. Heating-Coil

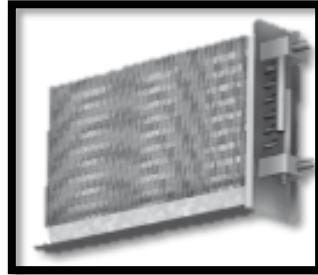


Fuente: Los Autores

¹² ASHRAE. Handbook 2008, Systems and Equipment, Atlanta: ASHRAE Inc 2008. Capítulo 26

2.3.1 Modelamiento matemático para “heating-coils” por agua caliente.

Figura 26. Heating-Coil por agua caliente



Fuente: HC Barcol-Air. Catálogos de Reheat Coil

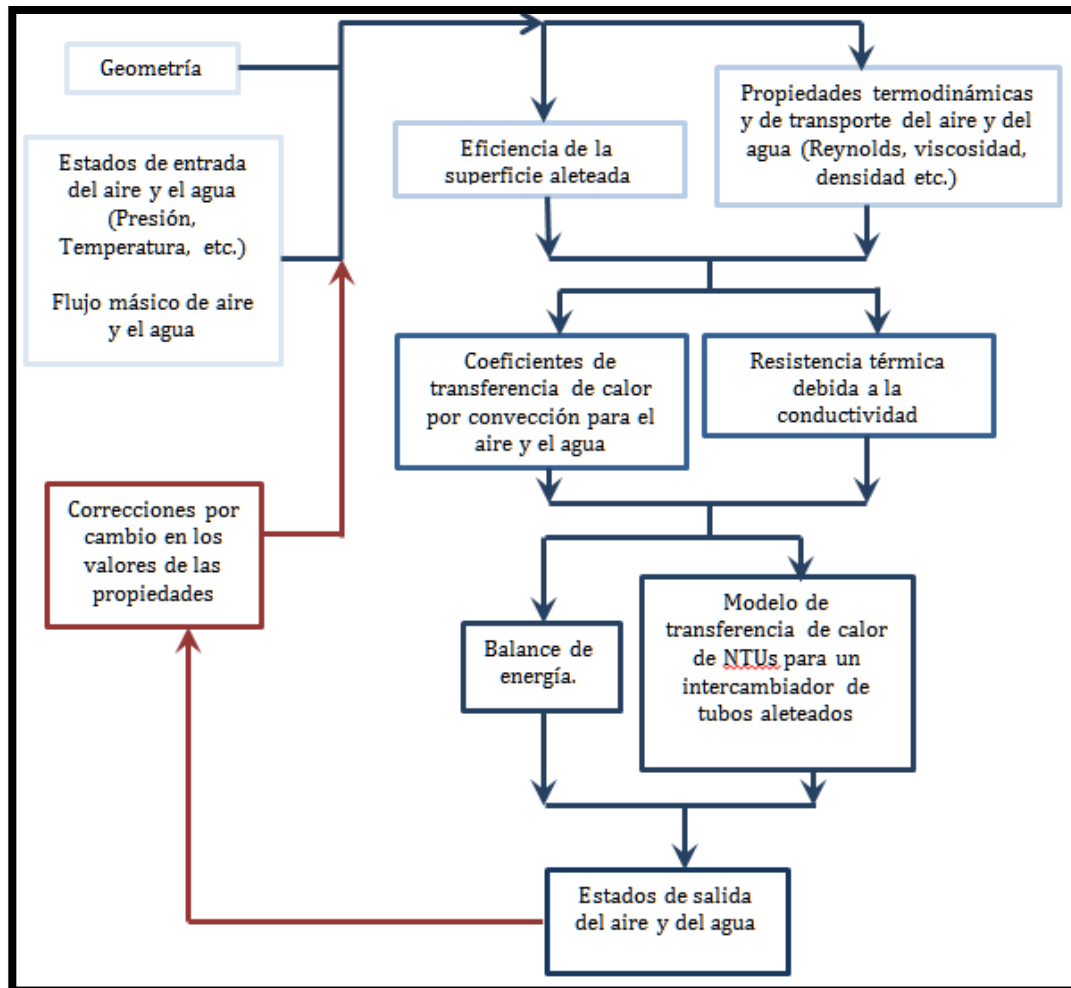
Estos “*heating-coils*” son intercambiadores de calor donde su superficie primaria consta de filas de tubos que pueden ser escalonados o paralelos con respecto al flujo de aire, su superficie interna es lisa y plana. La superficie secundaria está compuesta por superficies aleteadas distribuidas uniformemente a lo largo del tubo. El contacto íntimo entre estas dos superficies garantiza una buena transferencia de calor.

Los materiales más utilizados para las superficies aleteadas son el cobre y el aluminio mientras para los tubos es el acero y diferentes tipos de cobre para cuando las fuerzas corrosivas atacan fuertemente tanto el interior como el exterior de los tubos.

Como parámetros condiciones se tiene: el material y geometría del intercambiador (número de filas, número de tubos por fila, número de aletas, espesor de aleta, paso transversal, paso longitudinal, longitud del tubo, diámetro exterior y diámetro interior), propiedades del aire antes de ingresar al intercambiador, flujo volumétrico de aire y temperatura de entrada del agua.

El análisis de las unidades recalentadores de agua caliente se da como se observa en la figura 27.

Figura 27. Heating-Coil por agua caliente



Fuente: Los autores.

2.3.1.1 Análisis del fenómeno de transferencia de calor.

El método de solución propuesto se fundamenta en el análisis de los intercambiadores de calor, determinando la velocidad de transferencia de calor y las temperaturas de salida de los fluidos caliente y frío con valores prescritos de gastos de masa y temperaturas de entrada de los fluidos, cuando se especifican el tipo y el tamaño del intercambiador, es decir el procedimiento a realizar es denominado método de la efectividad-NTU. Para éste tipo de aplicaciones

recomienda intercambiadores de calor a contra flujo en el cual los dos fluidos de trabajo no se mezclan.

El análisis geométrico del intercambiador se realiza de la misma manera que en la sección 2.2.1.1, como se mencionó anteriormente, el intercambiador está compuesto por tubos aleteados, ubicados de forma escalonada.

2.3.1.2 Método de la efectividad-NTU

El cálculo de la velocidad de transferencia de calor, teniendo en cuenta el balance de energía de los fluidos caliente y frío, en el cual el fluido con capacidad calorífica menor experimentará un cambio más grande en la temperatura y de éste modo, será el primero en experimentar la diferencia máxima de temperatura en cuyo punto se suspenderá la transferencia de calor. Por lo tanto la velocidad máxima posible de transferencia de calor en un intercambiador se puede expresar como:

$$Q_{max} = C_{min} * (T_{w_{int}} - T_{a_{int}}) \quad (2.73)$$

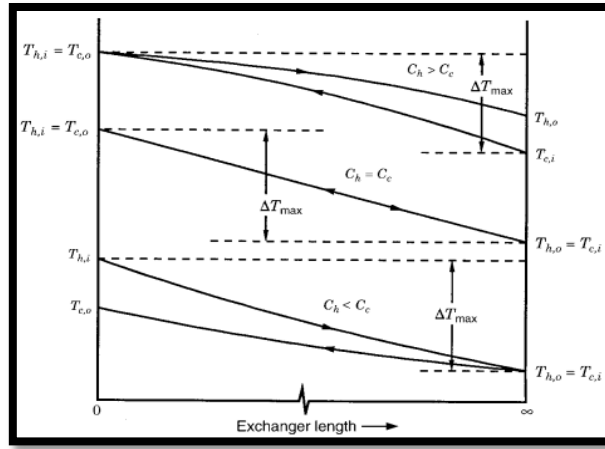
Dónde:

C_{min} : Es el menor entre $C_h = \dot{m}_w * Cp_w$ y $C_c = \dot{m}_a * Cp_{am}$. [kJ/kg – C]

$T_{w_{int}}$: Temperatura del agua a la entrada [C]

$T_{a_{int}}$: Temperatura del aire a la entrada [C]

Figura 28. Distribución de temperatura en un intercambiador a contraflujo



Fuente: Fundamentals of heat exchanger design. Ramesh Shah. Capítulo 3

Por su parte la velocidad real de transferencia de calor real se determina conociendo el valor de la efectividad del intercambiador de calor, la cual se explica posteriormente.

$$Q_{max} = \varepsilon * C_{min} * (T_{w_{int}} - T_{a_{int}}) \quad (2.74)$$

2.3.1.3 Coeficiente de transferencia de calor total

Generalmente un intercambiador de calor está relacionado con dos fluidos que fluyen separados entre sí, por una pared sólida. En primer lugar el calor se transfiere del fluido caliente hacia la pared por convección, luego a través de la pared por conducción y por último de la pared hasta el fluido frío igualmente por convección.

Por lo anterior se establece que el coeficiente de transferencia de calor total es el correspondiente al inverso de la suma de las resistencias térmicas como se presenta a continuación:

$$UA = \frac{1}{R_w + R_t + R_a} \quad (2.75)$$

Dónde:

U : Coeficiente global de transferencia de calor $\left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$

R_w : Resistencia térmica del fluido caliente (agua) $[\frac{C}{W}]$

R_t : Resistencia térmica de la pared $[\frac{C}{W}]$

R_a : Resistencia térmica del fluido frío (aire) $[\frac{C}{W}]$

2.3.1.4 Resistencias térmicas

Anteriormente se menciona que el coeficiente de transferencia de calor total depende de las resistencias térmicas del fluido caliente, fluido frío y del tubo; por ello se presenta a continuación la forma para determinar dichos valores de resistencias:

La resistencia térmica para el fluido caliente es:

$$R_w = \frac{1}{A_i * h_w} [\frac{C}{W}] \quad (2.76)$$

Para el fluido frío:

$$R_a = \frac{1}{\eta_{aleta} * A_o * h_a} [\frac{C}{W}] \quad (2.77)$$

Para el tubo:

$$R_t = \frac{D_i}{2 * K_t * A_i} * \ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right) [\frac{C}{W}] \quad (2.78)$$

Dónde:

A_i : Área interna del intercambiador $[m^2]$

A_o : Área externa del intercambiador $[m^2]$

h_w : Coeficiente de transferencia de calor por convección del fluido caliente agua $[kW/m^2 - c]$

h_a : Coeficiente de transferencia de calor por convección del fluido frío aire $[kW/m^2 - c]$

k_t : Conductividad térmica de los tubos $[kW/m - c]$

η_{aleta} : Eficiencia de la superficie aleteada.

2.3.1.5 Coeficiente de transferencia de calor del fluido caliente (agua)

Éste coeficiente de transferencia de calor por convección para el agua, se representa por una correlación bastante sencilla (ecuación 2.44), donde su procedimiento de cálculo es explicado en la sección 2.2.1.8.

$$h_w = St_w * Cp_w * G * 1000 \quad (2.79)$$

2.3.1.6 Coeficiente de transferencia de calor del fluido frío (aire)

Para el cálculo del coeficiente por convección para el aire es importante conocer algunas de las propiedades de transporte, propiedades del material del tubo y de la aleta y parámetros geométricos; los cuales fueron explicados en la sección 2.2.2.

$$h_a = \frac{j * m_a * Cp_{am} * 1000}{Pr_{am}^{2/3}} \left[\frac{W}{m^2 - C} \right] \quad (2.80)$$

2.3.1.7 Coeficiente de fricción del aire

Éste coeficiente se encuentra representado por una serie de constantes las cuales estas regidas por parámetros geométricos así como por el número de Reynolds:

$$C_7 = -0.764 + 0.39 * \frac{St}{Sl} + 0.177 * \frac{P_f}{D_c} - \frac{0.00758}{N_f} \quad (2.81)$$

$$C_8 = -15.689 + \frac{64.021}{\ln Re_{dc}} \quad (2.82)$$

$$C_9 = -1.689 - \frac{15.695}{\ln Re_{dc}} \quad (2.83)$$

$$ff_{am} = 0.0267 * Re_{dc}^{C_7} * \left[\frac{St}{Sl} \right]^{C_8} * \left[\frac{P_f}{D_c} \right]^{C_9} \quad (2.84)$$

2.3.1.8 Caída de presión a través de la unidad de recalentamiento

El efecto de la caída de presión a través del “heating-coil” se representa de la misma manera que para una unidad manejadora, es decir se realiza el mismo

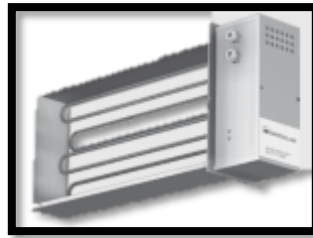
procedimiento presentado en la sección 2.2.4, el cual se rige por la siguiente expresión, donde las constantes K_c y K_e son parametrizadas de las curvas presentadas en la Figura 24.

$$\Delta P = P_1 \left[\frac{G^2}{2\rho_i P_1} \left(f f_{am} \frac{L_2}{r_h} \rho_i \left[\frac{1}{\rho_i} + \frac{1}{\rho_o} \right] + 2 \left[\frac{\rho_i}{\rho_o} - 1 \right] \right) + \frac{G^2}{2\rho_i P_1} \left(1 - \sigma^2 + K_c - (1 - \sigma^2 - K_e) \frac{\rho_i}{\rho_o} \right) \right] \quad (2.85)$$

2.3.2 Modelamiento matemático para “heating-coils” por resistencia eléctrica¹³.

Un “*heating-coil*” eléctrico consiste en una configuración de resistencias (generalmente de níquel /cromo) a lo largo de la longitud por donde circula el aire. Las resistencias son mecánicamente más fuertes y el contacto con las personas o en la vivienda no es peligroso. Debido a su superficie extendida se prefieren para ambientes cargados de polvo, donde hay una alta probabilidad de contacto con el personal de mantenimiento o aguas debajo de una unidad manejadora en que pueda tener arrastre de humedad.

Figura 29. Heating-Coil por resistencia eléctrica



Fuente: HC Barcol-Air. Catálogos de Reheat Coil

2.3.2.1 Parámetros conocidos

Como condiciones de entrada sólo es necesario el flujo volumétrico de aire que circula por el conjunto de resistencias, la potencia máxima que éste entrega y las propiedades del estado del aire inmediatamente anterior.

¹³ ASHRAE. Handbook 2005, Fundamentals, Atlanta: ASHRAE Inc 2005. Capítulo 26

2.3.2.2 Análisis del fenómeno de transferencia de calor.

El análisis es muy sencillo ya que al pasar el aire por las resistencias eléctricas sólo presenta un aumento en la temperatura, dependiendo de la potencia máxima que pueda entregar la resistencia como se presenta en la siguiente expresión:

$$Pot = m_a * Cp_{am} * (Ta_o - Ta_i) \quad (2.86)$$

Dónde:

Ta_i : Temperatura de bulbo seco del aire a la entrada del heating-Coil [c]

Ta_o : Temperatura de bulbo seco del aire a la salida del heating-Coil [c]

Para el modelo se asume que no se presenta ningún diferencial de presión en las resistencias eléctricas

2.4 MODELAMIENTO MATEMÁTICO PARA DUCTOS EN SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE¹⁴

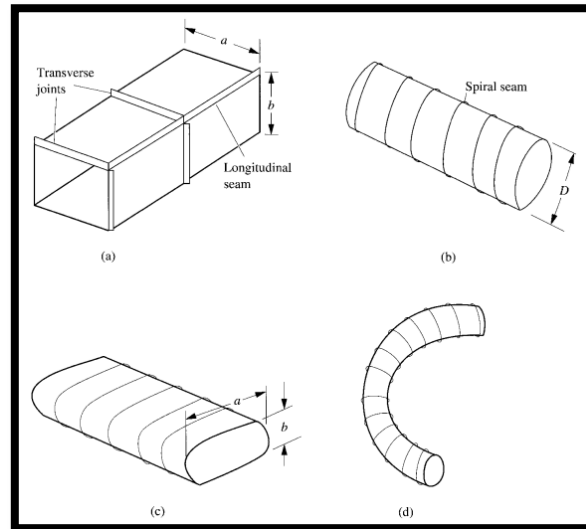
Los ductos en sistemas de acondicionamiento de aire son los encargados de transportar el aire ya sea desde el exterior a la unidad manejadora o de esta al recinto a acondicionar, por lo que se diferencian 4 tipos de ductos¹⁵:

- Ducto de suministro: es el encargado de llevar el aire hacia el espacio a acondicionar.
- Ducto de retorno: transportar el aire del espacio acondicionado a la unidad manejadora.
- Ducto de aire exterior: como su nombre lo indica es el encargado de transportar el aire exterior bien sea a la unidad manejadora, a un ventilador a la entrada del recinto o directamente al espacio a acondicionar.
- Ducto de escape: el aire contaminado o el que se encuentra ya en el recinto es transportado y enviado directamente a la atmosfera por éste.

¹⁴ WANG, Shan Kuo Handbook of air conditioning and refrigeration. New York: McGraw-Hill, 2 ed. 2001 p 17.1-17.72

Los ductos de distribución deben entregar la cantidad exacta de aire a los difusores de aire al respectivo espacio a acondicionar a las condiciones termodinámicas y de presión total que se requieran, garantizando que no se presenten fugas de flujo de aire excesivas así mismo se presenta ganancia de calor a lo largo del ducto.

Figura 30. Ductos en sistemas de ventilación



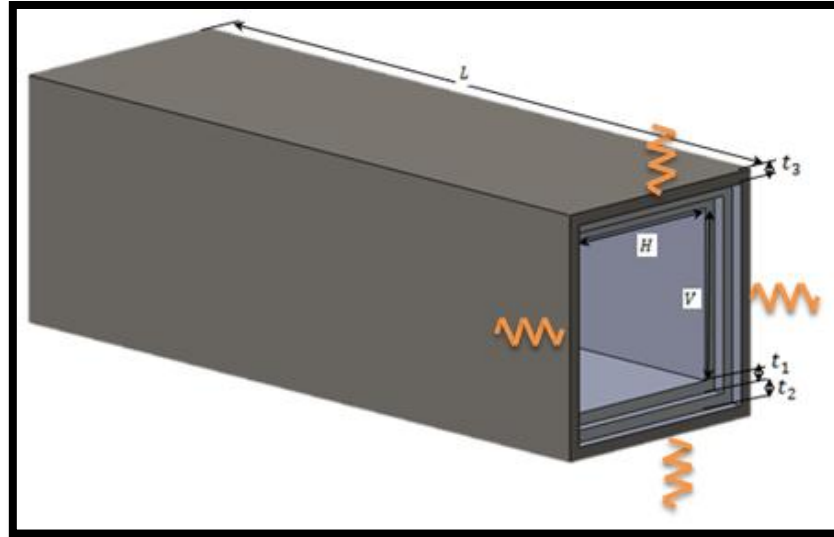
Fuente: WANG Shan Kuo. Handbook of air conditioning and refrigeration

Como parámetros conocidos se tiene: el material (incluyendo los aislamientos) y geometría del ducto teniendo en cuenta todos los espesores de pared además el coeficiente de pérdidas dinámicas correspondiente a conectores (codos, transiciones, etc.) o acoplamientos que contengan diferentes secciones transversales; de igual manera es importante conocer las propiedades del aire al exterior del ducto y las propiedades del aire al momento de ingresar al ducto.

Como es conocido para que exista un proceso de transferencia de calor de una superficie hacia el ambiente exterior es necesario que exista un diferencial de temperatura por lo que para éste caso ese diferencial de temperatura se presenta entre la temperatura de la superficie exterior y el medio que la rodea.

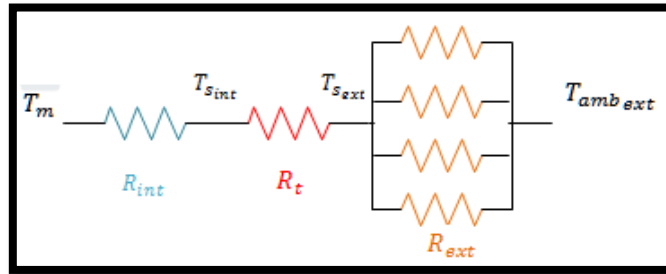
Para el análisis de transferencia de calor se emplea un ducto de tipo rectangular el cual el análisis de transferencia de calor se desarrolla por medio de dos placas verticales y dos horizontales, en las cuales se plantean resistencias convectivas exteriores e interiores además de resistencias por conducción pertenecientes a las diferentes paredes del ducto como se presenta a continuación:

Figura 31. Resistencia térmica de la pared del ducto



Fuente: Los Autores

Figura 32. Resistencias térmicas para el análisis de ductos



Fuente: Los Autores

2.4.1 Ganancia de calor por parte del ducto

Para conocer la ganancia de calor por parte del ducto es necesario determinar los valores de las resistencias térmicas obteniéndose el valor de resistencia total:

$$R = R_{ext} + R_{int} + R_t \quad \left[\frac{^\circ\text{C}}{\text{W}} \right] \quad (2.87)$$

El ducto tiene una longitud la cual arroja un valor de temperatura a la entrada y otro valor a la salida; por lo que se hace necesario establecer un valor de temperatura promedio entre la entrada y la salida para así conocer la ganancia de calor.

$$Q_{ducto} = \frac{T_{amb_{ext}} - T_m}{R} [W] \quad (2.88)$$

Dónde:

$T_{amb_{ext}}$: Temperatura del medio exterior [c]

T_m : Temperatura media del aire dentro de la tubería [C]

R : Resistencia térmica total a través del ducto [C/W]

Q_{ducto} : Calor transferido del aire al ambiente exterior [W]

R_{ext} : Resistencia térmica debida a la convección entre el ambiente exterior y el tubo [C/W]

R_{int} : Resistencia térmica debida a la convección entre el aire y el tubo [C/W]

R_t : Resistencia térmica debida por conducción a través del tubo [C/W]

2.4.1.1 Resistencia externa

La resistencia externa es una configuración de 4 resistencias en paralelo, así que de forma equivalente la resistencia externa se expresa de la siguiente manera.

$$\frac{1}{R_{ext}} = \frac{1}{\frac{1}{(h_h * L * (H + 2 * t))}} + \frac{1}{\frac{1}{(h_h * L * (H + 2 * t))}} + \frac{1}{\frac{1}{(h_v * L * (V + 2 * t))}} + \frac{1}{\frac{1}{(h_v * L * (V + 2 * t))}} \quad (2.89.a)$$

$$\frac{1}{R_{ext}} = \frac{2}{\frac{1}{(h_h * L * (H + 2 * t))}} + \frac{2}{\frac{1}{(h_v * L * (V + 2 * t))}} \quad (2.89.b)$$

$$\frac{1}{R_{ext}} = 2 * (h_h * L * (H + 2 * t)) + 2 * (h_v * L * (V + 2 * t)) \quad (2.89.c)$$

$$R_{ext} = \frac{1}{2 * (h_h * L * (H + 2 * t)) + 2 * (h_v * L * (V + 2 * t))} \left[\frac{C}{W} \right] \quad (2.89.d)$$

$$R_{ext} = \frac{1}{2 * L} * \frac{1}{(h_h * (H + 2 * t)) + (h_v * (V + 2 * t))} \left[\frac{C}{W} \right] \quad (2.89)$$

Dónde:

h_h : Coeficiente de transferencia de calor externo para una placa horizontal $[\frac{W}{m^2-C}]$

h_v : Coeficiente de transferencia de calor externo para una placa vertical $[\frac{W}{m^2-C}]$

H : Ancho interno del ducto [m]

V : Alto interno del ducto [m]

L : Longitud de la placa [m]

t : Espesor de la placa [m]

En primer lugar es importante determinar algunos factores adimensionales importantes para el análisis como lo son el número de Grashof (Gr), el número de Prandtl (Pr) y el número de Rayleigh:

$$Gr = \frac{\beta \cdot \Delta T \cdot g \cdot \rho_{am}^2 \cdot H^3}{\mu_{am}^2} \quad (2.90)$$

Dónde:

β : Coeficiente térmico de dilatación volumétrica $(1/T_{am} + 273.15) [K^{-1}]$

g : Gravedad $9.81 [m/s^2]$

H y V : Ancho y alto de la pared interior [m]

μ_{am} : Viscosidad dinámica del aire húmedo $[kg/m - s]$

Seguidamente se determina el número de Prandtl siendo éste el cociente entre la difusividad de la cantidad de movimiento y la térmica:

$$Pr = \frac{c_{pam} \cdot \mu_{am}}{K_{am}} \quad (2.91)$$

Dónde:

K_{am} : Conductividad térmica $[W/m - C]$

Para determinar el número de Rayleigh es necesario realizar la multiplicación de los números adimensionales hallados anteriormente:

$$Ra = Gr * Pr \quad (2.92)$$

Antes de poder conocer el coeficiente de transferencia de calor externo es necesario determinar el coeficiente de transferencia de calor convectivo o número de Nusselt el cual es función del número de Rayleigh.

$$Nu_h = C * Ra^{1/n} \quad (2.93)$$

Las constantes C y n dependen del rango en el cual se encuentre el número de Rayleigh para una placa horizontal y para una placa vertical se tiene que es:

$$Nu_v = \left[0.825 + \frac{0.387 * Ra^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0.437}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{4/9}} \right]^2 \quad (2.94)$$

Por lo anterior se procede a determinar el coeficiente de transferencia de calor exterior para una placa plana¹⁶.

Por lo tanto el coeficiente de transferencia de calor externo para una placa horizontal es:

$$h_{ext_h} = \frac{Nu_h * k_{am}}{\frac{(H+2t)L}{2L+2(H+2t)}} \quad (2.95)$$

Y para una placa vertical:

$$h_{ext_v} = \frac{Nu_v * k_{am}}{V+2t} \quad (2.96)$$

Dónde:

h_{ext_h} : Coeficiente de transferencia de calor por convección externa para una placa horizontal $\left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$

h_{ext_v} : Coeficiente de transferencia de calor por convección externa para una placa vertical $\left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$

¹⁶ MILLS A. F. Transferencia de calor. Capítulo 4 Fundamentos y correlaciones de la convección. Primera edición.

2.4.1.2 Resistencia interna

Para determinar la resistencia térmica al interior de los ductos, se utiliza la siguiente expresión:

$$R_{int} = \frac{1}{h_{int} * P_{int} * L} \left[\frac{C}{W} \right] \quad (2.97)$$

Dónde:

h_{int} : Coeficiente de transferencia de calor interno $\left[\frac{W}{m^2 \cdot C} \right]$

P_{int} : Perímetro de la placa [m]

Por ello es necesario determinar los siguientes números adimensionales: número de Reynolds y número de Nusselt; el número de Reynolds se representa de la siguiente manera:

$$Re = \frac{m_a * D_h}{A_{int} * \mu_{am}} \quad (2.98)$$

Dónde:

m_a : Flujo másico de aire [Kg/s]

A_{int} : Área interna del ducto ($H * V$) [m]

D_h : Diámetro hidráulico del ducto ($4 * A_{int} / P_{int}$) [m]

P_{int} : Perímetro interno ($2 * V + 2 * H$) [m]

Por su parte para determinar el número de Nusselt es importante tener en cuenta en que rango se encuentra el número de Reynolds ya que existe una diferencia entre flujo laminar y turbulento, si el número de Reynolds se encuentra en un rango menor a 2300 se dice que el flujo es laminar por lo que corresponde a la siguiente expresión para el número de Nusselt:

$$Nu_i = 3.66 + \frac{0.065 * \frac{D_h}{L} * Re * Pr}{1 + 0.04 \left[\frac{D_h}{L} * Re * Pr \right]^{\frac{2}{3}}} \quad (2.99)$$

Por su parte si el flujo es turbulento o tiene un valor en el número de Reynolds superior a 2300, la expresión se convierte en:

$$Nu_i = \left[\frac{\frac{f_s}{2} * (Re - 1000) * P_r}{1 + 12.7 \left(\frac{f_s}{2} \right)^{\frac{1}{2}} * (P_r^{\frac{1}{2}} - 1)} \right] * \left[1 + \left(\frac{D_h}{L} \right)^{\frac{2}{3}} \right] \quad (2.100)$$

$$f_s = \frac{1}{(1.58 * \ln(Re) - 3.28)^2} \quad (2.101)$$

Por lo que el coeficiente de transferencia de calor interno se calcula como:

$$h_{int} = \frac{Nu_i * k_{am}}{D_h} \left[\frac{W}{m^2 - C} \right] \quad (2.102)$$

2.4.1.3 Resistencia de pared del ducto

En las diferentes paredes del ducto se presenta el fenómeno de transferencia de calor por conducción, regido por la ley de Fourier¹⁷ la cual se puede enunciar de manera general como el flujo de calor por unidad de área en una dirección conocida es igual a menos el producto de la conductividad térmica del medio por la derivada de la temperatura en esa dirección.

$$q = K_{am} * \frac{dT}{dx} \quad (2.103)$$

Por lo que si la pared del ducto está compuesta por más de una pared o material es importante resaltar que la resistencia térmica total consiste en la suma de cada una de las resistencias térmicas presentes en el ducto, dichas resistencias se expresan de la siguiente manera:

$$R_t = \frac{t}{k_{am} * A_p} \left[\frac{C}{W} \right] \quad (2.104)$$

Dónde:

A_p : Área de la pared en la sección transversal al flujo de calor [m]

¹⁷ MILLS A. F. Transferencia de calor. Capítulo 2 Conducción estacionaria unidimensional. Primera edición.

Como se puede observar en la Figura 31, el ducto está compuesto por 4 paredes las cuales para el análisis de transferencia se toman como 4 resistencias térmicas en paralelo, siendo cada una presidida por la expresión 2.89.

2.4.2 Caída de presión a lo largo del ducto

La caída de presión a través de un ducto está representada por los coeficientes de fricción y de pérdidas dinámicas, como se puede observar en la siguiente expresión:

$$\Delta P = \left[f_{air} * \frac{L}{D_h} + C_o \right] * \frac{\rho_{air} * v_{air}^2}{2} \quad (2.105)$$

2.4.2.1 Factor de fricción

El flujo estable a través de un ducto está gobernado por la ley de conservación de la energía, por lo que al fluir a lo largo del ducto se presenta una pérdida de carga o de energía, dando lugar a un número adimensional llamado factor de fricción de Colebrook; el cual se expresa dependiendo del número de Reynolds ya que éste se distingue entre flujo laminar, en transición o turbulento expresados de la siguiente manera:

Para flujo laminar:

$$f_{air} = \frac{64}{Re} \quad (2.106)$$

Y para flujo turbulento:

$$f_{air} = \frac{64}{\text{Log}\left(\frac{\varepsilon}{3.7 * D_h} + \frac{5.74}{0.9 * Re}\right)} \quad (2.107)$$

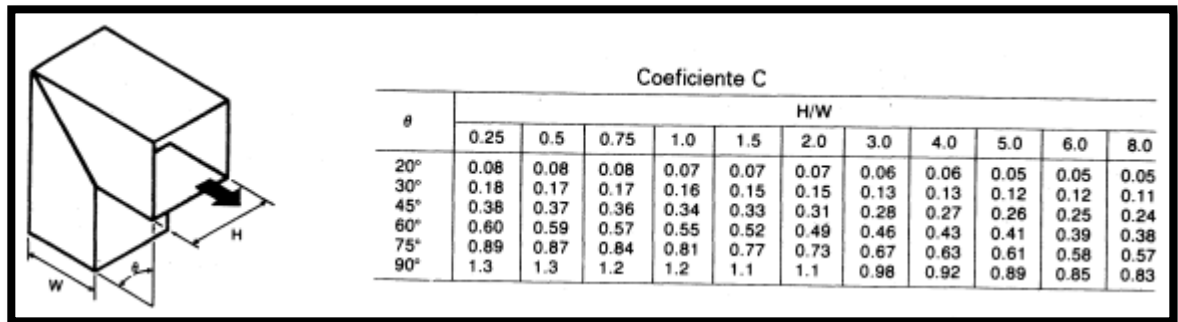
Dónde:

ε : Rugosidad del material

2.4.2.2 Factor de pérdidas dinámicas

Cuando el flujo de aire fluye a través de ductos, éste atraviesa difusores, contracciones, té y demás elementos que pueden ocasionar un cambio en la velocidad o dirección del flujo, es por ello que existen una serie de Cuadros presentadas por la ASHRAE que permiten determinar el factor de pérdidas dinámicas (C_o) correspondiente a cada uno de dichos elementos.

Figura 33. Coeficiente de pérdidas dinámicas para: codo de ángulo recto



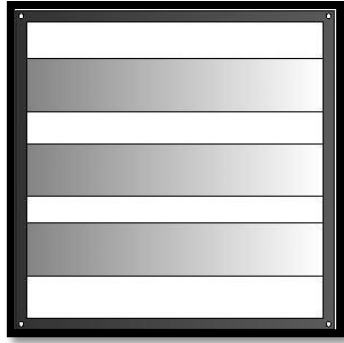
Fuente: PITA Edward. Acondicionamiento de aire: Principios y sistemas.

2.5 MODELAMIENTO MATEMÁTICO PARA DAMPERS EN SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

Los sistemas de acondicionamiento de aire tienen como objetivo primordial suministrar aire a un recinto con las condiciones de temperatura, humedad y limpieza (entre otras); aunque en muchas ocasiones esto se cumpla surgen molestias en cuanto al sonido o mala ubicación de estos elementos, por tales razones existen una gran variedad de difusores los cuales se emplean dependiendo de la aplicación a la que se vaya a desempeñar.

Para el caso a estudiar en el presente trabajo de grado se tienen en cuenta dispositivos de distribución de aire de tipo Damper, los cuales constan de rejillas que pueden estrangular el flujo haciendo que disminuya la presión hasta que se encuentre en el valor óptimo para suministrarla al recinto, por otra parte se puede realizar un control del flujo ya que éste lo regula y permite que pase a través del mismo, una menor o mayor cantidad de aire.

Figura 34. Dispositivo de distribución de aire (Damper)



Fuente: Los Autores

2.5.1 Parámetros conocidos

Como condiciones de entrada se tienen las propiedades del aire al momento de ingresar al damper.

2.5.2 Análisis del fenómeno de transferencia de calor.

El análisis de transferencia de calor es muy simple, ya que dicho dispositivo sólo será utilizado como elemento de pérdida de presión, el cual ajusta el valor de la presión que viene a lo largo del ducto de suministro, hasta el valor de presión atmosférica necesaria, al interior del recinto; o en su efecto al valor de presión necesario para el estado inmediatamente anterior. Cabe resaltar que la caída de temperatura es despreciable.

2.6 MODELAMIENTO MATEMÁTICO PARA EL CÁLCULO DE LAS PROPIEDADES DEL AIRE HÚMEDO¹⁸

2.6.1 Parámetros conocidos

Para el desarrollo de éste programa se requieren tres propiedades del aire húmedo, siendo fija la presión y eligiendo dos propiedades diferentes entre humedad específica (ω), humedad relativa (ϕ), temperatura de bulbo húmedo (T_{wb}), temperatura de bulbo seco (T_{db}), temperatura de rocío (T_r) y entalpía (h) ; a continuación se definen algunas propiedades importantes y en el siguiente capítulo se especifica la metodología a seguir para el cálculo de las propiedades para el aire húmedo.

- **Humedad específica**

La humedad específica ω (omega), del aire húmedo es la razón entre la masa de vapor de agua y la masa de aire seco, presentes en un volumen dado de mezcla. En la mayoría de las aplicaciones, la presión parcial del aire es lo suficientemente baja como para que se comporte como gas ideal. Por su parte, la presión parcial del vapor de agua es mucho menor que la del aire, así que también se considera como gas ideal. Se sigue que la presión total el aire húmedo es la suma de las presiones parciales del aire y del vapor de agua. Introduciendo las relaciones para gases ideales, se plantea una expresión más utilizada para el cálculo de la humedad específica.

$$\omega = 0.62198 * \frac{P_v}{P - P_v} \quad (2.108)$$

Dónde:

P_v : Presión de vapor [Pa]

P : Presión total [Pa]

- **Humedad Relativa**

La humedad relativa ϕ (fi), se define exactamente como la razón entre la masa de vapor que contienen un volumen dado de mezcla y la masa de vapor que

¹⁸ MARADEY Juan F. Termodinámica Aplicada. Ediciones UIS. Capítulo 3. Sistemas aire agua

contendría ese mismo volumen si la mezcla estuviera saturada a la misma temperatura.

$$\varphi = \frac{P_v}{P_{sat}} \quad (2.109)$$

La humedad relativa es independiente de la densidad y de la presión parcial del aire y por consiguiente de la presión total. Varía inversamente con la temperatura, es decir, disminuye cuando el aire se calienta (porque aumenta la temperatura de saturación del vapor) y viceversa. Para una temperatura dada, la humedad relativa se encuentra entre 0 (aire seco) y 1 (aire saturado) y se acostumbra darla en porcentaje.

- **Temperatura de rocío**

La temperatura del punto de rocío T_r es aquella a la cual el aire húmedo se satura como consecuencia de un enfriamiento isobárico, es decir, es la temperatura a la cual comienza la condensación del vapor si la mezcla se enfría a presión constante. Si éste aire saturado entra en contacto con una superficie a una temperatura inferior a T_r , la superficie humedecerá.

$$T_r = T_{sat}(P_v) \quad (2.110)$$

- **Temperatura de bulbo húmedo**

La temperatura de equilibrio que eventualmente alcanza el agua en la funda, es decir, la que se tiene cuando la pérdida de calor por evaporación iguala la ganancia de calor desde el medio, se denomina temperatura de bulbo húmedo. Una definición simple de la temperatura de bulbo húmedo es la siguiente: es la temperatura indicada por un termómetro que tiene su bulbo humedecido e inmerso en una corriente de aire. Se toma la siguiente expresión en función de la humedad específica a la temperatura de bulbo húmedo y la temperatura de bulbo seco y la humedad específica a la temperatura de bulbo seco.

$$\omega_{wb} = 0.62198 * \frac{P_{wb}}{P - P_{wb}} \quad (2.111)$$

$$Twb_{am} = \frac{1250500 * \omega_{wb} + (-930 * Tdb_{am} - 1250500) * \omega_{am} - 503 * Tdb_{am}}{1163 * \omega_{wb} - 2093 * \omega_{am} - 503} \quad (2.112)$$

- **Entalpía¹⁹**

La entalpía es una propiedad extensiva, así que el valor de la propiedad del aire húmedo es la suma de los valores correspondientes del aire seco y del vapor de agua. Al igual que con cualquier otra mezcla de gases, se debe tomar un mismo nivel de referencia para medir las entalpías del aire y del vapor. A veces se requiere una expresión para la entalpía en función explícita de la temperatura de bulbo seco del aire Tdb_{am} y viceversa. Para éste caso se tiene en cuenta la siguiente expresión:

$$h = 1.006 * Tdb_{am} + \omega_{am} * (2501 + 1.86 * Tdb_{am}) \quad (2.113)$$

- **Presión de saturación²⁰**

La presión de saturación del vapor de agua se requiere para determinar muchas de las propiedades de la mezcla de aire, principalmente la humedad relativa por lo que a continuación se establece una correlación la cual se divide en dos rangos:

Si la temperatura se encuentra entre -100 y 0 [C]

$$\ln[P_{sat}] = \frac{C_1}{T} + C_2 + C_3 * T + C_4 * T^2 + C_5 * T^3 + C_6 * T^4 + C_7 * \ln[T] \quad (2.114)$$

Si la temperatura se encuentra entre 0 y 200 [C]

$$\ln[P_{sat}] = \frac{C_8}{T} + C_9 + C_{10} * T + C_{11} * T^2 + C_{12} * T^3 + C_{13} * \ln[T] \quad (2.115)$$

Dónde cada una de las constantes son definidas por la Ashrae:

$$C1 = -5.6745359E + 03$$

$$C2 = 6.3925247E + 00$$

$$C3 = -9.6778430E - 03$$

$$C4 = 6.2215701E - 07$$

$$C5 = 2.0747825E - 09$$

$$C6 = -9.4840240E - 13$$

$$C7 = 4.1635019E + 00$$

$$C8 = -5.8002206E + 03$$

¹⁹ ASHRAE Handbook 2005, Fundamentals. Atlanta: ASHRAE Inc, 2005. Capítulo 6, p 9.

²⁰ ASHRAE Handbook 2005, Fundamentals. Atlanta: ASHRAE Inc, 2005. Capítulo 6, p 2.

$$\begin{aligned}
C_9 &= 1.3914993E + 00 \\
C_{10} &= -4.8640239E - 02 \\
C_{11} &= 4.1764768E - 05 \\
C_{12} &= -1.4452093E - 08 \\
C_{13} &= 6.5459673E + 00
\end{aligned}$$

- **Temperatura de saturación²¹**

La temperatura de saturación es importante para el cálculo de propiedades de la mezcla de aire, por lo cual la Ashrae plantea una expresión en función de la presión de saturación cuando la temperatura de bulbo seco se encuentra entre 0 y 93 [C]:

$$T_{db} = C_{14} + C_{15} * \alpha + C_{16} * \alpha^2 + C_{17} * \alpha^3 + C_{18} * (p_w)^{0.1984} \quad (2.116)$$

Dónde:

$$\begin{aligned}
C_{14}: & 6.54 \\
C_{15}: & 14.526 \\
C_{16}: & 0.7389 \\
C_{17}: & 0.09486 \\
C_{18}: & 0.4569 \\
p_w: & \text{Presión de saturación [Kpa]} \\
\alpha: & \ln(p_w)
\end{aligned}$$

Por otra parte si la temperatura de bulbo seco no se encuentra dentro de éste rango, se establece una ecuación alterna tomada del software Engineering Equation Solver (EES), en función de la presión de saturación.

$$\begin{aligned}
T_{db} = & -42.49 + 0.4191p_w - 2.969 * 10^{-3}p_w^2 + 1.281 * 10^{-5}p_w^3 - 3.053 * \\
& 10^{-8}p_w^4 + 3.710 * 10^{-11}p_w^5 - 1.791 * 10^{-14}p_w^6 \quad (2.117)
\end{aligned}$$

²¹ ASHRAE Handbook 2005, Fundamentals. Atlanta: ASHRAE Inc, 2005. Capitulo 6, p 9.

3 SIMULACIÓN DE LOS ELEMENTOS DE UN SISTEMA DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

En este capítulo se presenta la metodología de cálculo utilizada para cada uno de los elementos de un sistema de acondicionamiento de aire como son: ventiladores centrífugos, unidades manejadoras (por agua y refrigerante), heating-coils (por agua caliente y resistencia eléctrica), ductos y dispositivos de distribución del aire (damper); tomando como base las condiciones de entrada presentadas en el capítulo anterior y algunas características especiales de los elementos.

La simulación realizada se desarrolla con ayuda de la plataforma GUIDE de MATLAB, la cual facilita de manera considerable la creación de la interfaz gráfica. Cada equipo tiene una ventana individual donde se introducen los datos de entrada, de modo que cumpla con las condiciones deseadas para el desarrollo de un problema específico.

El método de simulación propuesto para cada uno de los sistemas seleccionados, para éste proyecto, comprende el análisis particular de diversos componentes tales como:

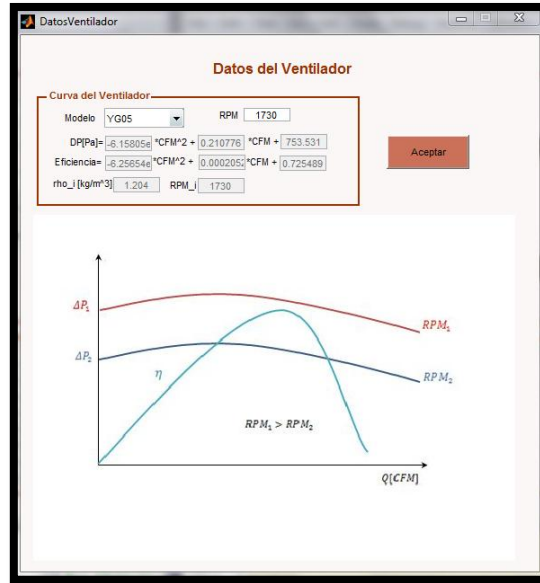
- ✓ Ventilador Centrifugo
- ✓ Unidad manejadora
- ✓ Ductos
- ✓ Locales
- ✓ Unidad para calentamiento (Heating)

En esta sección se analizan los diferentes tipos de unidades manejadoras, empleadas para cada uno de los sistemas de control de confort a analizar:

- Unidad manejadora enfriada por agua
- Unidad manejadora enfriada por refrigerante

3.1 SIMULACIÓN PARA VENTILADORES CENTRÍFUGOS EN SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

Figura 35. Interfaz gráfica para el ventilador



Fuente: Los Autores

3.1.1 Descripción de la simulación para el ventilador centrífugo

El cálculo de los estados del aire, al pasar por un ventilador centrífugo, se realiza mediante el proceso desarrollado en la función *Ventilador*, como se muestra a continuación.

$$[Vent_2, P_2, ResVenti] = Ventilador(Vent_1, P_1, Curv, CFM, RPM)$$

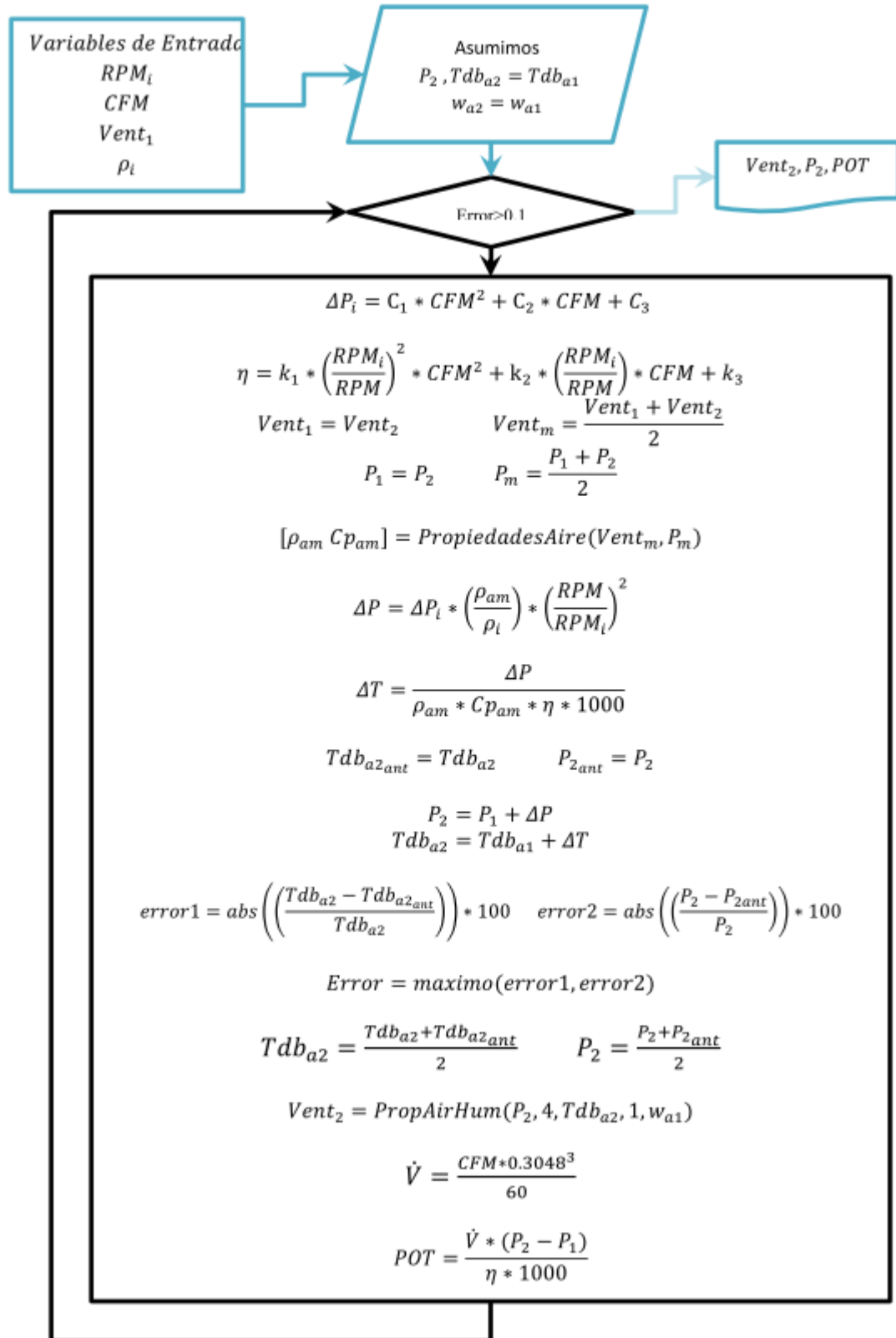
A partir de las propiedades de entrada del aire ($\omega, \phi, Twb_{a1}, Tdb_{a1}, T_r, h$), incluidas en el vector $Vent_1$, la presión de entrada P_1 , y el flujo de aire CFM , con ayuda de las curvas de funcionamiento del ventilador para presión estática y eficiencia $Curv$, además de su velocidad de operación RPM . Se establecen como condiciones de salida, la presión P_2 , el vector de propiedades $Vent_2$ y la potencia del ventilador POT incluida en el vector $ResVenti$.

El ventilador es una máquina que solo aporta calor sensible al aire, por lo que la humedad específica a la salida del ventilador, se considera igual a la de entrada, con el objetivo de calcular las propiedades termodinámicas del aire, en un promedio entre las condiciones de entrada y de salida, a continuación se describe

el proceso que se lleva a cabo, basado en el diagrama para el ventilador presentado en la sección 3.1.2.

- Inicialmente se calcula el aumento de presión del ventilador (ΔP_i) cuando el ventilador opera a la velocidad de rotación nominal.
- Posteriormente se calcula la eficiencia del ventilador η realizando una corrección de acuerdo a las *RPM* a las que realmente gira el ventilador.
- Se asumen las condiciones de salida del aire (V_{ent_2} y P_2), iguales a las condiciones de entrada, con el objetivo de calcular las propiedades medias del aire (Calor específico y densidad).
- Utilizando las leyes de puntos homólogos y una corrección por densidad se calcula el aumento de presión real del ventilador (ΔP).
- Realizando un balance de energía se determina el aumento de temperatura del aire (ΔT).
- Se determina la presión y temperatura de salida del aire usando ΔP y ΔT
- Con el objetivo de corregir las propiedades del aire se determina el error máximo comparando la Presión y temperatura asumidas, con las proporcionadas por los cálculos anteriores; luego se recalculan la P_2 y Tdb_{a2} para encontrar las propiedades del aire a la salida V_{ent_2} , en la próxima iteración.
- Cuando el error dado por la variación de las propiedades sea menor a 0.1, finaliza el bucle de programación y se muestran los resultados

3.1.2 Diagrama de flujo para el ventilador centrífugo



3.2 SIMULACIÓN PARA LA UNIDAD MANEJADORA EN SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

La interfaz inicial para la unidad manejadora se observa en la figura 36. Donde se ingresan todas las características geométricas, el tipo de refrigerante, el método de control de capacidad, la temperatura de entrada del refrigerante y la temperatura de salida del mismo o el flujo volumétrico de este en LPM.

Figura 36. Interfaz gráfica para la unidad manejadora

Fuente: Los Autores

El Cálculo de los estados del aire, al pasar por la unidad manejadora, se realiza mediante el proceso desarrollado en la función *Cooling*, como se muestra a continuación.

$$[Ev_2, P_2 \text{ ResCooling}] = \text{Cooling}(\text{Dat}, Ev_1, P_1, \text{CFM})$$

A partir de las propiedades de entrada del aire ($\omega, \phi, Tw_{a1}, Tdb_{a1}, T_r, h$), incluidas en el vector Ev_1 , la presión de entrada P_1 , y el flujo de aire CFM , con ayuda del vector Dat , que contiene las características geométricas (número de filas $Nfilas$, número de tubos por fila NTF , número de aletas Nf , paso transversal St y longitudinal Sl , espesor de la aleta Yf , longitud del tubo L , diámetro exterior D_o e interior D_i) y el tipo de refrigerante que contiene la unidad. Se establecen como

condiciones de salida, la presión P_2 , el vector de propiedades Ev_2 y la potencia del evaporador en el vector *ResCooling*.

A continuación se describe el proceso general que se lleva a cabo, basado en el diagrama que se muestra a continuación “*DIAGRAMA PRINCIPAL DE LA UNIDAD MANEJADORA*”.

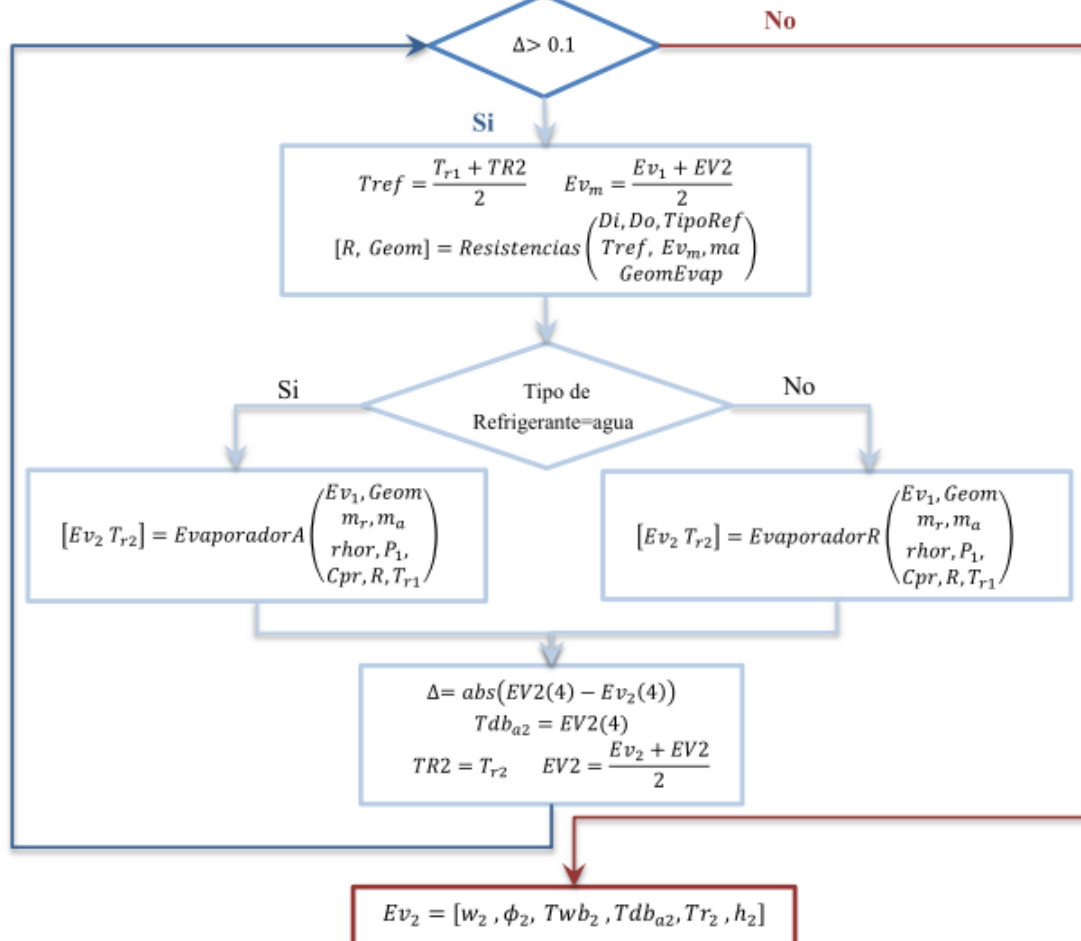
- Inicialmente se asume el valor de temperatura de salida del fluido refrigerante igual a la temperatura de entrada, y para el aire se asume que las propiedades del vector de salida Ev_2 son iguales al vector de entrada Ev_1 .
- Luego se genera un bucle de programación con la variable Δ , la cual evalúa la temperatura de bulbo seco del aire a la salida $Ev_2(4)$.
- Se determina el vector de propiedades medio del aire Ev_m , entre la entrada y la salida, al igual que un promedio entre la temperatura de entrada y salida del refrigerante denotando la variable T_{ref}
- Paso seguido se determina el vector de resistencias térmicas R , y el vector Geom, integrado por el área total de transferencia A_o y la relación entre esta área y el área interna A_i , por medio de la función *Resistencia* la cual nos entrega el valor de las resistencias térmicas, .
- Ahora es necesario establecer un condicional, donde es necesario especificar qué tipo de refrigerante se utiliza, (agua o refrigerante), en la siguiente sección se especifica en detalle, el proceso de simulación para cada uno de estos.
- Posteriormente se determina el valor de la temperatura del aire a la salida y se compara con el asumido inicialmente, calculando el valor de Δ , para establecer el nuevo vector de propiedades del aire a la salida $EV2$
- El bucle de programación finaliza cuando la variable Δ , es inferior a 01.

PROGRAMA PRINCIPAL UNIDAD MANEJADORA

Geometría del
Evaporador $GeomEvap \{ Nfilas, Ntf, Nf, \}$
 $\{ St, Sl, Lt, Yf, D_o, D_i \}$
Tipo de refrigerante $\{ Agua \}$
 $\{ Refrigerante \}$
Datos de entrada $\{ T_{in} \text{ del refrigerante} \}$
 $\{ Ev_1 = [w_1, \phi_1, Twb_1, Tdb_1, Tr, h_1] \}$
Flujos $\{ \text{flujo masico de aire } ma \}$
 $\{ \text{flujo masico de refrigerante } mr \}$

Asunciones de la iteración.
 $TR2 = Tr_1$ $EV2 = Ev_1$
 $\Delta = 100$

Notas
 Δ =Diferencial de temperatura
del aire a la salida
Resistencias=Función que
determina las resistencias
térmicas
 $Geom=[Ao \ B]'$



3.2.1 Descripción de la simulación para la unidad manejadora enfriada por agua

El programa que determina las propiedades del vector de salida Ev_2 de la unidad manejadora, cuando el fluido refrigerante es agua, se determina mediante el proceso que se lleva a cabo por la siguiente función, y se expresa gráficamente en la sección 3.2.2

$$[Ev_2, T_{r2}] = EvaporadorA(GeomEvap, Ev_1, P_1, mr, ma, R)$$

A partir de:

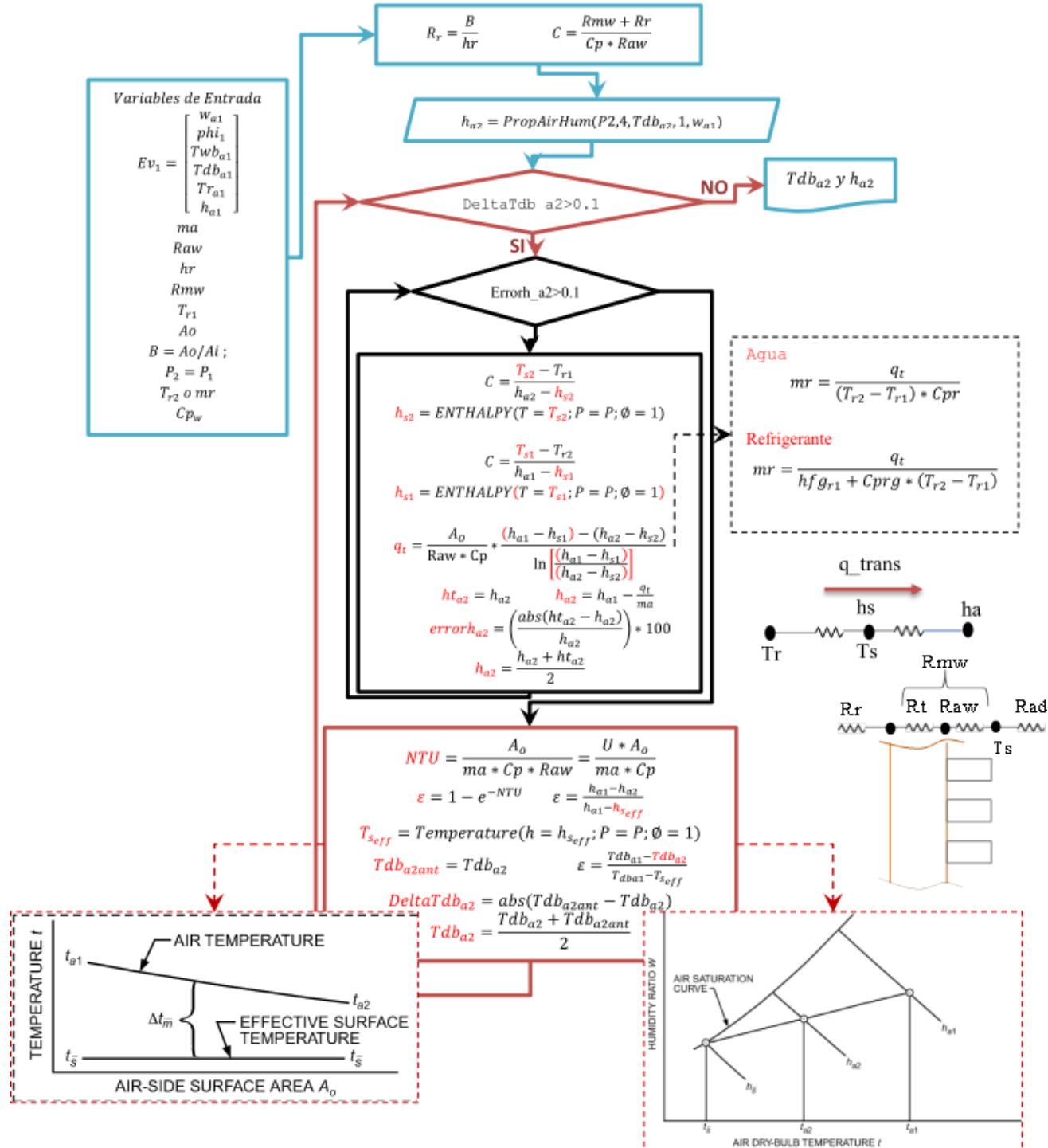
- Vector de propiedades del aire a la entrada Ev_1 ,
- El vector que contiene la geometría de la unidad $GeomEvap$, el flujo masico para el agua mr y el aire ma ,
- El vector de resistencias térmicas R

Se determina la resistencia térmica del refrigerante R_r , una constante de características para el evaporador C . Y se asume el valor de la entalpía de salida del aire h_{a2} y la temperatura de salida del aire Tdb_{a2} .

- se da inicio al ciclo While por medio de la variable $DeltaTDB_{a2} > 0.1$, siendo éste un error entre la temperatura de salida del aire asumida inicialmente y la que se va a calcular posteriormente. Cabe resaltar que éste bucle de programación se realiza con el fin de corregir las propiedades del aire.
- seguido a ello, se genera un nuevo bucle de programación, pero en este caso la variable a corregir es la entalpía del aire a la salida por medio de la variable $errorh_{a2} > 0.1$.
- Ahora es necesario conocer la velocidad de transferencia de calor q_t usando la ecuación de transferencia de masa, mediante el valor de las entalpías de entrada ha_1 y salida del aire ha_2 , al igual que la entalpía superficial a la entrada hs_1 y salida hs_2 , las cuales se calculan usando la constante característica de la unidad C y asumiendo que el aire cercano a la superficie se encuentra saturado
- Posteriormente se calcula el valor de la entalpía de salida del aire usando la ecuación termodinámica de balance de energía.
- Luego se calcula el porcentaje de error entre la entalpía del aire de entrada asumida y la calculada.

- Finalmente cuando salga del bucle de programación que determina el valor de la entalpia de salida del aire, se calcula el valor de la temperatura de salida del aire usando el método del número de unidades de transferencia.

3.2.2 Diagrama de flujo para la unidad manejadora enfriada por agua



3.2.3 Descripción de la simulación para la unidad manejadora enfriada por refrigerante

La diferencia entre una unidad manejadora por agua o refrigerante, se ve principalmente cuando se desea calcular el flujo de refrigerante, como se muestra en el recuadro independiente de la sección 3.2.2; no obstante, todo el procedimiento de cálculo se realiza de la misma manera, aunque la función que describe su procedimiento se denota como sigue:

$$[Ev_2, T_{r2}] = EvaporadorR(GeomEvap, Ev_1, P_1, mr, ma, R)$$

3.3 SIMULACIÓN PARA EL HEATING-COIL EN SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

Figura 37. Interfaz gráfica para el heating-coil

Fuente: Los Autores

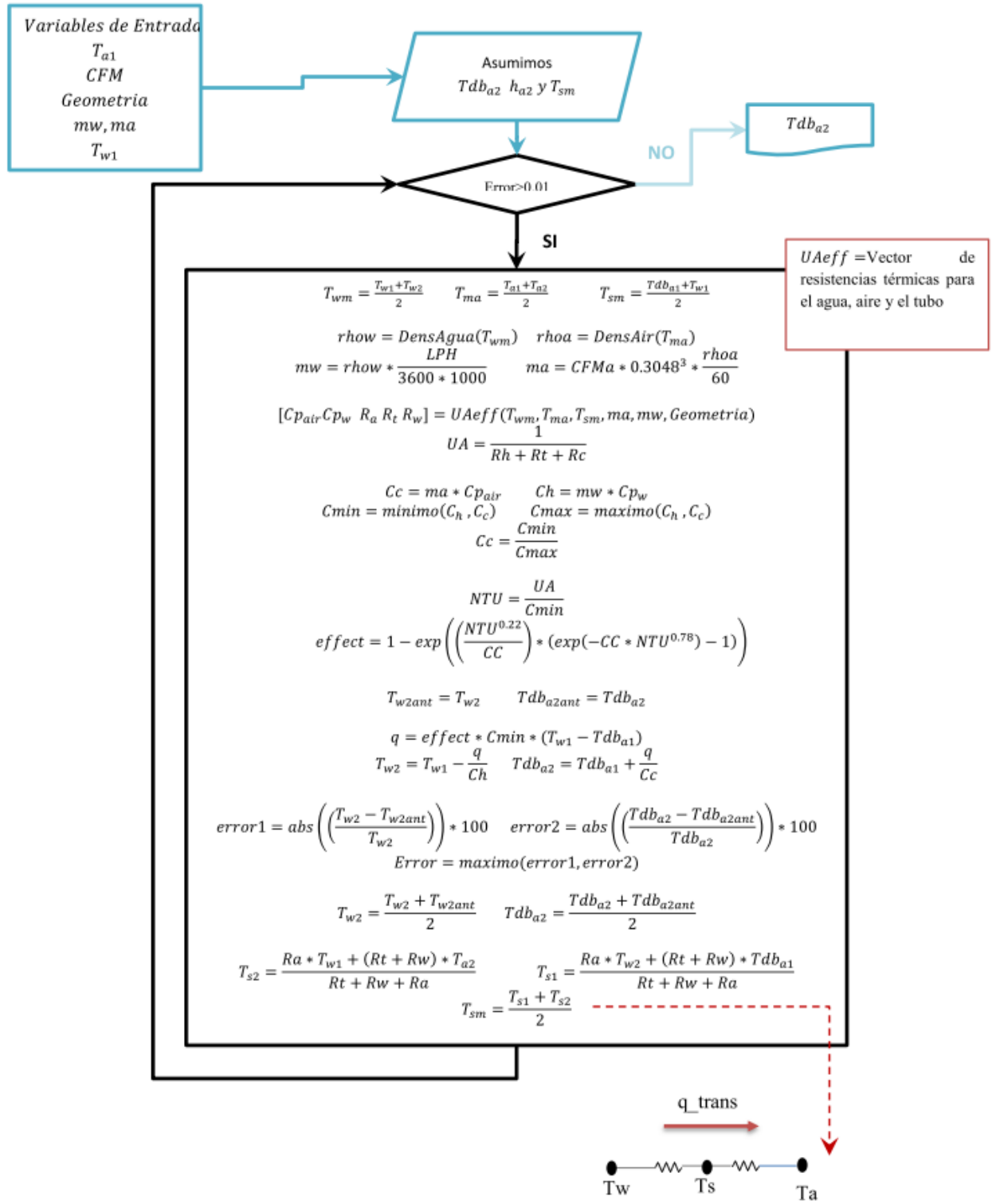
3.3.1 Descripción de la simulación para “heating-coil” por agua

Por medio de la función *Heating*, se lleva a cabo el proceso que describe la sección del programa donde a partir de las condiciones de entrada como: el flujo de aire CFM que circula por el recalentador, el estado anterior del aire $Heat_1$, la presión de entrada P_1 , los datos geométricos del equipo $DatHeat$ y la temperatura a la cual se desea que salga el aire Tdb_{a2} ; se determina el estado del aire a la salida del “heating-coil” ($Heat_2$)

$$[Heat_2, P_2, ResHeating] = Heating(CFM, Heat_1, P_1, DatHeat, Tdb_{a2})$$

- En primer lugar se deben realizar las asunciones pertinentes, para éste caso se tiene, que el valor de temperatura máximo a la cual podría salir el agua T_{w2} , será la temperatura a la cual entra el aire húmedo Tdb_{a1} , además se define el valor de temperatura de superficie media, como el promedio entre la temperatura de entrada del agua y del aire.
- Se genera un bucle de programación en el cual se define la variable $Error > 0.01$, donde este es el máximo error entre la temperatura de salida del agua y la temperatura de salida del aire, que se calculan, comparada con las que se asumen inicialmente.
- Tomando como base los valores de temperatura del aire y del agua, determinadas inicialmente. Se calculan algunas de las propiedades de transporte para el aire y el agua.
- Luego se determinan las resistencias térmicas, para el aire R_a , el agua R_w y el tubo R_t , por medio de la función $UAeff$, con fin de conocer el coeficiente de transferencia total (UA), y a su vez el número de unidades de transferencia (NTU). Para ello son necesarias las siguientes condiciones de entrada: la temperatura media para el agua T_{wm} , el aire T_{ma} y la superficie media T_{sm} , además del flujo másico para el aire m_a y el agua m_w y la geometría del recalentador.
- Se determina la efectividad del intercambiador $effect$, teniendo en cuenta que éste, es de tipo flujo cruzado donde los dos fluidos no se mezclan.
- Ahora es momento de determinar el calor transferido y con él se calcula la temperatura de salida del aire y del agua, para establecer los errores entre el valor calculado y el que se calculó en una iteración anterior. Finalmente se comparan los porcentajes de error obtenidos y se identifica cual es el máximo, garantizando que los dos errores sean lo suficientemente pequeños como para salir del while.

3.3.2 Diagrama de flujo para el heating-coil por agua caliente



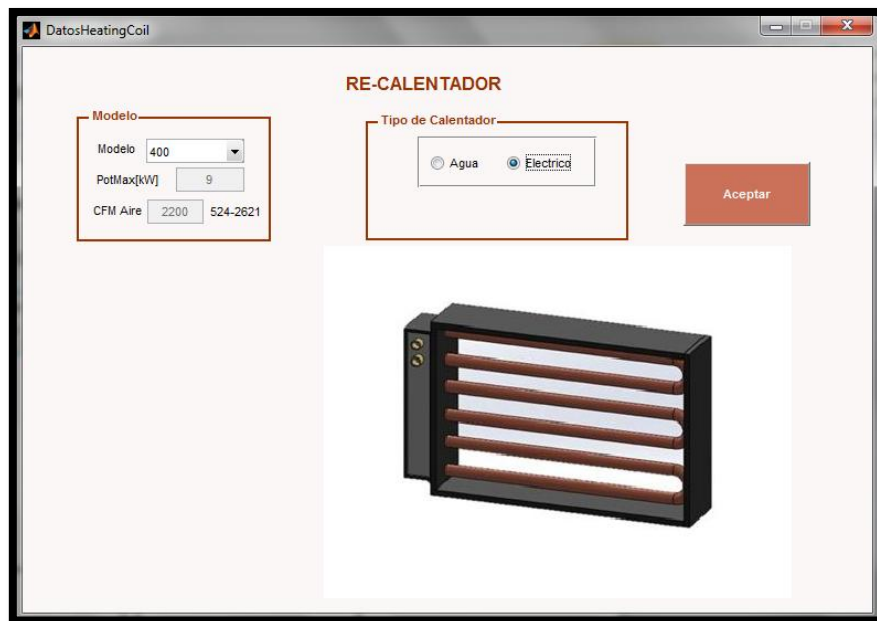
3.3.3 Descripción de la simulación para “heating-coil” por resistencia eléctrica

Por medio de la función *Heating*, se lleva a cabo el proceso que describe la sección del programa donde a partir de las condiciones de entrada como: el flujo de aire *CFM* que circula por el recalentador, el estado del aire antes de entrar al recalentador. $Heat_1$, la presión de entrada P_1 , los datos geométricos del equipo *DatHeat* y la temperatura a la cual se desea que salga el aire Tdb_{a2} ; se determina el estado del aire a la salida del “heating-coil” $Heat_2$.

$$[Heat_2, P_2, ResHeating] = Heating(CFM, Heat_1, P_1, DatHeat, Tdb_{a2})$$

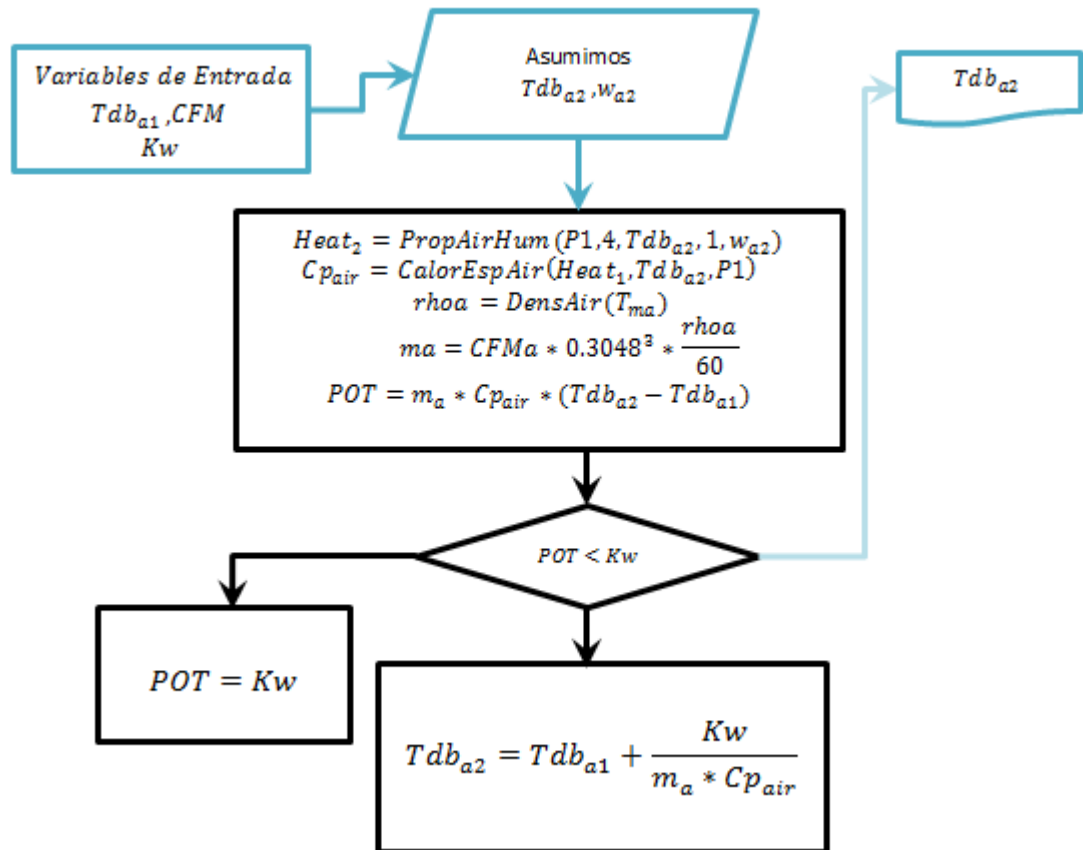
- La forma de simulación es relativamente simple ya que con los valores asumidos como se presenta en el diagrama de la sección 3.3.4, se determina el vector $Heat_m$ del cual se obtienen los valores de densidad y calor específico, para así conocer el la potencia requerida por el recalentador.
- Luego de conocer la potencia (Pot) se compara con la potencia máxima (la variable kw) que aporta el modelo seleccionado de “heating-coil” por resistencia, para obtener las condiciones de salida del aire.

Figura 38. Interfaz gráfica para el heating-coil por resistencia eléctrica



Fuente: Los Autores

3.3.4 Diagrama de flujo para el “heating-coil” por resistencia eléctrica



3.4 SIMULACIÓN DE LOS DUCTOS EN SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

Figura 39. Interfaz gráfica para el ducto

Fuente: Los Autores

3.4.1 Descripción de la simulación para el Ducto

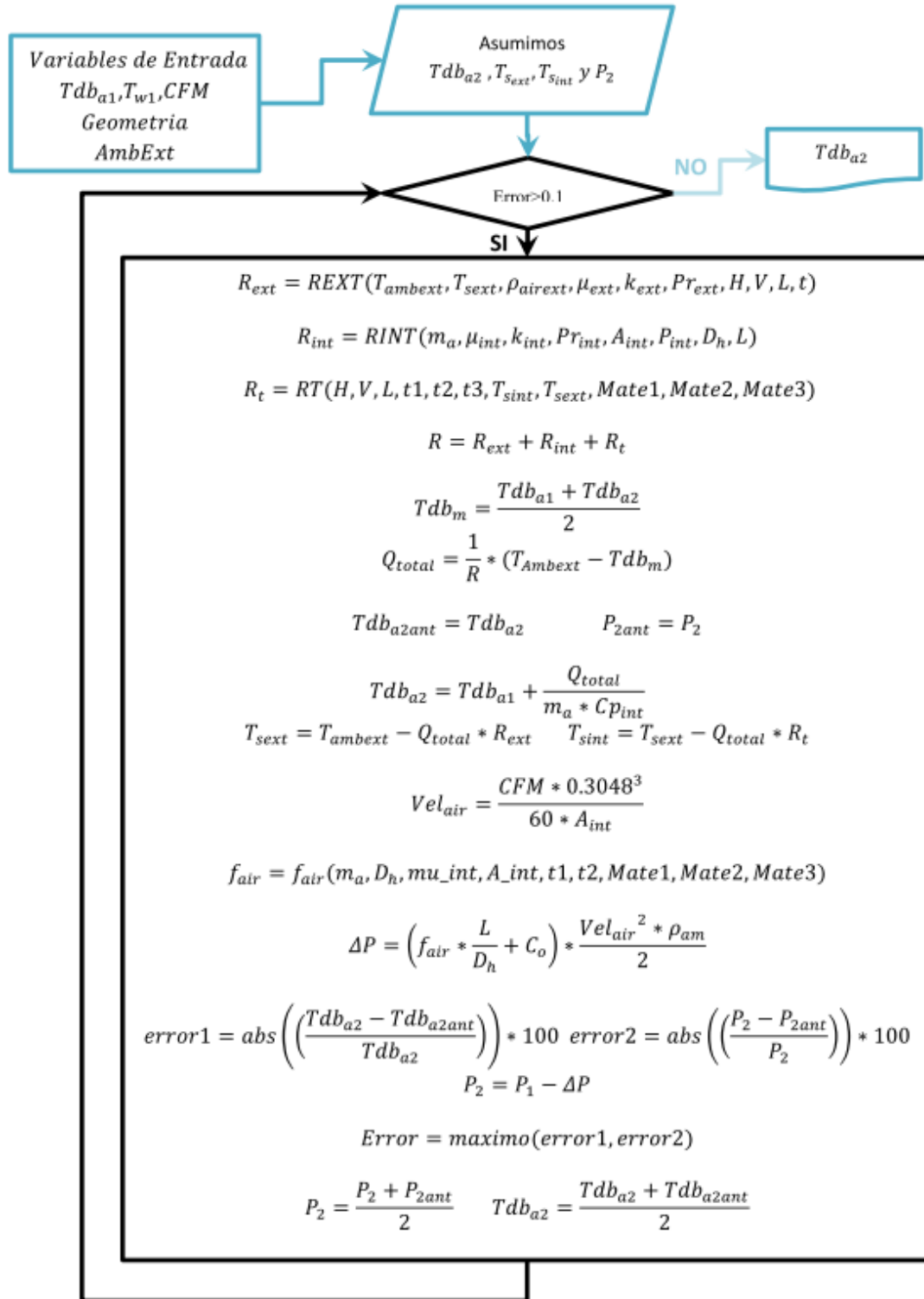
La simulación de ductos se realiza con base en las ecuaciones de la transferencia de calor revisadas en el capítulo 2. Donde el proceso se lleva a cabo por medio de la siguiente función.

$$[Duct_2, P_2] = Ducto(Duct_1, P_1, AmbExt, Patm, CFM, DatosDucto)$$

A partir del vector de propiedades del aire a la entrada $Duct_1$, la presión a la entrada del ducto P_1 , las condiciones del ambiente exterior $AmbExt$, la presión atmosférica $Patm$, el flujo de aire que circula a través de éste CFM , el vector que contiene la geometría del ducto $DatosDucto$ (alto, ancho, longitud, espesores de pared, materiales); se obtiene el vector de propiedades del aire $Duct_2$ y la presión P_2 a la salida del ducto.

- Se genera un bucle de programación en que se define la variable $Error > 0.1$, siendo éste el máximo error entre, la temperatura de salida del aire asumida inicialmente y la que se va a calcular posteriormente o la presión a la salida del ducto asumida respecto a la calculada.
- Ahora se determina el valor de la resistencia térmica total R , por medio de funciones que calculan la resistencia externa R_{ext} , interna R_{int} y del tubo R_t .
- Luego se determina la velocidad de transferencia de calor entre el aire que circula por el ducto y el ambiente exterior.
- Seguidamente se despeja el valor de temperatura a la salida del aire de la ecuación de velocidad de transferencia de calor y se procede a determinar el valor de las temperaturas superficiales (exterior e inferior) con base en el flujo transferido y los valores de resistencia respectivamente.
- Por medio de la función f_{air} , se determina el factor de fricción para el ducto, siendo el punto de partida para conocer la caída de presión a través de éste, en compañía del coeficiente de pérdidas dinámicas, la velocidad y densidad del aire.
- Posteriormente se comparan los porcentajes de error obtenidos y por ende, el máximo entre ellos, para garantizar que los dos errores sean lo suficientemente pequeños como para finalizar el proceso iterativo.

3.4.2 Diagrama de flujo para el Ducto

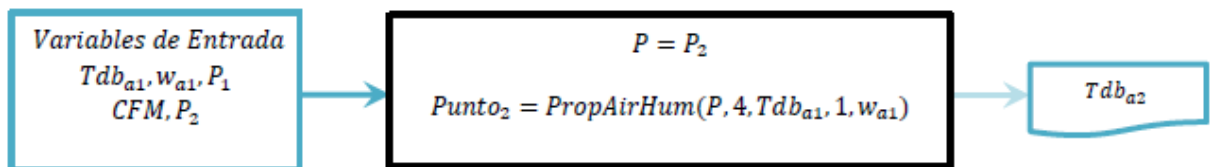


3.5 SIMULACIÓN PARA LOS DISPOSITIVOS DE DISTRIBUCIÓN DE AIRE (DAMPERS) EN SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

3.5.1 Descripción de la simulación para el Damper

En los dispositivos de distribución de aire no se le realiza un proceso de simulación como tal, ya que éste equipo cumple la función de hacer caer la presión hasta acomodarla al valor de salida del damper que se requiera para obtener el flujo de aire deseado, por otro lado las demás propiedades del estado del aire al salir del damper se manejan iguales a las propiedades al ingresar a éste.

3.5.2 Diagrama de flujo para el Damper

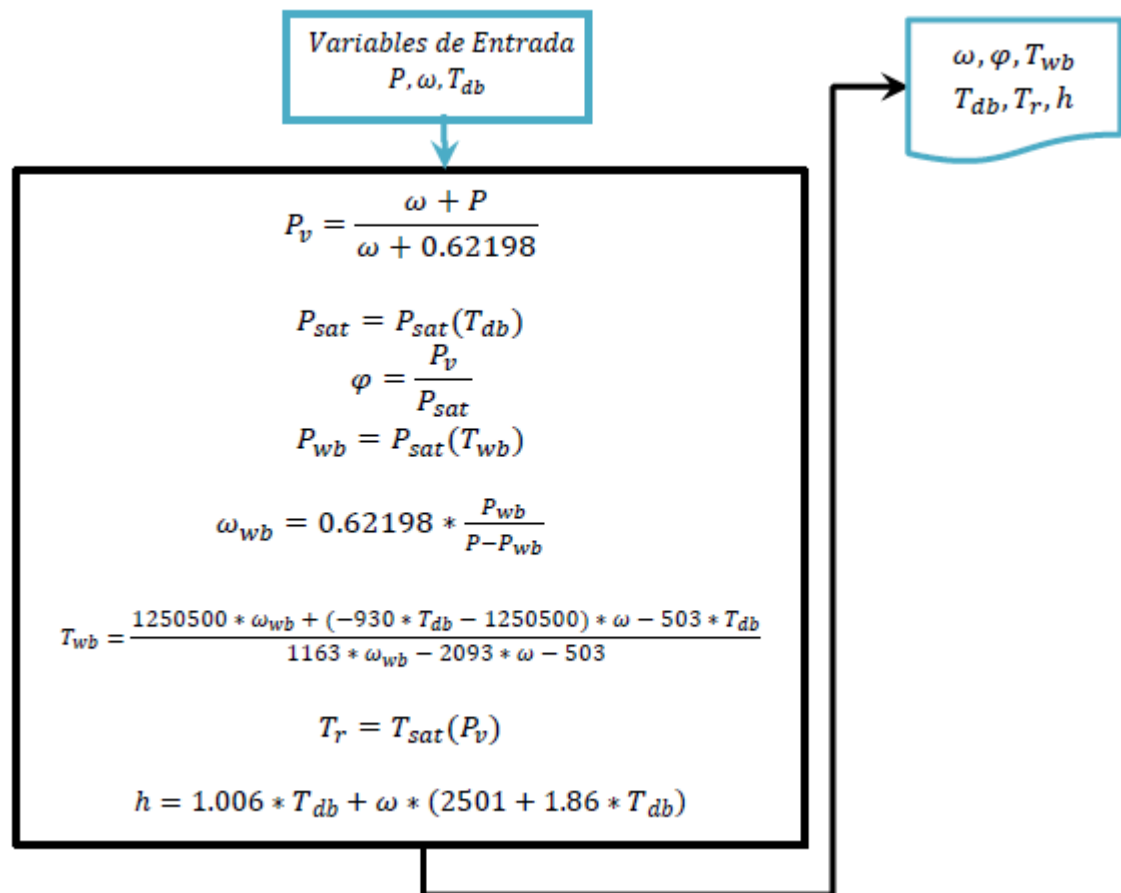


3.6 SIMULACIÓN PARA EL CÁLCULO DE LAS PROPIEDADES DEL AIRE HÚMEDO

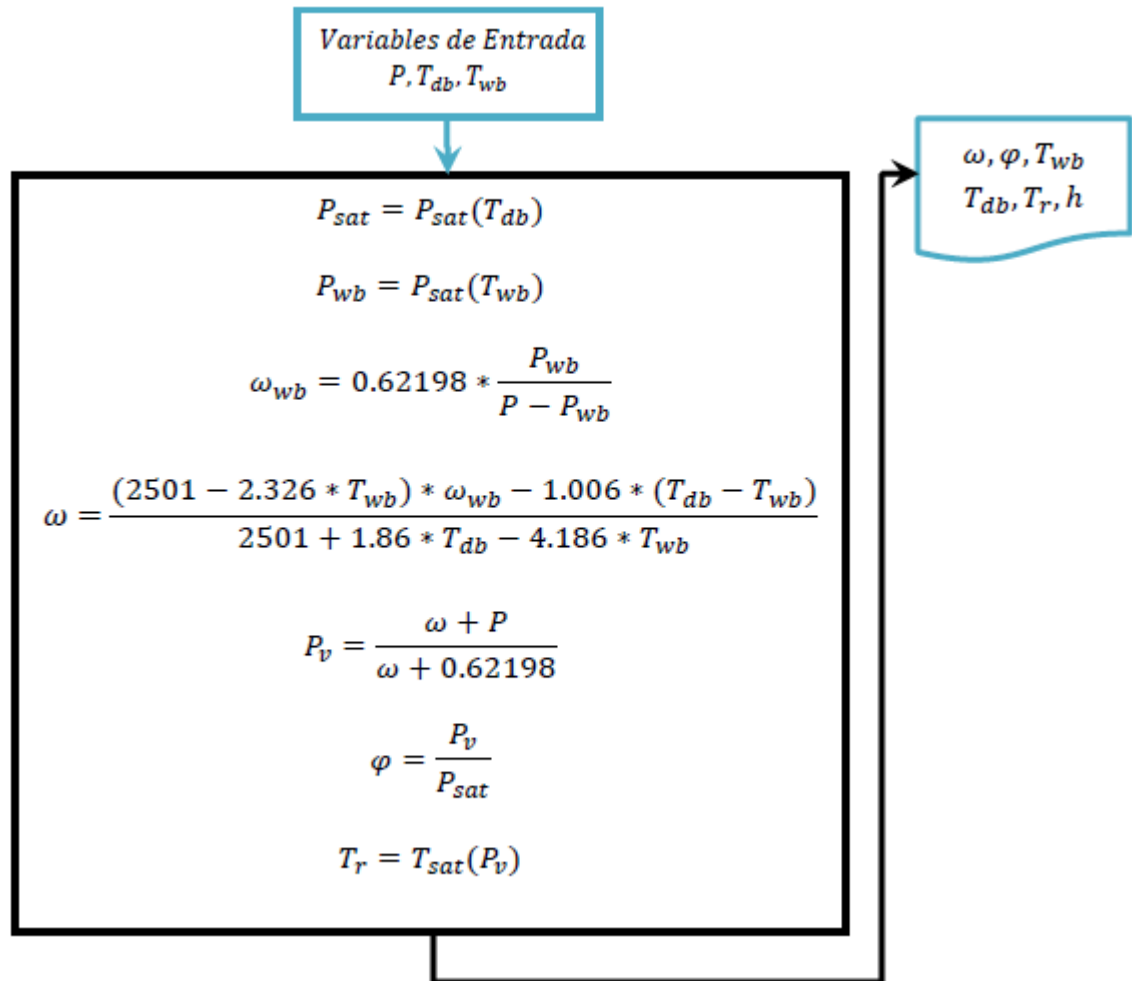
Anteriormente se presentaron algunas correlaciones importantes para el cálculo de propiedades de aire húmedo. A continuación se presenta un diagrama de cálculo para cuando las propiedades conocidas son: (ω, T_{db}) , (T_{db}, T_{wb}) y (T_{db}, h) . De las 15 combinaciones posibles no todas son viables ya que si se cuenta con las propiedades: humedad específica y temperatura de rocío, éste proceso no se puede llevar a cabo ya que la temperatura de rocío es totalmente dependiente de la humedad específica, siendo necesario utilizar otra propiedad diferente. Además no se recomienda utilizar la combinación de temperatura de bulbo húmedo y entalpía debido a que sus líneas son casi paralelas. Seguidamente se presenta la forma de denotar la sección del programa donde a partir de tres propiedades del aire húmedo se obtienen las demás propiedades

$$[\omega \ \varphi \ T_{wb} \ T_{db} \ T_r \ h] = PropAirHum(P, Prop_1, Value_1, Prop_2, Value_2)$$

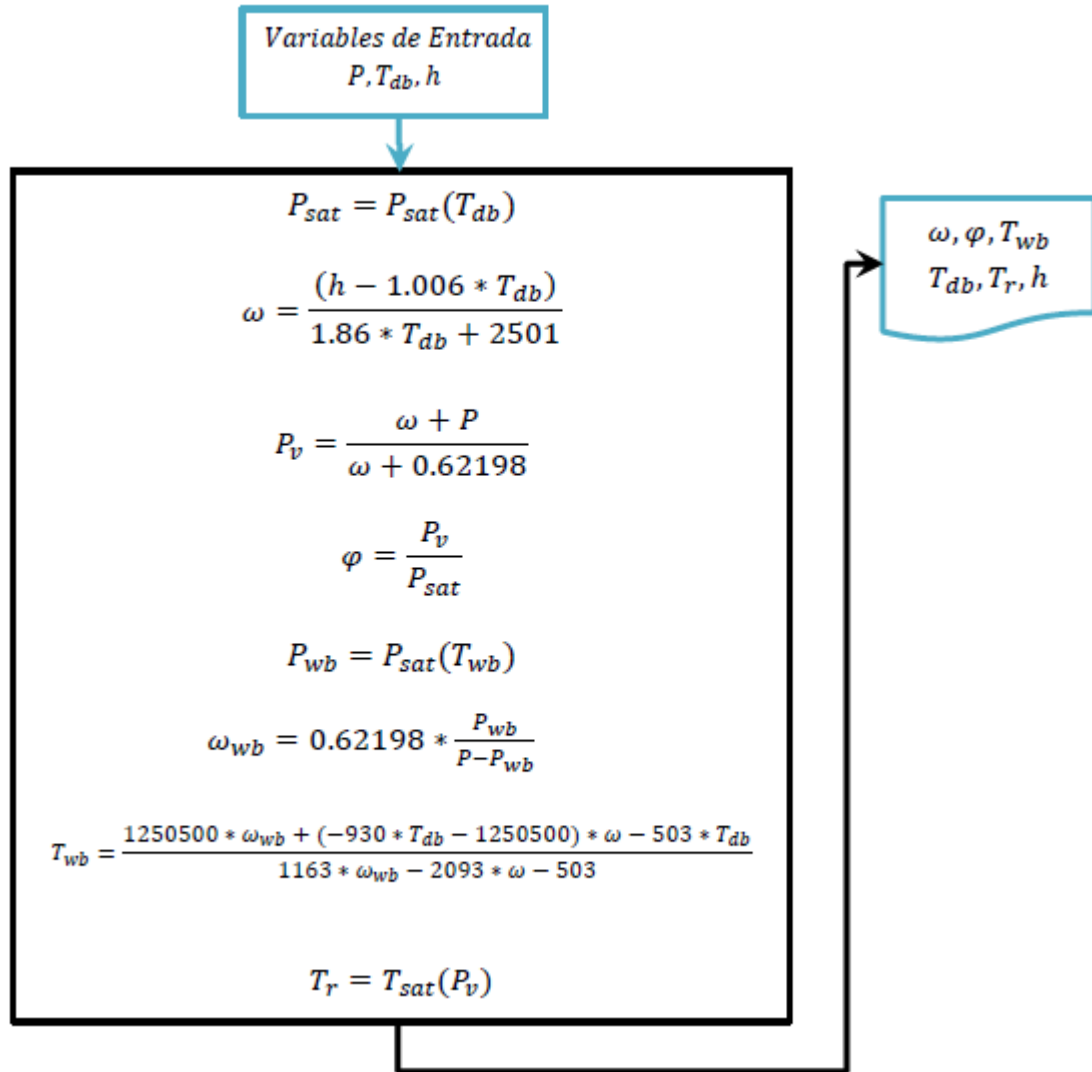
3.6.1 Diagrama de flujo para humedad específica y temperatura de bulbo seco



3.6.2 Diagrama de flujo para temperatura de bulbo seco y temperatura de bulbo húmedo



3.6.3 Diagrama de flujo para temperatura de bulbo seco y entalpía



4 SIMULACIÓN DE LOS DIFERENTES MÉTODOS DE CONTROL DE CONFORT

En este capítulo se presenta la simulación de los métodos de control de confort seleccionados para éste proyecto de grado, iniciando con los métodos de volumen de aire constante y temperatura variable, los métodos de aire variable y temperatura constante.

Generalmente existen dos formas de controlar la carga sensible en una habitación, una es variando el flujo de aire y otra variando la temperatura de entrada del aire al recinto, como se observa en la ecuación 4.1.

$$RSH = \mathbf{ma} * Cpa * (Troom - \mathbf{Timp}) \quad (4.1)$$

Troom: Es la temperatura de salida del aire del cuarto, que debe permanecer constante sin importar la variación de la carga sensible de la habitación

RSH: Es la carga sensible de calor suministrada al aire en la habitación. Generalmente depende de las actividades, personas y fuentes de calor en general que se encuentren en el espacio a acondicionar.

CPa: Es el calor específico del aire, no varía demasiado dentro de los rangos de temperatura y humedad del aire en los sistemas de aire acondicionado.

ma: Es la rata de masa de aire que entra a la habitación. Cuando el sistema es de volumen de aire variable (VAV) se reduce la cantidad de masa que entra a la habitación con el fin de disminuir la carga sensible y mantener la *Troom*.

Timp: Es la temperatura de entrada del aire al cuarto. Cuando la carga sensible es más baja de lo normal y el sistema es de VAC se incrementa el valor de esta temperatura para mantener las condiciones de confort.

El flujo másico de aire afecta de manera significativa también el calor latente que es capaz de sacar la unidad como se observa en la ecuación 4.2

$$RLH = \mathbf{ma} * hfg * (Wroom - \mathbf{Wimp}) \quad (4.2)$$

Wroom: Es la humedad de la habitación y, en los casos donde se controla carga latente es el valor de referencia que debe mantenerse constante sin importar las variaciones de carga latente del cuarto.

RSH: Es la carga latente del cuarto.

hfg: Es la diferencia entalpía de evaporación del agua, su variación no es demasiada dentro de los rangos de operación de los sistemas de aire acondicionado.

ma: Es la rata de masa de aire que entra a la habitación. Cuando el sistema es de volumen de aire variable (VAV) se reduce la cantidad de masa que entra a la habitación con el fin de disminuir la carga sensible y mantener la *Troom*, sin embargo esto no garantiza mantener la carga latente y es aquí donde son necesarios sistemas de control complejos que sean capaces de mantener constantes la humedad y la temperatura de una habitación.

Wimp: Es la humedad específica de entrada del aire, pero es difícil controlar esta variable tanto en los sistemas VAV como en los sistemas VAC. Por eso se opta por variar la masa de aire.

4.1 MÉTODO DE CONTROL DE CONFORT CON VOLUMEN DE AIRE CONSTANTE Y TEMPERATURA VARIABLE

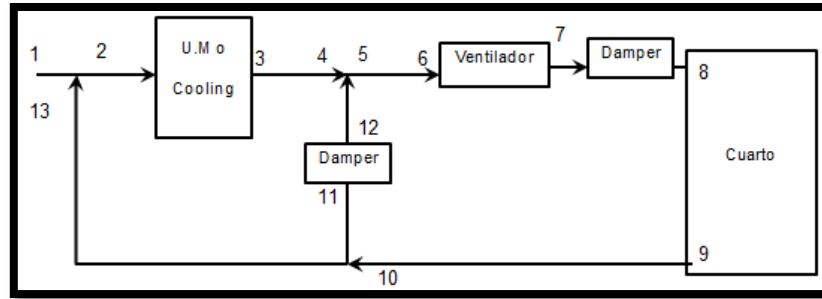
En esta sección se muestra el proceso de simulación para los métodos de control de confort por volumen de aire constante y temperatura variable, que se eligieron para el presente proyecto:

- ✓ Control por Bypass
- ✓ Control por recalentamiento
- ✓ Control de capacidad de la unidad manejadora

4.1.1 Control de Bypass

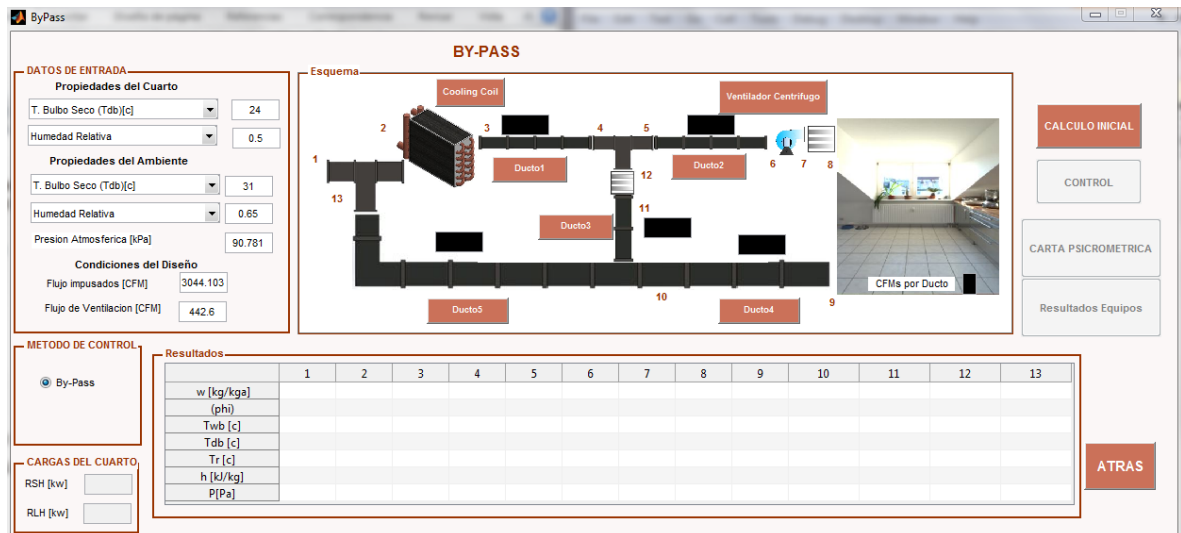
El control de Bypass es un método que consiste en desviar una fracción del aire de retorno, de manera que no pase por la unidad manejadora. Esta fracción desviada de aire se mezcla nuevamente con la porción no desviada, lo cual sufre el proceso de enfriamiento y deshumectación, de manera que la temperatura efectiva de suministrado al local es mayor que la de la salida de la unidad manejadora, considerándose así, la condición de control de los sistemas de volumen de aire constate (VAC).

Figura 40. Esquema del control por Bypass



Fuente: Los Autores

Figura 41. Interfaz para el control por ByPass



Fuente: Los Autores

4.1.1.1 Descripción de la simulación del control por Bypass

La simulación de un método de Bypass se realiza a partir de las condiciones del aire del recinto a acondicionar y del ambiente exterior, además de los datos correspondientes a cada uno de los equipos, que componen éste método de control, los cuales son determinados por las funciones correspondientes, que fueron explicadas en el capítulo 3:

- Ventilador, sección 3.1: $[Vent_2, P_2 \text{ ResVenti}] = Ventilador(Vent_1, P_1, Curv, CFM, RPM)$
- Unidad manejadora, sección 3.2: $[Ev_2, P_2 \text{ ResCooling}] = Cooling(Dat, Ev_1, P_1, CFM)$
- Ductos, sección 3.4: $[Duct_2, P_2] = Ducto(Duct_1, P_1, AmbExt, Patm, CFM, DatosDucto)$

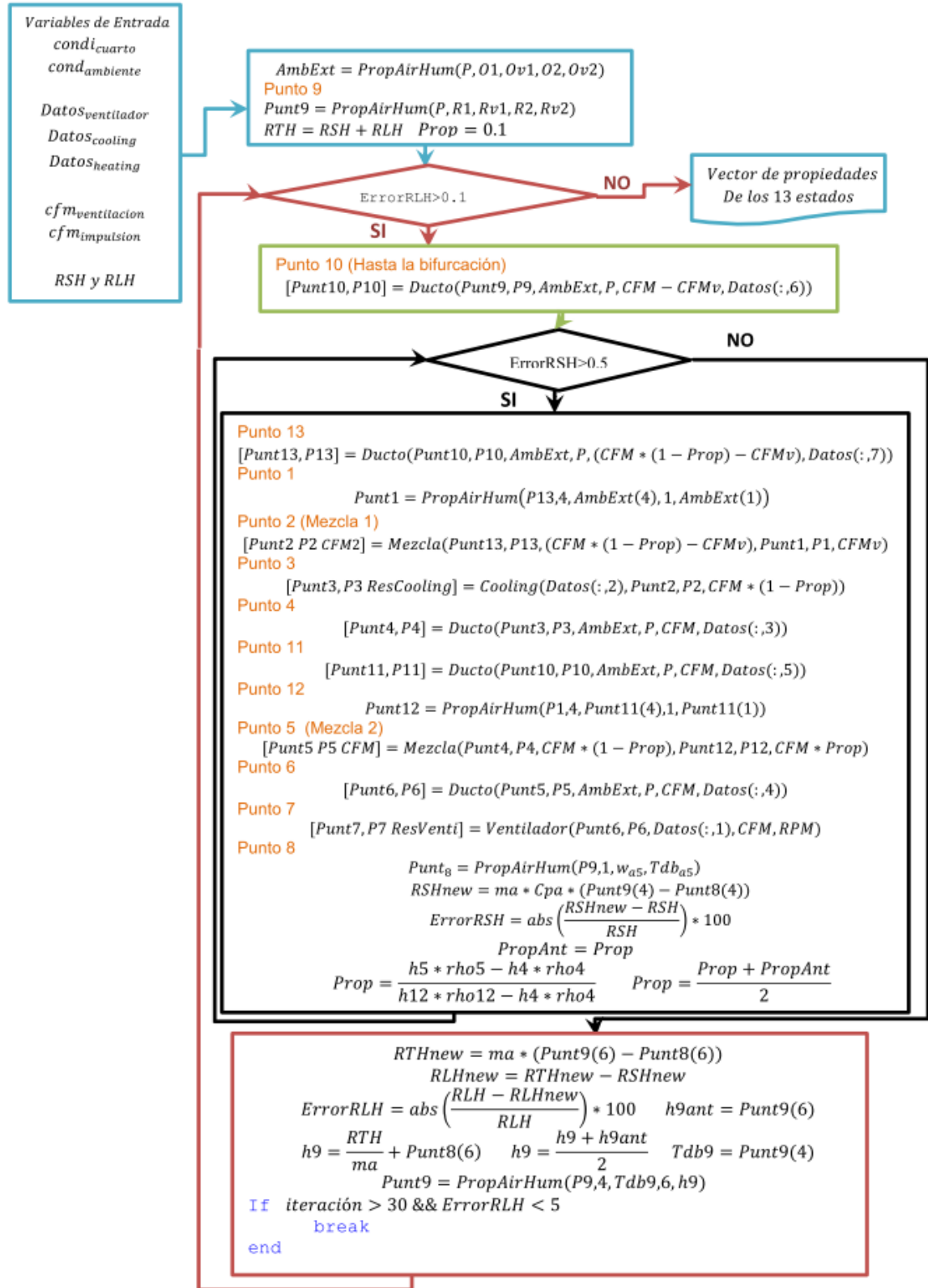
Estas funciones se utilizan para el cálculo de los estados del aire, en el programa principal *ByPass*. Inicialmente se establece un “cálculo inicial”, donde se asume que el flujo de aire que circula por el ducto de bypass es cero y se establece la carga máxima sensible que el sistema es capaz de sacar manteniendo controladas las condiciones de temperatura del cuarto; al ser un sistema de volumen de aire constante no es posible disminuir la temperatura de impulsión para poder controlar cargas sensibles superiores a la inicial; Posteriormente se realiza el control tal y como lo describe el diagrama de la sección 4.1.1.2 de la siguiente manera:

- Se abren dos ciclos While el primero corresponde a la iteración por carga latente (*errorRLH*). El sistema de control por bypass solo controla carga sensible, sin embargo no es ajeno a las variaciones de carga latente, pues estas variaciones afectan la humedad del cuarto; por lo tanto este bucle de programación corrige la humedad relativa del cuarto en función de las variaciones de carga latente.
- El segundo While es el encargado de variar la proporción de aire de acuerdo a las variaciones de carga sensible hasta que el *ErrorRSH* sea menor que 0.1
- Partiendo del estado del aire al salir del recinto a acondicionar *Punt₉*, se calcula el punto 10 (*Punt₁₀*,) antes de la bifurcación del bypass al evaluar el programa “Ducto” con los datos correspondientes al ducto 4.
- Posteriormente de la misma manera como se halló el punto 10 se determinan los valores del punto 11 y 12 (*Punt₁₁* y *Punt₁₃*) con los datos correspondientes a los ductos 3 y 5 respectivamente.
- Mediante la función *mezcla*, se determina el punto de mezcla (*Punt₂*), entre el aire que viene de retorno (*Punt₁₃*) y el que se toma del ambiente exterior (*Punt₁*),
- Posteriormente se determina el valor del punto 3 (*Punt₃*,) al evaluar la función “Cooling” con los datos correspondientes a la unidad manejadora y luego se calcula el punto 4 (*Punt₄*) con los datos correspondientes al ducto 1.
- Luego se realiza la mezcla entre los puntos 4 y 12 con el objetivo de obtener el punto 5, luego partiendo de este punto se determina el punto 6 al pasar por el ducto 2 y el punto 8 (impulsión) al pasar por el ventilador y el damper.
- Se calcula la carga sensible que saca en realidad el sistema, se compara con la carga a controlar y se determina el error y la proporción adecuada de aire para el siguiente ciclo de programación.
- El control de la carga sensible siempre se cumple, garantizando la temperatura al interior del cuarto requerida por el termostato, sin embargo el control de la humedad puede que no se cumpla, por lo que se agrega una condición más

para este criterio de parada, la cual indica que si se han superado 30 iteraciones y el $Error_{RLH} < 5$. Se debe salir del bucle de programación, ya que si después de 30 iteraciones el error no baja demasiado lo más probable es que no baje demasiado el error.

- El proceso iterativo termina, arrojando las nuevas condiciones del aire, en cada uno de los estados para este sistema de control.

4.1.1.2 Diagrama de flujo para el control por Bypass



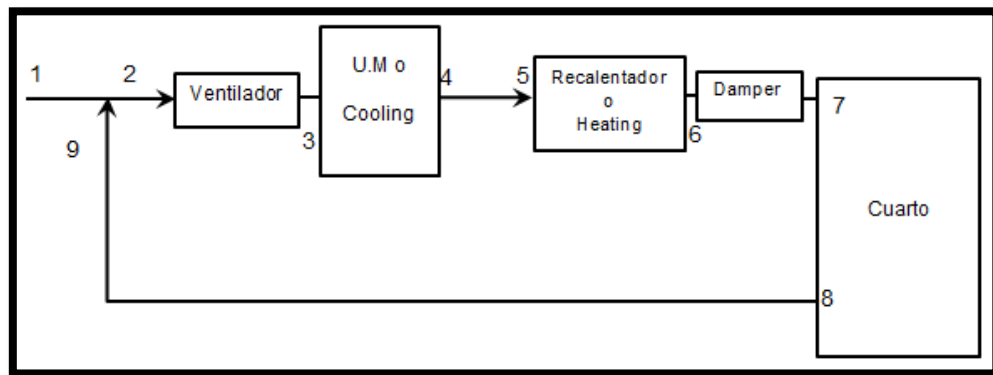
4.1.2 Control por recalentamiento de aire

Un sistema con recalentamiento es aquel que realiza un proceso de recalentamiento al aire enfriado antes de ingresar al recinto a acondicionar, este proceso puede ser realizado por medio de agua caliente, electricidad o cualquier otro medio de calentamiento, cuando la carga térmica del cuarto es menor a la carga térmica de diseño, incrementando el valor de temperatura de impulsión y disminuyendo el calor sensible que se extrae del cuarto.

Estos sistemas son adecuados para aquellos escenarios en los cuales es necesario obtener de manera simultánea calentamiento y enfriamiento en diferentes áreas; también es adecuado en sistemas con altas cargas latentes donde se requiera un control preciso de la humedad; sin embargo la mayor desventaja de estos sistemas es el alto consumo energético.

Un sistema simple con recalentamiento consiste en un ventilador de retorno, que extrae el aire del local; posteriormente se renueva un porcentaje de aire, se pasa a través de una unidad enfriadora y lo lleva a cada uno de los sitios a acondicionar, donde el suministro de aire se controla a través de los recalentadores (reheat coils) de cada una de las zonas.

Figura 42. Esquema del control por recalentamiento VAC



Fuente: Los Autores

Figura 43. Interfaz para el control por recalentamiento VAC

SISTEMA SIMPLE RECALENTAMIENTO

DATOS DE ENTRADA

Propiedades del Cuarto

T. Bulbo Seco (Tdb)[c] 24

Humedad Relativa 0.5

Propiedades del Ambiente

T. Bulbo Seco (Tdb)[c] 30

Humedad Relativa 0.65

Presion Atmosferica [kPa] 90.781

Condiciones del Diseño

Flujo Impulsados [CFM] 3044.103

Flujo de Ventilacion [CFM] 442.6

Esquema

1 Ventilador Centrifugo

2

3 Cooling Coil

4 Ducto1

5 Heating Coil

6 Ducto2

7

8

9

Resultados

	1	2	3	4	5	6	7	8	9
w [kg/kg]									
(phi)									
Twb [c]									
Tdb [c]									
Tr [c]									
h [kJ/kg]									
P [Pa]									

METODO DE CONTROL

☒ Recalentamiento

CARGAS DEL CUARTO

RSH [kw]

RLH [kw]

CONTROL

CALCULO INICIAL

CARTA PSICOMETRICA

Resultados Equipos

ATRAS

Fuente: Los Autores

4.1.2.1 Descripción de la simulación del control por Recalentamiento

La simulación del método de Recalentamiento se realiza a partir de las condiciones del aire del recinto a acondicionar y del ambiente exterior, además de los datos correspondientes a cada uno de los equipos, que componen éste método de control, los cuales son determinados por las funciones correspondientes, que fueron explicadas en el capítulo 3:

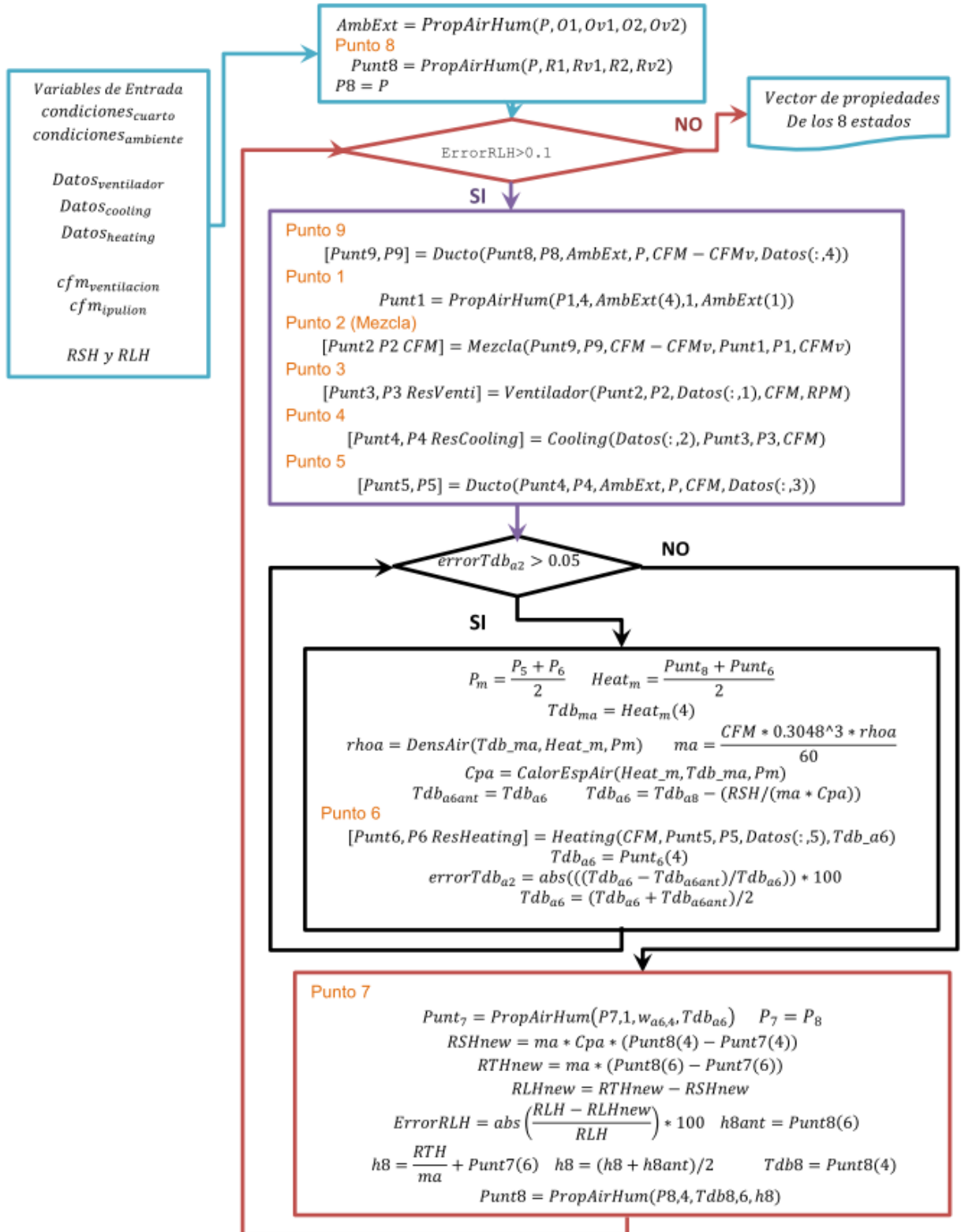
- Ventilador, sección 3.1: $[Vent_2, P_2 \text{ ResVenti}] = Ventilador(Vent_1, P_1, Curv, CFM, RPM)$
- Unidad manejadora, sección 3.2: $[Ev_2, P_2 \text{ ResCooling}] = Cooling(Dat, Ev_1, P_1, CFM)$
- Recalentador, sección 3.3: $[Heat_2, P_2 \text{ ResHeating}] = Heating(CFM, Heat_1, P_1, DatHeat, Tdb_{a2})$
- Ductos, sección 3.4: $[Duct_2, P_2] = Ducto(Duct_1, P_1, AmbExt, Patm, CFM, DatosDucto)$

Donde estas son utilizadas, para el cálculo de los estados del aire, en el programa principal *Reheat_Simple*. Inicialmente se establece un cálculo inicial, donde se asume que el flujo de aire que circula por el ducto principal no se calienta previamente al ingreso al recinto y se establece la carga máxima sensible que el sistema es capaz de sacar manteniendo controladas las condiciones de

temperatura del cuarto; al ser un sistema de volumen de aire constante no es posible disminuir la temperatura de impulsión para poder controlar cargas sensibles superiores a la inicial; Posteriormente se realiza el control tal y como lo describe el diagrama de la sección 4.1.2.2 de la siguiente manera:

- Se abren dos ciclos While el primero corresponde a la iteración por carga latente (errorRLH). El sistema de control por recalentamiento simple solo controla carga sensible, sin embargo no es ajeno a las variaciones de carga latente, pues estas variaciones afectan la humedad del cuarto; por lo tanto este bucle de programación corrige la humedad relativa del cuarto en función de las variaciones de carga latente.
- El segundo While es el encargado de variar la temperatura de impulsión del aire de acuerdo a las variaciones de carga sensible hasta que el $ErrorTdb_{a2}$ sea menor que 0.05
- Partiendo del estado del aire al salir del recinto a acondicionar $Punt_8$, se calcula el punto 9 ($Punt_9$) al evaluar el programa “Ducto” con los datos correspondientes al ducto 2.
- Mediante la función *mezcla*, se determina el punto de mezcla ($Punt_2$), entre el aire que viene de retorno ($Punt_9$) y el que se toma del ambiente exterior ($Punt_1$),
- Usando la función *Ventilador* se realiza el cálculo del punto 3 ($Punt_3$), partiendo de los datos del punto 2 ($Punt_2$).
- Posteriormente se determina el valor del punto 4 ($Punt_4$) al evaluar la función “Cooling” con los datos correspondientes a la unidad manejadora y luego se calcula el punto 5 ($Punt_5$) con los datos correspondientes al ducto 1.
- Posteriormente se entra al While del error $ErrorTdb_{a2}$ donde variando la Temperatura de salida del aire del recalentador se controla la carga sensible hasta obtener el valor deseado de temperatura de impulsión ($Punt_7$) que permita ajustar la temperatura del cuarto en el valor deseado.
- Finalmente se corrige el valor de la humedad relativa del cuarto en función de las variaciones de carga latente del mismo.
- El proceso iterativo termina, arrojando las nuevas condiciones del aire, en cada uno de los estados para este sistema de control.

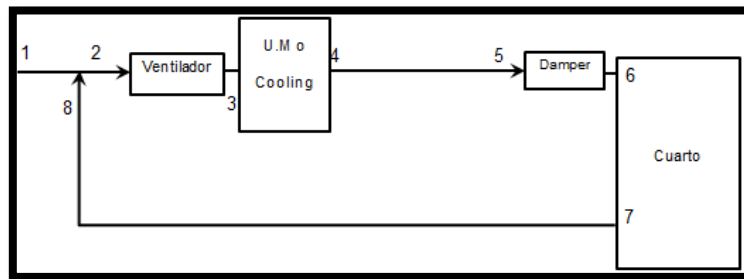
4.1.2.2 Diagrama de flujo para el control por Recalentamiento



4.1.3 Control de capacidad de la unidad manejadora

El sistema de control de capacidad es un análisis sencillo de los sistemas todo agua y/o todo refrigerante, donde la variación de la carga térmica de la zona es controlada variando directamente el flujo de líquido refrigerante usado en la unidad manejadora, garantizando cambios en la temperatura de salida del aire. A diferencia de todos los sistemas VAC, permite controlar cargas de calor sensible del cuarto superiores a la carga inicial, pues puede aumentar el flujo de refrigerante por encima del flujo inicial, sin embargo está limitado por la temperatura de ADP de la unidad.

Figura 44. Esquema por control de capacidad de la unidad VAC



Fuente: Los Autores

Figura 45. Cálculo inicial para el control de la capacidad de la unidad

ControlCapacidad

CONTROL DE CAPACIDAD DE LA UNIDAD MANEJADORA

Esquema

DATOS DE ENTRADA

Propiedades del Cuarto

T. Bulbo Seco (Tdb)[c] 24

Humedad Relativa 0.5

Propiedades del Ambiente

T. Bulbo Seco (Tdb)[c] 31

Humedad Relativa 0.65

Presion Atmosferica [kPa] 90.781

Condiciones del Diseño

Flujo impulsados [CFM] 3044.103

Flujo de Ventilacion [CFM] 442.6

METODO DE CONTROL

☒ Control de capacidad

CARGAS DEL CUARTO

RSH [kW]

RLH [kW]

Resultados

	1	2	3	4	5	6	7	8
w [kg/kg]								
(phi)								
Twb [c]								
Tdb [c]								
Tr [c]								
h [kJ/kg]								
P [Pa]								

Esquema

Ventilador Centrifugo

Cooling Coil

Ducto1

Ducto2

Botones: CALCULO INICIAL, CONTROL, CARTA PSICROMETRICA, Resultados Equipos, ATRAS

Fuente: Los Autores

4.1.3.1 Descripción de la simulación para el control de capacidad de la unidad manejadora

La simulación del método de control de capacidad se realiza a partir de las condiciones del aire del recinto a acondicionar y del ambiente exterior, además de los datos correspondientes a cada uno de los equipos, que componen éste método de control, los cuales son determinados por las funciones correspondientes, que fueron explicadas en el capítulo 3:

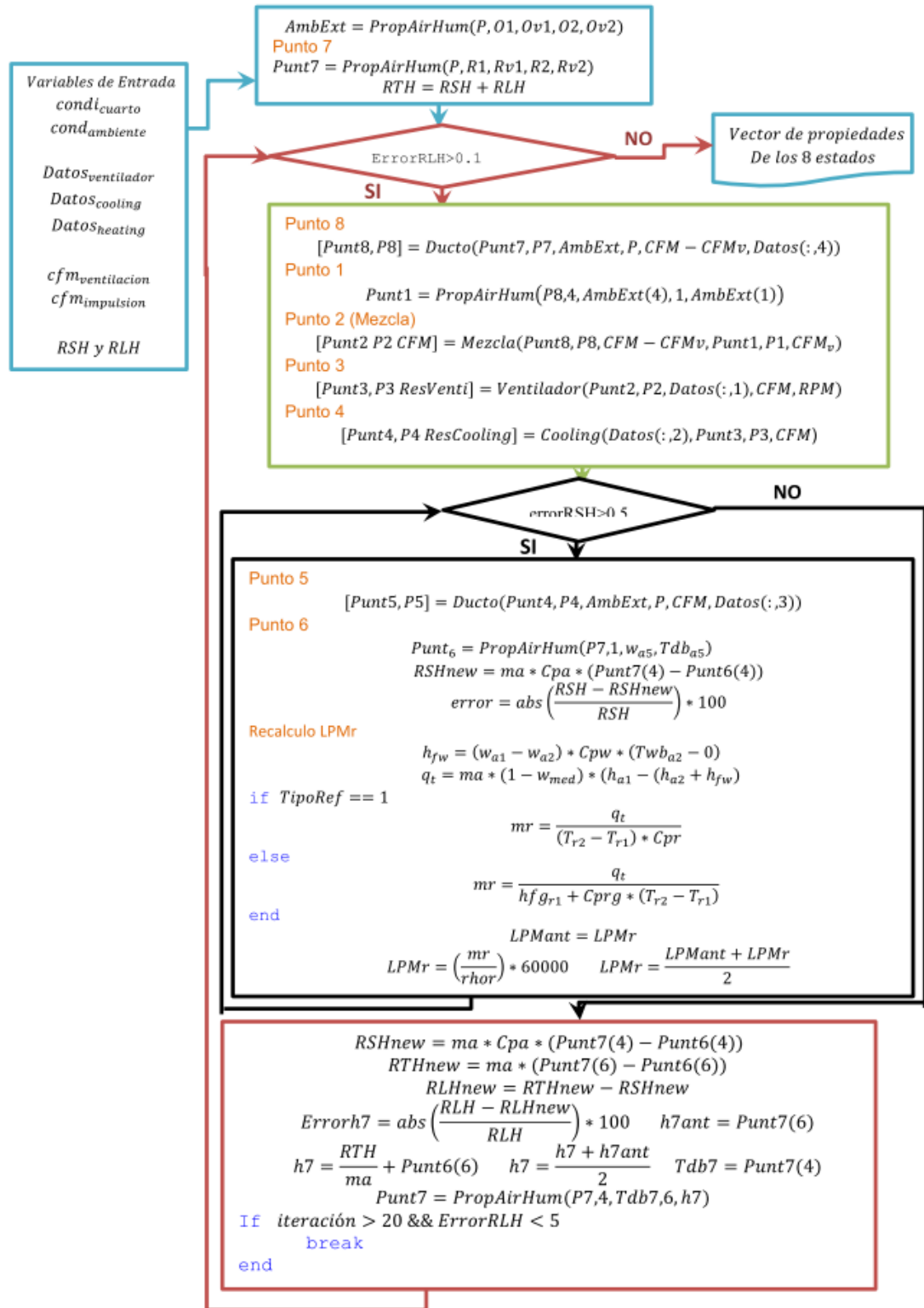
- Ventilador, sección 3.1: $[Vent_2, P_2 \text{ ResVenti}] = Ventilador(Vent_1, P_1, Curv, CFM, RPM)$
- Unidad manejadora, sección 3.2: $[Ev_2, P_2 \text{ ResCooling}] = Cooling(Dat, Ev_1, P_1, CFM)$
- Ductos, sección 3.4: $[Duct_2, P_2] = Ducto(Duct_1, P_1, AmbExt, Patm, CFM, DatosDucto)$

Donde estas son utilizadas, para el cálculo de los estados del aire, en el programa principal *ControlCapacidad*. Inicialmente se establece un “cálculo inicial”, donde se asume que la temperatura de salida del refrigerante es 12.2 [c] y se establece un valor de carga sensible nominal que el sistema es capaz de sacar manteniendo controladas las condiciones de temperatura del cuarto; Posteriormente se realiza el control tal y como lo describe el diagrama de la sección 4.1.3.2 de la siguiente manera:

- Se abren dos ciclos While el primero corresponde a la iteración por carga latente (errorRLH). El sistema de control por control de capacidad solo controla carga sensible, sin embargo no es ajeno a las variaciones de carga latente, pues estas variaciones afectan la humedad del cuarto; por lo tanto este bucle de programación corrige la humedad relativa del cuarto en función de las variaciones de carga latente.
- El segundo While es el encargado de variar el flujo de refrigerante de acuerdo a las variaciones de carga sensible hasta que el *ErrorRSH* sea menor que 0.1
- Partiendo del estado del aire al salir del recinto a acondicionar $Punt_7$, se calcula el punto 8 ($Punt_8$) al evaluar el programa “Ducto” con los datos correspondientes al ducto 2.
- Mediante la función *mezcla*, se determina el punto de mezcla ($Punt_2$), entre el aire que viene de retorno ($Punt_8$) y el que se toma del ambiente exterior ($Punt_1$),
- Usando la función *Ventilador* se realiza el cálculo del punto 3 ($Punt_3$), partiendo de los datos del punto 2 ($Punt_2$).

- Posteriormente se determina el valor del punto 4 ($Punt_4$) al evaluar la función “Cooling” con los datos correspondientes a la unidad manejadora y luego se calcula el punto 5 ($Punt_5$) con los datos correspondientes al ducto 1.
- Se calcula el punto 6 ($Punt_6$) variando las condiciones del damper.
- Posteriormente se determina el valor de flujo volumétrico (LPM) que se requiere para controlar la carga sensible parcial deseada y así variar la temperatura de impulsión.
- El control de la carga sensible siempre se cumple, garantizando la temperatura al interior del cuarto, requerida por el termostato, sin embargo el control de la humedad puede no cumplirse, por lo que se agrega una condición más para este criterio de parada, la cual indica que si se han superado 20 iteraciones y el $ErrorRLH < 5$.
- Finalmente se corrige el valor de la humedad relativa del cuarto en función de las variaciones de carga latente del mismo.
- El procedo iterativo termina, arrojando las nuevas condiciones del aire, en cada uno de los estados para este sistema de control.

4.1.3.2 Diagrama de flujo para el control de capacidad de la unidad manejadora



4.2 MÉTODO DE CONTROL DE CONFORT CON VOLUMEN DE AIRE VARIABLE Y TEMPERATURA CONSTANTE

En estos sistemas generalmente se tiene un solo ducto principal que parte de la unidad manejadora, sin embargo la cantidad de aire que se suministra puede variar de acuerdo al termostato ubicado al interior del recinto a acondicionar, regulando la cantidad de flujo volumétrico de aire en el cuarto, en respuesta a la carga térmica.

Los métodos de control de confort por volumen de aire variable, analizados en el presente proyecto de grado son:

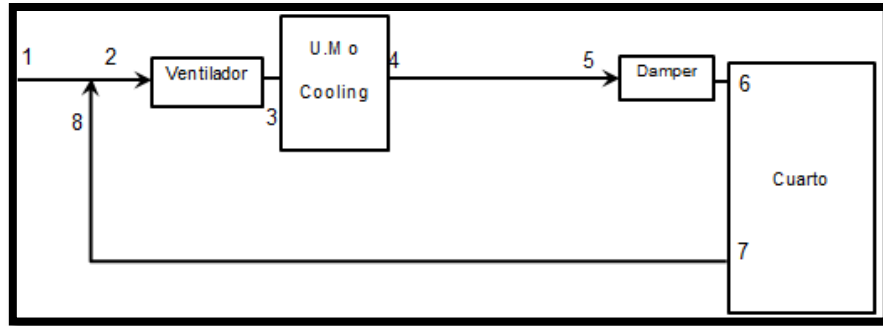
- Control VAV simple
- Control por ciclo economizador
- Control por recalentamiento
- Control de doble ducto

4.2.1 Control simple de volumen de aire variable

El presente método de control se puede llevar a cabo por dos formas diferentes para la regulación del flujo volumétrico de aire, la primera consiste en estrangular el flujo de aire de tal manera que al generar una caída de presión, se regula el caudal de aire de forma proporcional (control por estrangulamiento) y la segunda radica en la variación de la velocidad de rotación del ventilador (control por RPM). Por lo anterior se presenta el programa principal denomina *VAV_Simple* en donde se selecciona que tipo de regulación se desea llevar a cabo.

El control de carga sensible mediante la variación del flujo del aire en general es un método muy efectivo para controlar los cambios de carga sensible, sin embargo la variación de flujo produce cambios considerables en la humedad aunque en la mayoría de los casos prácticos tales variaciones no afectan el confort del sitio a acondicionar.

Figura 46. Esquema para el VAV simple



Fuente: Los Autores

Figura 47. Cálculo inicial para el control por volumen de aire variable simple

VAV_Simple

SISTEMA SIMPLE VAV

DATOS DE ENTRADA

Propiedades del Cuarto

T. Bulbo Seco (Tdb)[c]: 24

Humedad Relativa: 0.5

Propiedades del Ambiente

T. Bulbo Seco (Tdb)[c]: 31

Humedad Relativa: 0.65

Presion Atmosferica [kPa]: 90.781

Condiciones del Diseño

Flujo Impulsados [CFM]: 3044.103

Flujo de Ventilacion [CFM]: 442.6

Esquema

METODO DE CONTROL

☒ Sistema VAV

☐ Sistema VAV RPM

CARGAS DEL CUARTO

RSH [kw]:

RLH [kw]:

Resultados

	1	2	3	4	5	6	7	8
w [kg/kg]								
(phi)								
Twb [c]								
Tdb [c]								
Tr [c]								
h [kJ/kg]								
P[Pa]								

Botones de Control:

CALCULO INICIAL

CONTROL

CARTA PSICOMETRICA

Resultados Equipos

ATRAS

Fuente: Los Autores

4.2.1.1 Descripción de la simulación para el control por estrangulamiento

La simulación de sistema de aire VAV se realiza a partir de las condiciones del aire del recinto a acondicionar y del ambiente exterior, además de los datos correspondientes a cada uno de los equipos, que componen éste método de control, los cuales son determinados por las funciones correspondientes, que fueron explicadas en el capítulo 3:

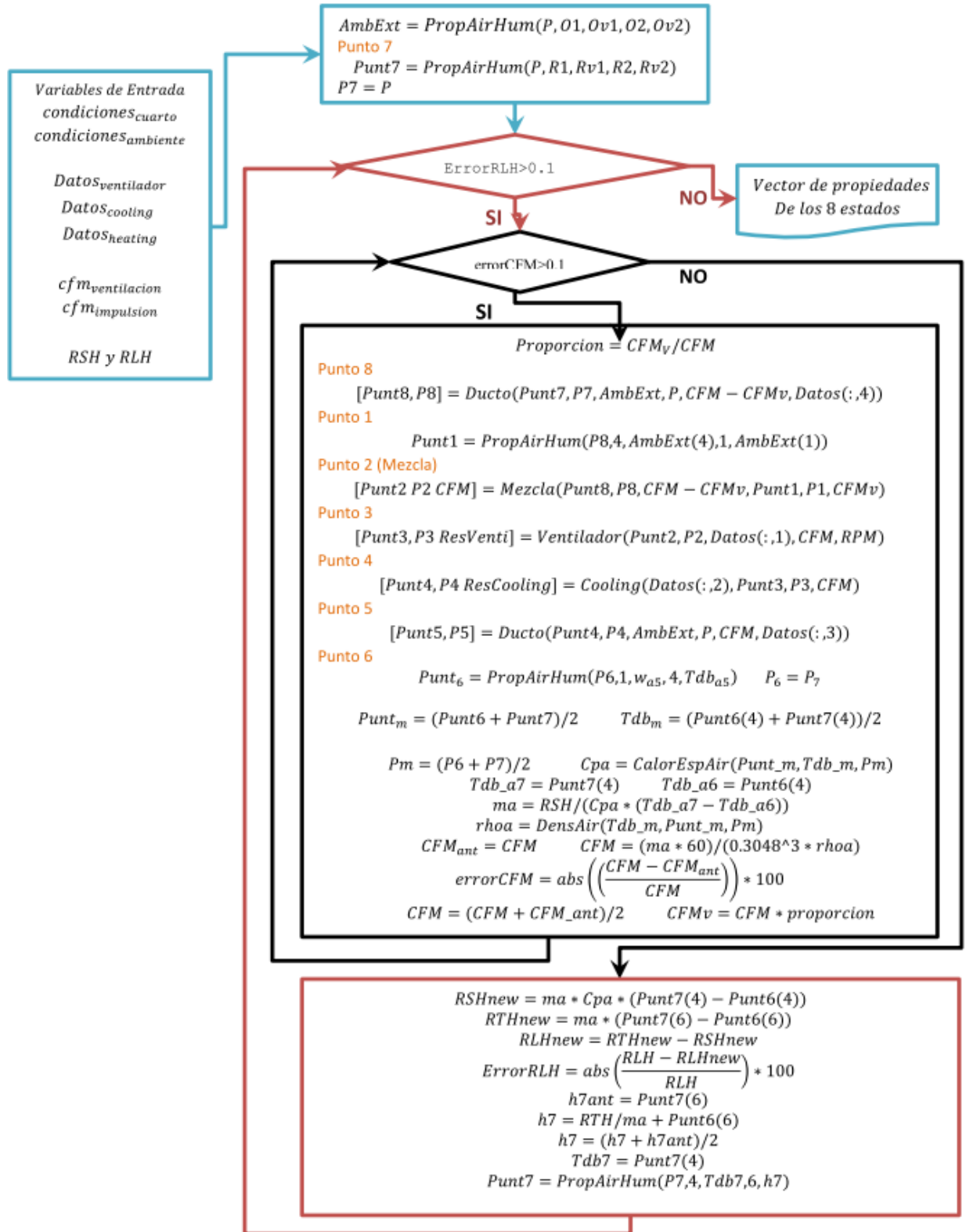
- Ventilador, sección 3.1: $[Vent_2, P_2 \text{ ResVenti}] = Ventilador(Vent_1, P_1, Curv, CFM, RPM)$
- Unidad manejadora, sección 3.2: $[Ev_2, P_2 \text{ ResCooling}] = Cooling(Dat, Ev_1, P_1, CFM)$
- Ductos, sección 3.4: $[Duct_2, P_2] = Ducto(Duct_1, P_1, AmbExt, Patm, CFM, DatosDucto)$

Donde estas son utilizadas, para el cálculo de los estados del aire, en el programa principal *VAV_Simple*. Inicialmente se establece un “cálculo inicial” donde se obtiene el valor de carga sensible nominal al flujo volumétrico de diseño y RPMs nominales del ventilador y se establece un valor de carga sensible nominal que el sistema es capaz de sacar manteniendo controladas las condiciones de temperatura del cuarto; Posteriormente se realiza el control tal y como lo describe el diagrama de la sección 4.2.1.2 de la siguiente manera:

- Se abren dos ciclos While el primero corresponde a la iteración por carga latente (errorRLH). El sistema de control VAV por estrangulamiento solo controla carga sensible, sin embargo no es ajeno a las variaciones de carga latente, pues estas variaciones afectan la humedad del cuarto; por lo tanto este bucle de programación corrige la humedad relativa del cuarto en función de las variaciones de carga latente.
- El segundo While es el encargado de variar el flujo de aire de acuerdo a las variaciones de carga sensible hasta que el *ErrorCFM* sea menor que 0.1
- Partiendo del estado del aire al salir del recinto a acondicionar $Punt_7$, se calcula el punto 8 ($Punt_8$) al evaluar el programa “Ducto” con los datos correspondientes al ducto 2.
- Mediante la función *mezcla*, se determina el punto de mezcla ($Punt_2$), entre el aire que viene de retorno ($Punt_8$) y el que se toma del ambiente exterior ($Punt_1$),
- Usando la función *Ventilador* se realiza el cálculo del punto 3 ($Punt_3$), partiendo de los datos del punto 2 ($Punt_2$).
- Posteriormente se determina el valor del punto 4 ($Punt_4$) al evaluar la función “Cooling” con los datos correspondientes a la unidad manejadora y luego se calcula el punto 5 ($Punt_5$) con los datos correspondientes al ducto 1.

- Se calcula el punto 6 ($Punt_6$) variando las condiciones del damper.
- Usando los valores conocidos de los estados del aire se determina un valor de flujo volumétrico tentativo para controlar las variaciones de carga sensible manteniendo la temperatura del cuarto en el valor deseado.
- Finalmente se corrige el valor de la humedad relativa del cuarto en función de las variaciones de carga latente del mismo.
- El procedo iterativo termina, arrojando las nuevas condiciones del aire, en cada uno de los estados para este sistema de control.

4.2.1.2 Diagrama de flujo para el control por estrangulamiento



4.2.1.3 Descripción de la simulación para el control por velocidad del ventilador

La simulación del sistema VAV controlado por RPMs es bastante compleja, ya que es necesario determinar la curva de presión del sistema además de las variaciones, debidas a problemas del modelo; sin embargo es un sistema muy efectivo, porque evita consumos de energía innecesarios con los mismos resultados de confort del sistema VAV-Simple.

La simulación de sistema de aire VAV variando RPMs se realiza a partir de las condiciones del aire del recinto a acondicionar y del ambiente exterior, además de los datos correspondientes a cada uno de los equipos, que componen éste método de control, los cuales son determinados por las funciones correspondientes, que fueron explicadas en el capítulo 3:

- Ventilador, sección 3.1: $[Vent_2, P_2 \text{ ResVenti}] = Ventilador(Vent_1, P_1, Curv, CFM, RPM)$
- Unidad manejadora, sección 3.2: $[Ev_2, P_2 \text{ ResCooling}] = Cooling(Dat, Ev_1, P_1, CFM)$
- Ductos, sección 3.4: $[Duct_2, P_2] = Ducto(Duct_1, P_1, AmbExt, Patm, CFM, DatosDucto)$

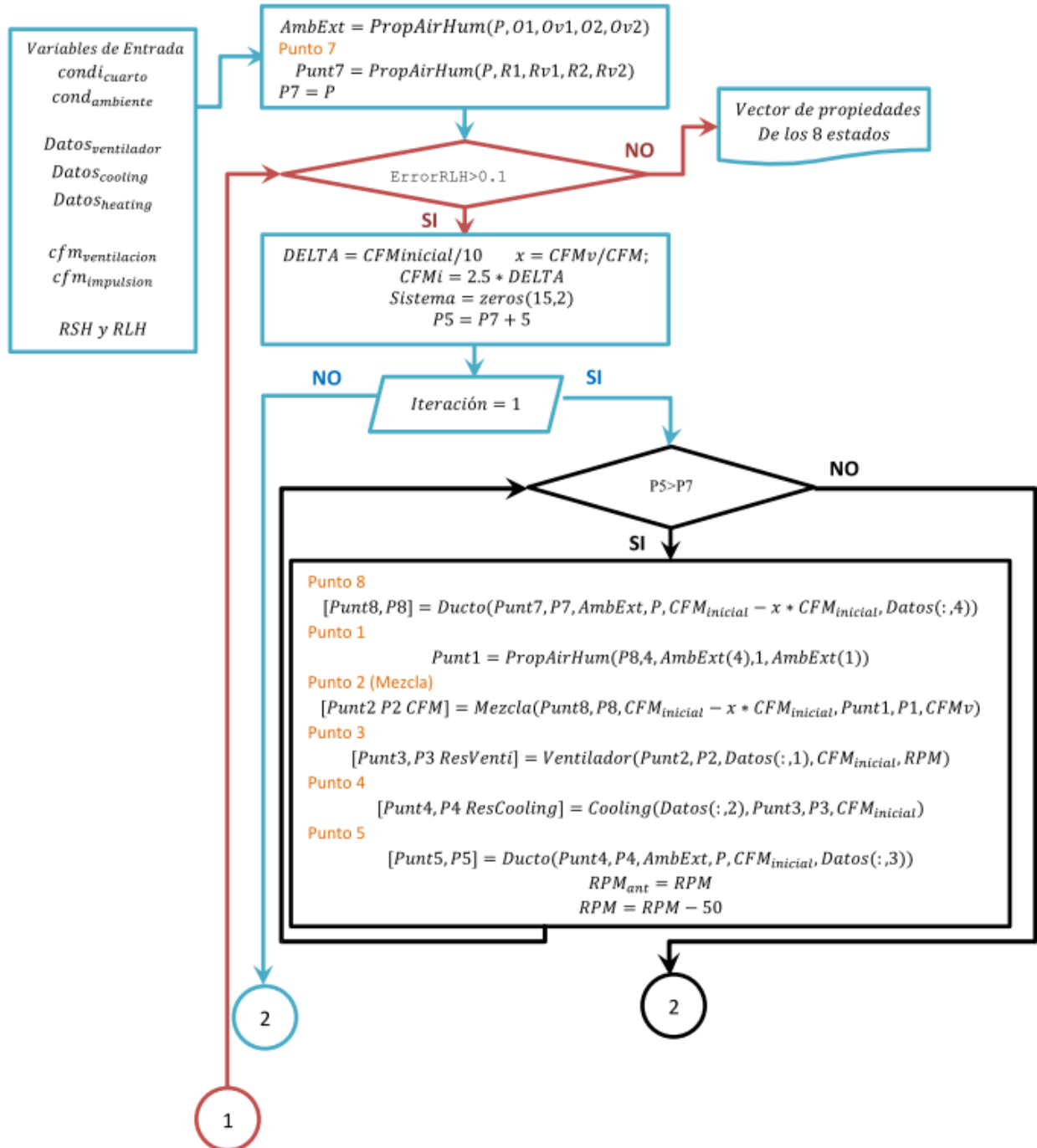
Donde estas son utilizadas, para el cálculo de los estados del aire, en el programa principal *VAV_Simple*. Inicialmente se establece un “cálculo inicial” donde se obtiene el valor de carga sensible nominal al flujo volumétrico de diseño y RPMs nominales del ventilador y se establece un valor de carga sensible nominal que el sistema es capaz de sacar manteniendo controladas las condiciones de temperatura del cuarto; Posteriormente se realiza el control tal y como lo describe el diagrama de la sección 4.2.1.4 de la siguiente manera:

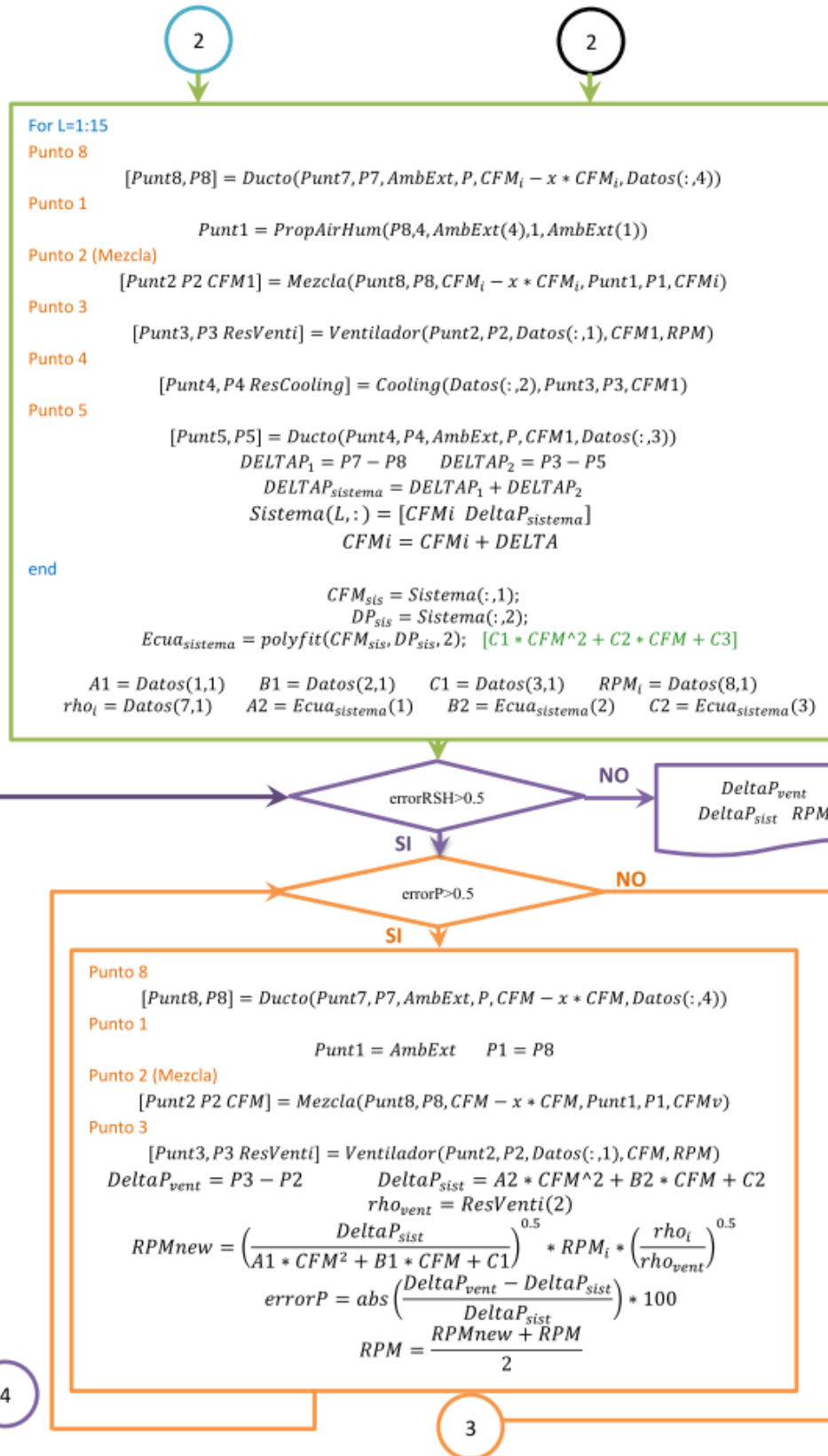
- Se abre un ciclo While corresponde a la iteración por carga latente (errorRLH). El sistema de control VAV por RPMs solo controla carga sensible, sin embargo no es ajeno a las variaciones de carga latente, pues estas variaciones afectan la humedad del cuarto; por lo tanto este bucle de programación corrige la humedad relativa del cuarto en función de las variaciones de carga latente.
- Para realizar la simulación del sistema VAV controlado por la variación de las RPMs es necesario definir algunas variables adicionales:
 - ✓ *DELTA*: en este programa delta corresponde a una división de los CFMs usados en el cálculo inicial; necesaria para determinar la curva del sistema
 - ✓ *CFMinicial*: son los CFMs usados en la iteración inicial.

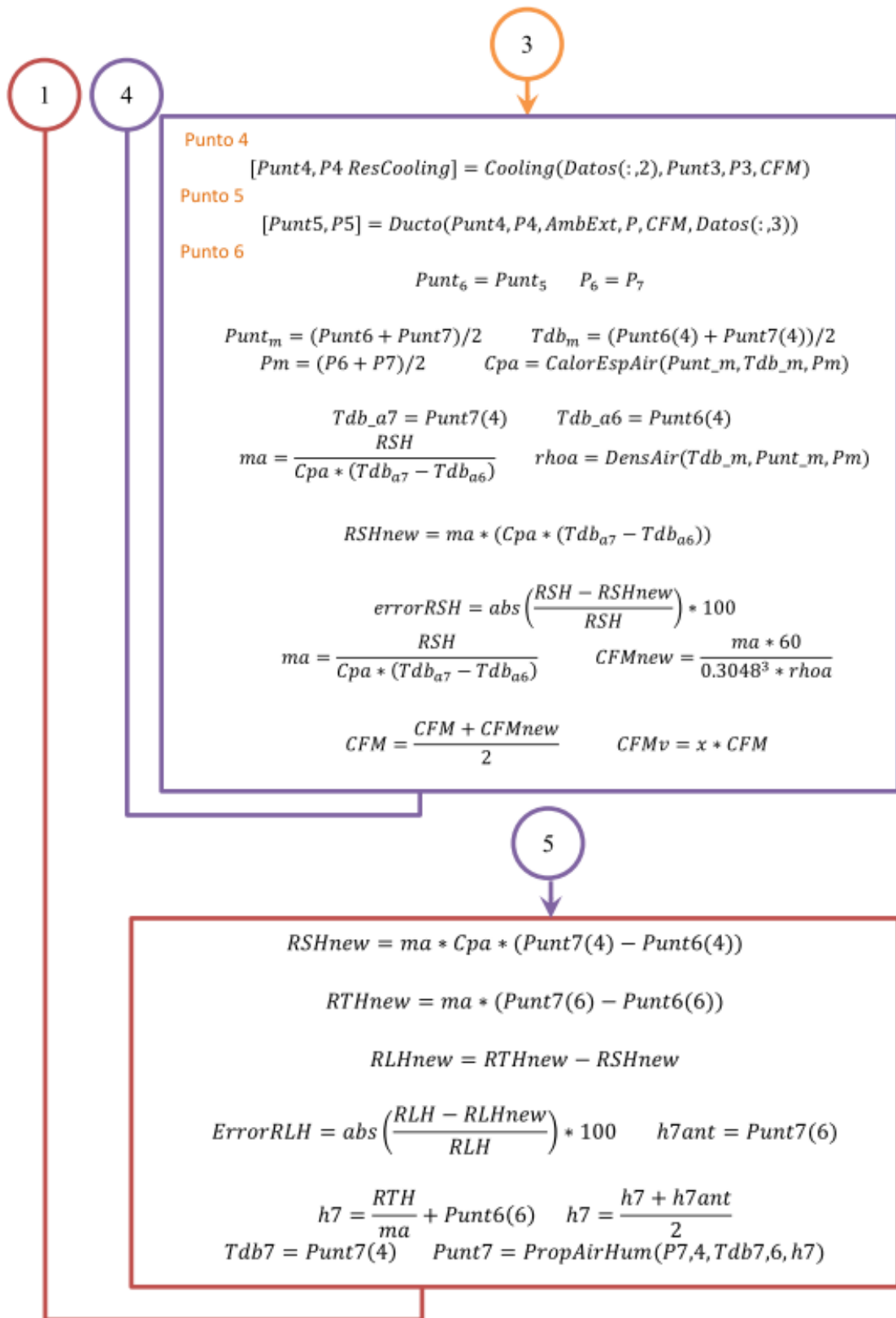
- En algunas ocasiones las RPMs usadas en el “Cálculo inicial” son demasiado altas y en el punto 5 la presión es muy superior a la presión requerida en el punto 6 (Impulsión) por lo tanto el damper ocasiona una caída de presión bastante alta para que el sistema opere al flujo volumétrico deseado. Como la forma de iteración consiste en buscar el valor adecuado de la variable que realiza el control (RMPs) en función de las variaciones del parámetro deseado (RSH); entonces si se empieza la iteración en valores altos de RPMs muy por encima del valor necesario el método de búsqueda falla y por lo tanto se establece un condicional (*iteración* = 1) que en la primera iteración baje el valor de las RPMs a un valor razonable para empezar a iterar:
 - ✓ Dicho condicional evalúa los estados del aire en todo el sistema usando las funciones necesarias hasta que la presión sea en el punto 5 sea muy cercana a la presión requerida en el punto 6
- El ahorro de energía del sistema VAV controlado por RPMs se basa principalmente en no aumentar la presión en el ventilador más de lo necesario, lo cual en términos hidráulicos significa que el damper de entrada a la habitación no realizara una caída de presión o dicha caída de presión será mínima; para simular este tipo de comportamiento es entonces necesario conocer la curva de presión del sistema en función del flujo volumétrico; Para determinar esta curva se establece un ciclo “for” el cual determina todos los estados del aire a diferentes flujos volumétricos con el único objetivo de obtener una ecuación que represente aproximadamente las variaciones de caída de presión en función del caudal para el sistema fijado.
- Un segundo While es el encargado de variar el flujo de aire de acuerdo a las variaciones de carga sensible hasta que el *ErrorRSH* sea menor que 0.1
- Un tercer While es el encargado de encontrar una curva de presión en función del caudal para el ventilador a unas RPMs dadas que se intersecta con la curva del sistema en el punto de operación (CFMs y caída de presión del sistema en estas CFMs)
 - ✓ Partiendo del estado del aire al salir del recinto a acondicionar *Punt₇*, se calcula el punto 8 (*Punt₈*) al evaluar el programa “Ducto” con los datos correspondientes al ducto 2.
 - ✓ Mediante la función *mezcla*, se determina el punto de mezcla (*Punt₂*), entre el aire que viene de retorno (*Punt₈*) y el que se toma del ambiente exterior (*Punt₁*),
 - ✓ Usando la función *Ventilador* se realiza el cálculo del punto 3 (*Punt₃*), partiendo de los datos del punto 2 (*Punt₂*).

- ✓ Igualando las Curva del sistema con la caída de presión del ventilador se itera la veces que sea necesario para obtener el valor de RPMs deseado
- Posteriormente se determina el valor del punto 4 ($Punt_4$) al evaluar la función “Cooling” con los datos correspondientes a la unidad manejadora y luego se calcula el punto 5 ($Punt_5$) con los datos correspondientes al ducto 1.
- Se calcula el punto 6 ($Punt_6$) variando las condiciones del damper.
- Usando los valores conocidos de los estados del aire se determina un valor de flujo volumétrico tentativo para controlar las variaciones de carga sensible manteniendo la temperatura del cuarto en el valor deseado, y se itera hasta que dicho valor salga del While correspondiente a las variaciones de carga sensible.
- Finalmente se corrige el valor de la humedad relativa del cuarto en función de las variaciones de carga latente del mismo.
- El procedo iterativo termina, arrojando las nuevas condiciones del aire, en cada uno de los estados para este sistema de control.

4.2.1.4 Diagrama de flujo para el control por velocidad del ventilador



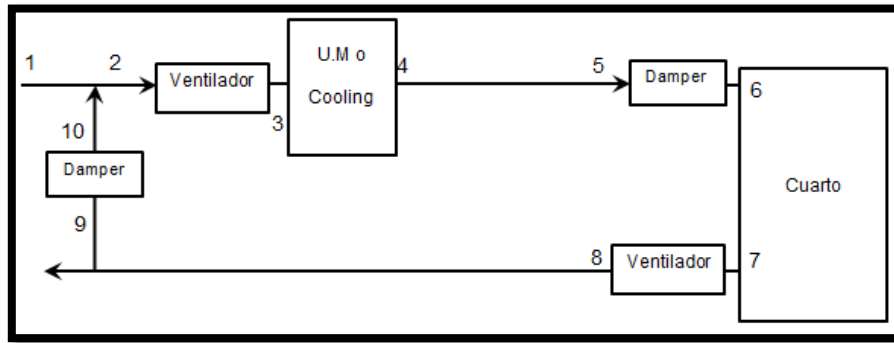




4.2.2 Control con ciclo economizador

Éste control es básicamente igual al VAV simple, sin embargo tiene una variación importante. En teoría cuando la entalpía del aire exterior es menor que la entalpía del aire de retorno podría renovarse todo el aire y así generar un ahorro en el consumo de energía, no obstante en la práctica esto se lleva a cabo comparando la temperatura del aire de retorno y la temperatura exterior.

Figura 48. Esquema para el economizador



Fuente: Los Autores

Figura 49. Cálculo inicial para el control con ciclo economizador

Economizador

ECONOMIZADOR

DATOS DE ENTRADA

Propiedades del Cuarto

T. Bulbo Seco (Tdb)[c] 24

Humedad Relativa 0.5

Propiedades del Ambiente

T. Bulbo Seco (Tdb)[c] 31

Humedad Relativa 0.65

Presion Atmosferica [kPa] 90.781

Condiciones del Diseño

Flujo Impulsados [CFM] 3044.103

Flujo de Ventilacion [CFM] 442.6

METODO DE CONTROL

☐ Economizador

☒ VAV sin Economizador

CARGAS DEL CUARTO

RSH [kw]

RLH [kw]

Esquema

Resultados

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
w [kg/kg]										
(phi)										
Twb [c]										
Tdb [c]										
Tr [c]										
h [kJ/kg]										
P [Pa]										

Botones: CALCULO INICIAL, CONTROL, CARTA PSICROMETRICA, Resultados Equipos, ATRAS

Fuente: Los Autores

4.2.2.1 Descripción de la simulación para el control por ciclo economizador

La simulación de sistema de aire VAV con ciclo Economizador se realiza a partir de las condiciones del aire del recinto a acondicionar y del ambiente exterior, además de los datos correspondientes a cada uno de los equipos, que componen éste método de control, los cuales son determinados por las funciones correspondientes, que fueron explicadas en el capítulo 3:

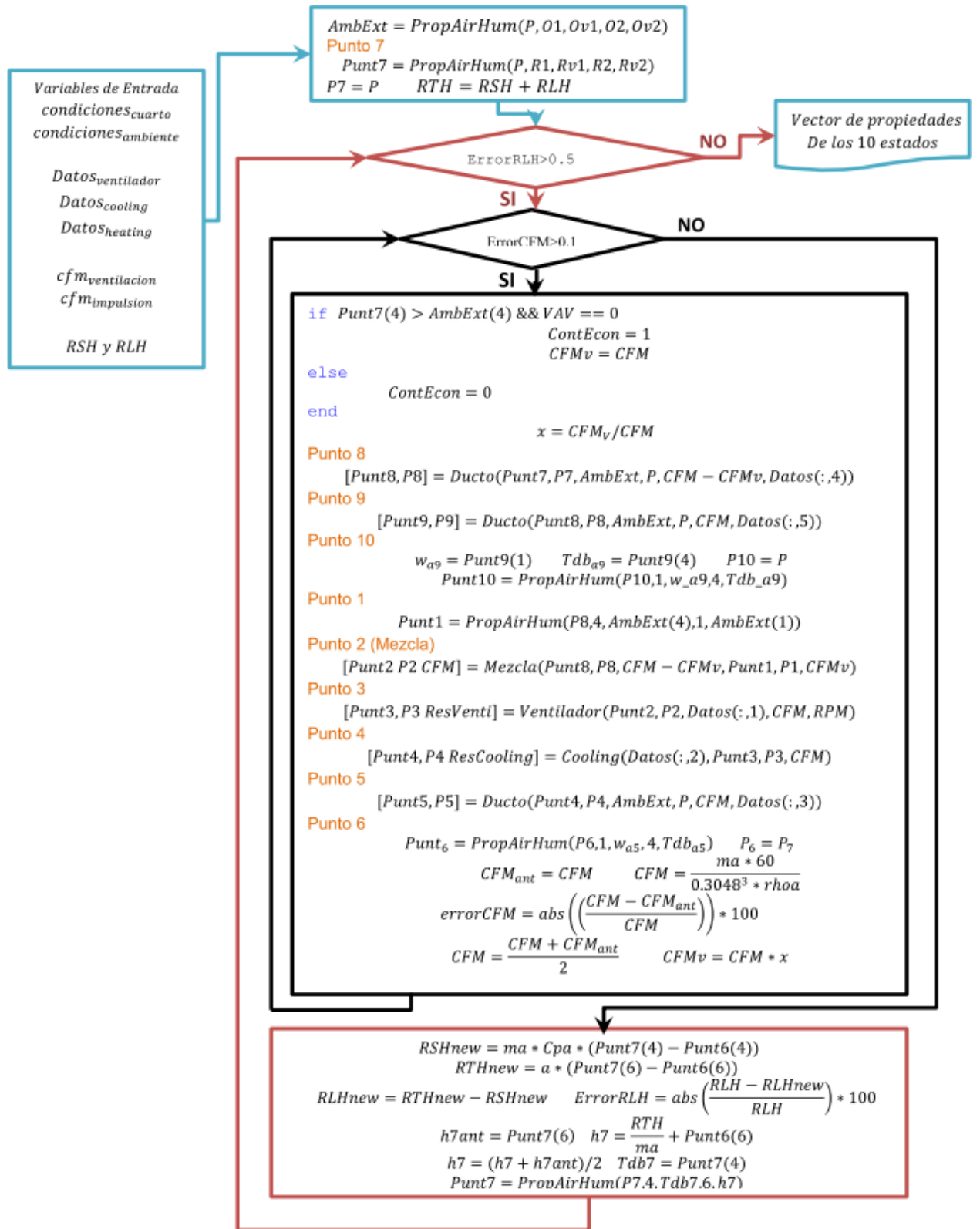
- Ventilador, sección 3.1: $[Vent_2, P_2 \text{ ResVenti}] = Ventilador(Vent_1, P_1, Curv, CFM, RPM)$
- Unidad manejadora, sección 3.2: $[Ev_2, P_2 \text{ ResCooling}] = Cooling(Dat, Ev_1, P_1, CFM)$
- Ductos, sección 3.4: $[Duct_2, P_2] = Ducto(Duct_1, P_1, AmbExt, Patm, CFM, DatosDucto)$

Donde estas son utilizadas, para el cálculo de los estados del aire, en el programa principal *Economizador*. Inicialmente se establece un “cálculo inicial” donde se obtiene el valor de carga sensible nominal al flujo volumétrico de diseño y RPMs nominales del ventilador y se establece un valor de carga sensible nominal que el sistema es capaz de sacar manteniendo controladas las condiciones de temperatura del cuarto; Posteriormente se realiza el control tal y como lo describe el diagrama de la sección 4.2.2.2 de la siguiente manera:

- Se abren dos ciclos While el primero corresponde a la iteración por carga latente (errorRLH). El sistema de control VAV con ciclo Economizador solo controla carga sensible, sin embargo no es ajeno a las variaciones de carga latente, pues estas variaciones afectan la humedad del cuarto; por lo tanto este bucle de programación corrige la humedad relativa del cuarto en función de las variaciones de carga latente.
- El segundo While es el encargado de variar el flujo de aire de acuerdo a las variaciones de carga sensible hasta que el *ErrorCFM* sea menor que 0.1
- Inicialmente se evalúa si la temperatura del aire exterior es menor que la temperatura del aire que viene del ducto de retorno; de ser así se renueva todo el aire del sistema.
- Usando la función *Ventilador* se realiza el cálculo del punto 7 (*Punt₈*), partiendo de los datos del punto 7 (*Punt₇*) correspondiente a las condiciones del cuarto.
- Partiendo del estado del aire al salir del ventilador Punto 8 (*Punt₈*), se calcula el punto 9 (*Punt₉*) al evaluar el programa “Ducto” con los datos correspondientes al ducto 2 y posteriormente se determina el punto 10 (*Punt₁₀*), como función de la presión deseada al pasar por el damper

- Mediante la función *mezcla*, se determina el punto de mezcla ($Punt_2$), entre el aire que viene de retorno ($Punt_{10}$) y el que se toma del ambiente exterior ($Punt_1$),
- Usando la función *Ventilador* se realiza el cálculo del punto 3 ($Punt_3$), partiendo de los datos del punto 2 ($Punt_2$).
- Posteriormente se determina el valor del punto 4 ($Punt_4$) al evaluar la función “Cooling” con los datos correspondientes a la unidad manejadora y luego se calcula el punto 5 ($Punt_5$) con los datos correspondientes al ducto 1.
- Se calcula el punto 6 ($Punt_6$) variando las condiciones del damper.
- Usando los valores conocidos de los estados del aire se determina un valor de flujo volumétrico tentativo para controlar las variaciones de carga sensible manteniendo la temperatura del cuarto en el valor deseado.
- Finalmente se corrige el valor de la humedad relativa del cuarto en función de las variaciones de carga latente del mismo.
- El procedo iterativo termina, arrojando las nuevas condiciones del aire, en cada uno de los estados para este sistema de control.

4.2.2.2 Diagrama de flujo para el control por ciclo economizador

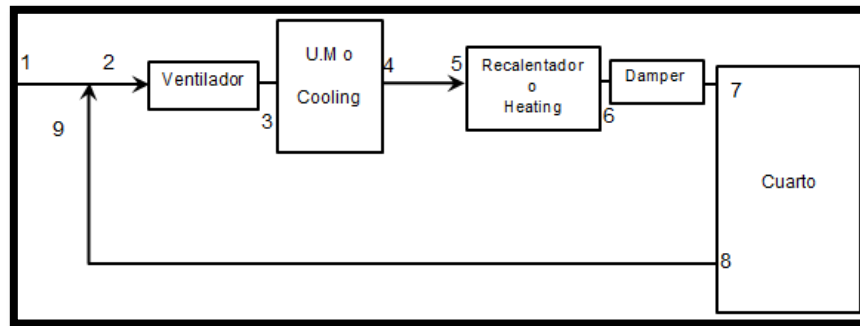


4.2.3 Control con recalentamiento VAV

Éste es uno de los pocos sistemas que controla cargas de calor latente y cargas de calor sensible, sin embargo está limitado a su diseño inicial, pues sólo controla cargas latentes inferiores a la carga máxima que extrae inicialmente.

Mediante experimentación se pudo determinar que cuando se pretende controlar tanto la temperatura como la humedad de la habitación, una variación muy pequeña del flujo puede no producir altos cambios de calor sensible, mientras que con altos cambios de calor latente siempre se producen altas variaciones de flujo, por lo tanto se determinó que el calor total es dependiente en gran medida del flujo total de CFMs y el calor sensible depende más de la temperatura de entrada del aire.

Figura 50. Esquema control por recalentamiento VAV



Fuente: Los Autores

Figura 51. Cálculo inicial para el control VAV por recalentamiento

VAV CON RECALENTAMIENTO

DATOS DE ENTRADA

Propiedades del Cuarto

T. Bulbo Seco (Tdb) [°C]: 24
 Humedad Relativa: 0.5

Propiedades del Ambiente

T. Bulbo Seco (Tdb) [°C]: 31
 Humedad Relativa: 0.65
 Presión Atmosférica [kPa]: 90.781

Condiciones del Diseño

Flujo Impulsado [CFM]: 3044.103
 Flujo de Ventilación [CFM]: 442.6

METODO DE CONTROL

☒ VAV Recalentamiento

CARGAS DEL CUARTO

RSH [kW]:
 RLH [kW]:

Esquema

Diagrama de flujo que muestra el camino del aire: Ventilador Centrifugo (1) → Ducto1 (4) → Heating Coil (5) → Ducto2 (8) → Cuarto (9). También se muestra un Cooling Coil (3) y un Ducto1 (6).

Resultados

	1	2	3	4	5	6	7	8	9
w [kg/kg]									
(phi)									
Twb [°C]									
Tdb [°C]									
Tr [°C]									
h [kJ/kg]									
P [Pa]									

Botones: CALCULO INICIAL, CONTROL, CARTA PSICROMETRICA, Resultados Equipos, ATRAS

Fuente: Los Autores

4.2.3.1 Descripción de la simulación para el control con recalentamiento

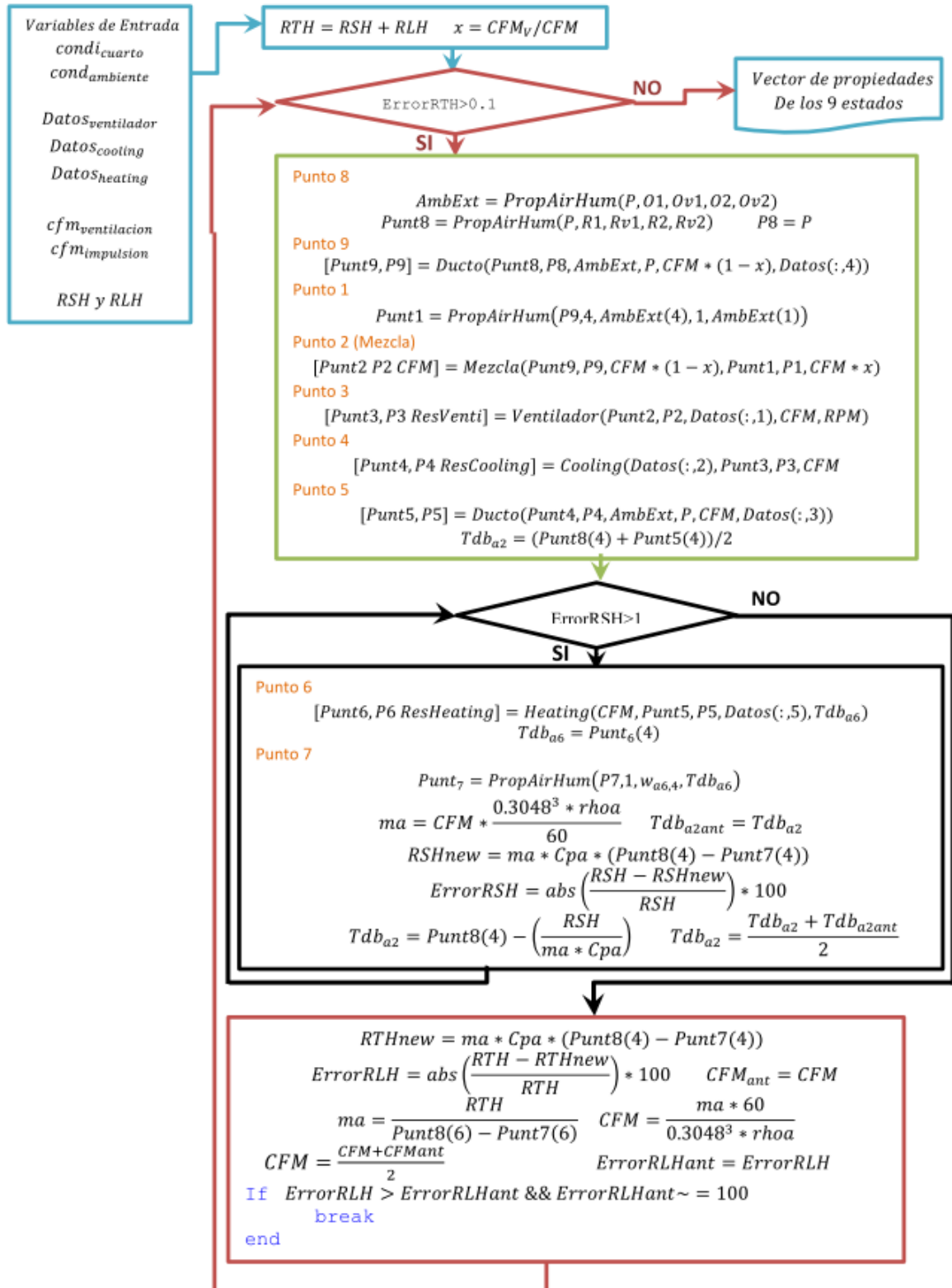
La simulación del método VAV con Recalentamiento se realiza a partir de las condiciones del aire del recinto a acondicionar y del ambiente exterior, además de los datos correspondientes a cada uno de los equipos, que componen éste método de control, los cuales son determinados por las funciones correspondientes, que fueron explicadas en el capítulo 3:

- Ventilador, sección 3.1: $[Vent_2, P_2 \text{ ResVenti}] = Ventilador(Vent_1, P_1, Curv, CFM, RPM)$
- Unidad manejadora, sección 3.2: $[Ev_2, P_2 \text{ ResCooling}] = Cooling(Dat, Ev_1, P_1, CFM)$
- Recalentador, sección 3.3: $[Heat_2, P_2 \text{ ResHeating}] = Heating(CFM, Heat_1, P_1, DatHeat, Tdb_{a2})$
- Ductos, sección 3.4: $[Duct_2, P_2] = Ducto(Duct_1, P_1, AmbExt, Patm, CFM, DatosDucto)$

Donde estas son utilizadas, para el cálculo de los estados del aire, en el programa principal *VAV_Recalentamiento*. Inicialmente se establece un cálculo inicial, donde se asume que el flujo de aire que circula por el ducto principal no se calienta previamente al ingreso al recinto y se establece la carga máxima sensible y latente que el sistema es capaz de sacar manteniendo controladas las condiciones de temperatura y humedad relativa del cuarto; Posteriormente se realiza el control tal y como lo describe el diagrama de la sección 4.2.3.2 de la siguiente manera:

- Se abren dos ciclos While el primero corresponde a la iteración por carga total (errorRTH). El sistema de control por recalentamiento VAV controla tanto carga sensible como carga latente, por lo cual inicialmente se realiza una iteración para hallar la carga total, pero en realidad el objetivo de esta iteración es controlar la carga latente de manera implícita, ya que posteriormente se controlara la carga sensible. La variación de la carga total se logra variando el flujo volumétrico de aire.
- El segundo While es el encargado de variar la temperatura de impulsión del aire de acuerdo a las variaciones de carga sensible hasta que el *ErrorRSH* sea menor que 1
- Partiendo del estado del aire al salir del recinto a acondicionar $Punt_8$, se calcula el punto 9 ($Punt_9$) al evaluar el programa “Ducto” con los datos correspondientes al ducto 2.
- Mediante la función *mezcla*, se determina el punto de mezcla ($Punt_2$), entre el aire que viene de retorno ($Punt_9$) y el que se toma del ambiente exterior ($Punt_1$),
- Usando la función *Ventilador* se realiza el cálculo del punto 3 ($Punt_3$), partiendo de los datos del punto 2 ($Punt_2$).
- Posteriormente se determina el valor del punto 4 ($Punt_4$) al evaluar la función “Cooling” con los datos correspondientes a la unidad manejadora y luego se calcula el punto 5 ($Punt_5$) con los datos correspondientes al ducto 1.
- Posteriormente se entra al While del error *ErrorRSH* donde variando la Temperatura de salida del aire del recalentador se controla la carga sensible hasta obtener el valor deseado de temperatura de impulsión ($Punt_7$) que permita ajustar la temperatura del cuarto de acuerdo a las variaciones de carga sensible.
- Después se compara el valor del calor total deseado (*RTH*) y el calor total calculado (*RTHnew*) con el objetivo de determinar el error y encontrar el flujo volumétrico de aire (*CFM*) requerido para cumplir con los criterios de calor total.
- El control de la carga sensible siempre se cumple, de manera que la temperatura del cuarto requerida por el termostato, se mantenga en el valor establecido por las condiciones de entrada, sin embargo el control de carga total puede no cumplirse, por lo que se agrega una condicional más para este criterio de parada, la cual indica que si el nuevo $ErrorRLH > ErrorRLH_{ant}$ y $ErrorRLH_{ant} \sim 100$, el proceso iterativo finaliza.
- El proceso iterativo termina, arrojando las nuevas condiciones del aire, en cada uno de los estados para este sistema de control.

4.2.3.2 Diagrama de flujo para el control con recalentamiento



4.2.4 Control de doble ducto

El sistema de control dado por el sistema doble ducto consiste en una configuración donde por un ducto circula aire caliente y por el otro aire frío y se mezclan posteriormente. Se usa generalmente en lugares donde en ciertas épocas del año es necesario tener calefacción y también en sitios donde las condiciones de confort son diferentes en cada zona.

Se va a analizar el caso de un sistema usado para mantener la carga sensible y latente de una zona a acondicionar.

El sistema de control por doble ducto es bastante complejo, pues hay tres variables que podemos manipular (temperatura de salida del “heating”, flujo de aire total, y proporción de aire caliente y frío) y sólo dos variables a controlar (RSH y RLH), por lo tanto hay en teoría varias soluciones para un mismo problema. Se determinó que la única variable capaz de controlar las cargas de calor sensible es la variación del flujo, así que podemos variar la proporción de aire y la temperatura de salida del “heating” para controlar el factor de calor sensible; si mantenemos constante la temperatura de salida del “heating” para controlar el factor de calor sensible únicamente con las variaciones de la proporción de aire caliente y frío, observaremos que no todas las combinaciones que en teoría se pueden dar, son realizables en la práctica, pues para factores de calor sensible dados, fijando la temperatura, las proporciones de aire nos obligan a suministrar CFMs demasiado altas y por ende estaríamos limitados por las características mecánicas e hidráulicas del ventilador; y la capacidad eléctrica de la instalación.

Figura 52. Cálculo inicial para el control VAV por doble ducto

DobleDucto

DOBLE DUCTO

DATOS DE ENTRADA

Propiedades del Cuarto

T. Bulbo Seco (Tdb)[c]: 24

Humedad Relativa: 0.5

Propiedades del Ambiente

T. Bulbo Seco (Tdb)[c]: 30

Humedad Relativa: 0.65

Presion Atmosferica [kPa]: 101.325

Condiciones del Diseño

Flujo impulsados [CFM]:

Flujo de Ventilacion [CFM]:

Esquema

Diagrama de flujo de aire que muestra: Ventilador Centrifugo 1, Cooling Coil, Ducto1, Ducto2, Ducto3, Heating Coil, Ventilador Centrifugo2, y CFM Por Ducto. Los puntos de medición están numerados del 1 al 14.

METODO DE CONTROL

☒ Doble Ducto

CARGAS DEL CUARTO

RSH [kw]:

RLH [kw]:

Resultados

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
w [kg/kg]														
(phi)														
Twb [c]														
Tdb [c]														
Tr [c]														
h [kJ/kg]														
P [Pa]														

Botones de Navegación: CALCULO INICIAL, CONTROL, CARTA PSICROMETRICA, Resultados Equipos, ATRAS

Fuente: Los Autores

4.2.4.1 Descripción de la simulación para el control de doble ducto

La simulación del doble ductos se realiza a partir de las condiciones del aire del recinto a acondicionar y del ambiente exterior, además de los datos correspondientes a cada uno de los equipos, que componen éste método de control, los cuales son determinados por las funciones correspondientes, que fueron explicadas en el capítulo 3:

- Ventilador, sección 3.1: $[Vent_2, P_2 \text{ ResVenti}] = Ventilador(Vent_1, P_1, Curv, CFM, RPM)$
- Unidad manejadora, sección 3.2: $[Ev_2, P_2 \text{ ResCooling}] = Cooling(Dat, Ev_1, P_1, CFM)$
- Recalentador, sección 3.3: $[Heat_2, P_2 \text{ ResHeating}] = Heating(CFM, Heat_1, P_1, DatHeat, Tdb_{a2})$
- Ductos, sección 3.4: $[Duct_2, P_2] = Ducto(Duct_1, P_1, AmbExt, Patm, CFM, DatosDucto)$

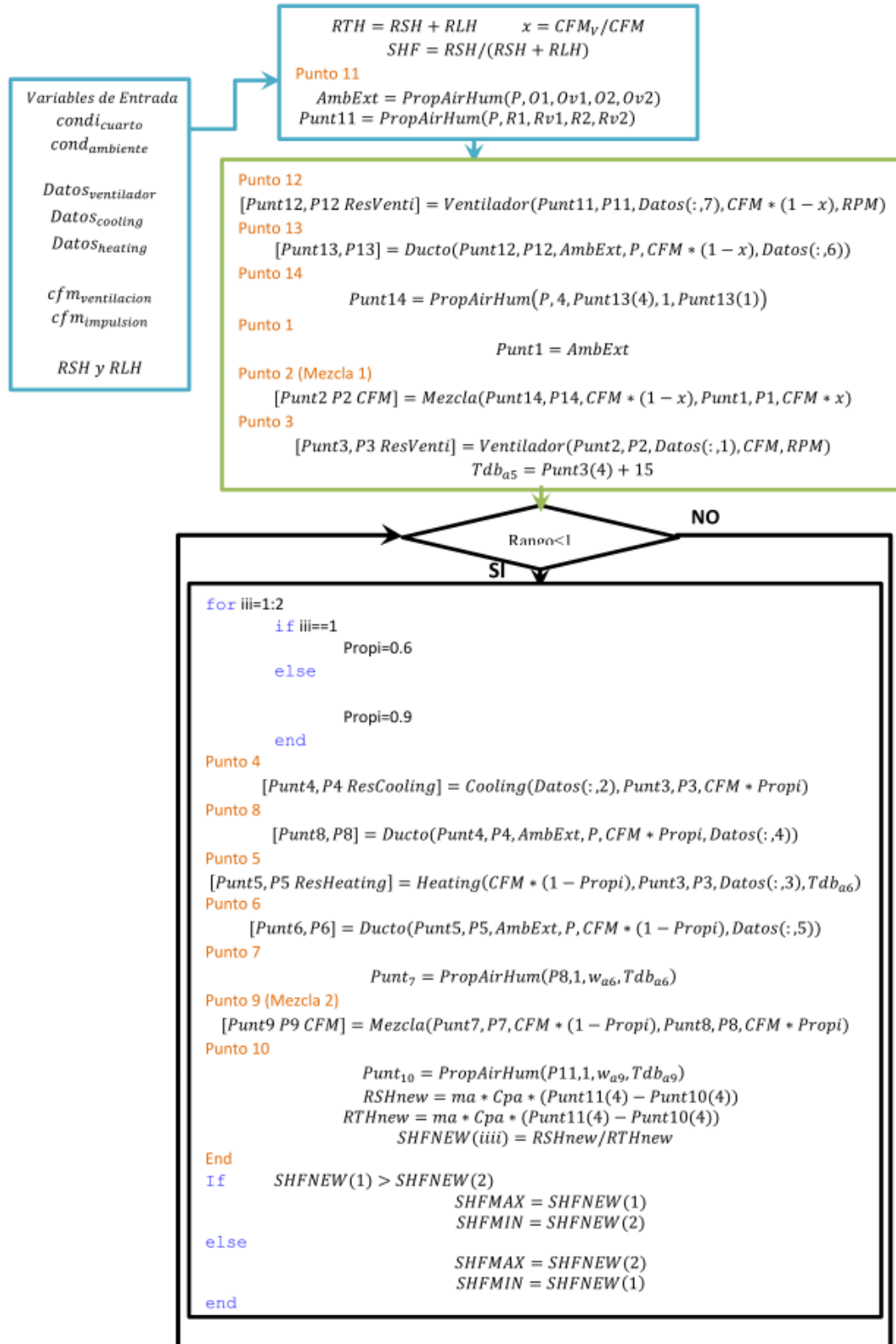
Donde estas son utilizadas, para el cálculo de los estados del aire, en el programa principal *DobleDucto*. Inicialmente se establece un cálculo inicial, donde se determina el valor de la carga térmica máxima al interior del recinto, y se asume que todo el aire deshumectado que sale de la unidad ingresa al recinto a acondicionar, sin pasar por el ducto de recalentamiento, posteriormente se realiza en control como se indica en la sección 4.2.4.2 de la siguiente manera.

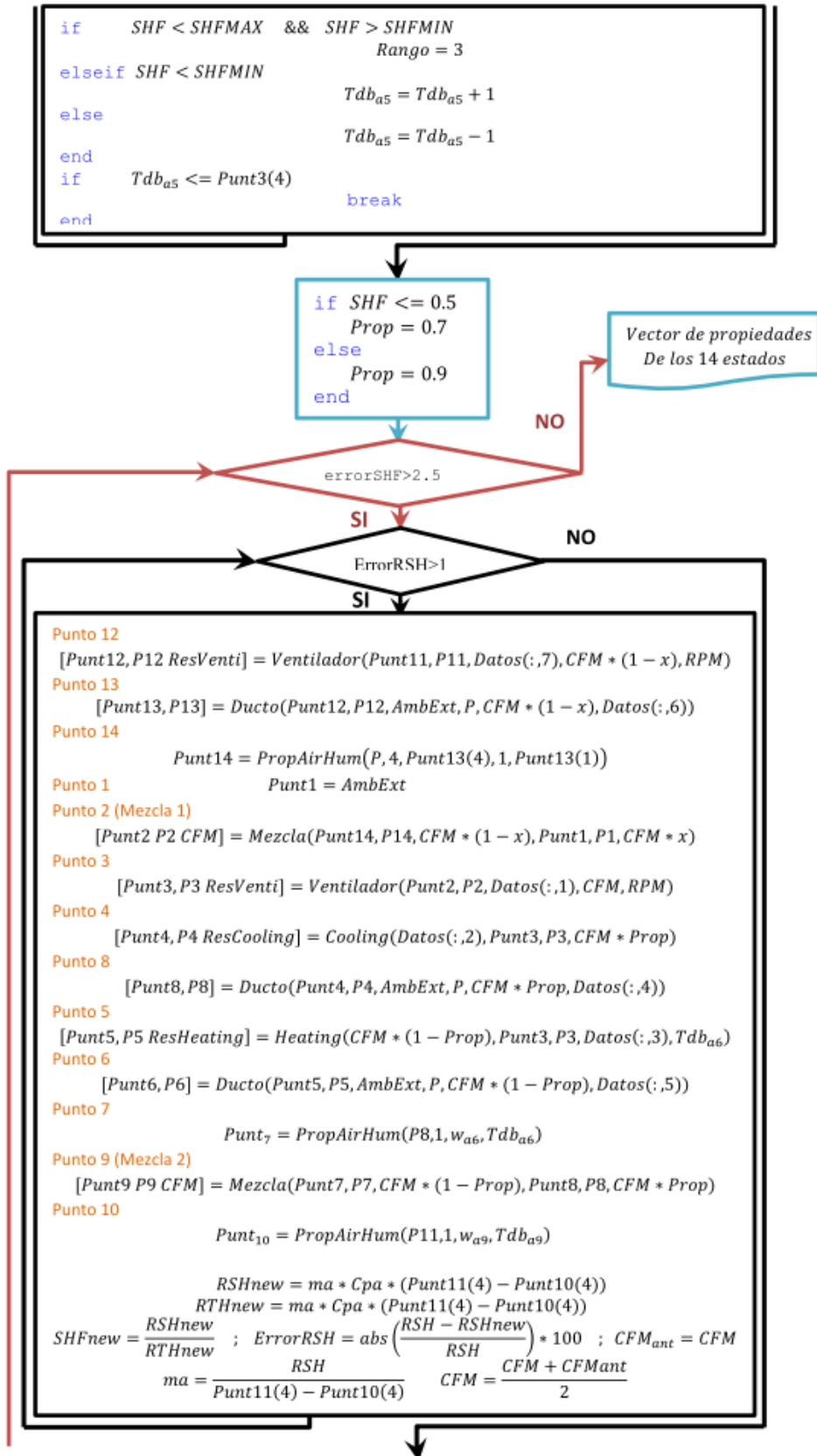
- Inicialmente se calculan todos los estados del aire para posteriormente variar la temperatura de salida de la unidad de recalentamiento hasta que sea posible hallar el factor de calor sensible deseado (SHF) cuando circula de un 60% a 90% del aire total por el ducto de la unidad manejadora
- Se abren dos ciclos While el primero corresponde a la iteración por el factor de calor sensible ($errorSHF$). El sistema de control por doble ducto controla tanto carga sensible como carga latente, por lo cual inicialmente se realiza una iteración para hallar un factor de calor sensible, pero en realidad el objetivo de esta iteración es controlar la carga latente de manera implícita, ya que posteriormente se controlara la carga sensible. La variación del factor de calor sensible se logra variando la proporción de aire frío y caliente.
- El segundo While es el encargado de variar la temperatura de impulsión del aire de acuerdo a las variaciones de carga sensible hasta que el $ErrorRSH$ sea menor que 1
- Usando la función *Ventilador* se realiza el cálculo del punto 12 ($Punt_{12}$), partiendo de los datos del punto 11 ($Punt_{11}$) el cual es el estado del aire al salir del recinto a acondicionar.
- Partiendo del punto 12 $Punt_{12}$, se calcula el punto 13 ($Punt_{13}$) al evaluar el programa “Ducto” con los datos correspondientes al ducto 3.
- Mediante la función *mezcla*, se determina el punto de mezcla ($Punt_2$), entre el aire que viene de retorno ($Punt_{14}$) y el que se toma del ambiente exterior ($Punt_1$),
- Usando la función *Ventilador* se realiza el cálculo del punto 3 ($Punt_3$), partiendo de los datos del punto 2 ($Punt_2$).
- Posteriormente se determina el valor del punto 4 ($Punt_4$) al evaluar la función “Cooling” con los datos correspondientes a la unidad manejadora y luego se calcula el punto 8 ($Punt_8$) con los datos correspondientes al ducto 1.
- Se determina el valor del punto 5 ($Punt_5$) al evaluar la función “Heating” con los datos correspondientes al heating y luego se calcula el punto 6 ($Punt_6$) con los datos correspondientes al ducto 2
- Se halla el punto 7 ($Punt_7$) al pasar el aire proveniente del punto 6 ($Punt_6$) por el damper.
- Mediante la función *mezcla*, se determina el punto de mezcla ($Punt_9$), entre el aire que viene del ducto de aire caliente ($Punt_7$) y el que viene del ducto de aire frío ($Punt_8$).
- Después se compara el valor del calor total deseado (RSH) y el calor total calculado (RSH_{new}) con el objetivo de determinar el error y encontrar el flujo

volumétrico de aire (*CFM*) requerido para cumplir con los criterios de calor sensible.

- Finalmente se varía la proporción de forma intuitiva hasta conseguir el factor de calor sensible deseado.
- El control de la carga sensible siempre se cumple, de manera que la temperatura del cuarto requerida por el termostato, se mantenga en el valor establecido por las condiciones de entrada, sin embargo el control del factor de calor sensible puede no cumplirse, por lo que se agregan varias condiciones para detener la iteración cuando sea necesario como se observa en el diagrama de la sección 4.2.4.2.
- El proceso iterativo termina, arrojando las nuevas condiciones del aire, en cada uno de los estados para este sistema de control.

4.2.4.2 Diagrama de flujo para el control de doble ducto





```

        CFM = CFMant    errorSHFant = errorSHF
        errorSHF = abs( $\frac{SHF - SHF_{new}}{SHF}$ ) * 100    deltaSHF = abs(SHF - SHFnew)
if deltaSHF > 0.1
    Prop = Prop - 0.01
else
    Prop = Prop - 0.01
End
if errorSHF > errorSHFant && errorSHF ~ = 100
    break
end
if iteracion == 1 && SHF > SHFmax
    break
end

```

5 ANÁLISIS DE RESULTADOS

En este capítulo se analizan los resultados de la simulación de los diferentes métodos de control de confort presentados en el presente proyecto de grado:

- Volumen de aire constante
 - ✓ Control por Bypass
 - ✓ Control por recalentamiento
 - ✓ Control por capacidad de la unidad manejadora
- Volumen de aire variable
 - ✓ Control VAV simple (estrangulamiento y control por RPM)
 - ✓ Control por ciclo economizador
 - ✓ Control por recalentamiento
 - ✓ Control por doble ducto

En cada caso, mediante un ejemplo específico en el que se establecen las variables de entrada para su simulación, se pretende encontrar las condiciones del cuarto (propiedades y/o cargas térmicas), al igual que los estados del aire a través de todo el sistema, los cuales se comparan con un caso de referencia presentado en el cuadro 1.

Además se realiza el análisis individual de la unidad manejadora para evaluar única y exclusivamente su comportamiento, variando su geometría o las condiciones de entrada del aire.

5.1 ESCENARIOS DE PRUEBA

Para facilitar el análisis de cada uno de los métodos de control de confort propuestos, se utilizan los mismos elementos básicos, escogidos de las múltiples opciones que existen. A continuación se detallan cada uno de estos elementos.

- Ventilador centrífugo: Modelo YG08 del fabricante YORK operando con una velocidad de rotación de 1725 [RPM].
- Recalentador: Para los métodos de control en que se requiera analizar por recalentamiento se selecciona el modelo 400 del fabricante HC BARCOL-AIR con tipo de recalentador por resistencia eléctrica.

- Unidad Manejadora: Modelo YG08 con 4 filas (Excepto para los métodos que controlan Carga sensible y Latente: VAV con recalentamiento y Doble Ducto), el fluido de refrigerante es agua que tiene una temperatura de entrada de 6.7 [C] y una temperatura de salida de 12.2 [C], los tubos de cobre y las aletas de aluminio.
- Ductos: En cada uno de los métodos de control se especifican las variables geométricas para los ductos, ya que en algunos estas características cambian. Sin embargo todos están compuestos por dos materiales, uno es *Acero galvanizado* con espesor de 5 [mm], el siguiente es un aislamiento denominado *ISOAIR* con 55 [mm] de espesor.

Para cada uno de los métodos de control seleccionados, se plantean diferentes casos de análisis (ver cuadro 1), los cuales son comparados con el caso de referencia cuyas condiciones se muestran a continuación.

- Temperatura de bulbo seco exterior: 31 [C]
- Humedad relativa: 65%
- Presión atmosférica: 90.781 [Kpa]
- Carga sensible: 10 [KW]
- Carga latente: 6 [KW]
- Flujo de aire de ventilación: 442.6 [CFM]

En dichos casos de análisis, se pretende considerar el efecto sobre las condiciones de confort en el recinto a acondicionar (temperatura de bulbo seco de 24 [C] y humedad relativa 50%), teniendo en cuenta la variación de:

- Las condiciones del ambiente exterior.
 - ✓ Caso 1: Sólo la Temperatura de bulbo seco exterior de 28 [C]
 - ✓ Caso 2: Sólo la presión atmosférica de 101.325 [Kpa]
 - ✓ Caso 3: Sólo la humedad relativa exterior de 82%
- La carga térmica.
 - ✓ Caso 4: Reducción de la carga sensible a 8 [KW]
 - ✓ Caso 5: Reducción de la carga latente a 4 [KW]
- El flujo de ventilación y la proporción de aire.
 - ✓ Caso 6: Aumento del flujo de ventilación de 800 [CFM]

Las condiciones correspondientes a los diferentes casos de análisis se muestran en el cuadro 1, estos se aplican a todos los métodos de control de confort seleccionados.

Cuadro 1. Casos de análisis para los métodos de control

	VARIACION DE PROPIEDADES DEL AMBIENTE EXTERIOR				VARIACION DE LA CARGA		CFMv y prop
	caso ref.	caso 1	caso 2	caso 3	caso 4	caso 5	caso 6
P [Kpa]	90,781	90,781	101,325	90,781	90,781	90,781	90,781
Tdb [C]	31	28	31	31	31	31	31
Phi	0,65	0,65	0,65	0,82	0,65	0,65	0,65
RSH [KW]	10	10	10	10	8	10	10
RLH [KW]	6	6	6	6	6	4	6
CFMv	442,6	442,6	442,6	442,6	442,6	442,6	800

Fuente: Los Autores

El proceso de análisis para cada uno de los métodos de control de confort, desarrollado en este capítulo se describe a continuación:

1. Se escogen los elementos básicos que compone cada sistema además de las condiciones ambientales del recinto, donde se determina la capacidad nominal del cuarto en la sección “Modelamiento cálculo inicial”, sin aplicar el método de control.
2. Se modifica la carga sensible y/o latente respecto al cálculo inicial efectuado en el paso anterior, en el cual se reduce la capacidad nominal.
3. Se calculan los estados del aire para cada sistema, por medio de los diferentes escenarios planteados en el cuadro 1.

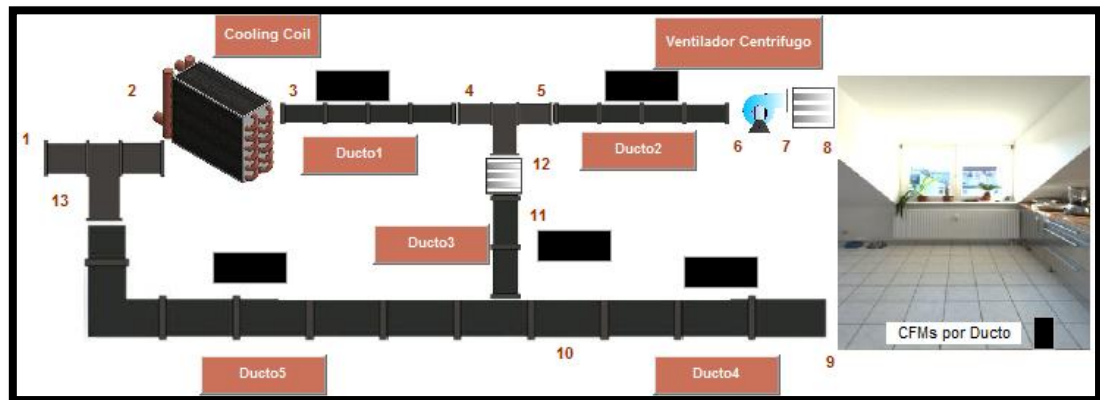
Para cada sección de los casos a analizar se presentan los siguientes resultados:

- ✓ Propiedades de los estados del aire para el sistema.
- ✓ Carta psicrométrica de los estados del aire para el sistema.
- ✓ Potencia de los equipos, flujo de aire de impulsión, ventilación; según sea el caso.

5.2 MÉTODO DE CONTROL POR BY-PASS

Para el análisis de este método de control se utilizan como elementos básicos de los equipos que corresponden a éste sistema (Unidad manejadora y ventilador), mencionados en la sección 5.1. Pero dado que para cada método de control se tiene una distribución de ductos diferente en este caso particular la geometría de es presentada en el cuadro 2.

Figura 53. Estados del aire para el sistema ByPass



Fuente: Los Autores

Cuadro 2. Datos geométricos para las ductos

DUCTO 1 Y 2	
H [cm]	71,12
V [cm]	33,02
L [m]	12,89
Co	1,1602
DUCTO 3	
H [cm]	63,5
V [cm]	30,48
L [m]	8
Co	1,1604
DUCTO 4 Y 5	
H [cm]	63,5
V [cm]	30,48
L [m]	12,39
Co	1,1602

Fuente: Los Autores

5.2.1 Análisis de resultados

- Modelamiento del Caso Inicial**

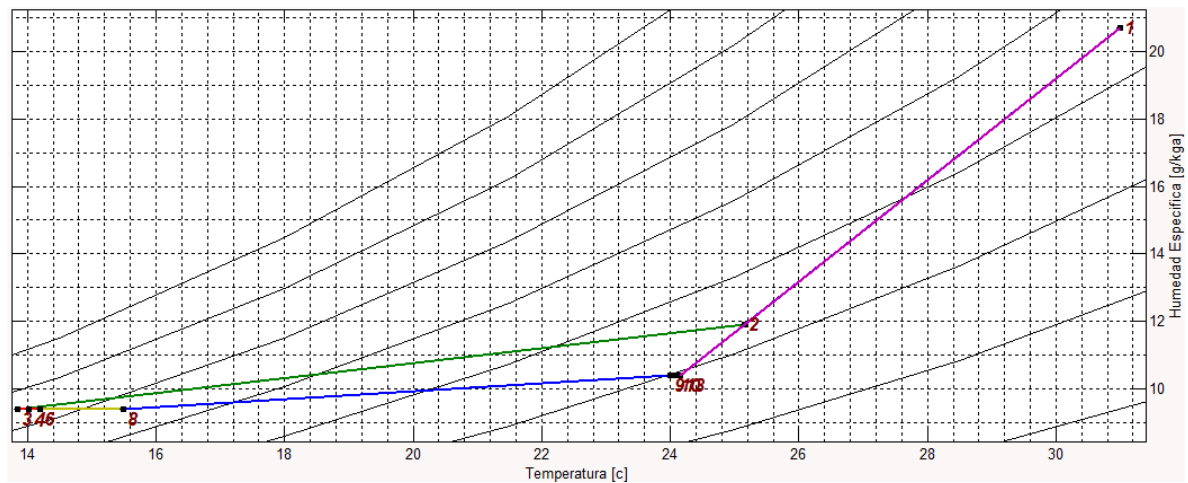
A continuación se presenta el resultado del modelamiento para este método de control de confort donde se muestra el estado del aire en los 13 puntos escogidos, para el caso de referencia (ver cuadro 1) y la capacidad nominal de retiro de calor tanto sensible como latente, sin realizar el control de la carga térmica.

Cuadro 3. Propiedades a carga máxima

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
w [Kgw/Kga]	0,0207	0,0119	0,0094	0,0094	0,0094	0,0094	0,0094	0,0094	0,0104	0,0104	0,0104	0,0094	0,0104
phi	0,6500	0,5300	0,8500	0,8400	0,8400	0,8300	0,7700	0,7600	0,5000	0,5000	0,5000	0,8400	0,4900
Twb [c]	25,4500	18,2700	12,3200	12,3800	12,3800	12,4500	13,0700	12,9600	16,8000	16,8300	16,8300	12,3800	16,8500
Tdb [c]	31,0000	25,1500	13,8400	14,0200	14,0200	14,1900	15,5000	15,5000	24,0000	24,0800	24,0800	14,0200	24,1600
Tr [c]	23,6400	14,9500	11,3800	11,3800	11,3800	11,3700	11,5800	11,4000	12,9800	12,9700	12,9700	11,3800	12,9600
h [KJ/Kg]	84,1200	55,5100	37,5700	37,7500	37,7500	37,9200	39,2700	39,2700	50,6100	50,6900	50,6900	37,7500	50,7800
P [Kpa]	90709	90709	90650	90616	90616	90582	91857	90781	90781	90745	90745	90616	90709

Fuente: Los Autores

Figura 54. Carta Sicrométrica a carga máxima



Fuente: Los Autores

Cuadro 4. Consumos energéticos de los equipos utilizados a carga máxima

Cooling	LPM	72,2661
	COP	9,1023
	Factor Bypass	0,2568
	Pot [KW]	3,276
	Qs [KW]	18,7923
	Ql [KW]	9,4478
	Qt [KW]	28,2400
Ventilador1	Pot [KW]	2,1826
	RPM	1725
Otros	Pot_tot [KW]	5,4585
	CFMdesviado	0,00

Fuente: Los Autores

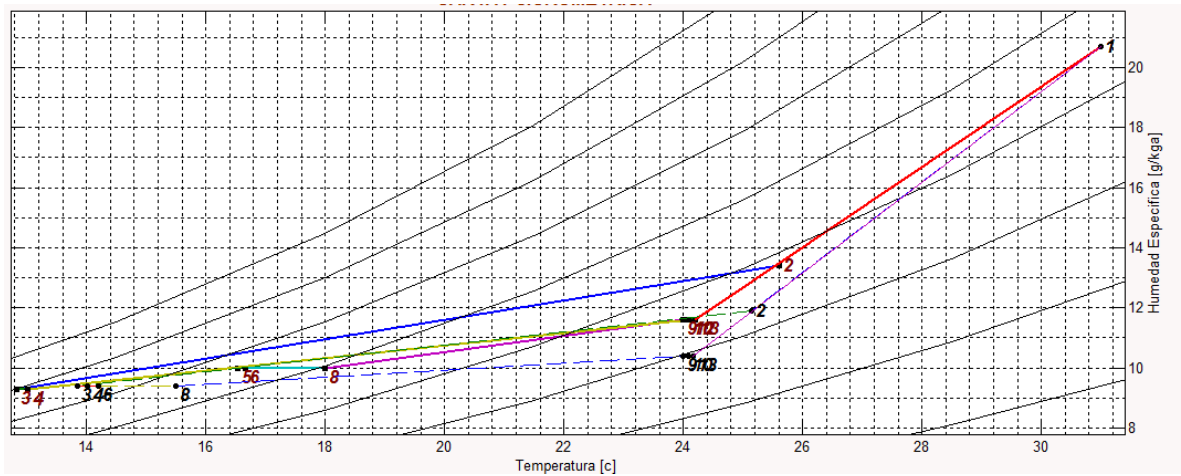
- **Caso de referencia (Ejemplo general para el análisis)**

Cuadro 5. Propiedades del aire a través del sistema

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
w [Kgw/Kga]	0,0207	0,0133	0,0093	0,0093	0,0101	0,0101	0,0101	0,0101	0,0115	0,0115	0,0115	0,0115	0,0115
phi	0,65	0,58	0,90	0,89	0,74	0,74	0,68	0,68	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55
Twb [c]	25,45	19,43	11,96	12,01	14,20	14,24	14,90	14,77	17,66	17,68	17,69	17,70	17,71
Tdb [c]	31,00	25,53	12,96	13,11	17,09	17,21	18,65	18,65	24,00	24,07	24,12	24,12	24,18
Tr [c]	23,64	16,71	11,34	11,33	12,54	12,53	12,77	12,57	14,52	14,51	14,50	14,51	14,51
h [KJ/Kg]	84,12	59,59	36,60	36,75	42,81	42,94	44,42	44,42	53,45	53,53	53,58	53,58	53,64
P [Pa]	90714	90714	90679	90634	90634	90590	91991	90781	90781	90731	90673	90634	90714

Fuente: Los Autores

Figura 55. Carta Sicrométrica, temperatura exterior a 31 [C]



Fuente: Los Autores

Cuadro 6. Consumos energéticos de los equipos utilizados

Cooling	LPM	67,1836
	Factor Bypass	0,218
	Pot [KW]	2,999
	Qs [KW]	15,2066
	Ql [KW]	11,1050
	Qt [KW]	26,3116
Ventilador1	Pot [KW]	2,2808
	RPM	1725
Otros	Pot_tot [KW]	5,27989
	CFMdesviado	1.302,17

Fuente: Los Autores

5.2.1.1 Efecto de la variación de las condiciones ambientales

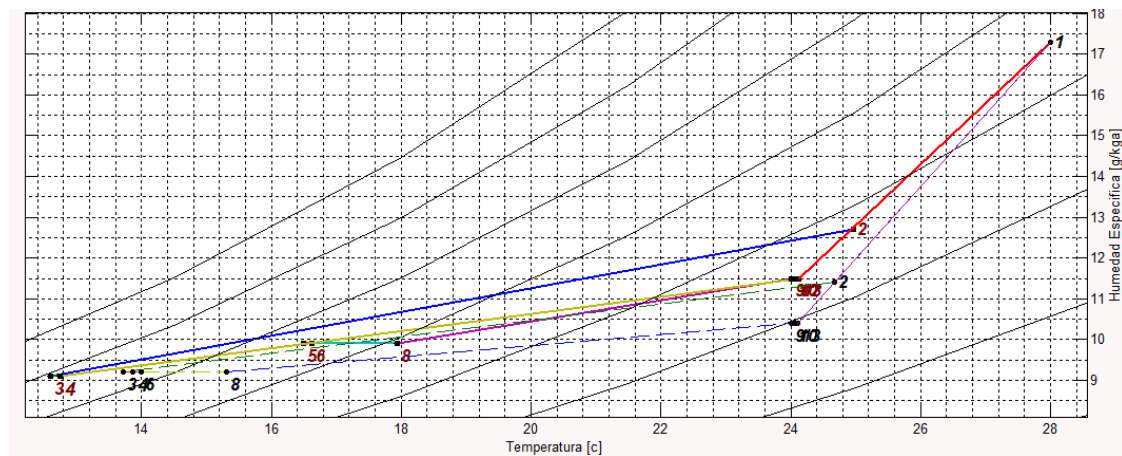
- Modelamiento Caso 1 (Variación de la temperatura del ambiente exterior a 28 [C])

Cuadro 7. Propiedades del aire a través del sistema

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
w [Kgw/Kga]	0,0173	0,0127	0,0091	0,0091	0,0099	0,0099	0,0099	0,0099	0,0115	0,0115	0,0115	0,0115	0,0115
phi	0,65	0,58	0,90	0,89	0,76	0,75	0,70	0,69	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55
Twb [c]	22,78	18,84	11,62	11,67	13,80	13,84	14,46	14,33	17,64	17,65	17,66	17,66	17,68
Tdb [c]	28,00	24,96	12,60	12,75	16,50	16,62	17,94	17,94	24,00	24,05	24,09	24,09	24,12
Tr [c]	20,81	16,04	11,01	0,00	12,22	12,22	12,43	12,24	14,48	14,47	14,46	14,47	14,47
h [KJ/Kg]	72,37	57,53	35,70	35,84	41,67	41,79	43,14	43,14	53,38	53,43	53,47	53,47	53,51
P [Pa]	90729	90729	90699	90664	90664	90629	91917	90781	90781	90744	90698	90664	90729

Fuente: Los Autores

Figura 56. Carta Sicrométrica, temperatura exterior a 28[C]



Fuente: Los Autores

Cuadro 8. Consumos energéticos de los equipos utilizados

		Caso 1	Caso Ref.
Cooling	LPM	59,0500	67,1836
	Factor Bypass	0,21	0,218
	Pot [KW]	2,420	2,999
	Qs [KW]	13,8100	15,2066
	Ql [KW]	9,2900	11,1050
	Qt [KW]	23,1000	26,3116
Ventilador1	Pot [KW]	2,2400	2,2808
	RPM	1725	1725
Otros	Pot_tot [KW]	4,66	5,27989
	CFMdesviado	1.053,45	1.302,17

Fuente: Los Autores

- **Análisis de la variación de la temperatura exterior**

- ✓ Al disminuir el valor de temperatura ambiente en 3 [C] se tiene que la temperatura de impulsión aumenta en 2.5 [c].
- ✓ Se disminuye en 8.1336 [LPM], el consumo de flujo de refrigerante.
- ✓ En sistemas bajo el método de control por Bypass ubicados a menores temperaturas del ambiente exterior con la misma carga térmica, el flujo de aire que se desvía por el ducto de ByPass disminuye en 300 [CFM] lo cual equivale a una disminución de la proporción de aire desviado de 32%, sin embargo esto no significa que el sistema tenga que extraer una carga mayor, esto quiere decir que el sistema está sometido a un ambiente con una temperatura exterior más baja.
- ✓ El control se ve beneficiado al disminuir la temperatura ambiente, ya que para remover la misma cantidad de calor sensible y latente se requiere un 11% menos de energía, lo que equivale a 0.61 [kW]; donde la mayor disminución de potencia se debe a la variación de la potencia consumida en el enfriamiento es decir en la máquina de compresión.

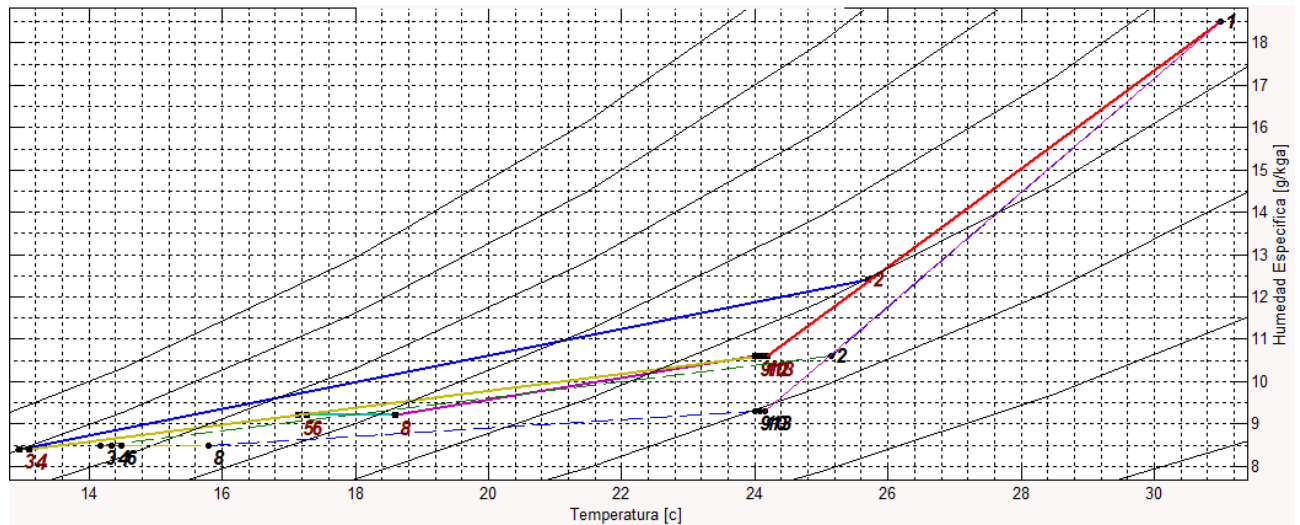
- **Modelamiento Caso 2 (Variación de la presión del ambiente exterior a 101.325 [Kpa])**

Cuadro 9. Propiedades del aire a través del sistema

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
w [Kgw/Kga]	0,0185	0,0124	0,0084	0,0084	0,0092	0,0092	0,0092	0,0092	0,0106	0,0106	0,1060	0,1060	0,1060
phi	0,65	0,60	0,90	0,90	0,76	0,75	0,70	0,69	0,57	0,57	0,56	0,57	0,56
Twb [c]	25,60	20,03	12,06	12,12	14,49	14,54	15,18	15,05	18,15	18,17	18,18	18,18	18,20
Tdb [c]	31,00	25,71	12,95	13,11	17,14	17,27	18,60	18,60	24,00	24,07	24,12	24,12	24,19
Tr [c]	23,64	17,30	11,46	11,45	12,82	12,81	13,03	12,84	14,98	14,97	14,96	14,97	14,97
h [KJ/Kg]	78,45	57,35	34,26	34,42	40,58	40,71	42,08	42,08	51,16	51,24	51,29	51,29	51,36
P [Pa]	101268	101268	101238	101199	101199	101159	102605	101325	101325	101282	101231	101199	101268

Fuente: Los Autores

Figura 57. Carta Sicrométrica, variación de la presión atmosférica



Fuente: Los Autores

Cuadro 10. Consumos energéticos de los equipos utilizados

		Caso 2	Caso Ref.
Cooling	LPM	66,52	67,1836
	Factor Bypass	0,22	0,218
	Pot [KW]	3,01	2,999
	Qs [KW]	15,15	15,2066
	Ql [KW]	10,88	11,1050
	Qt [KW]	26,03	26,3116
Ventilador1	Pot [KW]	2,54	2,2808
	RPM	1725	1725
Otros	Pot_tot [KW]	5,55	5,27989
	CFMdesviado	1.174,71	1.302,17

Fuente: Los Autores

- **Análisis de la variación de la presión atmosférica**

- ✓ Al aumentar el valor de la presión atmosférica se tiene que la temperatura de impulsión aumenta 3 [c].
- ✓ La humedad relativa del cuarto se mantiene en 55%.
- ✓ Se requiere menor flujo de refrigerante para extraer la misma carga térmica.
- ✓ El consumo de energía de los equipos es aproximadamente el mismo, presenta un aumento de 0.2 [kW] en el consumo total.

Cuadro 12. Consumos energéticos de los equipos utilizados

		Caso 3	Caso Ref.
Cooling	LPM	74,4793	67,1836
	Factor Bypass	0,2262	0,218
	Pot [KW]	3,4029	2,999
	Qs [KW]	15,1585	15,2066
	Ql [KW]	14,0730	11,1050
	Qt [KW]	29,2315	26,3116
Ventilador1	Pot [KW]	2,7492	2,2808
	RPM	1725	1725
Otros	Pot_tot [KW]	6,1521	5,27989
	CFMdesviado	1.306,78	1.302,17

Fuente: Los Autores

- Análisis de la variación de la humedad relativa exterior**

- ✓ La temperatura de impulsión aumenta en 3[C].
- ✓ El consumo de energía de los equipos aumenta en 1 [kW] aproximadamente.
- ✓ La humedad del cuarto no se ve afectada significativamente al variar la humedad relativa del ambiente exterior, eso se debe a la pequeña proporción del flujo de ventilación.

5.2.1.2 Efecto de la variación de la carga sensible y latente

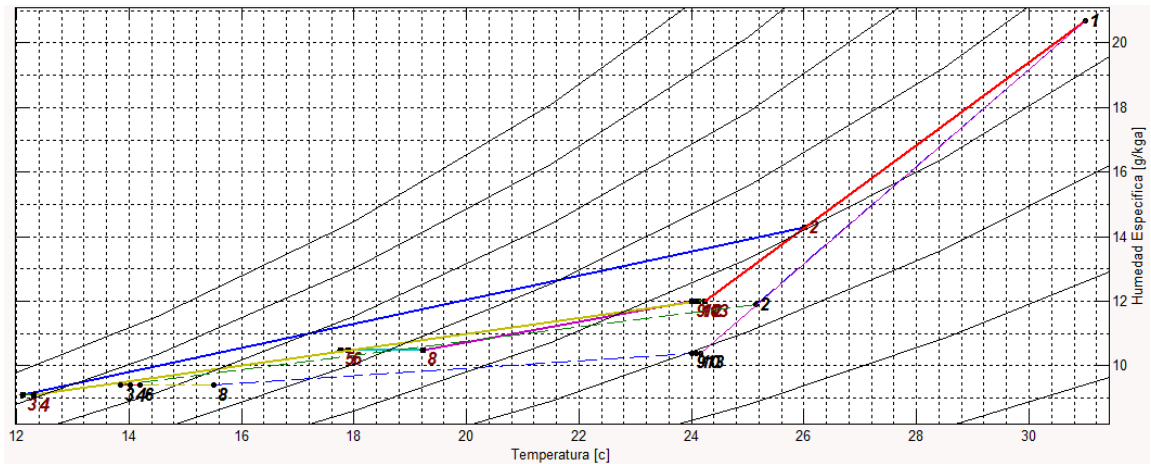
- Modelamiento Caso 4 (Variación de la carga sensible a 8 [KW])**

Cuadro 13. Propiedades del aire a través del sistema

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
w [Kgw/Kga]	0,0207	0,0143	0,0091	0,0091	0,0105	0,0105	0,0105	0,0105	0,0120	0,0120	0,0120	0,0120	0,0120
phi	0,65	0,61	0,93	0,92	0,74	0,73	0,68	0,67	0,58	0,57	0,57	0,57	0,57
Twb [c]	25,46	20,24	11,46	11,52	14,78	14,82	15,44	15,31	18,05	18,07	18,08	18,08	18,11
Tdb [c]	31,00	26,01	12,12	12,30	17,82	17,95	19,29	19,29	24,00	24,08	24,13	24,13	24,23
Tr [c]	23,64	17,81	11,05	11,05	13,09	13,09	13,30	13,11	15,18	15,18	15,17	15,18	15,18
h [KJ/Kg]	84,12	62,58	35,28	35,46	44,51	44,65	46,02	46,02	54,77	54,85	54,90	54,90	55,00
P [Pa]	90733	90733	90711	90674	90674	90638	91936	90781	90781	90741	90694	90674	90733

Fuente: Los Autores

Figura 59. Carta Sicrométrica, variación de la carga sensible



Fuente: Los Autores

Cuadro 14. Consumos energéticos de los equipos utilizados

		Caso 4	Caso Ref.
Cooling	LPM	59,7937	67,1836
	Factor Bypass	0,1764	0,218
	Pot [KW]	2,725	2,999
	Qs [KW]	12,6146	15,2066
	Ql [KW]	10,8210	11,1050
	Qt [KW]	23,4356	26,3116
Ventilador1	Pot [KW]	2,317	2,2808
	RPM	1725	1725
Otros	Pot_tot [KW]	5,0419	5,27989
	CFMdesviado	1.515,99	1.302,17

Fuente: Los Autores

- **Análisis de la variación de la carga sensible**
 - ✓ La variación de la potencia consumida es insignificante al variar la carga sensible, esto se debe a que generalmente por el sistema circula la misma cantidad de air.
 - ✓ La humedad relativa no cambia de forma considerable al disminuir la carga sensible.

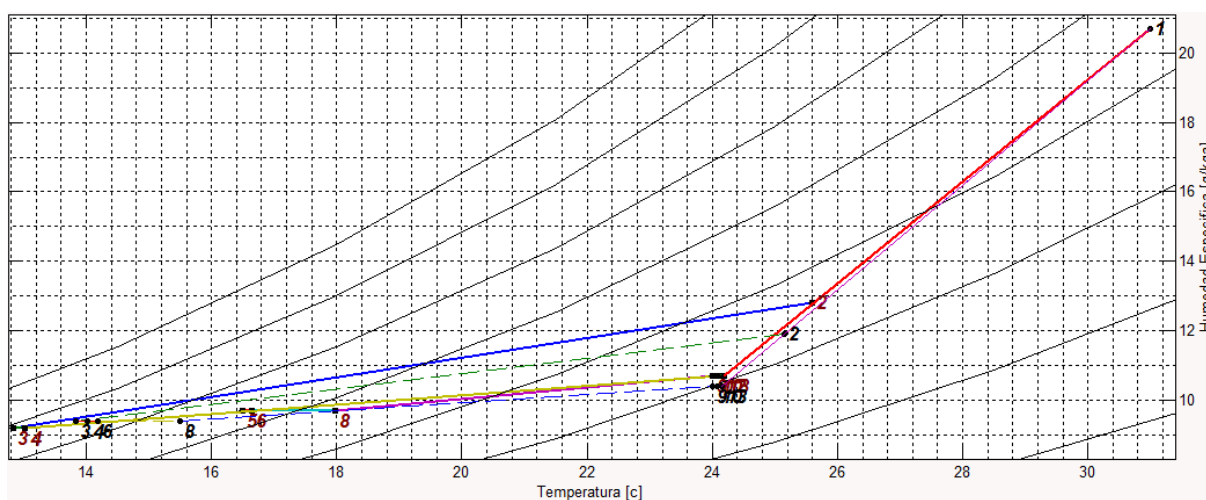
- **Modelamiento Caso 5 (Variación de la carga latente a 4 [KW])**

Cuadro 15. Propiedades del aire a través del sistema

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
w [Kgw/Kga]	0,0205	0,0126	0,0091	0,0091	0,0096	0,0096	0,0096	0,0096	0,0106	0,0106	0,1060	0,1060	0,1060
phi	0,65	0,56	0,89	0,88	0,74	0,73	0,68	0,67	0,52	0,51	0,51	0,51	0,51
Twb [c]	25,47	19,11	11,77	11,84	13,64	13,69	14,31	14,19	17,10	17,12	17,13	17,13	17,15
Tdb [c]	31,00	25,61	12,85	13,02	16,56	16,71	18,04	18,04	24,00	24,08	24,13	24,13	24,19
Tr [c]	23,64	16,11	11,09	11,09	11,88	11,87	12,08	11,90	13,47	13,46	13,45	13,46	13,46
h [KJ/Kg]	83,52	58,00	35,83	36,01	40,88	41,03	42,39	42,39	51,18	51,27	51,32	51,32	51,38
P [Pa]	91727	91727	91695	91660	91660	91624	92933	91781	91781	91743	91696	91660	91727

Fuente: Los Autores

Figura 60. Carta Sicrométrica, variación de la carga latente



Fuente: Los Autores

Cuadro 16. Consumos energéticos de los equipos utilizados

		Caso 5	Caso Ref.
Cooling	LPM	62,22	67,1836
	Factor Bypass	0,21	0,218
	Pot [KW]	2,82	2,999
	Qs [KW]	14,8	15,2066
	Ql [KW]	9,54	11,1050
	Qt [KW]	24,34	26,3116
Ventilador1	Pot [KW]	2,29	2,2808
	RPM	1725	1725
Otros	Pot_tot [KW]	5,12	5,27989
	CFMdesviado	1.023,00	1.302,17

Fuente: Los Autores

- **Análisis de la variación de la carga latente**

- ✓ Al disminuir la carga latente se ve altamente afectada la humedad relativa en el recinto, pasando de 0.57 a 0.51, lo que indica que para casos en donde la carga latente sea demasiado alta, con factores de calor sensible en la habitación inferior a 0.5, se incrementa demasiado la humedad en el cuarto.

5.2.1.3 Efecto de la variación del flujo de aire de ventilación y la proporción

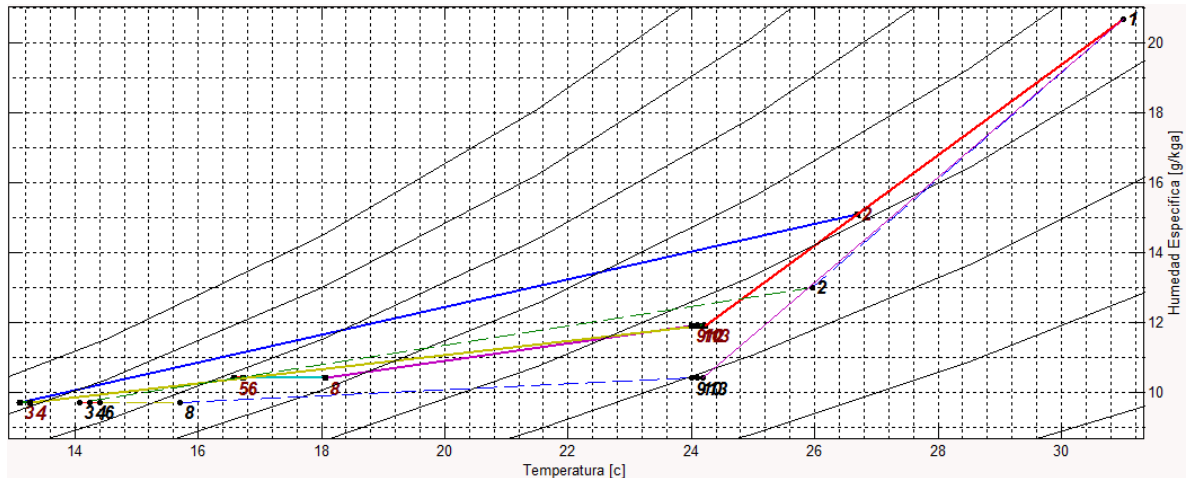
- **Modelamiento Caso 6 (Variación del flujo de ventilación a 800 [CFM])**

Cuadro 17. Propiedades del aire a través del sistema

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
w [Kgw/Kga]	0,0207	0,0150	0,0097	0,0097	0,0104	0,0104	0,0104	0,0104	0,0119	0,0119	0,0119	0,0119	0,0119
phi	0,65	0,61	0,91	0,90	0,78	0,77	0,71	0,71	0,57	0,57	0,56	0,56	0,56
Twb [c]	25,46	20,87	12,38	12,44	14,34	14,38	15,02	14,89	17,93	17,96	17,96	17,97	17,99
Tdb [c]	31,00	26,63	13,22	13,38	16,85	16,98	18,37	18,37	24,00	24,08	24,13	24,13	24,21
Tr [c]	23,64	18,54	11,88	11,87	12,93	12,92	13,15	12,95	14,97	14,97	14,96	14,97	14,97
h [KJ/Kg]	84,12	64,98	37,72	37,89	43,23	43,37	44,79	44,79	54,34	54,45	54,50	54,50	54,58
P [Pa]	90735	90735	90701	90660	90660	90620	91966	90781	90781	90747	90695	90660	90735

Fuente: Los Autores

Figura 61. Carta Sicrométrica, variación del flujo de ventilación



Fuente: Los Autores

Cuadro 18. Consumos energéticos de los equipos utilizados

		Caso 6	Caso Ref.
Cooling	LPM	79,5386	67,1836
	Factor Bypass	0,2289	0,218
	Pot [KW]	3,6374	2,999
	Qs [KW]	16,2833	15,2066
	Ql [KW]	14,9436	11,1050
	Qt [KW]	31,2269	26,3116
Ventilador1	Pot [KW]	2,5087	2,2808
	RPM	1725	1725
Otros	Pot_tot [KW]	6,1461	5,27989
	CFMdesviado	991,44	1.302,17

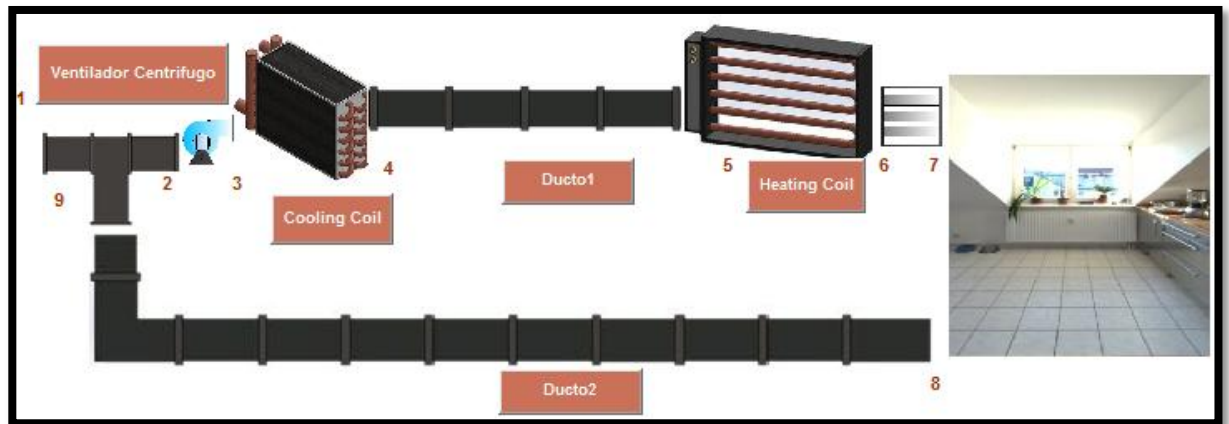
Fuente: Los Autores

- **Análisis de la variación del flujo de ventilación y la proporción**
 - ✓ El aumento en el flujo de aire de ventilación representa mayor consumo de potencia en los equipos del sistema en aproximadamente 1 [kW], además de un mayor flujo refrigerante y de un aumento en la temperatura de impulsión.
 - ✓ A una mayor proporción del flujo de aire exterior y el de retorno menor es el flujo de aire que debe ser desviado por el ducto de Bypass debido a que la unidad debe remover una mayor cantidad de calor
 - ✓ La proporción de aire de ventilación es un factor muy importante para la determinar el tamaño de la unidad debido a que si se aumenta de forma considerable la proporción de ventilación se puede incrementar de manera significativa el consumo energético de los equipos.

5.3 MÉTODO DE CONTROL POR RECALENTAMIENTO DE AIRE

Para el siguiente método de control se utilizan los parámetros geométricos de los equipos que componen éste sistema (Unidad manejadora, recalentador y ventilador), mencionados en la sección 5.1. La geometría de los ductos de ventilación es presentada en el cuadro 19. Los casos de análisis se presentan en el cuadro 20.

Figura 62. Estados del aire para el sistema por recalentamiento VAC



Fuente: Los Autores

Cuadro 19. Datos geométricos para las ductos

DUCTO 1	
H [cm]	71,12
V [cm]	33,02
L [m]	25,78
Co	2,3204
DUCTO 2	
H [cm]	63,5
V [cm]	30,48
L [m]	24,78
Co	2,3204

Fuente: Los Autores

5.3.1 Análisis de resultados

Los casos a analizar para este método de control son:

Cuadro 20. Casos de análisis para el sistema por recalentamiento VAC

	ANALISIS DE PROPIEDADES DEL AMBIENTE EXTERIOR				VARIACION DE LA CARGA		CFMv y prop
	caso ref.	caso 1	caso 2	caso 3	caso 4	caso 5	
P [Kpa]	90,781	90,781	101,325	90,781	90,781	90,781	90,781
Tdb [C]	31	28	31	31	31	31	31
Phi	0,65	0,65	0,65	0,82	0,65	0,65	0,65
RSH [KW]	10	10	10	10	8	10	10
RLH [KW]	6	6	6	6	6	2	6
CFMv	442,6	442,6	442,6	442,6	442,6	442,6	800

Fuente: Autores

- **Modelamiento del Caso Inicial**

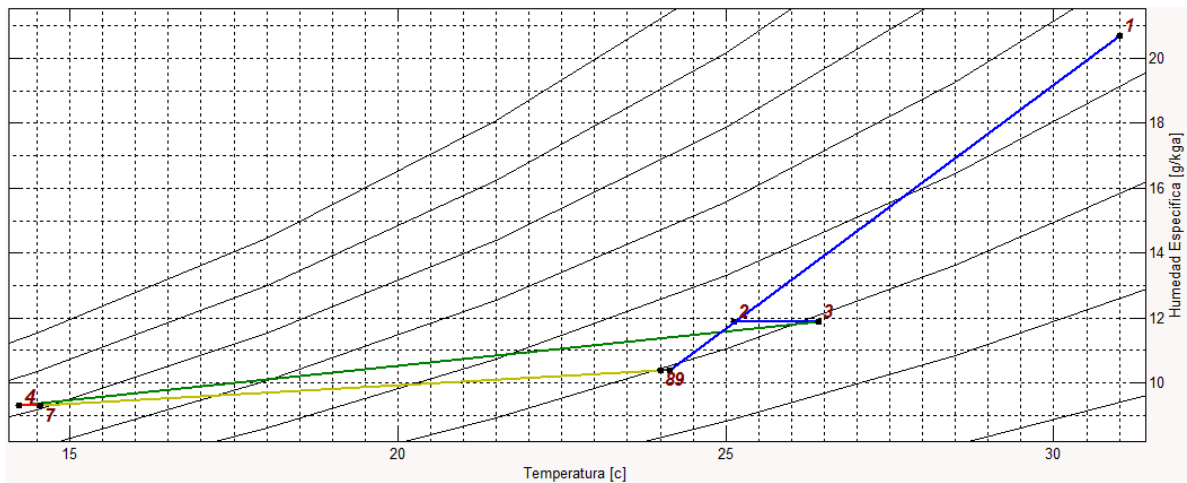
A continuación se presenta el resultado del modelamiento para este método de control de confort donde se muestra el estado del aire en los 9 puntos escogidos, para el caso de referencia (ver cuadro 20) y la capacidad nominal de retiro de calor tanto sensible como latente, sin realizar el control de la carga térmica.

Cuadro 21. Propiedades a carga máxima

	1	2	3	4	5	6	7	8	9
w [Kgw/Kga]	0,0207	0,0119	0,0119	0,0093	0,0093	0,0093	0,0093	0,0104	0,0104
phi	0,6500	0,5300	0,5000	0,8300	0,8200	0,8200	0,8100	0,5000	0,5000
Twb [c]	25,4500	18,2600	18,8000	12,5400	12,6500	12,6500	12,5400	16,8000	16,8400
Tdb [c]	31,0000	25,1300	26,4200	14,2300	14,5500	14,5500	14,5500	24,0000	24,1500
Tr [c]	23,6400	14,9500	15,1600	11,4800	11,4700	11,4700	11,3000	12,9800	12,9600
h [KJ/Kg]	84,1200	55,4900	56,8100	37,8000	38,1200	38,1200	38,1200	50,6100	50,7600
P [Kpa]	90710	90710	91945	91885	91817	91817	90781	90781	90710

Fuente: Los Autores

Figura 63. Carta Sicrométrica a carga máxima



Fuente: Los Autores

Cuadro 22. Consumos energéticos de los equipos utilizados a carga máxima

Cooling	LPM	77,6278
	Factor Bypass	0,2596
	Pot [KW]	3,518
	Qs [KW]	20,5247
	Ql [KW]	9,8061
	Qt [KW]	30,3309
Ventilador1	Pot [KW]	2,0890
	RPM	1725
Heating	Pot_Max [KW]	0
	Pot [KW]	0
Otros	Pot_tot [KW]	5,6066

Fuente: Los Autores

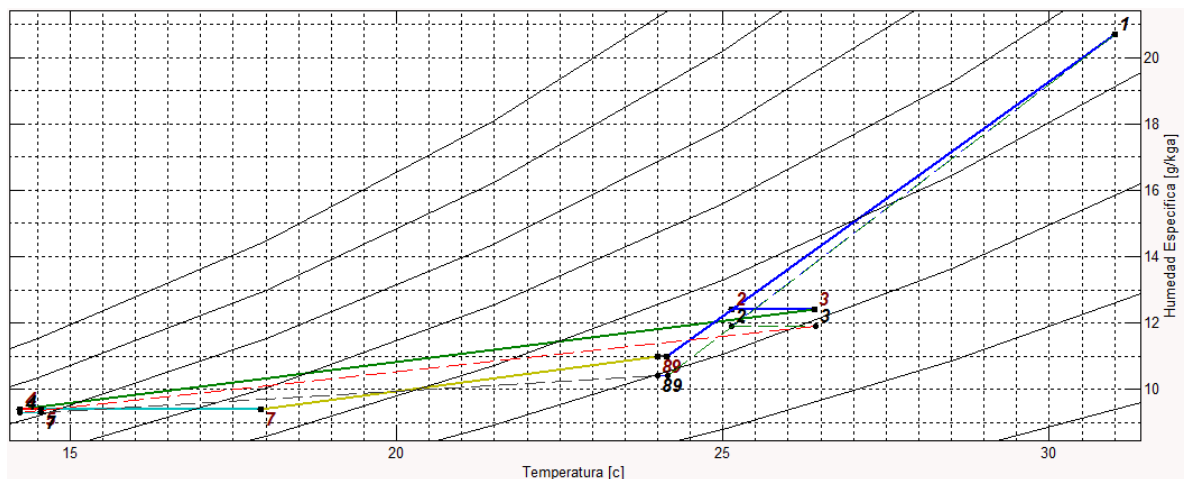
- Caso de referencia (Ejemplo general para el análisis)**

Cuadro 23. Propiedades del aire a través del sistema

	1	2	3	4	5	6	7	8	9
w [Kgw/Kga]	0,0207	0,0124	0,0124	0,0094	0,0094	0,0094	0,0094	0,0110	0,011
phi	0,65	0,56	0,52	0,85	0,83	0,67	0,66	0,53	0,52
Twb [c]	25,45	18,65	19,20	12,66	12,78	14,02	13,91	17,29	17,33
Tdb [c]	31,00	25,13	26,42	14,24	14,55	17,92	17,92	24,00	24,14
Tr [c]	23,64	15,63	15,84	11,70	11,69	11,69	11,52	13,86	13,85
h [KJ/Kg]	84,12	56,87	58,19	38,15	38,47	41,92	41,92	52,22	52,37
P [Pa]	90710	90710	91930	91870	91802	91802	90781	90781	90710

Fuente: Los Autores

Figura 64. Carta Sicrométrica, temperatura exterior de 31 [C]



Fuente: Los Autores

Cuadro 24. Consumos energéticos de los equipos utilizados

Cooling	LPM	81,6181
	Factor Bypass	0,2606
	Pot [KW]	3,706
	Qs [KW]	20,5051
	Ql [KW]	11,4207
	Qt [KW]	31,9257
Ventilador1	Pot [KW]	2,0901
	RPM	1725
Heating	Pot_Max [KW]	9
	Pot [KW]	5,603
Otros	Pot_tot [KW]	11,3988

Fuente: Los Autores

5.3.1.1 Efecto de la variación de las propiedades del ambiente exterior

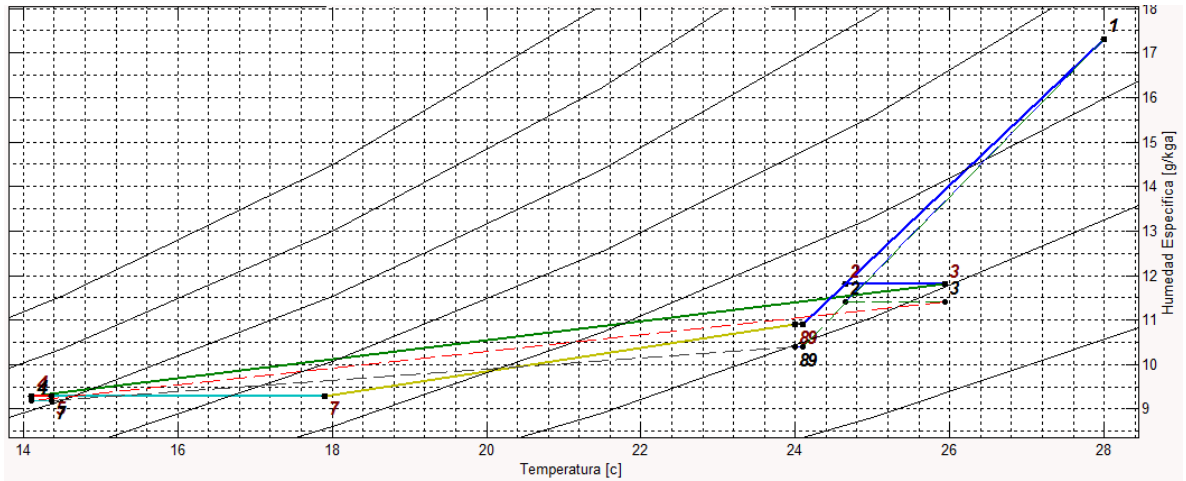
- Modelamiento Caso 1 (Variación de la temperatura del ambiente exterior a 28 [C])

Cuadro 25. Propiedades del aire a través del sistema

	1	2	3	4	5	6	7	8	9
w [Kgw/Kga]	0,0173	0,0118	0,0118	0,0093	0,0093	0,0093	0,0093	0,0109	0,0109
phi	0,65	0,54	0,51	0,84	0,82	0,66	0,65	0,52	0,52
Twb [c]	22,77	18,06	18,61	12,47	12,56	13,89	13,78	17,17	17,19
Tdb [c]	28,00	24,65	25,94	14,10	14,36	17,91	17,91	24,00	24,09
Tr [c]	20,81	14,87	15,08	11,45	11,44	11,44	11,27	13,65	13,63
h [KJ/Kg]	72,37	54,84	56,16	37,62	37,89	41,52	41,52	51,82	51,91
P [Pa]	90710	90710	91947	91887	91819	91819	90781	90781	90710

Fuente: Los Autores

Figura 65. Carta Sicrométrica, temperatura exterior de 28 [C]



Fuente: Los Autores

Cuadro 26. Consumos energéticos de los equipos utilizados

		Caso 1	Caso Ref.
Cooling	LPM	75,7300	81,6181
	Factor Bypass	0,25937	0,2606
	Pot [KW]	3,100	3,706
	Qs [KW]	19,94	20,5051
	Ql [KW]	9,65	11,4207
	Qt [KW]	29,59	31,9257
Ventilador1	Pot [KW]	2,1188	2,0901
	RPM	1725	1725
Heating	Pot_Max [KW]	9	9
	Pot [KW]	5,90585	5,603
Otros	Pot tot [KW]	11,1213	11,3988

Fuente: Los Autores

Se puede observar que la mayoría del consumo energético se debe al recalentador, el sistema consume más energía funcionando en carga parcial que en carga total, por lo tanto este sistema no es recomendable cuando las variaciones de carga son muy inferiores a la carga de diseño.

- **Análisis de la variación de la temperatura exterior.**

- ✓ Al aumentar el valor de temperatura en 3 [C] se tiene que la temperatura de impulsión aumenta 0.1 [C].
- ✓ La potencia consumida disminuye en 0.5 [kW] al disminuir la temperatura ambiental, lo cual demuestra que la temperatura ambiente afecta de forma relevante el consumo energético.

- **Modelamiento Caso 2 (Variación de la presión del ambiente exterior a 101.325 [Kpa])**

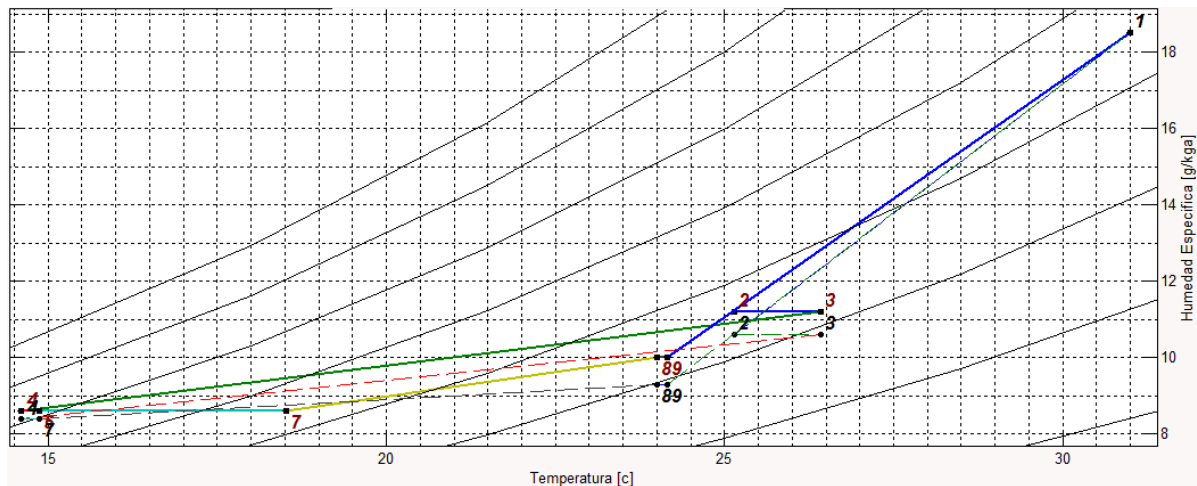
-

Cuadro 27. Propiedades del aire a través del sistema

	1	2	3	4	5	6	7	8	9
w [Kgw/Kga]	0,0185	0,0112	0,0112	0,0086	0,0086	0,0086	0,0086	0,0100	0,01
phi	0,65	0,56	0,53	0,84	0,82	0,65	0,65	0,54	0,53
Twb [c]	25,60	18,97	19,54	13,02	13,12	14,55	14,44	17,65	17,69
Tdb [c]	31,00	25,12	26,41	14,60	14,88	18,52	18,52	24,00	24,13
Tr [c]	23,64	15,80	16,00	11,95	11,94	11,94	11,77	14,08	14,07
h [KJ/Kg]	78,45	53,82	55,15	36,37	36,66	40,38	40,38	49,61	49,75
P [Pa]	101246	101246	102609	102544	102468	102468	101325	101325	101246

Fuente: Los Autores

Figura 66. Carta Sicrométrica, variación de la presión atmosférica



Fuente: Los Autores

Cuadro 28. Consumos energéticos de los equipos utilizados

		Caso 2	Caso Ref.
Cooling	LPM	85,4670	81,6181
	Factor Bypass	0,2759	0,2606
	Pot [KW]	3,858	3,706
	Qs [KW]	22,1003	20,5051
	Ql [KW]	11,289	11,4207
	Qt [KW]	33,389	31,9257
Ventilador1	Pot [KW]	2,3345	2,0901
	RPM	1725	1725
Heating	Pot_Max [KW]	9	9
	Pot [KW]	6,7372	5,603
Otros	Pot_tot [KW]	12,93	11,3988

Fuente: Los Autores

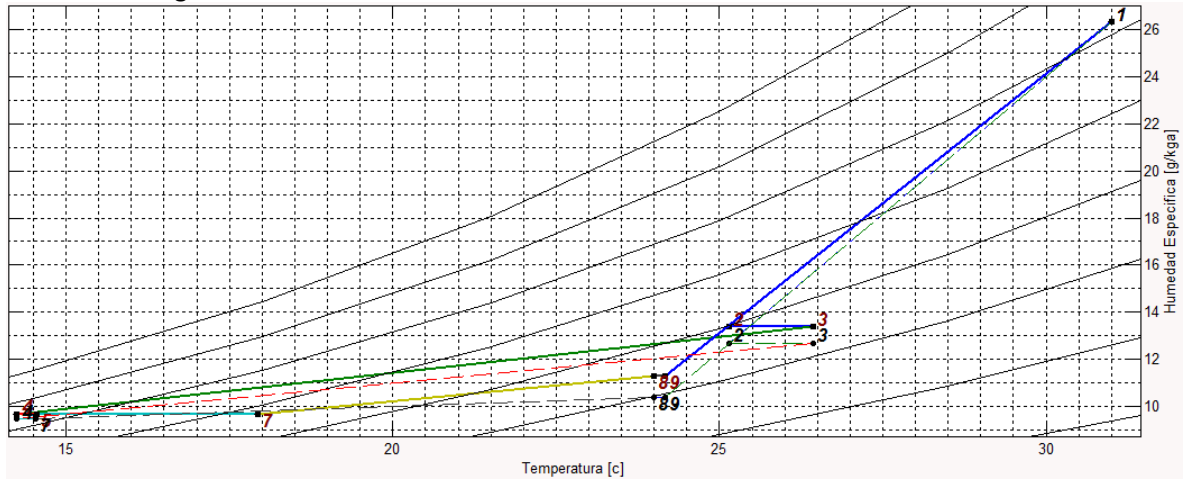
- **Análisis de la variación de la presión atmosférica**
 - ✓ Las variaciones de presión producen cambios en la temperatura de impulsión de aproximadamente 0.6 [C].
 - ✓ La humedad relativa de la habitación permanece aproximadamente constante.
 - ✓ La potencia total aumenta en casi 2 [kW], por lo tanto se evidencia que las variaciones de presión generan cambios representativos en el sistema.
- **Modelamiento Caso 3 (Variación de la humedad relativa del ambiente exterior a 82%)**

Cuadro 29. Propiedades del aire a través del sistema

	1	2	3	4	5	6	7	8	9
w [Kgw/Kga]	0,0263	0,0134	0,0134	0,0097	0,0097	0,0097	0,0097	0,0113	0,0113
phi	0,82	0,60	0,56	0,87	0,85	0,69	0,68	0,54	0,54
Twb [c]	28,33	19,39	19,92	12,90	13,01	14,25	14,14	17,49	17,52
Tdb [c]	31,00	25,14	26,42	14,24	14,56	17,92	17,92	24,00	24,14
Tr [c]	27,54	16,84	17,05	12,10	12,09	12,09	11,92	14,22	14,2
h [KJ/Kg]	98,55	59,46	60,78	38,81	39,13	42,58	42,58	52,88	53,03
P [Pa]	90710	90710	91930	91870	91802	91802	90781	90781	90710

Fuente: Los Autores

Figura 67. Carta Sicrométrica, variación de la humedad relativa



Fuente: Los Autores

Cuadro 30. Consumos energéticos de los equipos utilizados

		Caso 3	Caso Ref.
Cooling	LPM	89,0680	81,6181
	Factor Bypass	0,2628	0,2606
	Pot [KW]	4,058	3,706
	Qs [KW]	20,4705	20,5051
	Ql [KW]	14,4378	11,4207
	Qt [KW]	34,9083	31,9257
Ventilador1	Pot [KW]	2,0904	2,0901
	RPM	1725	1725
Heating	Pot_Max [KW]	9	9
	Pot [KW]	5,6168	5,603
Otros	Pot_tot [KW]	11,7656	11,3988

Fuente: Los Autores

- **Análisis de la variación de la humedad relativa exterior**
 - ✓ La variación de la humedad relativa del ambiente exterior no produce cambios significativos en el control de aire por recalentamiento.

5.3.1.2 Efecto de la variación de la carga sensible y latente

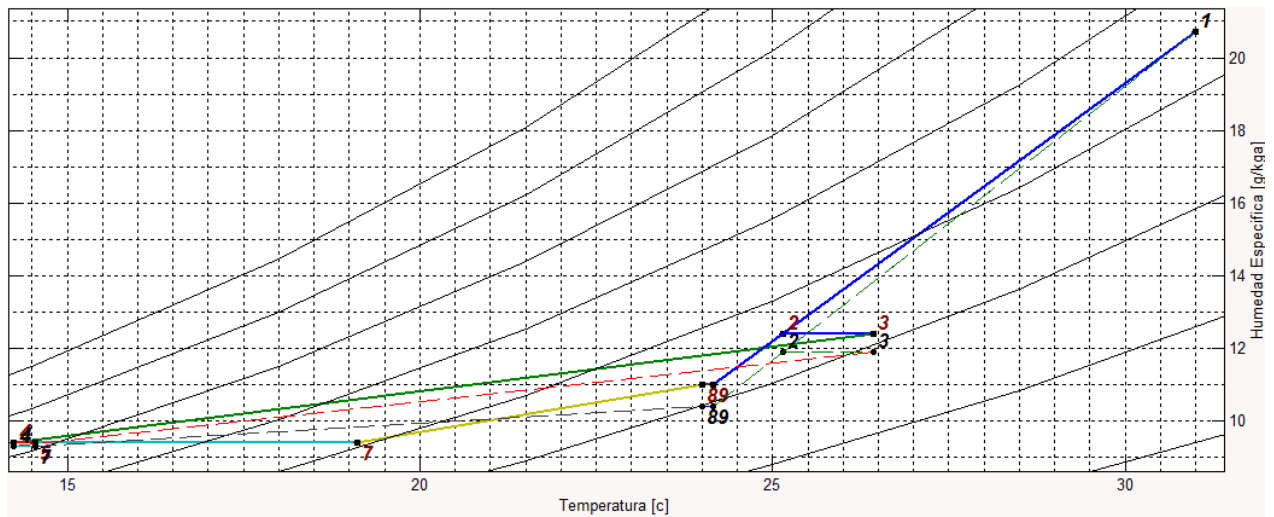
- Modelamiento Caso 4 (Variación de la carga sensible a 8 [KW])

Cuadro 31. Propiedades del aire a través del sistema

	1	2	3	4	5	6	7	8	9
w [Kgw/Kga]	0,0207	0,0124	0,0124	0,0094	0,0094	0,0094	0,0094	0,0110	0,011
phi	0,65	0,55	0,52	0,84	0,83	0,62	0,61	0,53	0,52
Twb [c]	25,45	18,64	19,19	12,66	12,77	14,46	14,34	17,28	17,31
Tdb [c]	31,00	25,13	26,42	14,24	14,55	19,12	19,12	24,00	24,14
Tr [c]	23,64	15,61	15,82	11,69	11,68	11,68	11,51	13,84	13,83
h [KJ/Kg]	84,12	56,83	58,16	38,14	38,46	43,14	43,14	52,18	52,32
P [Pa]	90710	90710	91930	91870	91802	91802	90781	90781	90710

Fuente: Los Autores

Figura 68. Carta Sicrométrica, variación de la carga sensible



Fuente: Los Autores

Cuadro 32. Consumos energéticos de los equipos utilizados

		Caso 4	Caso Ref.
Cooling	LPM	81,5116	81,6181
	Factor Bypass	0,26	0,2606
	Pot [KW]	3,701	3,706
	Qs [KW]	20,5058	20,5051
	Ql [KW]	11,3774	11,4207
	Qt [KW]	31,8832	31,9257
Ventilador1	Pot [KW]	2,0902	2,0901
	RPM	1725	1725
Heating	Pot_Max [KW]	9	9
	Pot [KW]	7,5961	5,603
Otros	Pot_tot [KW]	13,387	11,3988

Fuente: Los Autores

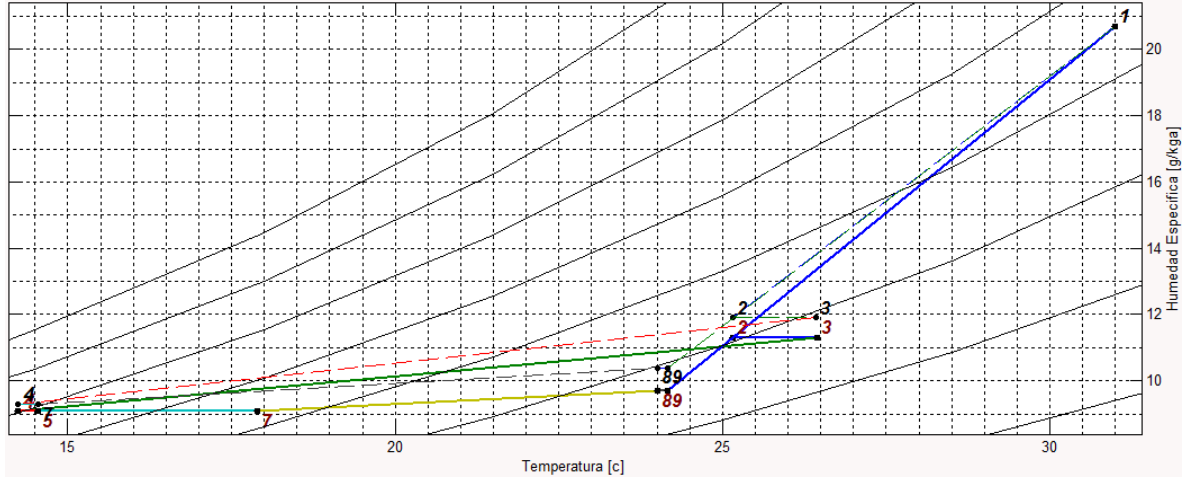
- **Análisis de la variación de la carga sensible**
 - ✓ Con una carga sensible inferior es posible obtener valores elevados de la temperatura de impulsión la cual representa un aumento del 6.7%.
 - ✓ La humedad relativa se estabiliza en 53% respecto al 50% en el cálculo inicial.
 - ✓ La potencia total de los equipos aumenta en 2 [KW], debido al consumo del recalentador.
 - ✓ Se observa que al disminuir la carga sensible, el sistema consume mayor potencia, por lo tanto es altamente ineficiente.
- **Modelamiento Caso 5 (Variación de la carga latente a 2 [KW])**

Cuadro 33. Propiedades del aire a través del sistema

	1	2	3	4	5	6	7	8	9
w [Kgw/Kga]	0,0207	0,0113	0,0113	0,0091	0,0091	0,0091	0,0091	0,0097	0,0097
phi	0,65	0,51	0,47	0,82	0,80	0,65	0,64	0,47	0,46
Twb [c]	25,45	17,84	18,38	12,40	12,51	13,77	13,66	16,27	16,31
Tdb [c]	31,00	25,13	26,43	14,23	14,55	17,90	17,90	24,00	24,15
Tr [c]	23,64	14,19	14,40	11,24	11,23	11,23	11,06	11,98	11,97
h [KJ/Kg]	84,12	54,02	55,35	37,44	37,76	41,18	41,18	48,90	49,05
P [Pa]	90710	90710	91931	91871	91803	91803	90781	90781	90710

Fuente: Los Autores

Figura 69. Carta Sicrométrica, variación de la carga latente



Fuente: Los Autores

Cuadro 34. Consumos energéticos de los equipos utilizados

		Caso 5	Caso Ref.
Cooling	LPM	73,4222	81,6181
	Factor Bypass	0,2587	0,2606
	Pot [KW]	3,320	3,706
	Qs [KW]	20,5657	20,5051
	Ql [KW]	8,0856	11,4207
	Qt [KW]	28,6513	31,9257
Ventilador1	Pot [KW]	2,0922	2,0901
	RPM	1725	1725
Heating	Pot_Max [KW]	9	9
	Pot [KW]	5,5687	5,603
Otros	Pot_tot [KW]	10,9807	11,3988

Fuente: Los Autores

• Análisis de la variación de la carga latente

- ✓ Las cargas latentes inferiores producen una disminución de la humedad relativa del cuarto a 0.47.
- ✓ Se manteniendo un aumento en la temperatura de impulsión de 0.01 [C].
- ✓ La potencia total disminuye, ya que el compresor del Cooling-Coil requiere 0.386[KW] menos de potencia, además de un 10.04% menos de flujo de refrigerante.
- ✓ Al igual que el bypass los cambios de carga latente producen cambios significativos en la humedad del cuarto.

5.3.1.3 Efecto de la variación del flujo de aire de ventilación y la proporción

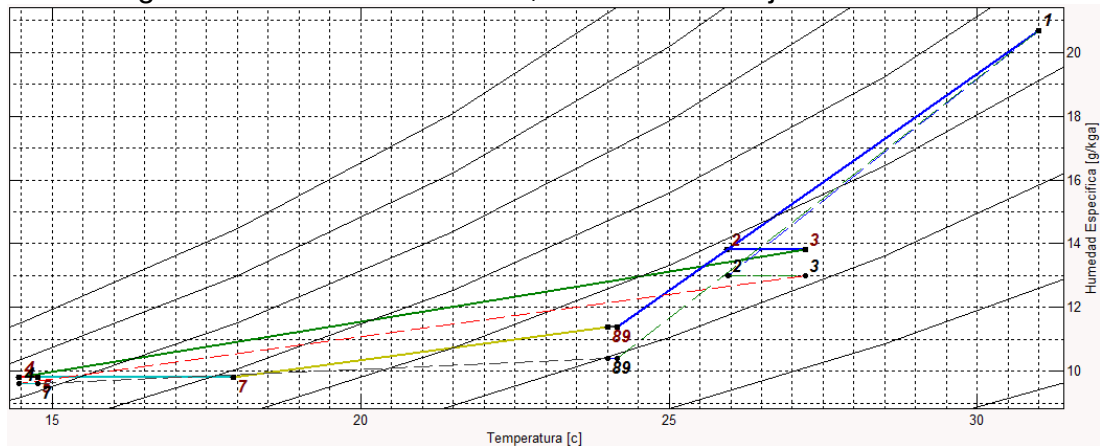
- Modelamiento Caso 6 (Variación del flujo de ventilación a 800 [CFM])

Cuadro 35. Propiedades del aire a través del sistema

	1	2	3	4	5	6	7	8	9
w [Kgw/Kga]	0,0207	0,0138	0,0138	0,0098	0,0098	0,0098	0,0098	0,0114	0,0114
phi	0,6500	0,5900	0,5500	0,8600	0,8500	0,6900	0,6800	0,5500	0,54
Twb [c]	25,4600	19,8700	20,4000	13,0700	13,1800	14,3400	14,2300	17,5600	17,61
Tdb [c]	31,0000	25,9400	27,2200	14,4600	14,7700	17,9300	17,9300	24,0000	24,16
Tr [c]	23,6400	17,2500	17,4600	12,2500	12,2400	12,2400	12,0600	14,3400	14,33
h [KJ/Kg]	84,1200	61,2200	62,5400	39,2800	39,6000	42,8300	42,8300	53,1200	53,29
P [Pa]	90728	90728	91944	91884	91816	91816	90781	90781	90728

Fuente: Los Autores

Figura 70. Carta Sicrométrica, variación del flujo de ventilación



Fuente: Los Autores

Cuadro 36. Consumos energéticos de los equipos utilizados

		Caso 6	Caso Ref.
Cooling	LPM	94,1349	81,6181
	Factor Bypass	0,2637	0,2606
	Pot [KW]	4,294	3,706
	Qs [KW]	21,4399	20,5051
	Ql [KW]	15,4716	11,4207
	Qt [KW]	36,9116	31,9257
Ventilador1	Pot [KW]	2,0843	2,0901
	RPM	1725	1725
Heating	Pot_Max [KW]	9	9
	Pot [KW]	5,2565	5,603
Otros	Pot_tot [KW]	11,6348	11,3988

Fuente: Los Autores

- **Análisis de la variación del flujo de ventilación y la proporción**

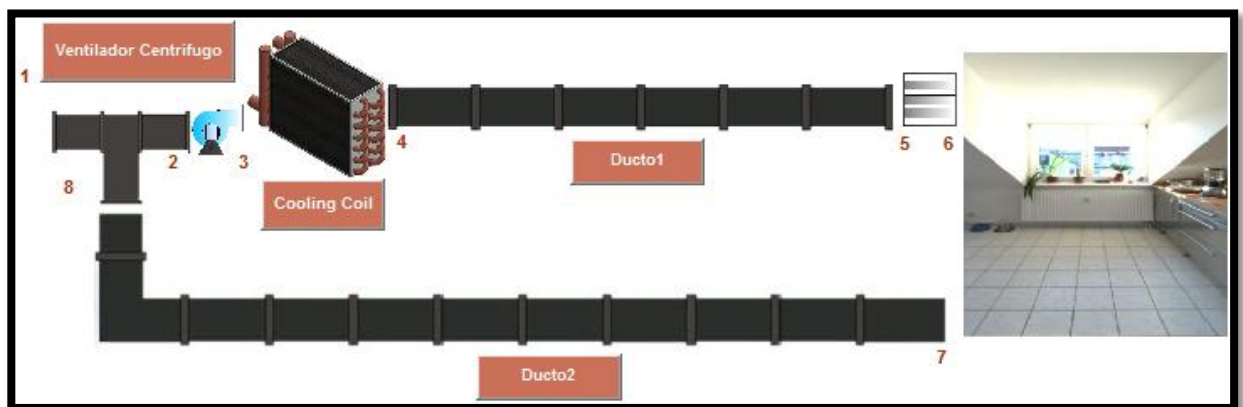
- ✓ El aumento en el flujo de aire de ventilación representa mayor gasto de potencia en los equipos del sistema para retirar la misma carga térmica siendo representativo el aumento de potencia de la máquina de compresión del Cooling-Coil en 0.588 [KW], además de un mayor flujo de fluido refrigerante y de un aumento en la humedad relativa del cuarto.
- ✓ La temperatura de impulsión tiende a mantenerse constante.
- ✓ A una mayor proporción del flujo de aire exterior y el de retorno menor es la carga latente total máxima.

5.4 MÉTODO DE CONTROL POR CONTROL DE LA CAPACIDAD DE LA UNIDAD MANEJADORA

Para el siguiente método de control es necesario especificar la geometría de los ductos la cual se expresa en el Cuadro 19.

El método de control de la capacidad de la unidad manejadora, se analiza en 8 estados del aire, que se muestran en la siguiente figura.

Figura 71. Estados del aire para el control de la capacidad de la UM



Fuente: Los Autores

5.4.1 Análisis de resultados

Los casos a analizar para este método de control son:

Cuadro 37. Casos a analizar en el método de control de capacidad

	ANÁLISIS DE PROPIEDADES DEL AMBIENTE EXTERIOR				VARIACION DE LA CARGA		CFMv y prop
	caso ref.	caso 1	caso 2	caso 3	caso 4	caso 5	caso 6
P [Kpa]	90,781	90,781	101,325	90,781	90,781	90,781	90,781
Tdb [C]	31	28	31	31	31	31	31
Phi	0,65	0,65	0,65	0,82	0,65	0,65	0,65
RSH [KW]	10	10	10	10	14	10	10
RLH [KW]	6	6	6	6	6	4	6
CFMv	442,6	442,6	442,6	442,6	442,6	442,6	800

Fuente: Los Autores

A continuación se presenta el análisis a carga máxima para este método de control de confort, tomando como base el caso de referencia (ver cuadro 37).

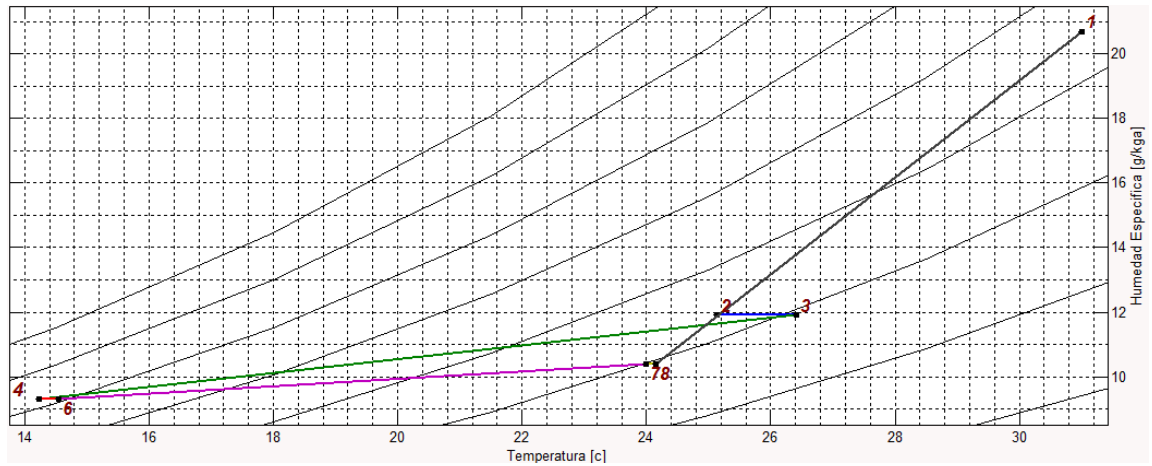
- **Modelamiento del Caso Inicial**

Cuadro 38. Propiedades a carga máxima

	1	2	3	4	5	6	7	8
w [Kgw/Kga]	0,0207	0,0119	0,0119	0,0093	0,0093	0,0093	0,0104	0,0104
phi	0,6500	0,5300	0,5000	0,8300	0,8200	0,8100	0,5000	0,5000
Twb [c]	25,4500	18,2600	18,8000	12,5400	12,6500	12,5400	16,8000	16,8400
Tdb [c]	31,0000	25,1300	26,4200	14,2300	14,5500	14,5500	24,0000	24,1500
Tr [c]	23,6400	14,9500	15,1600	11,4800	11,4700	11,3000	12,9800	12,9600
h [KJ/Kg]	84,1200	55,4900	56,8100	37,8000	38,1200	38,1200	50,6100	50,7600
P [Kpa]	90710	90710	91945	91885	91817	90781	90781	90710

Fuente: Los Autores

Figura 72. Carta Sicrométrica a carga máxima



Fuente: Los Autores

Cuadro 39. Consumos energéticos de los equipos utilizados a carga máxima

Cooling	LPM	77,6312
	Factor Bypass	0,2596
	Pot [KW]	3,518
	Qs [KW]	20,5247
	Ql [KW]	9,8061
	Qt [KW]	30,3309
Ventilador1	Pot [KW]	2,0890
	RPM	1725
Otros	Pot_tot [KW]	5,6066

Fuente: Los Autores

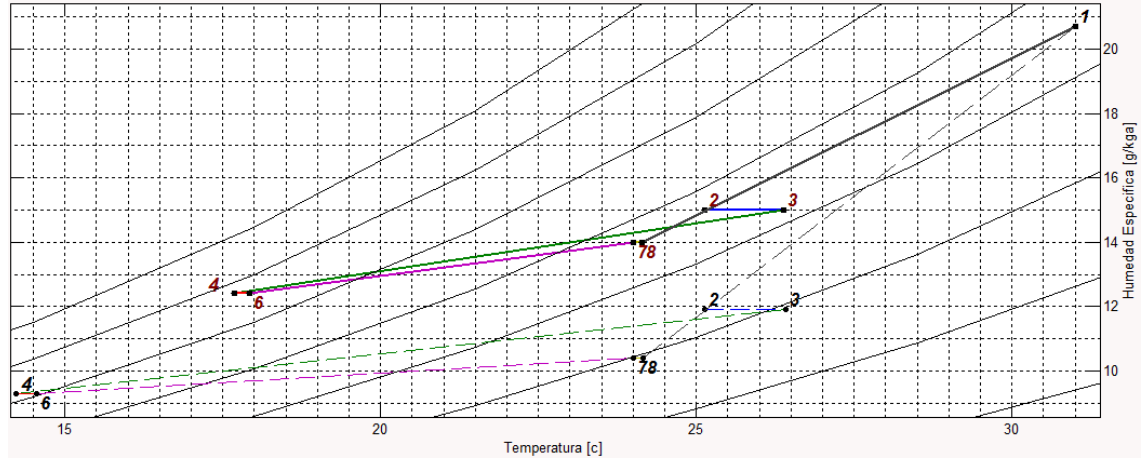
- **Caso de referencia (Ejemplo general para el análisis)**

Cuadro 40. Propiedades del aire a través del sistema

	1	2	3	4	5	6	7	8
w [Kgw/Kga]	0,0207	0,0149	0,0149	0,0123	0,0123	0,0123	0,0140	0,0140
phi	0,65	0,67	0,63	0,89	0,87	0,86	0,67	0,66
Twb [c]	25,45	20,42	20,93	16,36	16,45	16,33	19,44	19,48
Tdb [c]	31,00	25,13	26,39	17,64	17,89	17,89	24,00	24,14
Tr [c]	23,64	18,47	18,69	15,75	15,74	15,56	17,46	17,45
h [KJ/Kg]	84,12	63,28	64,59	48,99	49,25	49,25	59,68	59,83
P [Pa]	90710	90710	91943	91884	91817	90781	90781	90710

Fuente: Los Autores

Figura 73. Carta Sicrométrica, temperatura exterior de 31 [C]



Fuente: Los Autores

Cuadro 41. Consumos energéticos de los equipos utilizados

Cooling	LPM	27,6000
	Factor Bypass	0,26
	Pot [KW]	2,090
	Qs [KW]	14,71
	Ql [KW]	9,8
Ventilador1	Qt [KW]	24,51
	Pot [KW]	2,1100
Otros	RPM	1725
	Pot_tot [KW]	4,2

Fuente: Los Autores

5.4.1.1 Efecto de la variación de las propiedades del ambiente exterior

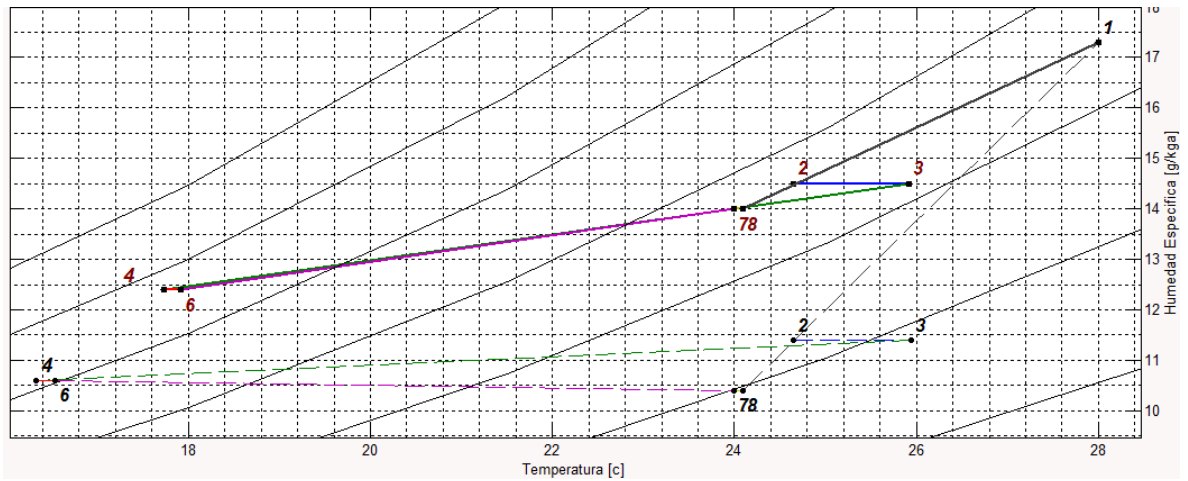
- Modelamiento Caso 1 (Variación de la temperatura del ambiente exterior a 28 [C])

Cuadro 42. Propiedades del aire a través del sistema

	1	2	3	4	5	6	7	8
w [Kgw/Kga]	0,0173	0,0145	0,0145	0,0124	0,0124	0,0124	0,014	0,0140
phi	0,65	0,66	0,62	0,88	0,87	0,86	0,67	0,66
Twb [c]	22,77	19,96	20,48	16,41	16,47	16,35	19,46	19,48
Tdb [c]	28,00	24,65	25,92	17,73	17,92	17,92	24	24,09
Tr [c]	20,81	17,99	18,21	15,77	15,76	15,58	17,49	17,47
h [KJ/Kg]	72,37	61,62	62,93	49,13	49,33	49,33	59,75	59,82
P [Pa]	90710	90710	91945	91886	91819	90781	90781	90710

Fuente: Los Autores

Figura 74. Carta Sicrométrica, temperatura exterior de 28 [C]



Fuente: Los Autores

Cuadro 43. Consumos energéticos de los equipos utilizados

		Caso 1	Caso Ref.
Cooling	LPM	23,7700	27,6000
	Factor Bypass	0,26	0,26
	Pot [KW]	1,650	2,090
	Qs [KW]	13,77	14,71
	Ql [KW]	7,94	9,8
	Qt [KW]	21,71	24,51
Ventilador1	Pot [KW]	2,1200	2,1100
	RPM	1725	1725
Otros	Pot_tot [KW]	3,77	4,2

Fuente: Los Autores

- **Análisis de la variación de la temperatura del ambiente exterior**
 - ✓ Al disminuir el valor de temperatura en 3 [C] se tiene que la temperatura de impulsión aumenta 0.03 [C].
 - ✓ Para este tipo de sistemas a menores temperaturas del ambiente exterior con la misma carga térmica; es menor el requerimiento de fluido refrigerante.
 - ✓ La potencia total que consumen sus equipos disminuye, siendo representativa la disminución de la potencia de la unidad manejadora de 0.4 [kW].
 - ✓ La disminución de la temperatura exterior afecta significativamente el consumo energético de los equipos, pero es irrelevante para la humedad el cuarto y la temperatura de impulsión

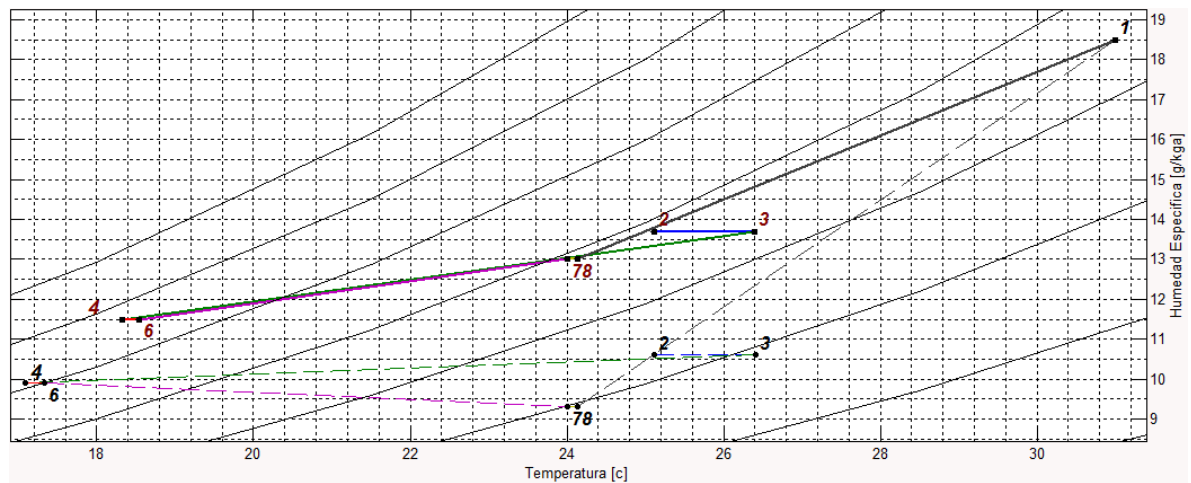
- **Modelamiento Caso 2 (Variación de la presión del ambiente exterior a 101.325 [Kpa])**

Cuadro 44. Propiedades del aire a través del sistema

	1	2	3	4	5	6	7	8
w [Kgw/Kga]	0,0185	0,0137	0,0137	0,0115	0,0115	0,0115	0,0130	0,0130
phi	0,65	0,69	0,64	0,88	0,87	0,86	0,69	0,69
Twb [c]	25,60	20,86	21,40	17,05	17,12	17,01	19,95	19,98
Tdb [c]	31,00	25,12	26,39	18,30	18,52	18,52	24,00	24,13
Tr [c]	23,64	18,94	19,16	16,39	16,38	16,20	18,05	18,03
h [KJ/Kg]	78,45	60,26	61,58	47,56	47,78	47,78	57,13	57,25
P [Pa]	101246	101246	102623	102559	102484	101325	101325	101246

Fuente: Los Autores

Figura 75. Carta Sicrométrica, variación de la presión atmosférica



Fuente: Los Autores

Cuadro 45. Consumos energéticos de los equipos utilizados

		Caso 2	Caso Ref.
Cooling	LPM	26,2500	27,6000
	Factor Bypass	0,28	0,26
	Pot [KW]	2,010	2,090
	Qs [KW]	15,08	14,71
	Ql [KW]	9,48	9,8
	Qt [KW]	24,56	24,51
Ventilador1	Pot [KW]	2,3600	2,1100
	RPM	1725	1725
Otros	Pot_tot [KW]	4,37	4,2

Fuente: Los Autores

- **Análisis de la variación de la presión atmosférica**

- ✓ Al aumentar el valor de la presión atmosférica se tiene que la temperatura de impulsión aumenta 0.63 [C].
- ✓ La humedad relativa del cuarto varía de 67% a 69%.
- ✓ Se requiere menor flujo de fluido de refrigerante para extraer la misma carga térmica, aunque el consumo de potencia aumenta un 4% debido al incremento de la potencia del ventilador.
- ✓ se observa en entonces una influencia representativa de los cambios de presión en las propiedades del aire, pero insignificante en cuanto al consumo energético se refiere.

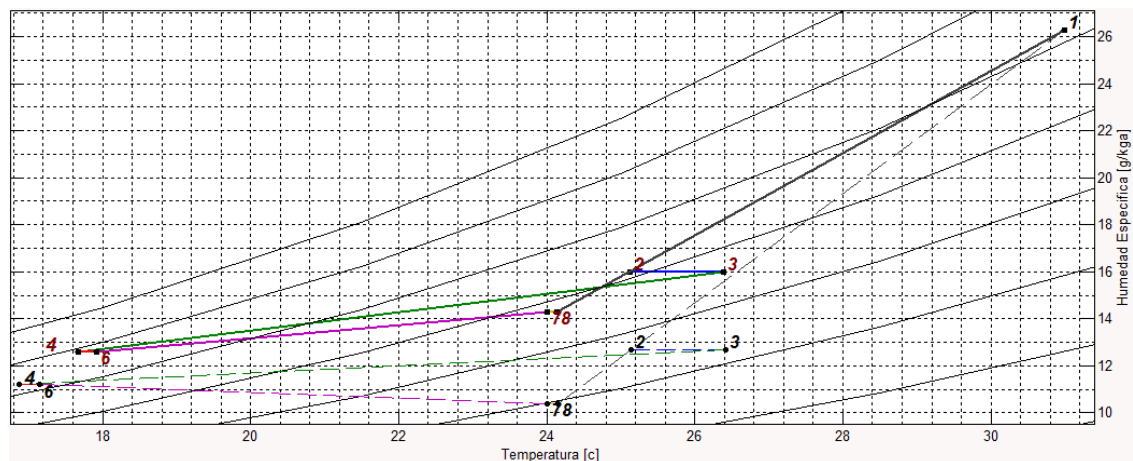
- **Modelamiento Caso 3 (Variación de la humedad relativa del ambiente exterior a 82%)**

Cuadro 46. Propiedades del aire a través del sistema

	1	2	3	4	5	6	7	8
w [Kgw/Kga]	0,0263	0,0160	0,0160	0,0126	0,0126	0,0126	0,0143	0,0143
phi	0,82	0,71	0,67	0,90	0,89	0,88	0,68	0,68
Twb [c]	28,33	21,12	21,63	16,63	16,70	16,58	19,67	19,69
Tdb [c]	31,00	25,13	26,39	17,68	17,94	17,94	24,00	24,14
Tr [c]	27,54	19,55	19,76	16,12	16,11	15,93	17,81	17,79
h [KJ/Kg]	98,55	65,99	67,29	49,81	50,07	50,07	60,48	60,61
P [Pa]	90711	90711	91943	91884	91819	90781	90781	90711

Fuente: Los Autores

Figura 76. Carta Sicrométrica, variación de la humedad relativa exterior



Fuente: Los Autores

Cuadro 47. Consumos energéticos de los equipos utilizados

		Caso 3	Caso Ref.
Cooling	LPM	30,6500	27,6000
	Factor Bypass	0,26	0,26
	Pot [KW]	2,330	2,090
	Qs [KW]	14,62	14,71
	Ql [KW]	12,79	9,8
	Qt [KW]	27,41	24,51
Ventilador1	Pot [KW]	2,1100	2,1100
	RPM	1725	1725
Otros	Pot_tot [KW]	4,44	4,2

Fuente: Los Autores

- **Análisis de la variación de la humedad relativa exterior**
 - ✓ Un aumento en la humedad relativa del ambiente exterior de 65% a 82% representa un aumento del 0.27% de la temperatura de impulsión.
 - ✓ El flujo de refrigerante aumenta un 11.05%.
 - ✓ La potencia de consumo de la unidad manejadora tiene un aumento de 0.24 [KW].
 - ✓ Por lo tanto se puede concluir que la influencia de la humedad relativa del ambiente exterior en el control de capacidad es insignificante.

5.4.1.2 Efecto de la variación de la carga sensible y latente

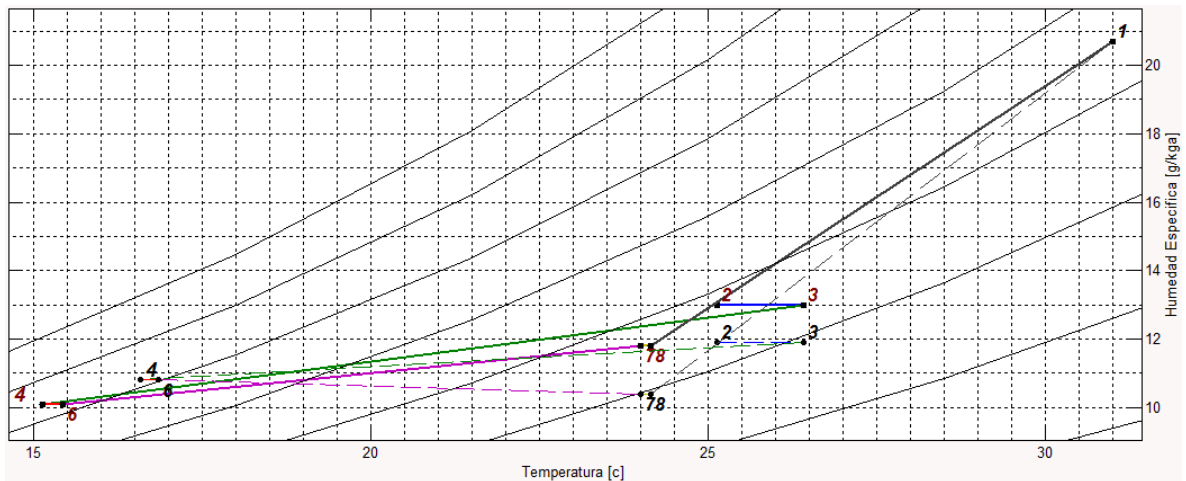
- **Modelamiento Caso 4 (Variación de la carga sensible a 14 [KW])**

Cuadro 48. Propiedades del aire a través del sistema

	1	2	3	4	5	6	7	8
w [Kgw/Kga]	0,0207	0,0130	0,0130	0,0101	0,0101	0,0101	0,0118	0,0118
phi	0,65	0,58	0,55	0,86	0,84	0,83	0,57	0,56
Twb [c]	25,45	19,12	19,65	13,64	13,74	13,63	17,86	17,90
Tdb [c]	31,00	25,13	26,41	15,13	15,43	15,43	24,00	24,14
Tr [c]	23,64	16,40	16,61	12,78	12,77	12,60	14,86	14,84
h [KJ/Kg]	84,12	58,50	59,82	40,86	41,17	41,17	54,13	54,27
P [Pa]	90710	90710	91944	91884	91817	90781	90781	90710

Fuente: Los Autores

Figura 77. Carta Sicrométrica, variación de la carga sensible



Fuente: Los Autores

Cuadro 49. Consumos energéticos de los equipos utilizados

		Caso 4	Caso Ref.
Cooling	LPM	54,9500	27,6000
	Factor Bypass	0,26	0,26
	Pot [KW]	3,120	2,090
	Qs [KW]	18,97	14,71
	Ql [KW]	11,12	9,8
	Qt [KW]	30,09	24,51
Ventilador1	Pot [KW]	2,1100	2,1100
	RPM	1725	1725
Otros	Pot_tot [KW]	5,23	4,2

Fuente: Los Autores

• Análisis de la variación en la carga sensible

- ✓ Con el aumento de la carga sensible en 2 [KW] es posible reducir la temperatura de impulsión en un 13.75%.
- ✓ La humedad relativa del cuarto se establece en el 57%.
- ✓ Se da un aumento del 49.77% en el flujo de refrigerante.
- ✓ La potencia total aumenta, debido a un mayor consumo de potencia del compresor en un 33.01%.
- ✓ La variación de la carga sensible afecta las propiedades del aire en el sistema y el consumo de los equipos de manera significativa, se observa una variación

de casi el doble de los litros por minuto para controlar sólo un 14% más de la carga térmica.

- ✓ Para el control de cargas sensibles muy bajas, es posible que no pueda realizar el control, debido a los bajos flujos de refrigerante que se necesitan, manifestándose esto en una disminución de la temperatura de impulsión y en un ambiente muy frío.
- ✓ Se observa que la humedad relativa del cuarto disminuye al aumentar la carga sensible, lo cual demuestra que para cargas sensibles muy bajas también la humedad del cuarto será muy alta.

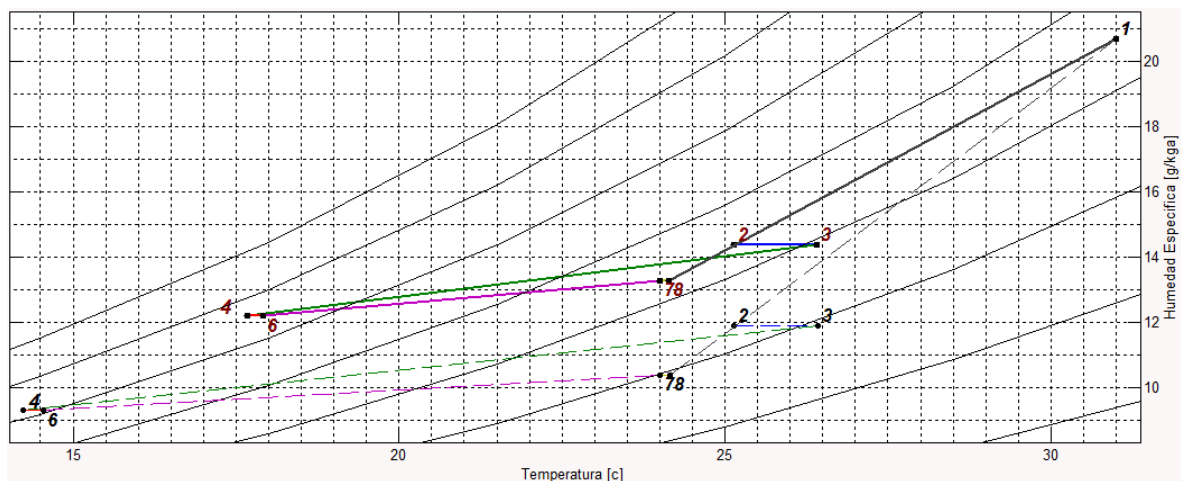
• **Modelamiento Caso 5 (Variación de la carga latente a 4 [KW])**

Cuadro 50. Propiedades del aire a través del sistema

	1	2	3	4	5	6	7	8
w [Kgw/Kga]	0,0207	0,0143	0,0143	0,0122	0,0122	0,0122	0,0133	0,0133
phi	0,65	0,64	0,60	0,88	0,86	0,85	0,64	0,63
Twb [c]	25,45	20,02	20,55	16,24	16,32	16,21	18,97	19,01
Tdb [c]	31,00	25,13	26,40	17,63	17,88	17,88	24,00	24,14
Tr [c]	23,64	17,87	18,08	15,56	15,55	15,37	16,71	16,70
h [KJ/Kg]	84,12	61,83	63,14	48,60	48,86	48,86	57,99	58,14
P [Pa]	90710	90710	91944	91884	91817	90781	90781	90710

Fuente: Los Autores

Figura 78. Carta Sicrométrica, variación de la carga latente



Fuente: Los Autores

Cuadro 51. Consumos energéticos de los equipos utilizados

		Caso 5	Caso Ref.
Cooling	LPM	25,6300	27,6000
	Factor Bypass	0,26	0,26
	Pot [KW]	1,940	2,090
	Qs [KW]	14,75	14,71
	Ql [KW]	8,13	9,8
	Qt [KW]	22,89	24,51
Ventilador1	Pot [KW]	2,1100	2,1100
	RPM	1725	1725
Otros	Pot_tot [KW]	4,05	4,2

Fuente: Los Autores

- **Análisis de la variación de la carga latente.**
 - ✓ La necesidad de controlar cargas latentes inferiores producen una disminución en las variables analizadas, siendo representativa la reducción del flujo de refrigerante en un 14.38%.
 - ✓ La temperatura de impulsión disminuye un 0.01 [C].
 - ✓ La humedad relativa del cuarto disminuye en un 4.47%.
 - ✓ Por lo tanto la variación de la carga latente no afecta de manera significativa el consumo energético, pero si los estados del aire en el sistema.

5.4.1.3 Efecto de la variación del flujo de aire de ventilación y la proporción

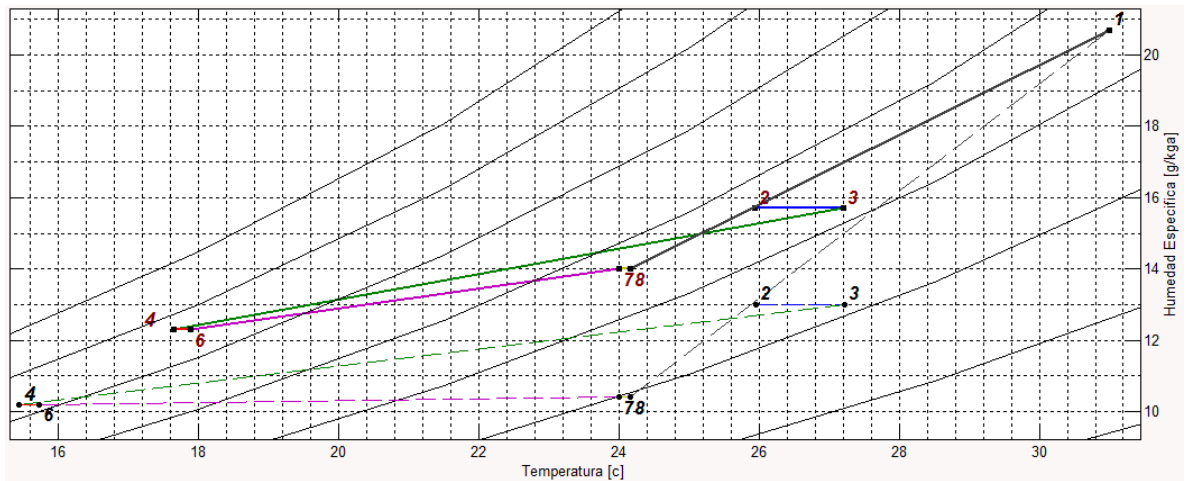
- **Modelamiento Caso 6 (Variación del flujo de ventilación a 800 [CFM])**

Cuadro 52. Propiedades del aire a través del sistema

	1	2	3	4	5	6	7	8
w [Kgw/Kga]	0,0207	0,0157	0,0157	0,0124	0,0124	0,0124	0,0140	0,0140
phi	0,65	0,67	0,63	0,89	0,87	0,86	0,67	0,66
Twb [c]	25,46	21,18	21,69	16,41	16,49	16,37	19,47	19,52
Tdb [c]	31,00	25,94	27,20	17,67	17,92	17,92	24,00	24,16
Tr [c]	23,64	19,30	19,52	15,80	15,79	15,61	17,52	17,50
h [KJ/Kg]	84,12	66,19	67,49	49,13	49,39	49,39	59,81	59,96
P [Pa]	90728	90728	91957	91898	91831	90781	90781	90728

Fuente: Los Autores

Figura 79. Carta Sicrométrica, variación del flujo de ventilación



Fuente: Los Autores

Cuadro 53. Consumos energéticos de los equipos utilizados

		Caso 6	Caso Ref.
Cooling	LPM	33,1000	27,6000
	Factor Bypass	0,27	0,26
	Pot [KW]	2,490	2,090
	Qs [KW]	16	14,71
	Ql [KW]	12,82	9,8
	Qt [KW]	28,82	24,51
Ventilador1	Pot [KW]	2,1100	2,1100
	RPM	1725	1725
Otros	Pot_tot [KW]	4,59	4,2

Fuente: Los Autores

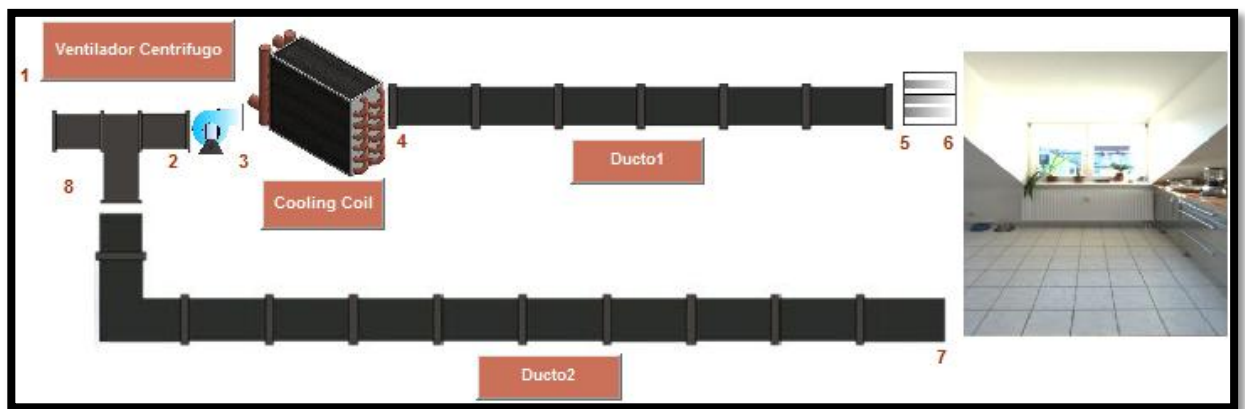
- **Análisis de la variación del flujo de ventilación y la proporción**
 - ✓ El aumento en el flujo de aire de ventilación a 800 [CFM] representa 0.4 [KW] más de la potencia consumida por la unidad manejadora.
 - ✓ El flujo de refrigerante aumenta un 16.6%.
 - ✓ La humedad relativa del cuarto permanece constante en el 67% y se produce un aumento de la temperatura de impulsión de 0.03 [C].
 - ✓ Por lo tanto el aumento de los CFMv produce un aumento significativo en el consumo energético debido a que se requiere extraer una mayor carga en la unidad.

5.5 MÉTODO DE CONTROL POR VOLUMEN DE AIRE VARIABLE POR ESTRANGULAMIENTO

Para el siguiente método de control es necesario especificar la geometría de los ductos la cual se expresa en el Cuadro 19.

El método de control de confort por volumen de aire variable (estrangulamiento), se analiza en 8 estados del aire, que se muestran en la siguiente figura.

Figura 80. Estados del aire para el sistema VAV por estrangulamiento



Fuente: Los Autores

5.5.1 Análisis de resultados

Los casos a analizar para este método de control son:

Cuadro 54. Casos a analizar en el método de control VAV simple

	ANÁLISIS DE PROPIEDADES DEL AMBIENTE EXTERIOR					VARIACION DE LA CARGA		CFMv y prop
	caso ref.	caso 1	caso 2	caso 3	caso 4	caso 5	caso 6	caso 7
P [Kpa]	90,781	90,781	101,325	90,781	90,781	90,781	90,781	90,781
Tdb [C]	31	28	31	31	22	31	31	31
Phi	0,65	0,65	0,65	0,82	0,65	0,65	0,65	0,65
RSH [KW]	10	10	10	10	10	8	10	10
RLH [KW]	6	6	6	6	6	6	4	6
CFMv	442,6	442,6	442,6	442,6	442,6	442,6	442,6	800

Fuente: Los Autores

A continuación se presenta el análisis a carga máxima para este método de control de confort, tomando como base el caso de referencia (ver cuadro 54).

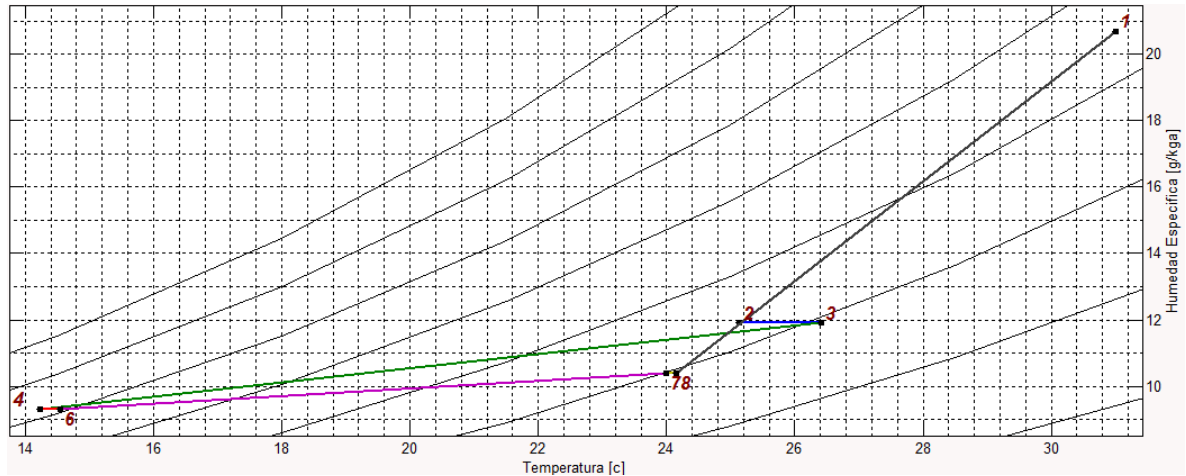
- Modelamiento del Caso Inicial

Cuadro 55. Propiedades a carga máxima

	1	2	3	4	5	6	7	8
w [Kgw/Kga]	0,0207	0,0119	0,0119	0,0093	0,0093	0,0093	0,0104	0,0104
phi	0,6500	0,5300	0,5000	0,8300	0,8200	0,8100	0,5000	0,5000
Twb [c]	25,4500	18,2600	18,8000	12,5400	12,6500	12,5400	16,8000	16,8400
Tdb [c]	31,0000	25,1300	26,4200	14,2300	14,5500	14,5500	24,0000	24,1500
Tr [c]	23,6400	14,9500	15,1600	11,4800	11,4700	11,3000	12,9800	12,9600
h [KJ/Kg]	84,1200	55,4900	56,8100	37,8000	38,1200	38,1200	50,6100	50,7600
P [Kpa]	90710	90710	91945	91885	91817	90781	90781	90710

Fuente: Los Autores

Figura 81. Carta Sicrométrica a carga máxima



Fuente: Los Autores

Cuadro 56. Consumos energéticos de los equipos utilizados a carga máxima

Cooling	LPM	77,6312
	Factor Bypass	0,2596
	Pot [KW]	3,518
	Qs [KW]	20,5247
	Ql [KW]	9,8061
	Qt [KW]	30,3309
Ventilador1	Pot [KW]	2,1147
	RPM	1725
Otros	Pot_tot [KW]	5,6324

Fuente: Los Autores

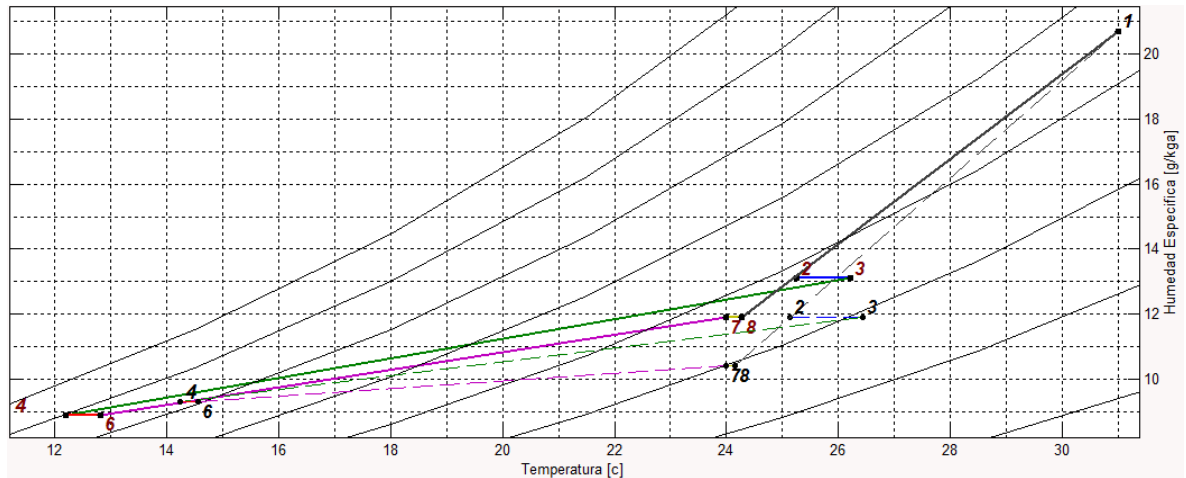
- **Caso de referencia (Ejemplo general para el análisis)**

Cuadro 57. Propiedades del aire a través del sistema

	1	2	3	4	5	6	7	8
w [Kgw/Kga]	0,0207	0,0131	0,0131	0,0089	0,0089	0,0089	0,0119	0,0119
phi	0,65	0,58	0,56	0,91	0,87	0,87	0,57	0,56
Twb [c]	25,46	19,20	19,60	11,34	11,58	11,50	17,92	18,00
Tdb [c]	31,00	25,23	26,21	12,18	12,80	12,80	24,00	24,26
Tr [c]	23,65	16,49	16,64	10,80	10,80	10,67	14,96	14,96
h [KJ/Kg]	84,12	58,78	59,79	34,73	35,36	35,36	54,33	54,59
P [Pa]	90758	90758	91627	91605	91583	90781	90781	90758

Fuente: Los Autores

Figura 82. Carta Sicrométrica, temperatura exterior de 31 [C]



Fuente: Los Autores

Cuadro 58. Consumos energéticos de los equipos utilizados

Cooling	LPM	55,4055
	Factor Bypass	0,17
	Pot [KW]	2,516
	Qs [KW]	12,8137
	Ql [KW]	8,8632
	Qt [KW]	21,6769
Ventilador1	Pot [KW]	3,3854
	RPM	1725
Otros	Pot_tot [KW]	3,15
	CFMi	1.658,18
	CFMv	241,083

Fuente: Los Autores

5.5.1.1 Efecto de la variación de las propiedades del ambiente exterior

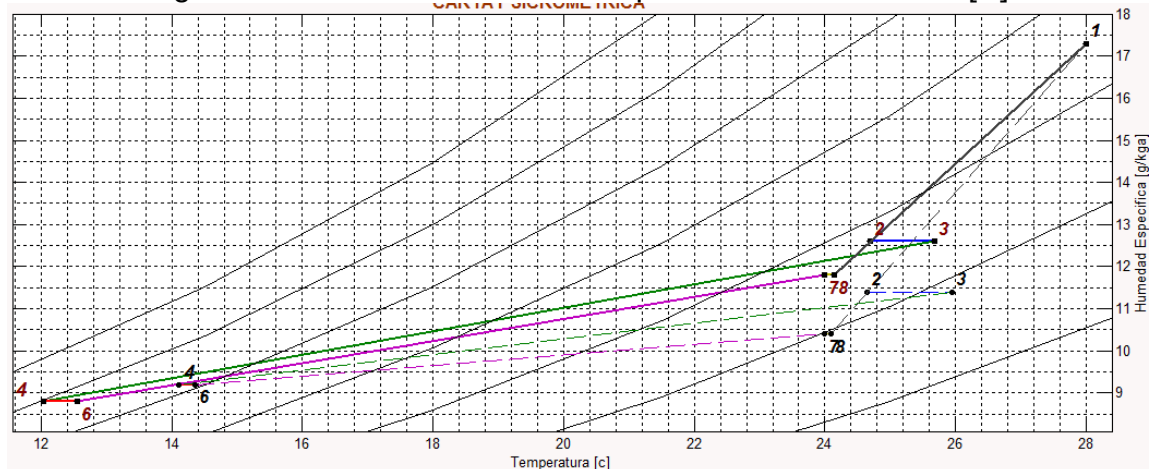
- Modelamiento Caso 1 (Variación de la temperatura del ambiente exterior a 28 [C])

Cuadro 59. Propiedades del aire a través del sistema

	1	2	3	4	5	6	7	8
w [Kgw/Kga]	0,0173	0,0126	0,0126	0,0088	0,0088	0,0088	0,0118	0,0118
phi	0,65	0,58	0,55	0,91	0,88	0,87	0,57	0,56
Twb [c]	22,78	18,68	19,09	11,18	11,39	11,31	17,89	17,93
Tdb [c]	28,00	24,70	25,68	12,03	12,56	12,56	24,00	24,14
Tr [c]	20,82	15,89	16,04	10,63	10,63	10,50	14,91	14,9
h [KJ/Kg]	72,37	56,95	57,95	34,32	34,85	34,85	54,22	54,37
P [Pa]	90760	90760	91632	91611	91591	90781	90781	90760

Fuente: Los Autores

Figura 83. Carta Sicrométrica, temperatura exterior de 28 [C]



Fuente: Los Autores

Cuadro 60. Consumos energéticos de los equipos utilizados

		Caso 1	Caso Ref.
Cooling	LPM	51,2577	55,4055
	Factor Bypass	0,172	0,17
	Pot [KW]	2,516	2,516
	Qs [KW]	12,2078	12,8137
	Ql [KW]	7,83134	8,8632
	Qt [KW]	20,0392	21,6769
Ventilador1	Pot [KW]	0,8579	3,3854
	RPM	1725	1725
Otros	Pot_tot [KW]	2,95528	3,15
	CFMi	1.622,97	1.658,18
	CFMv	235,969	241,083

Fuente: Los Autores

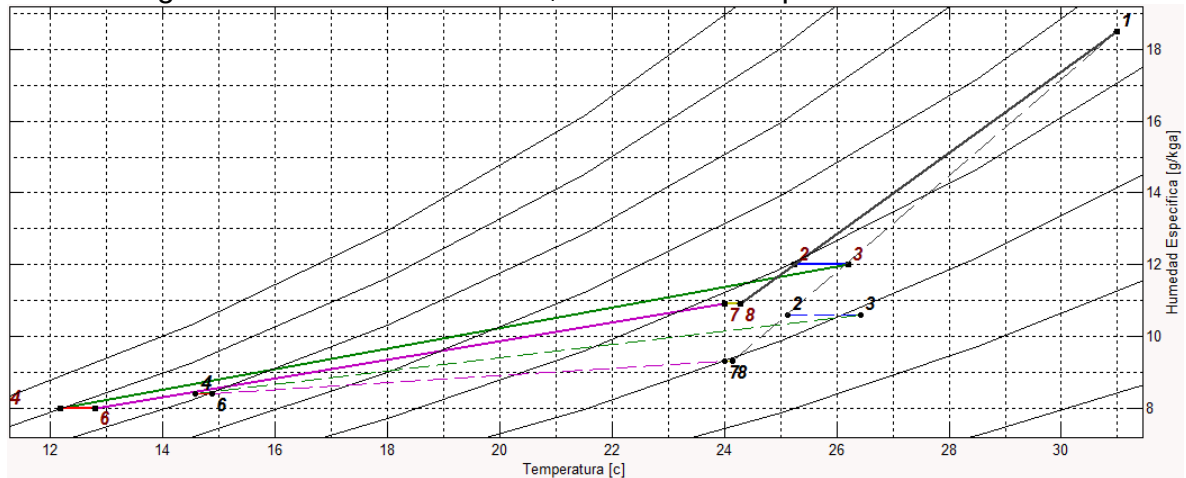
- **Análisis de la variación de la temperatura exterior**
 - ✓ La disminución de la temperatura del ambiente exterior en 3 [C] no muestra variaciones significativas del flujo de fluido de refrigerante, flujo de aire impulsado y de ventilación.
 - ✓ El consumo de potencia disminuye en 0.19 [KW].
- **Modelamiento Caso 2 (Variación de la presión del ambiente exterior a 101.325 [Kpa])**

Cuadro 61. Propiedades del aire a través del sistema

	1	2	3	4	5	6	7	8
w [Kgw/Kga]	0,0185	0,0120	0,0120	0,0080	0,0080	0,0080	0,0109	0,0109
phi	0,6500	0,6000	0,5700	0,9200	0,8800	0,8700	0,5900	0,5800
Twb [c]	25,6100	19,6200	20,0300	11,4100	11,6700	11,6000	18,4100	18,4900
Tdb [c]	31,0000	25,2300	26,1900	12,1700	12,8000	12,8000	24,0000	24,2600
Tr [c]	23,6500	16,8600	17,0100	10,8700	10,8700	10,7400	15,4400	15,4300
h [KJ/Kg]	78,4500	55,9700	56,9600	32,4500	33,0900	33,0900	51,9800	52,2500
P [Pa]	101304	101304	102232	102212	102193	101325	101325	101304

Fuente: Los Autores

Figura 84. Carta Sicrométrica, variación de la presión atmosférica



Fuente: Los Autores

Cuadro 62. Consumos energéticos de los equipos utilizados

		Caso 2	Caso Ref.
Cooling	LPM	54,38	55,4055
	Factor Bypass	0,17	0,17
	Pot [KW]	2,45	2,516
	Qs [KW]	12,78	12,8137
	QI [KW]	8,47	8,8632
	Qt [KW]	21,25	21,6769
Ventilador1	Pot [KW]	0,85	3,3854
	RPM	1725	1725
Otros	Pot_tot [KW]	3,3	3,15
	CFMi	1.490,40	1.658,18
	CFMv	216,69	241,083

Fuente: Los Autores

- Análisis de la variación de la presión atmosférica.**

- ✓ El situar este sistema a la altura del nivel del mar, ocasiona una disminución del 10.15% del flujo de aire de ventilación y un porcentaje equivalente para el flujo de aire impulsado.
- ✓ Las propiedades para los estados del aire, no se ven afectadas significativamente, con excepción de la humedad relativa del cuarto que aumenta de 0.57 a 0.59.

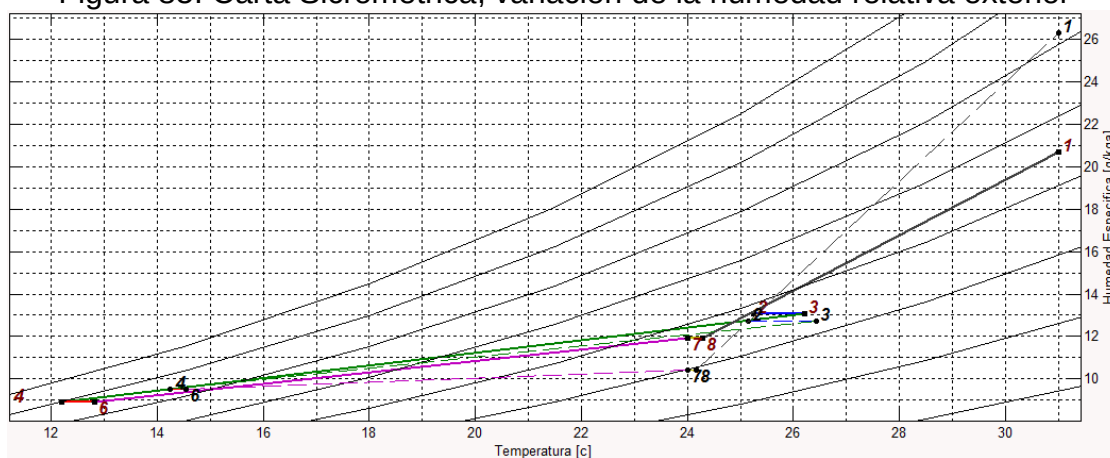
- **Modelamiento Caso 3 (Variación de la humedad relativa del ambiente exterior a 82%)**

Cuadro 63. Propiedades del aire a través del sistema

	1	2	3	4	5	6	7	8
w [Kgw/Kga]	0,0263	0,0140	0,0140	0,0090	0,0090	0,0090	0,0120	0,0120
phi	0,8200	0,6200	0,5900	0,9300	0,8900	0,8800	0,5800	0,5700
Twb [c]	28,3400	19,8500	20,2400	11,4700	11,7100	11,6300	18,0300	18,1000
Tdb [c]	31,0000	25,2300	26,2100	12,1700	12,7900	12,7900	24,0000	24,2600
Tr [c]	27,5500	17,5400	17,6900	11,0300	11,0300	10,9000	15,1500	15,1400
h [KJ/Kg]	98,5500	61,1400	62,1400	35,0600	35,6900	35,6900	54,7000	54,9600
P [Pa]	90758	90758	91625	91604	91582	90781	90781	90758

Fuente: Los Autores

Figura 85. Carta Sicrométrica, variación de la humedad relativa exterior



Fuente: Los Autores

Cuadro 64. Consumos energéticos de los equipos utilizados

		Caso 3	Caso Ref.
Cooling	LPM	59,5209	55,4055
	Factor Bypass	0,1757	0,17
	Pot [KW]	2,7099	2,516
	Qs [KW]	12,7897	12,8137
	Ql [KW]	10,5304	8,8632
	Qt [KW]	23,3201	21,6769
Ventilador1	Pot [KW]	0,8672	3,3854
	RPM	1725	1725
Otros	Pot_tot [KW]	3,5771	3,15
	CFMi	1.655,10	1.658,18
	CFMv	240,634	241,083

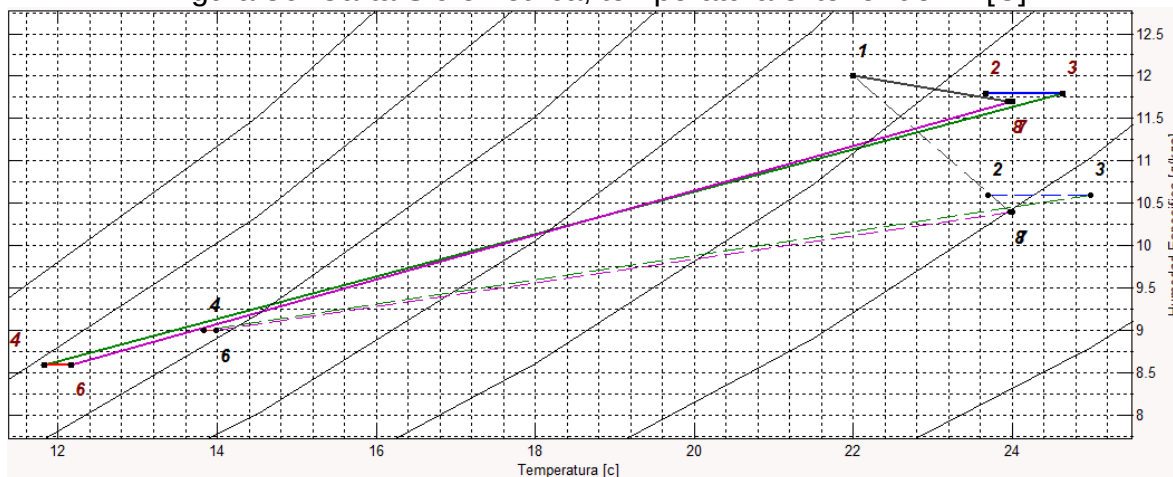
Fuente: Los Autores

- ✓ Un aumento en la humedad relativa del ambiente exterior, representa aumento de la humedad relativa del cuarto de 57% a 58%.
- ✓ La potencia total aumenta debido al aumento de potencia de consumo del Cooling-Coil y en 0.192 [KW].
- ✓ Se requieren 4.5209 [LPM] adicionales, al consumo respecto al caso de referencia, para extraer la misma carga térmica.

Cuadro 65. Propiedades del aire a través del sistema

	1	2	3	4	5	6	7	8
W [Kgw/Kga]	0,0120	0,0118	0,0118	0,0086	0,0086	0,0086	0,0117	0,0117
phi	0,65	0,58	0,55	0,90	0,88	0,88	0,56	0,56
Twb [c]	17,40	17,75	18,16	10,92	11,05	10,98	17,83	17,81
Tdb [c]	22,00	23,66	24,63	11,82	12,16	12,16	24	23,95
Tr [c]	15,15	14,85	15,00	10,32	10,32	10,19	14,81	14,80
h [KJ/Kg]	52,65	53,77	54,77	33,64	33,99	33,99	54,02	53,97
P [Pa]	90761	90761	91624	91605	91586	90781	90781	90761

Figura 86. Carta Sicrométrica, temperatura exterior de 22 [C]



208

Cuadro 66. Consumos energéticos de los equipos utilizados

		Caso 4	Caso Ref.
Cooling	LPM	44,44	55,4055
	Factor Bypass	0,17	0,17
	Pot [KW]	1,42222	2,516
	Qs [KW]	11,09	12,8137
	Ql [KW]	6,26	8,8632
	Qt [KW]	17,35	21,6769
Ventilador1	Pot [KW]	0,82	3,3854
	RPM	1725	1725
Otros	Pot_tot [KW]	2,24638	3,15
	CFMi	1.568,45	1.658,18
	CFMv	228,046	241,083

Fuente: Los Autores

- **Análisis de la variación de temperatura exterior (22[C])**

El análisis es muy similar al realizado, cuando la temperatura del ambiente exterior se toma a 28 [C], obviamente los rangos de comparación aumentan, pero en general el comportamiento es el mismo.

5.5.1.2 Efecto de la variación de la carga sensible y latente

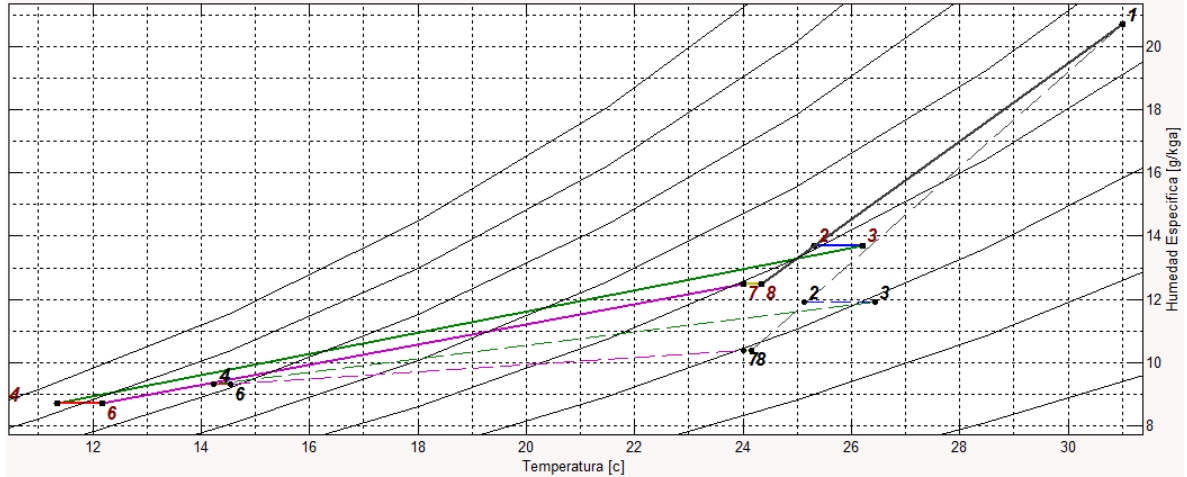
- **Caso 5 (Variación de la carga sensible a 8 [KW])**

Cuadro 67. Propiedades del aire a través del sistema

	1	2	3	4	5	6	7	8
w [Kgw/Kga]	0,0207	0,0137	0,0137	0,0087	0,0087	0,0087	0,0125	0,0125
phi	0,6500	0,6100	0,5800	0,9400	0,8900	0,8800	0,6000	0,5900
Twb [c]	25,4600	19,6200	19,9800	10,7500	11,0900	11,0100	18,4100	18,5100
Tdb [c]	31,0000	25,2800	26,1900	11,3400	12,1700	12,1700	24,0000	24,3200
Tr [c]	23,6500	17,1500	17,2800	10,3700	10,3700	10,2500	15,7900	15,7900
h [KJ/Kg]	84,1200	60,3000	61,2300	33,2400	34,0900	34,0900	56,0200	56,3500
p [Pa]	90767	90767	91545	91532	91517	90781	90781	90767

Fuente: Los Autores

Figura 87. Carta Sicrométrica, variación de la carga sensible



Fuente: Los Autores

Cuadro 68. Consumos energéticos de los equipos utilizados

		Caso 5	Caso Ref.
Cooling	LPM	46,713	55,4055
	Factor Bypass	0,1428	0,17
	Pot [KW]	2,1221	2,516
	Qs [KW]	10,2495	12,8137
	Ql [KW]	8,0316	8,8632
	Qt [KW]	18,2811	21,6769
Ventilador1	Pot [KW]	0,6112	3,3854
	RPM	1725	1725
Otros	Pot_tot [KW]	2,7332	3,15
	CFMi	1.253,68	1.658,18
	CFMv	182,272	241,083

Fuente: Los Autores

• Análisis de la variación de la carga sensible

- ✓ El efecto de reducir en 2 [KW] la carga sensible del cuarto, disminuye en un 4.92% en el valor de la temperatura de impulsión.
- ✓ La humedad relativa del cuarto aumenta un aumento del 20%.
- ✓ El flujo de refrigerante tiene una disminución del 20.53%.
- ✓ La potencia total de consumo se reduce un 34.42%.
- ✓ El flujo de aire de impulsión y ventilación, tiene una disminución en 24.39%.
- ✓ Por lo tanto este sistema tiene un buen comportamiento en general funcionando a carga parcial, sin embargo la humedad relativa si sufre un aumento significativo

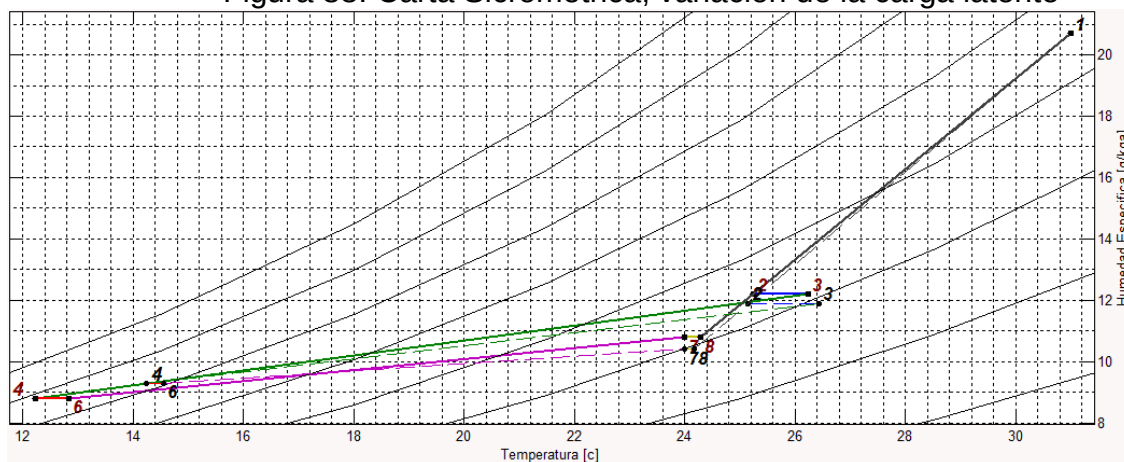
- **Caso 6 (Variación de la carga latente a 4 [KW])**

Cuadro 69. Propiedades del aire a través del sistema

	1	2	3	4	5	6	7	8
w [Kgw/Kga]	0,0207	0,0122	0,0122	0,0088	0,0088	0,0088	0,0108	0,0108
phi	0,6500	0,5400	0,5200	0,8900	0,8600	0,8500	0,5200	0,5100
Twb [c]	25,4600	18,5300	18,9300	11,2100	11,4500	11,3700	17,0900	17,1700
Tdb [c]	31,0000	25,2300	26,2200	12,2100	12,8300	12,8300	24,0000	24,2600
Tr [c]	23,6500	15,3500	15,5000	10,5600	10,5500	10,4200	13,4900	13,4800
h [KJ/Kg]	84,1200	56,3800	57,3900	34,3900	35,0200	35,0200	51,5300	51,7900
P [Pa]	90758	90758	91629	91607	91585	90781	90781	90758

Fuente: Los Autores

Figura 88. Carta Sicrométrica, variación de la carga latente



Fuente: Los Autores

Cuadro 70. Consumos energéticos de los equipos utilizados

		Caso 6	Caso Ref.
Cooling	LPM	51,3251	55,4055
	Factor Bypass	0,1718	0,17
	Pot [KW]	2,3235	2,516
	Qs [KW]	12,874	12,8137
	Ql [KW]	7,1749	8,8632
	Qt [KW]	20,049	21,6769
Ventilador1	Pot [KW]	0,8758	3,3854
	RPM	1725	1725
Otros	Pot_tot [KW]	3,1993	3,15
	CFMi	1.666,24	1.658,18
	CFMv	242,254	241,083

Fuente: Los Autores

- **Análisis de la variación de la carga latente**

- ✓ La reducción de la carga latente del cuarto en 2 [KW], disminuye el valor de humedad relativa del cuarto, además del flujo de refrigerante y la potencia total.
- ✓ El flujo de aire (de ventilación e impulsión), y la temperatura de impulsión aumentan en un pequeño porcentaje.
- ✓ Se aprecia una reducción de la potencia total de consumo, representada en la disminución de la potencia del ventilador.

5.5.1.3 Efecto de la variación del flujo de aire de ventilación y la proporción

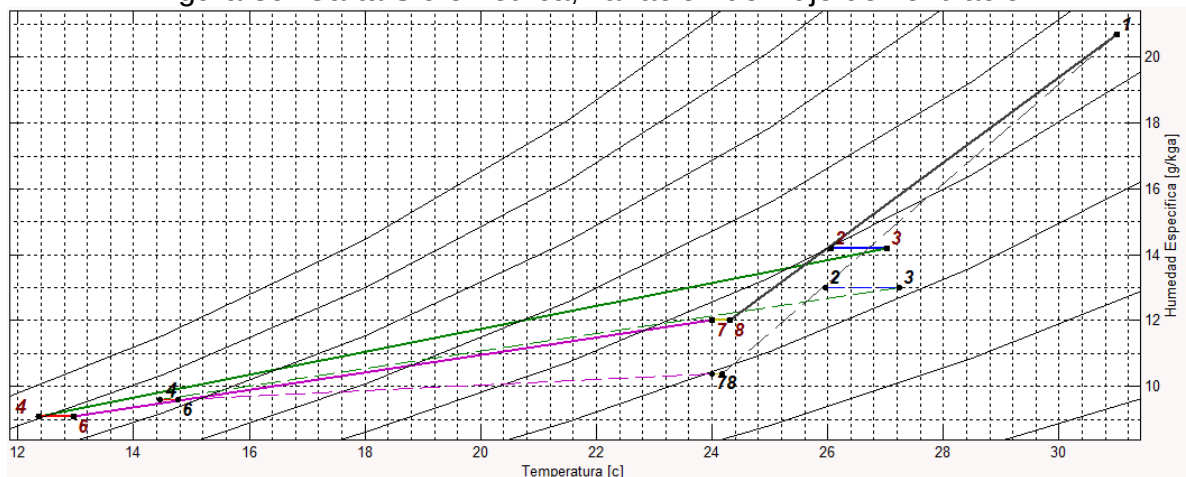
- **Caso 7 (Variación del flujo de ventilación a 800 [CFM])**

Cuadro 71. Propiedades del aire a través del sistema

	1	2	3	4	5	6	7	8
w [Kgw/Kga]	0,0120	0,0118	0,0118	0,0086	0,0086	0,0086	0,0117	0,0117
phi	0,65	0,59	0,56	0,91	0,89	0,88	0,56	0,57
Twb [c]	17,40	17,70	18,11	10,90	11,04	10,96	17,84	17,82
Tdb [c]	22,00	23,43	24,40	11,77	12,12	12,12	24,00	23,94
Tr [c]	15,15	14,90	15,04	10,33	10,33	10,19	14,82	14,81
h [KJ/Kg]	52,65	53,62	54,62	33,60	33,95	33,95	54,05	53,97
P [Pa]	90766	90766	91618	91599	91580	90781	90781	90766

Fuente: Los Autores

Figura 89. Carta Sicrométrica, variación del flujo de ventilación



Fuente: Los Autores

Cuadro 72. Consumos energéticos de los equipos utilizados

		Caso 7	Caso Ref.
Cooling	LPM	44,0298	55,4055
	Factor Bypass	0,1727	0,17
	Pot [KW]	1,4094	2,516
	Qs [KW]	10,887	12,8137
	Ql [KW]	6,3074	8,8632
	Qt [KW]	17,1944	21,6769
Ventilador1	Pot [KW]	0,8108	3,3854
	RPM	1725	1725
Otros	Pot_tot [KW]	2,2202	3,15
	CFMi	1.562,03	1.658,18
	CFMv	410,507	241,083

Fuente: Los Autores

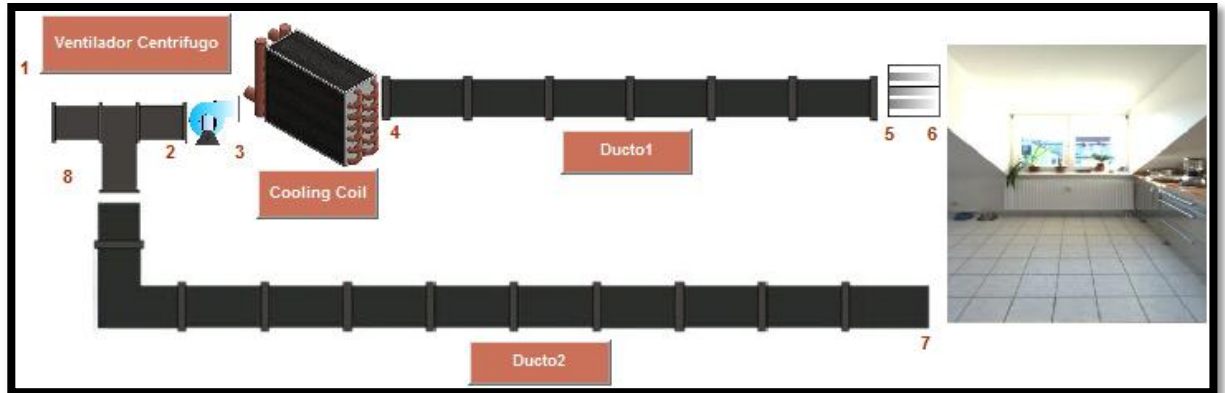
- **Análisis de la variación del flujo de ventilación y la proporción.**
 - ✓ El aumento el flujo de aire de ventilación ocasiona una variación significativa para las variables analizadas, donde la temperatura de impulsión disminuye en un 5.31%.
 - ✓ La potencia total se reduce en un 34.42% (siendo la menor reducción en la potencia del Cooling-Coil).
 - ✓ El flujo de impulsión disminuye un 5.8%, por otra parte el flujo de ventilación aumenta un 70.28%.

5.6 MÉTODO DE CONTROL POR VOLUMEN DE AIRE VARIABLE POR VARIACIÓN DE LA VELOCIDAD DE ROTACIÓN DEL VENTILADOR

Para el siguiente método de control es necesario especificar la geometría de los ductos la cual se expresa en el Cuadro 19.

El método de control de confort por volumen de aire variable (por variación de las RPM), se analiza en 8 estados del aire, que se muestran en la siguiente figura.

Figura 90. Estados del aire en VAV por variación de la velocidad del ventilador



Fuente: Los Autores

5.6.1 Análisis de resultados

Los casos a analizar para este método se presentan en el cuadro 54. A continuación se presenta el análisis a carga máxima para este método de control de confort, tomando como base el caso de referencia (ver cuadro 54).

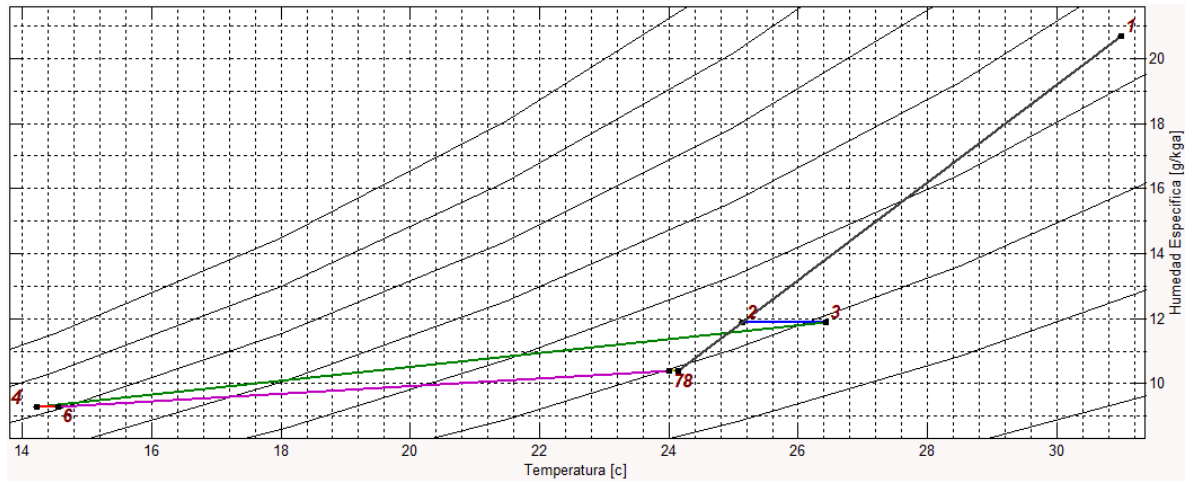
- **Modelamiento del Caso Inicial**

Cuadro 73. Propiedades a carga máxima

	1	2	3	4	5	6	7	8
w [Kgw/Kga]	0,0207	0,0119	0,0119	0,0093	0,0093	0,0093	0,0104	0,0104
phi	0,65	0,53	0,50	0,83	0,82	0,81	0,50	0,5
Twb [c]	25,45	18,26	18,80	12,54	12,65	12,54	16,80	16,84
Tdb [c]	31,00	25,13	26,42	14,23	14,55	14,55	24,00	24,15
Tr [c]	23,64	14,95	15,16	11,48	11,47	11,30	12,98	12,96
h [KJ/Kg]	84,12	55,49	56,81	37,80	38,12	38,12	50,61	50,76
P [Kpa]	90710	90710	91945	91885	91817	90781	90781	90710

Fuente: Los Autores

Figura 91, Carta Sicrométrica a carga máxima



Fuente: Los Autores

Cuadro 74. Consumos energéticos de los equipos utilizados a carga máxima

Cooling	LPM	77,6312
	Factor Bypass	0,259714
	Pot [KW]	3,518
	Qs [KW]	20,5207
	Ql [KW]	9,81155
	Qt [KW]	30,3323
Ventilador1	Pot [KW]	2,1147
	RPM	1725
Otros	Pot_tot [KW]	5,63239
	CFMi	3.044,23
	CFMv	442,6

Fuente: Los Autores

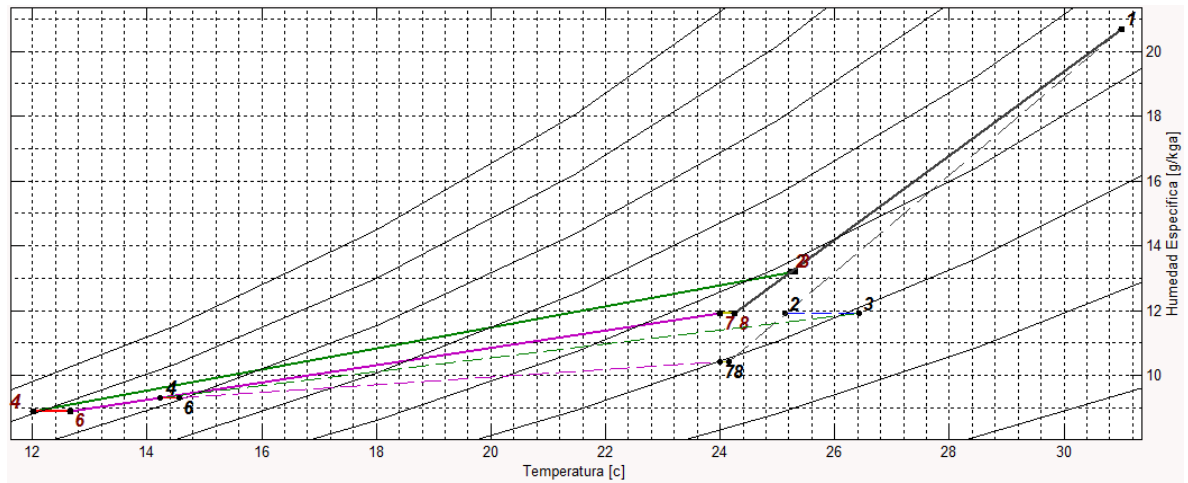
- **Caso de referencia (Ejemplo general para el análisis)**

Cuadro 75. Propiedades del aire a través del sistema

	1	2	3	4	5	6	7	8
w [Kgw/Kga]	0,0207	0,0132	0,0132	0,0089	0,0089	0,0089	0,0119	0,0119
phi	0,65	0,59	0,58	0,92	0,88	0,88	0,57	0,56
Twb [c]	25,46	19,24	19,27	11,21	11,46	11,46	17,97	18,04
Tdb [c]	31,00	25,23	25,29	12,01	12,64	12,64	24,00	24,26
Tr [c]	23,65	16,56	16,57	10,71	10,71	10,71	15,05	15,04
h [KJ/Kg]	84,12	58,93	58,99	34,61	35,26	35,26	54,49	54,76
P [Kpa]	90759	90759	90826	90805	90784	90784	90781	90759

Fuente: Los Autores

Figura 92. Carta Sicrométrica, temperatura de 31 [C]



Fuente: Los Autores

Cuadro 76. Consumos energéticos de los equipos utilizados

Cooling	LPM	52,6600
	Factor Bypass	0,18
	Pot [KW]	2,390
	Qs [KW]	11,86
	Ql [KW]	8,75
	Qt [KW]	20,61
Ventilador1	Pot [KW]	0,0700
	RPM	478,954
Otros	Pot_tot [KW]	2,46
	CFMi	1.634,53
	CFMv	237,644

Fuente: Los Autores

5.6.1.1 Efecto de la variación de las propiedades del ambiente exterior

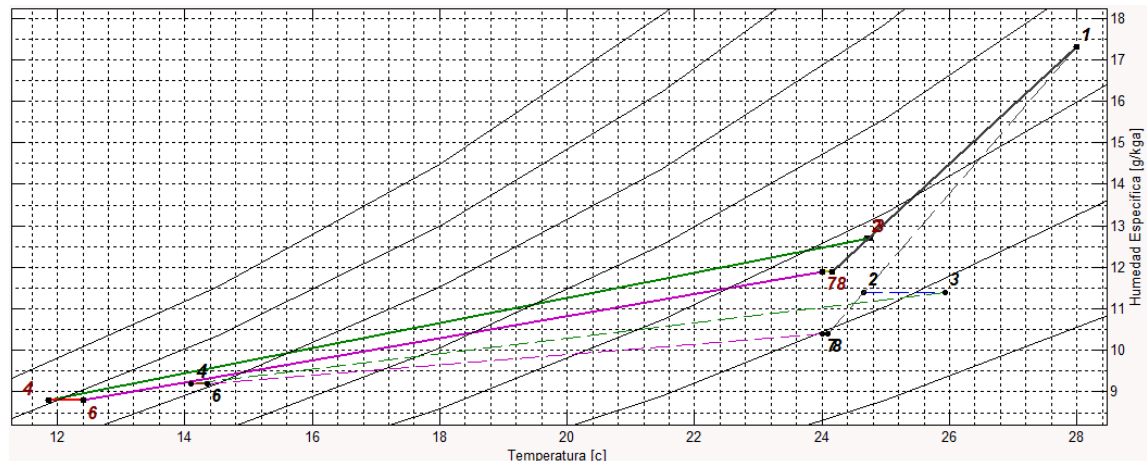
- Modelamiento Caso 1 (Variación de la temperatura del ambiente exterior a 28 [C])

Cuadro 77. Propiedades del aire a través del sistema

	1	2	3	4	5	6	7	8
w [Kgw/Kga]	0,0173	0,0127	0,0127	0,0088	0,0088	0,0088	0,0119	0,0119
phi	0,65	0,58	0,58	0,91	0,88	0,88	0,57	0,57
Twb [c]	22,78	18,72	18,75	11,06	11,28	11,28	17,95	17,99
Tdb [c]	28,00	24,70	24,76	11,86	12,41	12,41	24,00	24,15
Tr [c]	20,82	15,96	15,97	10,55	10,54	10,54	15,00	15,00
h [KJ/Kg]	72,37	57,11	57,16	34,21	34,77	34,77	54,41	54,55
P [Kpa]	90760	90760	90822	90802	90782	90782	90781	90760

Fuente: Los Autores

Figura 93. Carta Sicrométrica, temperatura exterior de 28 [C]



Fuente: Los Autores

Cuadro 78. Consumos energéticos de los equipos utilizados

		Caso 1	Caso Ref.
Cooling	LPM	48,6426	52,6600
	Factor Bypass	0,176551	0,18
	Pot [KW]	1,990	2,390
	Qs [KW]	11,29	11,86
	Ql [KW]	7,74	8,75
	Qt [KW]	19,03	20,61
Ventilador1	Pot [KW]	0,0606	0,0700
	RPM	461,205	478,954
Otros	Pot_tot [KW]	2,0519	2,46
	CFMi	1.600,59	1.634,53
	CFMv	232,715	237,644

Fuente: Los Autores

- **Análisis de la variación de la temperatura exterior**

- ✓ A medida que disminuye la temperatura de bulbo seco del ambiente exterior, la temperatura de impulsión, el flujo volumétrico de refrigerante, la velocidad de rotación del ventilador, la potencia total de consumo y el flujo de aire impulsado y de retorno también disminuye.
- ✓ como es de esperarse a mayor disminución de la temperatura mayor será el porcentaje de reducción de las variables analizadas.
- ✓ En las simulaciones realizadas para este caso, la humedad relativa del cuarto permanece constante en 57%, lo cual todavía se encuentra en las condiciones óptimas de confort.

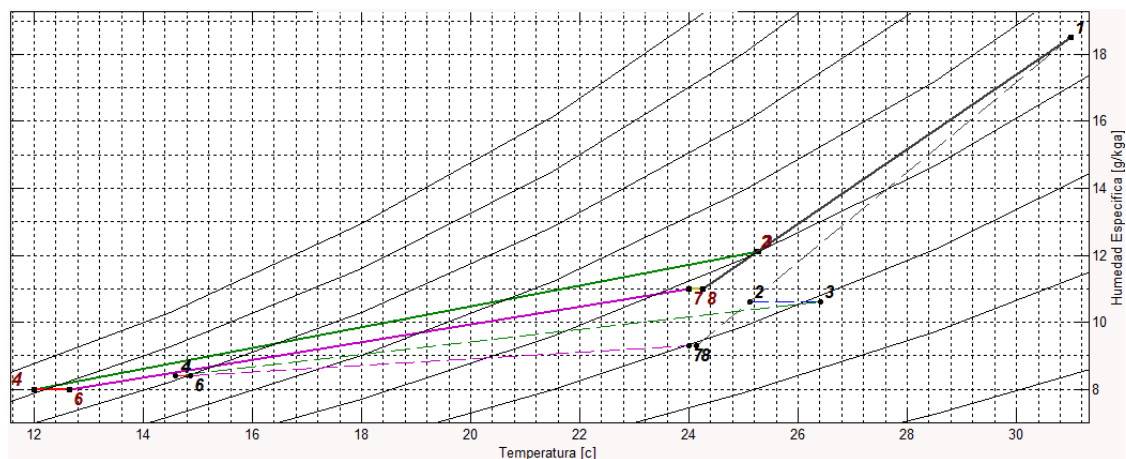
- **Modelamiento Caso 2 (Variación de la presión del ambiente exterior a 101.325 [Kpa])**

Cuadro 79. Propiedades del aire a través del sistema

	1	2	3	4	5	6	7	8
w [Kgw/Kga]	0,0185	0,0121	0,0121	0,0080	0,0080	0,0080	0,0110	0,0110
phi	0,65	0,60	0,60	0,92	0,88	0,88	0,59	0,5800
Twb [c]	25,61	19,66	19,68	11,28	11,55	11,55	18,45	18,5300
Tdb [c]	31,00	25,23	25,28	12,00	12,64	12,64	24,00	24,2600
Tr [c]	23,65	16,93	16,94	10,77	10,77	10,77	15,52	15,5100
h [KJ/Kg]	78,45	56,10	56,15	32,31	32,97	32,97	52,13	52,4000
P [Kpa]	101305	101305	101364	101345	101326	101326	101325	101305

Fuente: Los Autores

Figura 94. Carta Sicrométrica, variación de la presión atmosférica



Fuente: Los Autores

Cuadro 80. Consumos energéticos de los equipos utilizados

		Caso 2	Caso Ref.
Cooling	LPM	51,707	52,6600
	Factor Bypass	0,1859	0,18
	Pot [KW]	2,33512	2,390
	Qs [KW]	11,8412	11,86
	Ql [KW]	8,36712	8,75
	Qt [KW]	20,2083	20,61
Ventilador1	Pot [KW]	0,0522	0,0700
	RPM	433,059	478,954
Otros	Pot_tot [KW]	2,38733	2,46
	CFMi	1.469,38	1.634,53
	CFMv	213,634	237,644

Fuente: Los Autores

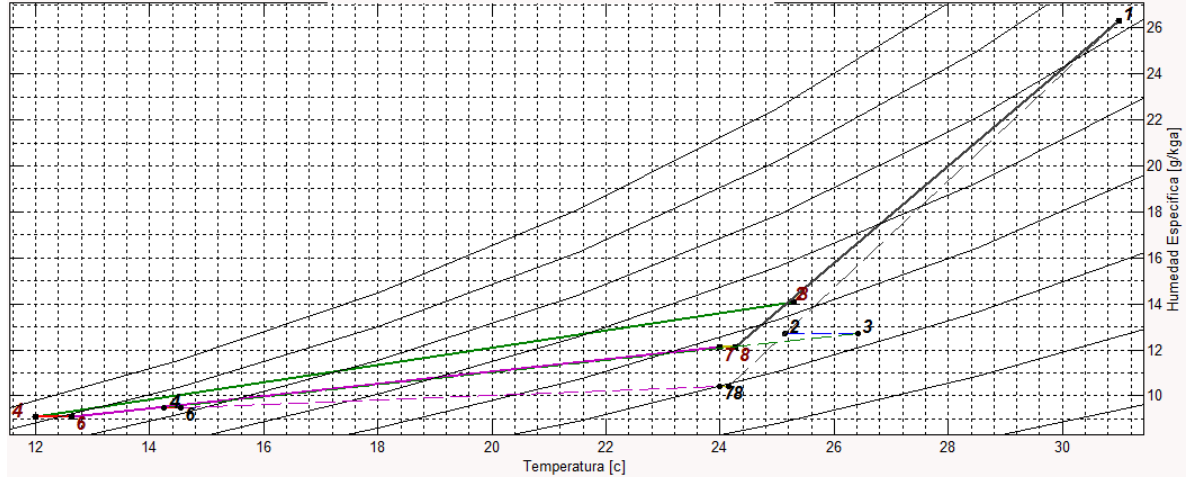
- **Análisis de la variación de la presión atmosférica**
 - ✓ El aumento de la presión atmosférica hasta una altura sobre el nivel del mar, representa una reducción del 1.82%, en el flujo de refrigerante.
 - ✓ La potencia total disminuye un 2.95%.
 - ✓ El flujo de aire de ventilación e impulsión se reduce un 10.10%.
 - ✓ La velocidad de rotación del ventilador disminuye en 45.895[RPM].
 - ✓ La humedad relativa aumenta en un 3.51% del valor establecido inicialmente y no aprecia variación de la temperatura de impulsión.
 - ✓ En general la variación de los resultados es muy poca, pero es apreciable el cambio en la potencia del Cooling.
- **Modelamiento Caso 3 (Variación de la humedad relativa del ambiente exterior a 82%)**

Cuadro 81. Propiedades del aire a través del sistema

	1	2	3	4	5	6	7	8
w [Kgw/Kga]	0,0263	0,0141	0,0141	0,0091	0,0091	0,0091	0,0121	0,0121
phi	0,82	0,63	0,62	0,93	0,89	0,89	0,58	0,5700
Twb [c]	28,34	19,88	19,91	11,33	11,59	11,59	18,07	18,1500
Tdb [c]	31,00	25,24	25,29	11,99	12,63	12,63	24,00	24,2600
Tr [c]	27,55	17,59	17,61	10,93	10,93	10,93	15,22	15,2200
h [KJ/Kg]	98,55	61,27	61,33	34,93	35,58	35,58	54,85	55,1200
P [Kpa]	90759	90759	90826	90805	90784	90784	90781	90759

Fuente: Los Autores

Figura 95. Carta Sicrométrica, variación de la humedad relativa exterior



Fuente: Los Autores

Cuadro 82. Consumos energéticos de los equipos utilizados

		Caso 2	Caso Ref.
Cooling	LPM	56,7014	52,6600
	Factor Bypass	0,19	0,18
	Pot [KW]	2,5826	2,390
	Qs [KW]	11,8437	11,86
	Ql [KW]	10,3766	8,75
	Qt [KW]	22,2204	20,61
Ventilador1	Pot [KW]	0,066	0,0700
	RPM	478,125	478,954
Otros	Pot_tot [KW]	2,64884	2,46
	CFMi	1.631,64	1.634,53
	CFMv	237,216	237,644

Fuente: Los Autores

- **Análisis de la variación de la humedad relativa exterior**
 - ✓ Un aumento de la humedad relativa del ambiente exterior de 65% a 82% lleva a una disminución de la temperatura de impulsión de 1.92 [C].
 - ✓ La velocidad de rotación permanece constante lo que representa una reducción del flujo de aire impulsado y el flujo de ventilación despreciable.
 - ✓ El flujo de refrigerante aumenta un 4.04 [LPM] representando un mayor consumo de potencia para la unidad manejadora de 0.193 [KW] y un aumento en la humedad relativa del cuarto de 1.75%

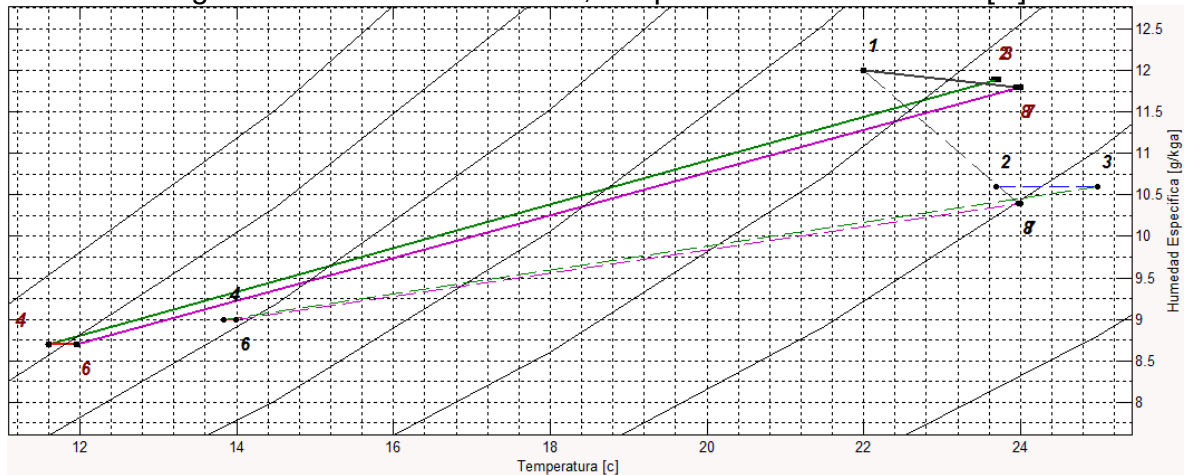
- Modelamiento Caso 4 (Variación de la temperatura del ambiente exterior a 22 [C])

Cuadro 83. Propiedades del aire a través del sistema

	1	2	3	4	5	6	7	8
w [Kgw/Kga]	0,0120	0,0119	0,0119	0,0087	0,0087	0,0087	0,0118	0,0118
phi	0,65	0,58	0,58	0,91	0,89	0,89	0,57	0,57
Twb [c]	17,41	17,83	17,85	10,80	10,95	10,95	17,92	17,90
Tdb [c]	22,00	23,66	23,72	11,60	11,96	11,96	24,00	23,95
Tr [c]	15,15	14,98	14,99	10,29	10,28	10,28	14,95	14,95
h [KJ/Kg]	52,65	54,02	54,07	33,56	33,92	33,92	54,31	54,25
P [Pa]	90762	90762	90819	90800	90781	90781	90781	90762

Fuente: Los Autores

Figura 96. Carta Sicrométrica, temperatura exterior de 22 [C]



Fuente: Los Autores

Cuadro 84. Consumos energéticos de los equipos utilizados

		Caso 3	Caso Ref.
Cooling	LPM	42,01	52,6600
	Factor Bypass	0,17	0,18
	Pot [KW]	1,35	2,390
	Qs [KW]	10,22	11,86
	Ql [KW]	6,19	8,75
	Qt [KW]	16,41	20,61
Ventilador1	Pot [KW]	0,06	0,0700
	RPM	445,273	478,954
Otros	Pot_tot [KW]	1,41	2,46
	CFMi	1.540,57	1.634,53
	CFMv	223,993	237,644

Fuente: Los Autores

- **Análisis de la variación de la temperatura exterior**

El análisis es muy similar al realizado, cuando la temperatura del ambiente exterior se toma a 28 [C], obviamente los rangos de comparación aumentan, pero en general el comportamiento es el mismo.

5.6.1.2 Efecto de la variación de la carga sensible y latente

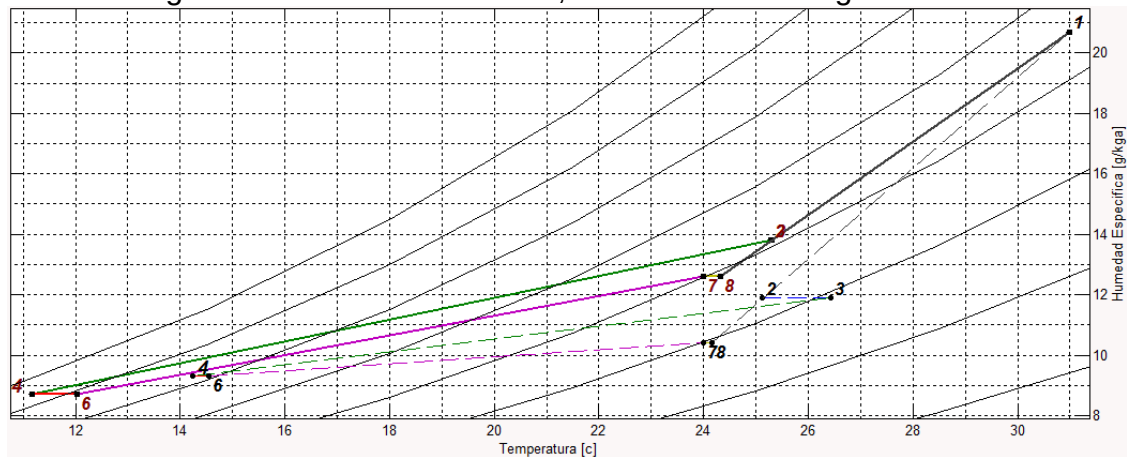
- **Modelamiento Caso 5 (Variación de la carga sensible a 8 [KW])**

Cuadro 85. Propiedades del aire a través del sistema

	1	2	3	4	5	6	7	8
w [Kgw/Kga]	0,0207	0,0138	0,0138	0,0087	0,0087	0,0087	0,0126	0,0126
phi	0,65	0,61	0,61	0,94	0,89	0,89	0,60	0,59
Twb [c]	25,46	19,68	19,69	10,65	10,99	10,99	18,48	18,58
Tdb [c]	31,00	25,29	25,31	11,17	12,02	12,02	24,00	24,33
Tr [c]	23,65	17,24	17,25	10,33	10,32	10,32	15,91	15,90
h [KJ/Kg]	84,12	60,51	60,53	33,17	34,04	34,04	56,26	56,60
P [Kpa]	90768	90768	90812	90799	90784	90784	90781	90768

Fuente: Los Autores

Figura 97. Carta Sicrométrica, variación de la carga sensible



Fuente: Los Autores

Cuadro 86. Consumos energéticos de los equipos utilizados

		Caso 4	Caso Ref.
Cooling	LPM	44,6867	52,6600
	Factor Bypass	0,14219	0,18
	Pot [KW]	2,03103	2,390
	Qs [KW]	9,55748	11,86
	Ql [KW]	7,9348	8,75
	Qt [KW]	17,4923	20,61
Ventilador1	Pot [KW]	0,031859	0,0700
	RPM	411,471	478,954
Otros	Pot_tot [KW]	2,06289	2,46
	CFMi	1.237,10	1.634,53
	CFMv	179,861	237,644

Fuente: Los Autores

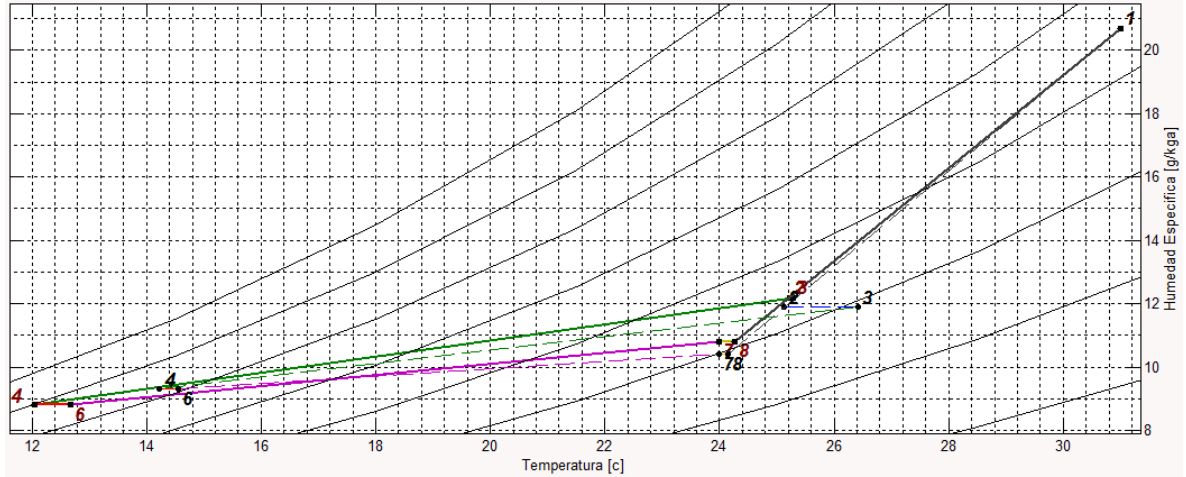
- **Análisis de la variación de la carga sensible**
 - ✓ La reducción de la carga sensible en 2 [KW] representa cambios importantes en las variables del sistema como lo es una reducción del 4.9% en la temperatura de impulsión.
 - ✓ El flujo de refrigerante disminuye en 15.14%.
 - ✓ La potencia total se reduce 15.85%.
 - ✓ Disminuye la velocidad de rotación del ventilador en 14.08%, y un 24.3% para el flujo de aire impulsado y el flujo de ventilación.
- **Modelamiento Caso 6 (Variación de la carga latente a 4 [KW])**

Cuadro 87. Propiedades del aire a través del sistema

	1	2	3	4	5	6	7	8
w [Kgw/Kga]	0,0207	0,0122	0,0122	0,0088	0,0088	0,0088	0,0108	0,0108
phi	0,65	0,54	0,54	0,90	0,86	0,86	0,52	0,51
Twb [c]	25,46	18,56	18,58	11,08	11,34	11,34	17,13	17,20
Tdb [c]	31,00	25,23	25,29	12,04	12,67	12,67	24,00	24,26
Tr [c]	23,65	15,41	15,42	10,47	10,47	10,47	13,57	13,56
h [KJ/Kg]	84,12	56,50	56,56	34,27	34,92	34,92	51,67	51,93
P [Kpa]	90759	90759	90826	90805	90784	90784	90781	90759

Fuente: Los Autores

Figura 98. Carta Sicrométrica, variación de la carga latente



Fuente: Los Autores

Cuadro 88. Consumos energéticos de los equipos utilizados

		Caso 5	Caso Ref.
Cooling	LPM	48,5849	52,6600
	Factor Bypass	0,178735	0,18
	Pot [KW]	2,2004	2,390
	Qs [KW]	11,9099	11,86
	Ql [KW]	7,07299	8,75
	Qt [KW]	18,9829	20,61
Ventilador1	Pot [KW]	0,0696	0,0700
	RPM	480,34	478,954
Otros	Pot_tot [KW]	2,27	2,46
	CFMi	1.642,44	1.634,53
	CFMv	238,794	237,644

Fuente: Los Autores

- Análisis de la variación del flujo de ventilación y la proporción**

- ✓ El disminuir la carga latente de 6 [KW] a 4 [KW], representa un aumento de 0.03 [C] en la temperatura de impulsión, y de dos revoluciones en la velocidad de rotación.
- ✓ Los flujos de aire de ventilación e impulsión, aumentan en 0.49%.
- ✓ La humedad relativa del cuarto permanece en 52% un valor más cercano al teórico.
- ✓ El flujo de refrigerante disminuye en un 7.73% y la potencia de la unidad manejadora reduce 2 [KW] el consumo de potencia.

5.6.1.3 Efecto de la variación del flujo de aire de ventilación y la proporción

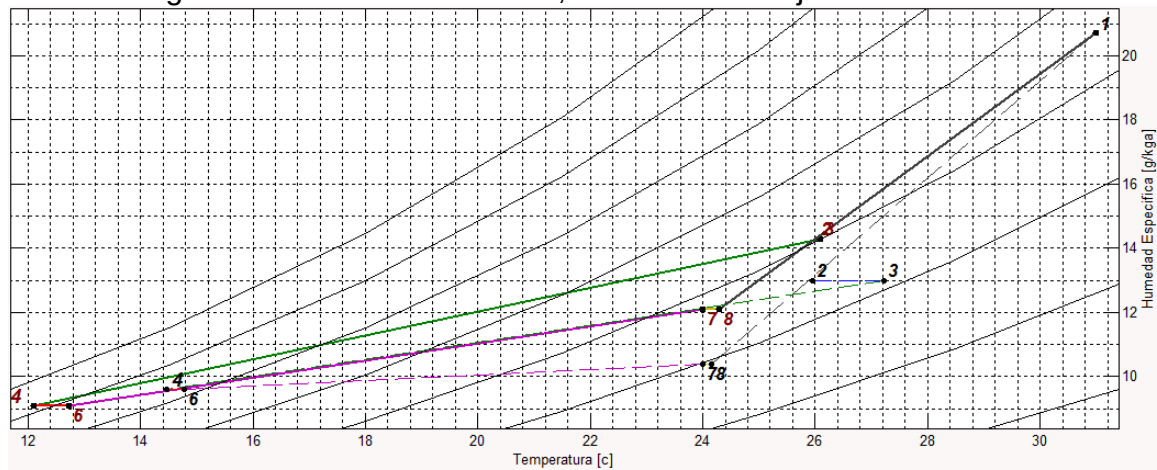
- Modelamiento Caso 7 (Variación del flujo de ventilación a 800 [CFM])

Cuadro 89. Propiedades del aire a través del sistema

	1	2	3	4	5	6	7	8
w [Kgw/Kga]	0,0207	0,0143	0,0143	0,0091	0,0091	0,0091	0,0121	0,0121
phi	0,65	0,61	0,60	0,93	0,89	0,89	0,58	0,57
Twb [c]	25,46	20,28	20,30	11,44	11,69	11,69	18,10	18,19
Tdb [c]	31,00	26,04	26,09	12,10	12,73	12,73	24,00	24,29
Tr [c]	23,65	17,85	17,86	11,04	11,03	11,03	15,28	15,27
h [KJ/Kg]	84,12	62,69	62,75	35,21	35,85	35,85	54,96	55,26
P [Kpa]	90764	90764	90826	90805	90784	90784	90781	90764

Fuente: Los Autores

Figura 99. Carta Sicrométrica, variación del flujo de ventilación



Fuente: Los Autores

Cuadro 90. Consumos energéticos de los equipos utilizados

		Caso 6	Caso Ref.
Cooling	LPM	59,6245	52,6600
	Factor Bypass	0,1757	0,18
	Pot [KW]	2,71725	2,390
	Qs [KW]	12,5667	11,86
	Ql [KW]	10,8026	8,75
	Qt [KW]	23,3694	20,61
Ventilador1	Pot [KW]	0,0641	0,0700
	RPM	462,662	478,954
Otros	Pot_tot [KW]	278,133	2,46
	CFMi	1.646,43	1.634,53
	CFMv	432,659	237,644

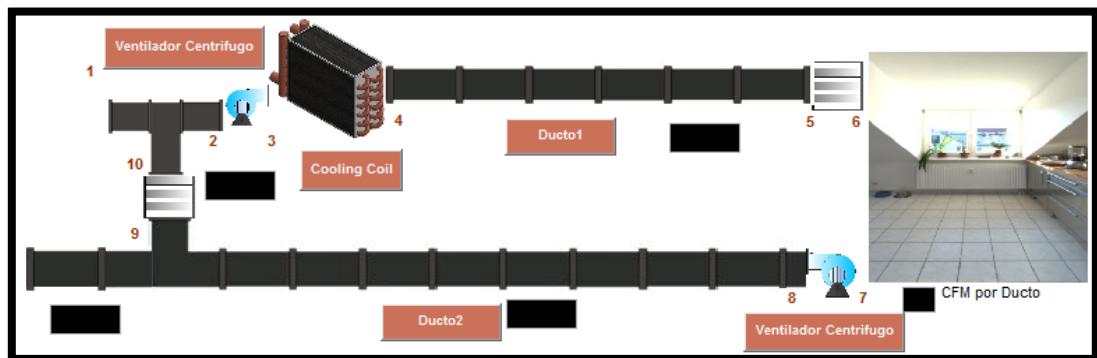
Fuente: Los Autores

- **Análisis de la variación del flujo de ventilación y la proporción**
 - ✓ El aumento del flujo de aire de ventilación a 800 [CFM] aumenta el flujo de refrigerante requerido en un 13.21% además del aumento del consumo de potencia en la unidad manejadora en 13.33%, y del 0.72% en el flujo de aire impulsado y un 45.1% en el flujo de aire de ventilación.
 - ✓ La variación de la proporción de aire de 0.14 a 0.26 representa un aumento en la humedad relativa del cuarto en 1.72% y una disminución en la velocidad de rotación de 16.292 [RPM].

5.7 MÉTODO DE CONTROL POR CICLO ECONOMIZADOR

La geometría de los ductos es la misma presentada en el Cuadro 19. Es necesario incluir un nuevo ventilador centrífugo para extraer el aire del cuarto el cual es obedece al modelo YG08 con velocidad de rotación nominal de 1725 [RPM], además se muestran los 10 estados del aire a analizar en la siguiente figura.

Figura 100. Estados del aire para el ciclo economizador



Fuente: Los Autores

5.7.1 Análisis de resultados

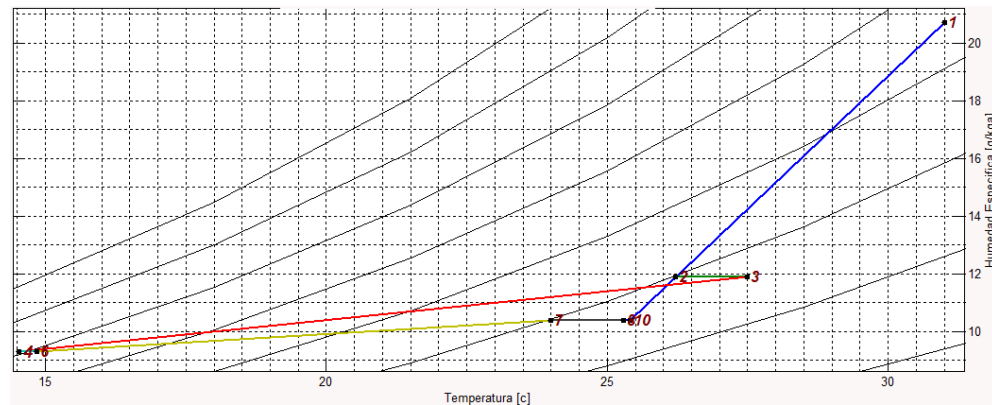
- Modelamiento del caso inicial.

Cuadro 91. Propiedades a carga máxima

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
w [Kgw/Kga]	0,0207	0,0119	0,0119	0,0093	0,0093	0,0093	0,0104	0,0104	0,0104	0,0104
phi	0,65	0,50	0,47	0,82	0,80	0,79	0,50	0,47	0,47	0,46
Twb [c]	25,46	18,60	19,14	12,66	12,77	12,66	16,80	17,36	17,39	17,25
Tdb [c]	31,00	26,21	27,50	14,53	14,84	14,84	24,00	25,30	25,40	25,4
Tr [c]	23,65	14,97	15,17	11,49	11,48	11,30	12,98	13,18	13,17	12,98
h [KJ/Kg]	84,12	56,61	57,94	38,12	38,43	38,43	50,61	51,94	52,05	52,05
P [Kpa]	90781	90781	91998	91938	91870	90781	90781	92008	91910	90781

Fuente: Los Autores

Figura 101, Carta Sicrométrica a carga máxima



Fuente: Los Autores

Cuadro 92. Consumos energéticos de los equipos utilizados a carga máxima

Cooling	LPM	81,0060
	Factor Bypass	0,2598
	Pot [KW]	3,670
	Qs [KW]	21,8558
	Ql [KW]	9,7882
	Qt [KW]	31,6440
Ventilador1	Pot [KW]	2,0831
	RPM	1725
Ventilador2	Pot [KW]	2,1004
	RPM	1725
Otros	Pot_tot [KW]	7,8535
	CFMi	3.044,21
	CFMv	442,6

Fuente: Los Autores

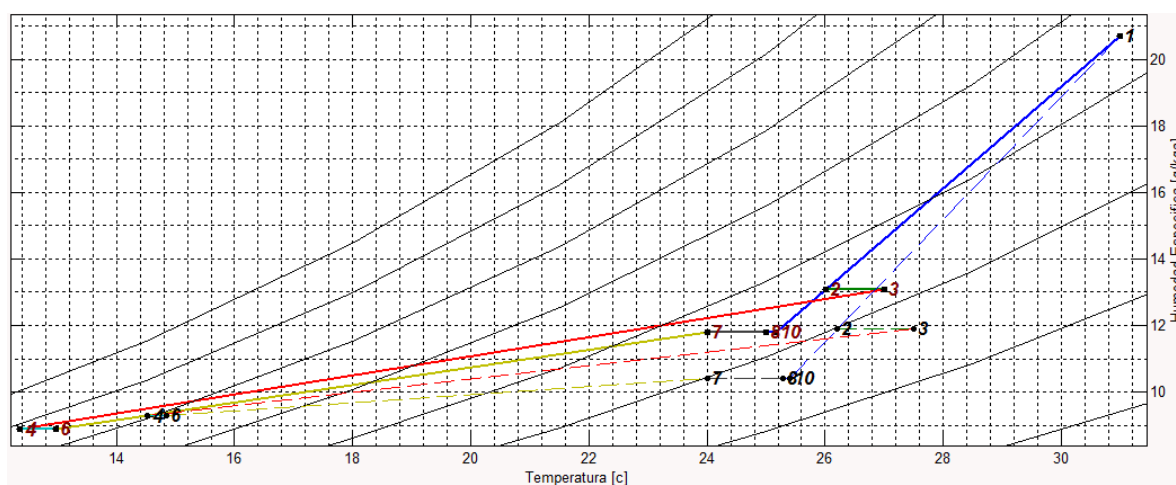
- **Caso de referencia (Ejemplo general para el análisis)**

Cuadro 93. Propiedades del aire a través del sistema

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
w [Kgw/Kga]	0,0207	0,0131	0,0131	0,0089	0,0089	0,0089	0,0118	0,0118	0,0118	0,0118
phi	0,65	0,56	0,53	0,90	0,87	0,86	0,57	0,54	0,53	0,53
Twb [c]	25,46	19,42	19,82	11,43	11,67	11,59	17,90	18,30	18,36	18,26
Tdb [c]	31,00	26,02	27,01	12,38	12,98	12,98	24,00	24,99	25,19	25,19
Tr [c]	23,65	16,46	16,61	10,83	10,83	10,69	14,91	15,06	15,05	14,91
h [KJ/Kg]	84,12	59,53	60,54	34,96	35,58	35,58	54,24	55,24	55,44	55,44
P [Kpa]	90781	90781	91653	91631	91609	90781	90781	91660	91629	90781

Fuente: Los Autores

Figura 102. Carta Sicrométrica, temperatura exterior de 31 [C]



Fuente: Los Autores

Cuadro 94. Consumos energéticos de los equipos utilizados

Cooling	LPM	57,5189
	Factor Bypass	0,174
	Pot [KW]	2,611
	Qs [KW]	13,5978
	Ql [KW]	8,9017
	Qt [KW]	22,4995
Ventilador1	Pot [KW]	0,8866
	RPM	1725
Ventilador2	Pot [KW]	0,8933
	RPM	1725
Otros	Pot_tot [KW]	4,3911
	CFMi	1.685,67
	CFMv	245,081

Fuente: Los Autores

5.7.1.1 Efecto de la variación de las propiedades del ambiente exterior

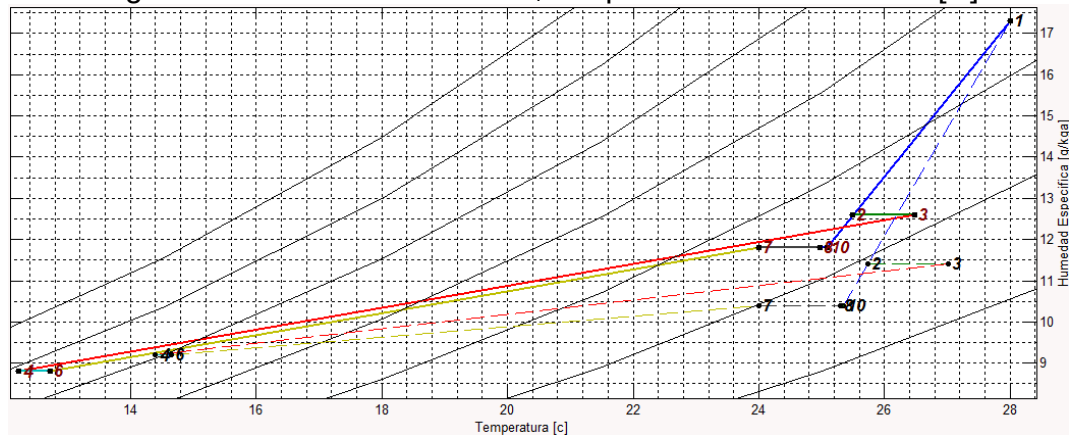
- Modelamiento Caso 1 (Variación de la temperatura del ambiente exterior a 28 [C])

Cuadro 95. Propiedades del aire a través del sistema

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
w [Kgw/Kga]	0,0173	0,0126	0,0126	0,0088	0,0088	0,0088	0,0118	0,0118	0,0118	0,0118
phi	0,65	0,55	0,52	0,90	0,87	0,86	0,57	0,54	0,53	0,53
Twb [c]	22,78	18,91	19,30	11,27	11,47	11,39	17,86	18,27	18,29	18,19
Tdb [c]	28,00	25,50	26,48	12,22	12,73	12,73	24	24,98	25,08	25,08
Tr [c]	20,82	15,85	16,00	10,66	10,65	10,51	14,86	15	15,00	14,86
h [KJ/Kg]	72,37	57,69	58,70	34,53	35,06	35,06	54,13	55,13	55,23	55,23
P [Kpa]	90781	90781	91657	91636	91615	90781	90781	91662	91632	90781

Fuente: Los Autores

Figura 103. Carta Sicrométrica, temperatura exterior de 28 [C]



Fuente: Los Autores

Cuadro 96. Consumos energéticos de los equipos utilizados.

		Caso 1	Caso Ref.
Cooling	LPM	53,2600	57,5189
	Factor Bypass	0,17	0,174
	Pot [KW]	2,180	2,611
	Qs [KW]	12,97	13,5978
	Ql [KW]	7,85	8,9017
	Qt [KW]	20,82	22,4995
Ventilador1	Pot [KW]	0,8700	0,8866
	RPM	1725	1725
Ventilador2	Pot [KW]	0,8800	0,8933
	RPM	1725	1725
Otros	Pot_tot [KW]	3,93	4,3911
	CFMi	1.648,51	1.685,67
	CFMv	239,683	245,081

Fuente: Los Autores

- **Análisis de la variación de temperatura exterior**

- ✓ La disminución de 3 [C] en la temperatura de bulbo seco del ambiente exterior, disminuye la temperatura de impulsión en 0.25 [C].
- ✓ El flujo volumétrico de refrigerante decrece en 4.2589 [LPM].
- ✓ La potencia total de consumo se reduce en 0.4611 [KW].
- ✓ El flujo de aire impulsado y de retorno también disminuye en un pequeño porcentaje.

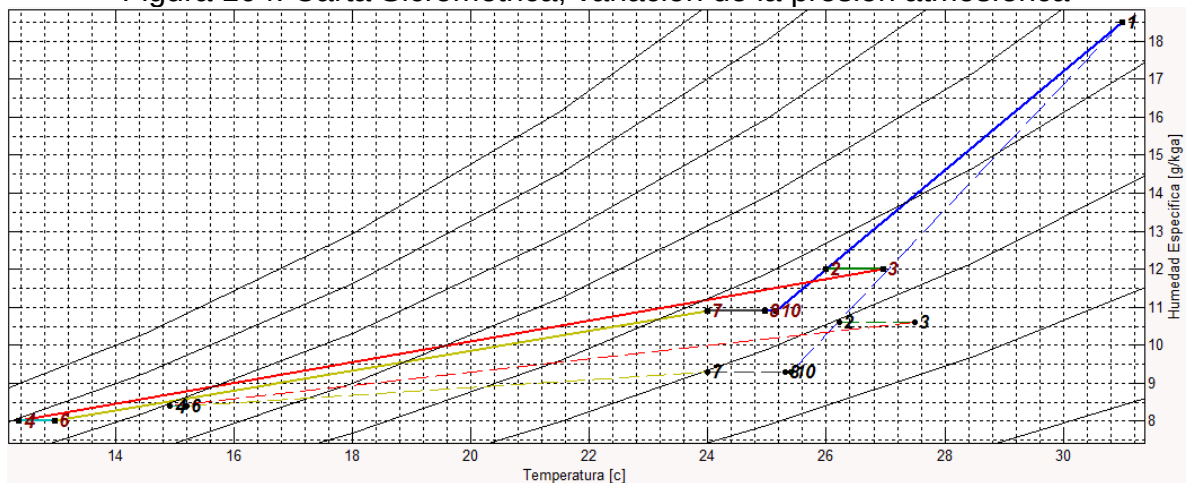
- **Modelamiento Caso 2 (Variación de la presión del ambiente exterior a 101.325 [Kpa])**

Cuadro 97. Propiedades del aire a través del sistema

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
w [Kgw/Kga]	0,0185	0,0120	0,0120	0,0080	0,0080	0,0080	0,0109	0,0109	0,0109	0,0109
phi	0,65	0,57	0,54	0,91	0,87	0,86	0,58	0,56	0,55	0,55
Twb [c]	25,61	19,85	20,25	11,51	11,76	11,69	18,38	18,78	18,84	18,75
Tdb [c]	31,00	26,00	26,96	12,36	12,97	12,97	24,00	24,97	25,16	25,16
Tr [c]	23,65	16,83	16,97	10,90	10,90	10,77	15,38	15,52	15,52	15,38
h [KJ/Kg]	78,45	56,69	57,67	32,68	33,30	33,30	51,89	52,87	53,07	53,07
P [Kpa]	101325	101325	102256	102236	102216	101325	101325	102263	102235	101325

Fuente: Los Autores

Figura 104. Carta Sicrométrica, variación de la presión atmosférica



Fuente: Los Autores

Cuadro 98. Consumos energéticos de los equipos utilizados

		Caso 2	Caso Ref.
Cooling	LPM	56,4030	57,5189
	Factor Bypass	0,1758	0,174
	Pot [KW]	2,546	2,611
	Qs [KW]	13,5390	13,5978
	Ql [KW]	8,4982	8,9017
	Qt [KW]	22,0370	22,4995
Ventilador1	Pot [KW]	0,8624	0,8866
	RPM	1725	1725
Ventilador2	Pot [KW]	0,8688	0,8933
	RPM	1725	1725
Otros	Pot_tot [KW]	4,2773	4,3911
	CFMi	1.514,54	1.685,67
	CFMv	220,201	245,081

Fuente: Los Autores

- **Análisis de la variación de la presión atmosférica**

- ✓ El aumento de la presión atmosférica hasta una altura sobre el nivel del mar, muestra una reducción en el flujo de refrigerante de 1.82%.
- ✓ La potencia total disminuye en un 2.57.
- ✓ El flujo de aire impulsado y de ventilación se reduce en 6.07%.
- ✓ La humedad relativa al interior del cuarto aumenta en un 9.43% del valor establecido inicialmente.
- ✓ La temperatura de impulsión disminuye en 0.01 [C].
- ✓ El aumento de la presión atmosférica favorece levemente el funcionamiento del sistema, sin embargo el cambio de la humedad relativa del cuarto, es significativo y puede afectar al sistema en condiciones de alta presión atmosférica

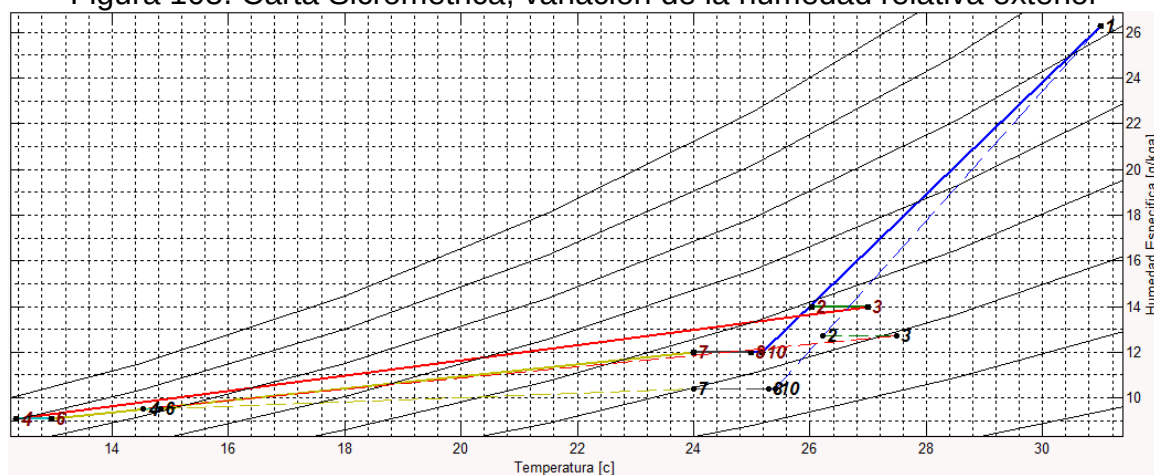
- **Modelamiento Caso 3 (Variación de la humedad relativa del ambiente exterior a 82%)**

Cuadro 99. Propiedades del aire a través del sistema

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
w [Kgw/Kga]	0,0263	0,0140	0,0140	0,0091	0,0091	0,0091	0,0120	0,012	0,0120	0,0120
phi	0,82	0,59	0,57	0,92	0,88	0,87	0,57	0,55	0,54	0,53
Twb [c]	28,34	20,07	20,45	11,56	11,80	11,72	18,01	18,41	18,47	18,37
Tdb [c]	31,00	26,03	27,01	12,36	12,97	12,97	24,00	24,99	25,18	25,18
Tr [c]	27,55	17,51	17,66	11,06	11,06	10,92	15,11	15,25	15,24	15,10
h [KJ/Kg]	98,55	61,89	62,90	35,30	35,92	35,92	54,61	55,62	55,82	55,82
P [Kpa]	90781	90781	91652	91630	91608	90781	90781	91659	91628	90781

Fuente: Los Autores

Figura 105. Carta Sicrométrica, variación de la humedad relativa exterior



Fuente: Los Autores

Cuadro 100. Consumos energéticos de los equipos utilizados

		Caso 3	Caso Ref.
Cooling	LPM	61,6936	57,5189
	Factor Bypass	0,1766	0,174
	Pot [KW]	2,808	2,611
	Qs [KW]	13,5702	13,5978
	Ql [KW]	10,5969	8,9017
	Qt [KW]	24,1671	22,4995
Ventilador1	Pot [KW]	0,8841	0,8866
	RPM	1725	1725
Ventilador2	Pot [KW]	0,8911	0,8933
	RPM	1725	1725
Otros	Pot_tot [KW]	4,5836	4,3911
	CFMi	1.682,60	1.685,67
	CFMv	244,628	245,081

Fuente: Los Autores

- **Análisis de la variación de la humedad relativa**

- ✓ Un aumento de la humedad relativa del ambiente exterior de 65% a 82% lleva a una disminución de la temperatura de impulsión en 0.01 [C].
- ✓ La variación del flujo de aire impulsado y el flujo de ventilación es despreciable.
- ✓ El flujo de fluido refrigerante aumenta en un 7.26% representando un mayor consumo de potencia total en 4.38%.
- ✓ La humedad relativa del cuarto aumenta de 53% a 56%.
- ✓ Se concluye que la variación de la humedad relativa del ambiente afecta levemente el sistema.

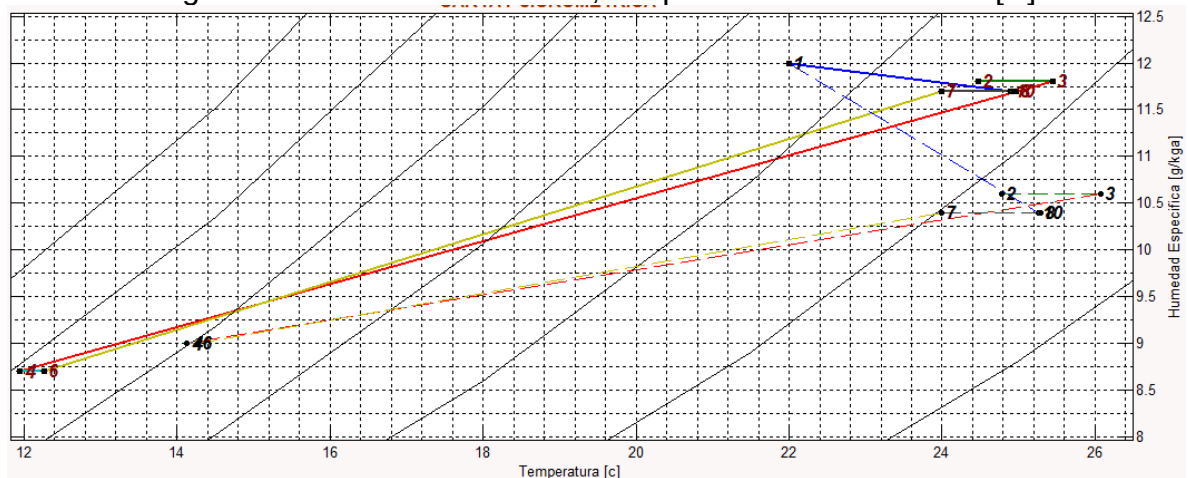
- **Modelamiento Caso 4 (Variación de la temperatura del ambiente exterior a 22 [C])**

Cuadro 101. Propiedades del aire a través del sistema

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
w [Kgw/Kga]	0,0120	0,0118	0,0118	0,0087	0,0087	0,0087	0,0117	0,0117	0,0117	0,0117
phi	0,65	0,55	0,52	0,90	0,88	0,87	0,56	0,54	0,54	0,53
Twb [c]	17,41	18,00	18,40	11,00	11,13	11,05	17,83	18,23	18,20	18,10
Tdb [c]	22,00	24,48	25,45	11,94	12,27	12,27	24,00	24,97	24,90	24,90
Tr [c]	15,15	14,85	15,00	10,38	10,38	10,24	14,81	14,95	14,94	14,80
h [KJ/Kg]	52,65	54,60	55,60	33,84	34,18	34,18	54,02	55,00	54,93	54,93
P [Kpa]	90781	90781	91646	91625	91606	90781	90781	91647	91620	90781

Fuente: Los Autores

Figura 106. Carta Sicrométrica, temperatura exterior de 22 [C]



Fuente: Los Autores

Cuadro 102. Consumos energéticos de los equipos utilizados.

		Caso 4	Caso Ref.
Cooling	LPM	46,2200	57,5189
	Factor Bypass	0,1745	0,174
	Pot [KW]	1,479	2,611
	Qs [KW]	11,8100	13,5978
	Ql [KW]	6,2300	8,9017
	Qt [KW]	18,0400	22,4995
Ventilador1	Pot [KW]	0,8322	0,8866
	RPM	1725	1725
Ventilador2	Pot [KW]	0,8335	0,8933
	RPM	1725	1725
Otros	Pot_tot [KW]	3,144471	4,3911
	CFMi	1.583,28	1.685,67
	CFMv	230,203	245,081

Fuente: Los Autores

- **Análisis de la variación de la temperatura exterior**

El análisis es muy similar al realizado, cuando la temperatura del ambiente exterior se toma a 28 [C], obviamente los rangos de comparación aumentan, pero en general el comportamiento es el mismo.

5.7.1.2 Efecto de la variación de la carga sensible y latente

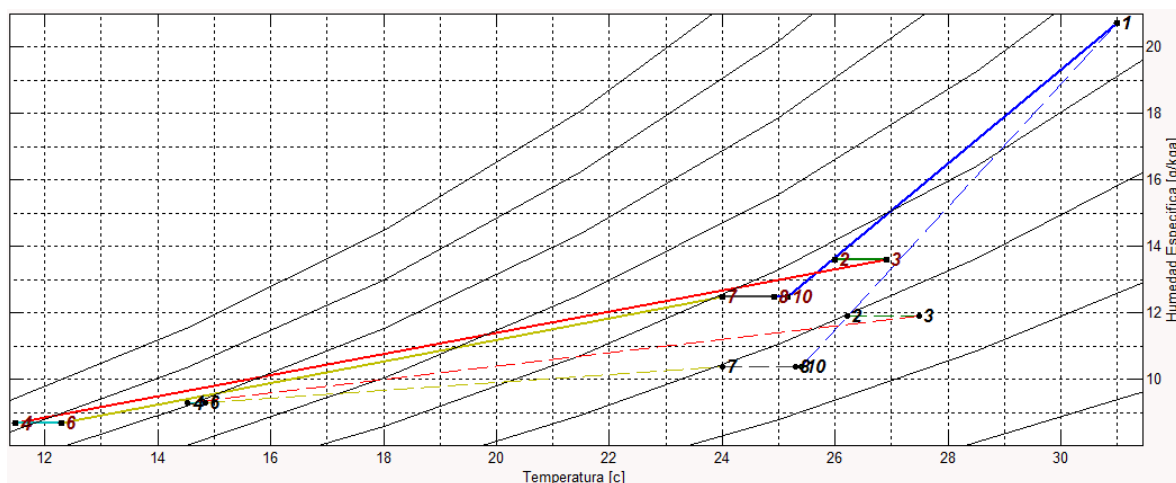
- **Modelamiento Caso 5 (Variación de la carga sensible a 8 [KW])**

Cuadro 103. Propiedades del aire a través del sistema

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
w [Kgw/Kga]	0,0207	0,0136	0,0136	0,0087	0,0087	0,0087	0,0125	0,0125	0,0125	0,0125
phi	0,65	0,58	0,55	0,93	0,88	0,87	0,60	0,57	0,56	0,56
Twb [c]	25,46	19,81	20,18	10,81	11,14	11,07	18,38	18,76	18,83	18,73
Tdb [c]	31,00	26,01	26,92	11,47	12,29	12,29	24,00	24,92	25,16	25,16
Tr [c]	23,65	17,12	17,25	10,39	10,38	10,26	15,75	15,88	15,87	15,74
h [KJ/Kg]	84,12	60,96	61,90	33,39	34,23	34,23	55,93	56,86	57,11	57,11
P [Kpa]	90781	90781	91560	91546	91531	90781	90781	91566	91547	90781

Fuente: Los Autores

Figura 107. Carta Sicrométrica, variación de la carga sensible



Fuente: Los Autores

Cuadro 104. Consumos energéticos de los equipos utilizados

		Caso 5	Caso Ref.
Cooling	LPM	48,0938	57,5189
	Factor Bypass	0,1433	0,174
	Pot [KW]	2,184	2,611
	Qs [KW]	10,7734	13,5978
	Ql [KW]	8,0448	8,9017
	Qt [KW]	18,8182	22,4995
Ventilador1	Pot [KW]	0,6177	0,8866
	RPM	1725	1725
Ventilador2	Pot [KW]	0,6223	0,8933
	RPM	1725	1725
Otros	Pot_tot [KW]	3,4244	4,3911
	CFMi	1.266,81	1.685,67
	CFMv	184,182	245,081

Fuente: Los Autores

• Análisis de la variación de la carga sensible

- ✓ La reducción de la carga sensible en 2 [KW] representa cambios importantes en las variables del sistema como lo es una reducción del 5.32% en la temperatura de impulsión.
- ✓ El flujo de refrigerante disminuye en un 16.39%.
- ✓ La potencia total se reduce un 22.01%.
- ✓ El flujo de aire impulsado y el flujo de ventilación disminuye en 24.84%.
- ✓ La humedad relativa del cuarto aumenta a 60%.
- ✓ El comportamiento del sistema es muy parecido al de un sistema VAV simple, debido a que la única diferencia es el ventilador a la salida del cuarto, siempre

y cuando, no se realice control, a temperaturas inferiores a la temperatura de retorno.

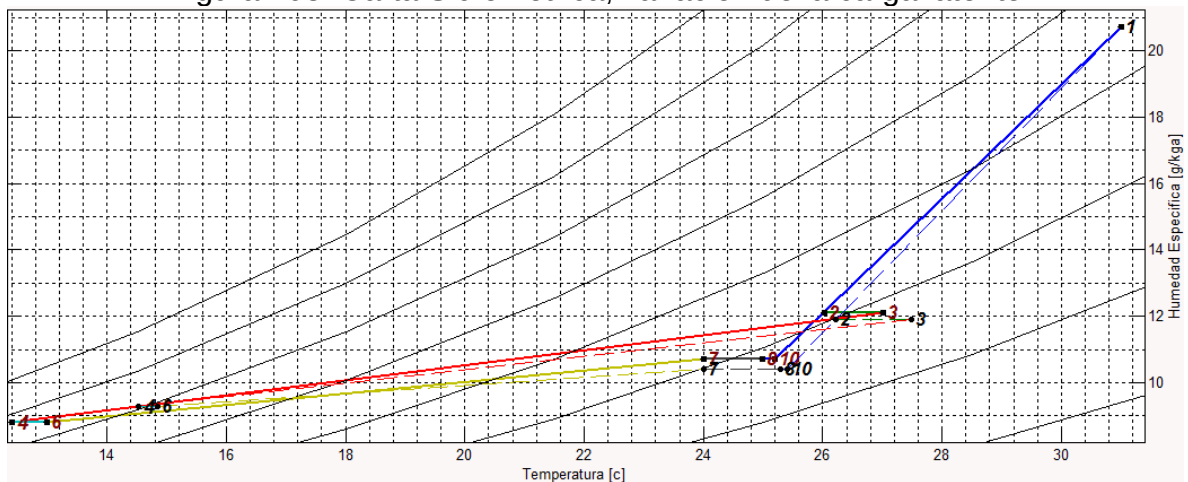
- **Modelamiento Caso 6 (Variación de la carga latente a 4 [KW])**

Cuadro 105. Propiedades del aire a través del sistema

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
w [Kgw/Kga]	0,0207	0,0121	0,0121	0,0088	0,0088	0,0088	0,0107	0,0107	0,0107	0,0107
phi	0,65	0,52	0,49	0,88	0,85	0,84	0,52	0,49	0,48	0,48
Twb [c]	25,46	18,76	19,16	11,30	11,54	11,46	17,07	17,49	17,54	17,44
Tdb [c]	31,00	26,03	27,02	12,40	13,00	13,00	24,00	25,00	25,19	25,19
Tr [c]	23,65	15,33	15,48	10,58	10,58	10,44	13,46	13,60	13,60	13,46
h [KJ/Kg]	84,12	57,16	58,18	34,62	35,23	35,23	51,47	52,49	52,69	52,69
P [Kpa]	90781	90781	91656	91633	91611	90781	90781	91662	91631	90781

Fuente: Los Autores

Figura 108. Carta Sicrométrica, variación de la carga latente



Fuente: Los Autores

Cuadro 106. Consumos energéticos de los equipos utilizados

		Caso 6	Caso Ref.
Cooling	LPM	53,4695	57,5189
	Factor Bypass	0,1737	0,174
	Pot [KW]	2,420	2,611
	Qs [KW]	13,6675	13,5978
	Ql [KW]	7,2156	8,9017
	Qt [KW]	20,8831	22,4995
Ventilador1	Pot [KW]	0,8928	0,8866
	RPM	1725	1725
Ventilador2	Pot [KW]	0,8996	0,8933
	RPM	1725	1725
Otros	Pot_tot [KW]	4,2127	4,3911
	CFMi	1.693,91	1.685,67
	CFMv	246,278	245,081

Fuente: Los Autores

- Análisis de la variación de la carga latente**

- ✓ El disminuir la carga latente de 6 [KW] a 4 [KW], aumenta en 0.02 [C] la temperatura de impulsión.
- ✓ El flujo de aire impulsado y el de ventilación aumenta un 0.48%.
- ✓ El flujo de refrigerante disminuye en un 7%.
- ✓ La potencia total de consumo se reduce 4.06%.
- ✓ La humedad relativa del cuarto permanece en 52%.
- ✓ Las variaciones de calor latente en este caso no afectan de manera significativa al sistema.

5.7.1.3 Efecto de la variación del flujo de aire de ventilación y la proporción

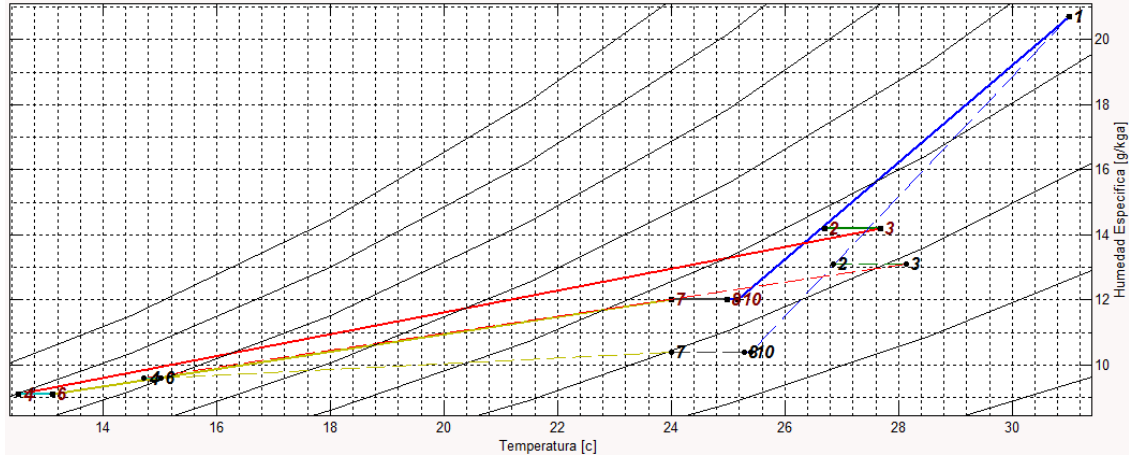
- Modelamiento Caso 7 (Variación del flujo de ventilación a 800 [CFM])**

Cuadro 107. Propiedades del aire a través del sistema

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
w [Kgw/Kga]	0,0120	0,0118	0,0118	0,0086	0,0086	0,0086	0,0117	0,0117	0,0117	0,0117
phi	0,65	0,56	0,53	0,90	0,88	0,87	0,56	0,53	0,54	0,53
Twb [c]	17,41	17,91	18,31	10,97	11,10	11,02	17,81	18,21	18,19	18,09
Tdb [c]	22,00	24,14	25,11	11,93	12,26	12,26	24,00	24,97	24,91	24,91
Tr [c]	15,15	14,87	15,02	10,34	10,34	10,20	14,78	14,91	14,91	14,77
h [KJ/Kg]	52,65	54,29	55,29	33,77	34,11	34,11	53,96	54,95	54,88	54,88
P [Kpa]	90781	90781	91636	91616	91596	90781	90781	91636	91609	90781

Fuente: Los Autores

Figura 109. Carta Sicrométrica, variación del flujo de ventilación



Fuente: Los Autores

Cuadro 108. Consumos energéticos de los equipos utilizados

		Caso 7	Caso Ref.
Cooling	LPM	45,6715	57,5189
	Factor Bypass	0,1745	0,174
	Pot [KW]	1,462	2,611
	Qs [KW]	11,5161	13,5978
	Ql [KW]	6,3161	8,9017
	Qt [KW]	17,8321	22,4995
Ventilador1	Pot [KW]	0,8225	0,8866
	RPM	1725	1725
Ventilador2	Pot [KW]	0,8229	0,8933
	RPM	1725	1725
Otros	Pot_tot [KW]	3,1071	4,3911
	CFMi	1.582,30	1.685,67
	CFMv	415,835	245,081

Fuente: Los Autores

- **Análisis de la variación del flujo de ventilación y la proporción**
 - ✓ El aumento del flujo de aire de ventilación a 800 [CFM] disminuye el flujo de refrigerante requerido en un 20.6% además del consumo de potencia total en 29.24%, y del 6.13% en el flujo de aire impulsado y un 41.06% en el flujo de aire de ventilación.
 - ✓ La variación de la proporción de aire de 0.14 a 0.26 representa un aumento en la humedad relativa del cuarto de 53% a 56%.

5.8 MÉTODO DE CONTROL POR VOLUMEN DE AIRE VARIABLE POR RECALENTAMIENTO

Para el siguiente método de control es necesario especificar que la unidad manejadora se trabaja con 8 filas y las dimensiones de los ductos se especifican en el siguiente Cuadro:

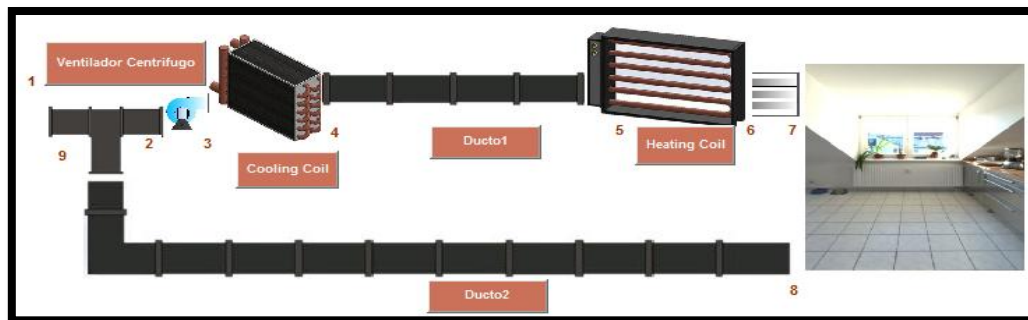
Cuadro 109. Datos geométricos para las ductos

DUCTO 1	
H [cm]	71,12
V [cm]	33,02
L [m]	25,78
Co	2,3204
DUCTO 2	
H [cm]	63,5
V [cm]	30,48
L [m]	24,78
Co	2,3204

Fuente: Los Autores

Para el presente método de control, se analizan 10 estados para el aire, como se muestra en la siguiente figura.

Figura 110. Estados del aire para el sistema VAV por recalentamiento



Fuente: Los Autores

5.8.1 Análisis de resultados

Los casos a desarrollar se muestran a continuación:

Cuadro 110: Casos a analizar en el método de control VAV por recalentamiento

[illegible]

Fuente: Los Autores

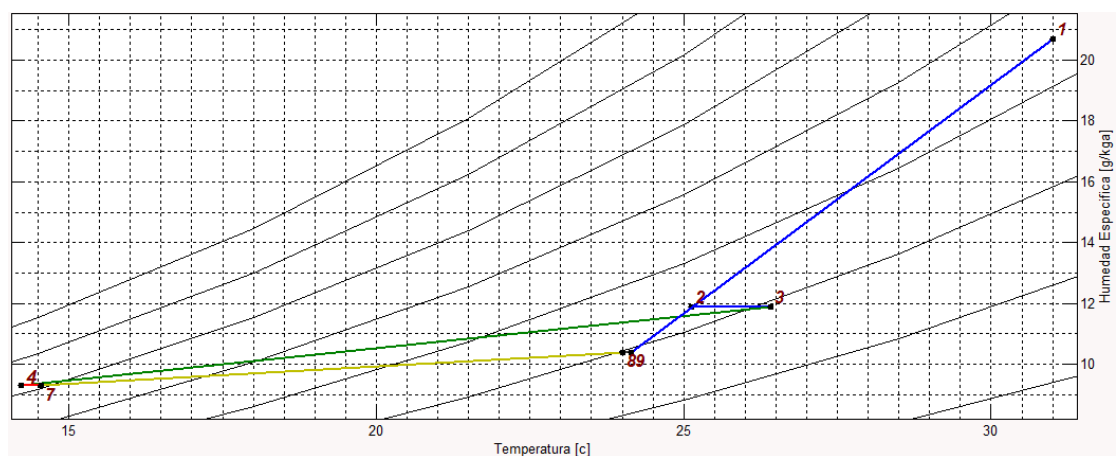
- **Modelamiento del cálculo inicial**

Cuadro 111. Propiedades a carga máxima

	1	2	3	4	5	6	7	8	9
w [KgW/KgG]	0,0207	0,0119	0,0119	0,0093	0,0093	0,0093	0,0093	0,0104	0,0104
phi	0,6500	0,5300	0,5000	0,8300	0,8200	0,8200	0,8100	0,5000	0,5000
Twb [c]	25,4500	18,2600	18,8000	12,5400	12,6500	12,6500	12,5400	16,8000	16,8400
Tdb [c]	31,0000	25,1300	26,4200	14,2300	14,5500	14,5500	14,5500	24,0000	24,1500
Tr [c]	23,6400	14,9500	15,1600	11,4800	11,4700	11,4700	11,3000	12,9800	12,9600
h [KJ/Kg]	84,1200	55,4900	56,8100	37,8000	38,1200	38,1200	38,1200	50,6100	50,7600
P [Kpa]	90710	90710	91945	91885	91817	91817	90781	90781	90710

Fuente: Los Autores

Figura 111, Carta Sicrométrica a carga máxima



Fuente: Los Autores

Cuadro 112. Consumos energéticos de los equipos utilizados a carga máxima.

Cooling	LPM	77,6312
	Factor Bypass	0,2597
	Pot [KW]	3,518
	Qs [KW]	20,5207
	Ql [KW]	9,81155
	Qt [KW]	30,3323
Ventilador1	Pot [KW]	2,1147
	RPM	1725
Heating	Pot_Max [KW]	0
	Pot [KW]	0
Otros	Pot_tot [KW]	5,63239

Fuente: Los Autores

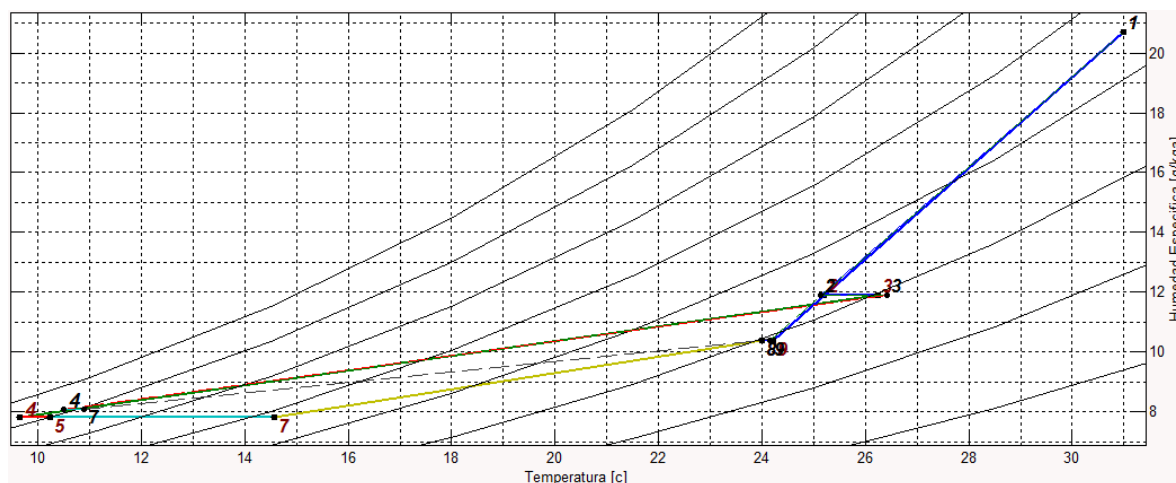
- **Caso de referencia (Ejemplo general para el análisis)**

Cuadro 113. Propiedades del aire a través del sistema

	1	2	3	4	5	6	7	8	9
w [Kgw/Kga]	0,0207	0,0119	0,0119	0,0078	0,0078	0,0078	0,0078	0,0104	0,0104
phi	0,65	0,53	0,50	0,95	0,91	0,69	0,68	0,50	0,49
Twb [c]	25,46	18,29	18,72	9,22	9,47	11,27	11,19	16,80	16,87
Tdb [c]	31,00	25,20	26,24	9,64	10,23	14,59	14,59	24,00	24,22
Tr [c]	23,64	14,96	15,12	8,94	8,93	8,93	8,79	12,98	12,97
h [KJ/Kg]	84,12	55,56	56,63	29,45	30,05	34,50	34,50	50,61	50,84
P [Pa]	90750	90750	91704	91648	91618	91618	90781	90781	90750

Fuente: Los Autores

Figura 112. Carta Sicrométrica, temperatura de 31 [C]



Fuente: Los Autores

Cuadro 114. Consumos energéticos de los equipos utilizados

Cooling	LPM	72,3200
	Factor Bypass	0,07
	Pot [KW]	3,260
	Qs [KW]	18,13
	Ql [KW]	10,07
	Qt [KW]	28,2
Ventilador1	Pot [KW]	1,1100
	RPM	1725
Heating	Pot_max [KW]	60
	Pot [KW]	4,73
Otros	Pot_tot [KW]	9,11
	CFM	1.974,59
	CFMi	287,08

Fuente: Los Autores

5.8.1.1 Efecto de la variación de las propiedades del ambiente exterior

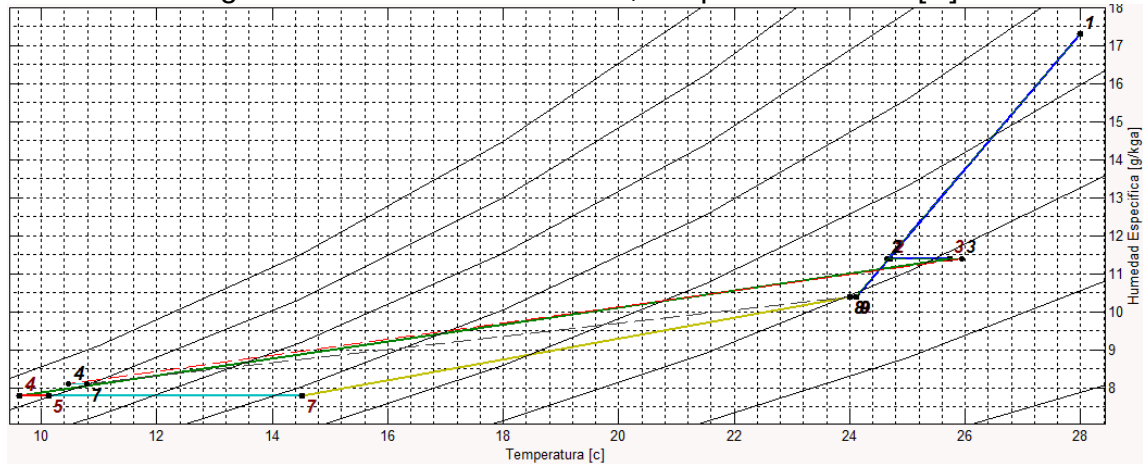
- Modelamiento Caso 1 (Variación de la temperatura del ambiente exterior a 28 [C])

Cuadro 115. Propiedades del aire a través del sistema

	1	2	3	4	5	6	7	8	9
w [Kgw/Kga]	0,0173	0,0114	0,0114	0,0078	0,0078	0,0078	0,0078	0,0104	0,0104
phi	0,65	0,52	0,50	0,95	0,92	0,69	0,68	0,5	0,50
Twb [c]	22,78	17,78	18,21	9,18	9,40	11,22	11,13	16,8	16,84
Tdb [c]	28,00	24,69	25,73	9,61	10,12	14,52	14,52	24	24,12
Tr [c]	20,81	14,34	14,51	8,89	8,88	8,88	8,75	12,98	12,97
h [KJ/Kg]	72,37	53,84	54,91	29,35	29,87	34,36	34,36	50,61	50,74
P [Pa]	90751	90751	91703	91648	91619	91619	90781	90781	90751

Fuente: Los Autores

Figura 113. Carta Sicrométrica, temperatura de 28 [C]



Fuente: Los Autores

Cuadro 116. Consumos energéticos de los equipos utilizados

		Caso 1	Caso Ref.
Cooling	LPM	67,5400	72,3200
	Factor Bypass	0,073	0,07
	Pot [KW]	2,750	3,260
	Qs [KW]	17,4700	18,13
	Ql [KW]	8,8500	10,07
	Qt [KW]	26,3200	28,2
Ventilador1	Pot [KW]	1,0207	1,1100
	RPM	1725	1725
Heating	Pot_max [KW]	60	60
	Pot [KW]	4,73	4,73
Otros	Pot_tot [KW]	8,58	9,11
	CFM	1.958,02	1.974,59
	CFMi	284,68	287,08

Fuente: Los Autores

• Análisis de la variación de la temperatura exterior

Este sistema es capaz de controlar la humedad relativa del ambiente exterior sin embargo el costo de esto es un mayor consumo energético en todos los casos y un aumento significativo de las CFMs del ventilador, por lo tanto es recomendable un control de CFMs por RPMs, para permitir un mayor rango de variación del flujo volumétrico de aire.

- ✓ A medida que disminuye la temperatura de bulbo seco del ambiente exterior en 3 [C], la temperatura de impulsión disminuye un 0.48%.
- ✓ El flujo volumétrico de refrigerante se reduce un 6.61%.
- ✓ La potencia total de consumo y el flujo de aire impulsado y de retorno disminuye un 0.84%,

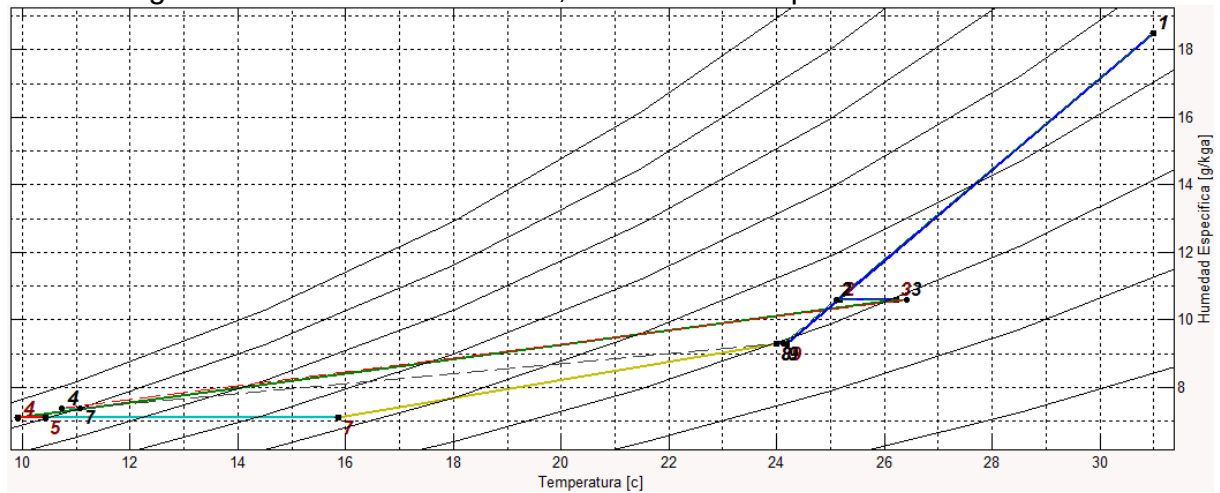
- **Modelamiento Caso 2 (Variación de la presión del ambiente exterior a 101.325 [Kpa])**

Cuadro 117. Propiedades del aire a través del sistema

	1	2	3	4	5	6	7	8	9
w [Kgw/Kga]	0,0185	0,0106	0,0106	0,0071	0,0071	0,0071	0,0071	0,0093	0,0093
phi	0,65	0,53	0,50	0,95	0,91	0,64	0,63	0,50	0,49
Twb [c]	25,61	18,52	18,98	9,46	9,68	12,04	11,96	17,07	17,13
Tdb [c]	31,00	25,17	26,23	9,91	10,42	15,87	15,87	24,00	24,19
Tr [c]	23,64	14,95	15,12	9,10	9,10	9,10	8,96	12,98	12,97
h [KJ/Kg]	78,45	52,33	53,42	27,84	28,36	33,91	33,91	47,82	48,01
P [Pa]	101288	101288	102379	102313	102278	102278	101325	101325	101288

Fuente: Los Autores

Figura 114. Carta Sicrométrica, variación de la presión atmosférica



Fuente: Los Autores

Cuadro 118. Consumos energéticos de los equipos utilizados

		Caso 2	Caso Ref.
Cooling	LPM	79,5300	72,3200
	Factor Bypass	0,08	0,07
	Pot [KW]	3,570	3,260
	Qs [KW]	20,72	18,13
	Ql [KW]	10,25	10,07
	Qt [KW]	30,97	28,2
Ventilador1	Pot [KW]	1,3200	1,1100
	RPM	1725	1725
Heating	Pot_max [KW]	60	60
	Pot [KW]	6,85	4,73
Otros	Pot_tot [KW]	11,74	9,11
	CFM	2.064,02	1.974,59
	CFMi	300,10	287,08

Fuente: Los Autores

- **Análisis de la variación de la presión atmosférica**

- ✓ El aumento de la presión atmosférica hasta una altura sobre el nivel del mar muestra un aumento en el flujo de refrigerante de 9.97%.
- ✓ La potencia total sufre un aumento del 22.4%.
- ✓ El flujo de aire impulsado y de ventilación aumenta un 4.33%.
- ✓ La temperatura de impulsión aumenta en 1.28 [C].
- ✓ En conclusión la presión atmosférica afecta de forma significativa este método de control, generando un aumento del consumo de los equipos.

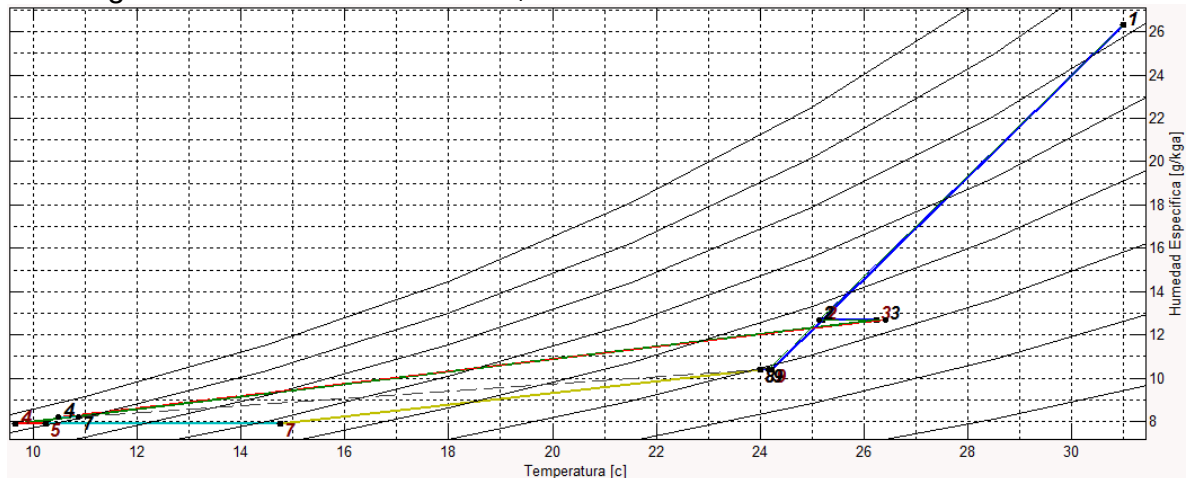
- **Modelamiento Caso 3 (Variación de la humedad relativa del ambiente exterior a 82%)**

Cuadro 119. Propiedades del aire a través del sistema

	1	2	3	4	5	6	7	8	9
w [Kgw/Kga]	0,0263	0,0127	0,0127	0,0079	0,0079	0,0079	0,0079	0,0104	0,0104
phi	0,82	0,56	0,54	0,96	0,92	0,68	0,68	0,50	0,49
Twb [c]	28,33	18,87	19,29	9,27	9,52	11,38	11,29	16,80	16,87
Tdb [c]	31,00	25,20	26,25	9,66	10,24	14,76	14,76	24,00	24,22
Tr [c]	27,55	15,94	16,11	9,01	9,01	9,01	8,87	12,98	12,97
h [KJ/Kg]	98,55	57,59	58,66	29,57	30,16	34,77	34,77	50,61	50,84
P [Pa]	90749	90749	91711	91654	91623	91623	90781	90781	90749

Fuente: Los Autores

Figura 115. Carta Sicrométrica, variación de la humedad relativa exterior



Fuente: Los Autores

Cuadro 120. Consumos energéticos de los equipos utilizados

		Caso 3	Caso Ref.
Cooling	LPM	78,5500	72,3200
	Factor Bypass	0,08	0,07
	Pot [KW]	3,550	3,260
	Qs [KW]	18,43	18,13
	Ql [KW]	12,23	10,07
	Qt [KW]	30,66	28,2
Ventilador1	Pot [KW]	1,1400	1,1100
	RPM	1725	1725
Heating	Pot_max [KW]	60	60
	Pot [KW]	4,99	4,73
Otros	Pot_tot [KW]	9,68	9,11
	CFM	2.010,02	1.974,59
	CFMi	292,24	287,08

Fuente: Los Autores

- Análisis de la variación de la humedad relativa exterior**

- ✓ Un aumento de la humedad relativa del ambiente exterior de 65% a 82% lleva a un aumento de la temperatura de impulsión en un 1.15%.
- ✓ Se produce un aumento en el flujo de aire impulsado y el flujo de ventilación de 1.76% y 2.58% respectivamente.
- ✓ El flujo de fluido refrigerante aumenta en un 9.07% representando un mayor consumo de potencia total en sus equipos del 5.89%.

5.8.1.2 Efecto de la variación de la carga sensible y latente

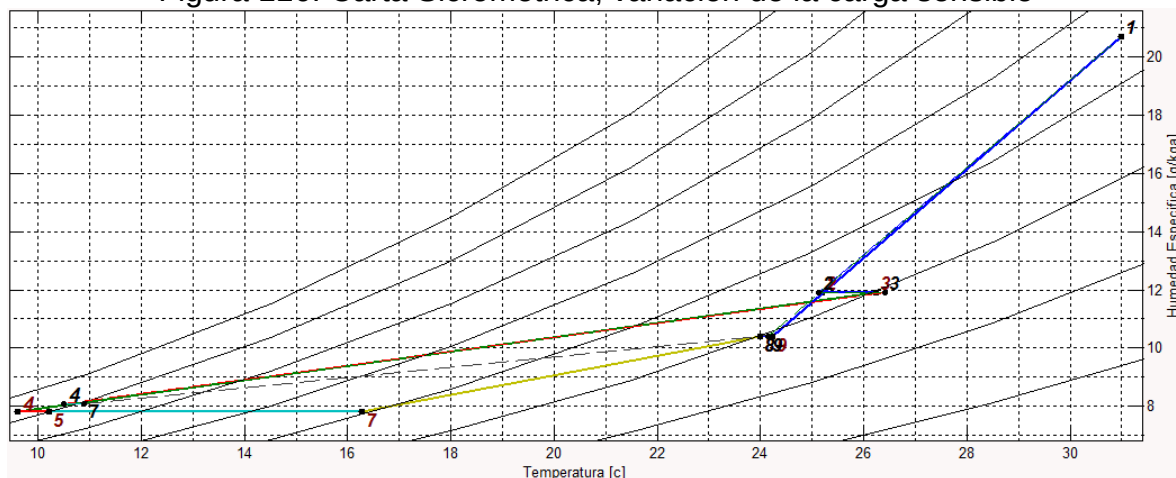
- Modelamiento Caso 4 (Variación de la carga sensible a 8 [KW])**

Cuadro 121. Propiedades del aire a través del sistema

	1	2	3	4	5	6	7	8	9
w [Kgw/Kga]	0,0207	0,0119	0,0119	0,0078	0,0078	0,0078	0,0078	0,0104	0,0104
phi	0,65	0,53	0,50	0,95	0,91	0,61	0,61	0,50	0,49
Twb [c]	25,46	18,29	18,72	9,19	9,44	11,92	11,83	16,80	16,87
Tdb [c]	31,00	25,20	26,24	9,61	10,21	16,28	16,28	24,00	24,23
Tr [c]	23,64	14,96	15,12	8,90	8,89	8,89	8,76	12,98	12,97
h [KJ/Kg]	84,12	55,57	56,63	29,36	29,97	36,17	36,17	50,61	50,84
P [Pa]	90751	90751	91695	91641	91613	91613	90781	90781	90751

Fuente: Los Autores

Figura 116. Carta Sicrométrica, variación de la carga sensible



Fuente: Los Autores

Cuadro 122. Consumos energéticos de los equipos utilizados

		Caso 4	Caso Ref.
Cooling	LPM	71,0200	72,3200
	Factor Bypass	0,08	0,07
	Pot [KW]	3,200	3,260
	Qs [KW]	17,78	18,13
	Ql [KW]	9,91	10,07
	Qt [KW]	27,69	28,2
Ventilador1	Pot [KW]	1,0800	1,1100
	RPM	1725	1725
Heating	Pot_max [KW]	60	60
	Pot [KW]	6,43	4,73
Otros	Pot_tot [KW]	10,71	9,11
	CFM	1.933,17	1.974,59
	CFMi	281,06	287,08

Fuente: Los Autores

• Análisis de la variación de la carga sensible

- ✓ La reducción de la carga sensible en 2 [KW] representa un aumento de 1.9 [C] en la temperatura de impulsión.
- ✓ El flujo de refrigerante aumenta un 7.17%.
- ✓ La potencia total se incrementa en un 20.64%, siendo representativo el aumento de la potencia de la unidad manejadora y el recalentador.
- ✓ El flujo de aire impulsado y el flujo de ventilación aumenta un 0.85%. Lo cual demuestra que para cargas muy bajas de calor sensible se requieren altos volúmenes de aire y consumos elevados de potencia.

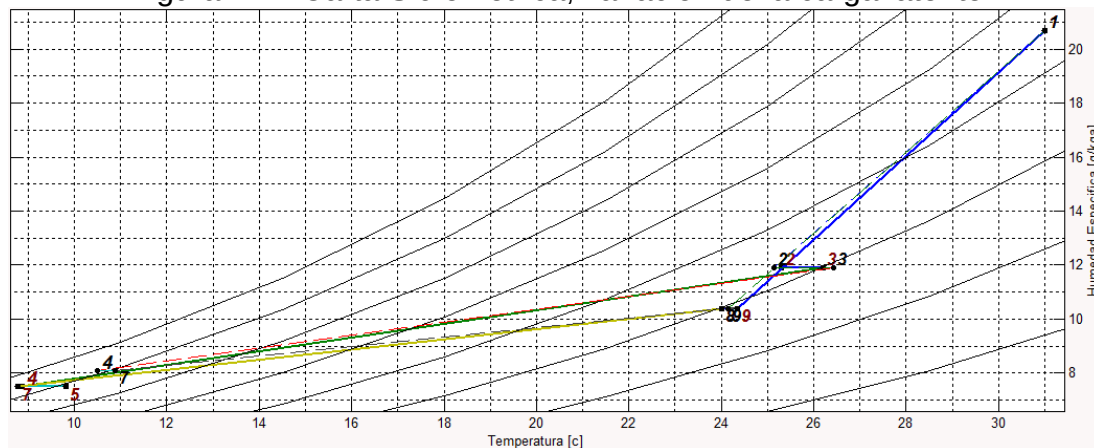
- **Modelamiento Caso 5 (Variación de la carga latente a 4 [KW])**

Cuadro 123. Propiedades del aire a través del sistema

	1	2	3	4	5	6	7	8	9
w	0,0207	0,0119	0,0119	0,0075	0,0075	0,0075	0,0075	0,0104	0,0104
[Kgw/Kga]									
phi	0,65	0,53	0,50	0,96	0,90	0,97	0,96	0,50	0,49
Twb [c]	25,46	18,32	18,69	8,56	8,98	8,52	8,45	16,80	16,91
Tdb [c]	31,00	25,30	26,20	8,86	9,82	8,76	8,76	24,00	24,34
Tr [c]	23,65	14,96	15,09	8,35	8,35	8,35	8,23	12,98	12,97
h [KJ/Kg]	84,12	55,66	56,60	27,91	28,89	27,81	27,81	50,61	50,96
P [Pa]	90768	90768	91547	91521	91505	91505	90781	90781	90768

Fuente: Los Autores

Figura 117. Carta Sicrométrica, variación de la carga latente



Fuente: Los Autores

Cuadro 124. Consumos energéticos de los equipos utilizados

		Caso 5	Caso Ref.
Cooling	LPM	46,7000	72,3200
	Factor Bypass	0,06	0,07
	Pot [KW]	2,100	3,260
	Qs [KW]	11,58	18,13
	Ql [KW]	6,62	10,07
	Qt [KW]	18,2	28,2
Ventilador1	Pot [KW]	0,5900	1,1100
	RPM	1725	1725
Heating	Pot_max [KW]	60	60
	Pot [KW]	1	4,73
Otros	Pot_tot [KW]	3,7	9,11
	CFM	1.208,33	1.974,59
	CFMi	175,68	287,08

Fuente: Los Autores

- **Análisis de la variación de la carga latente**

- ✓ El disminuir la carga latente de 4 [KW] a 2 [KW], muestra que la temperatura de impulsión disminuye en 5.83 [C].
- ✓ El flujo de aire impulsado y el de ventilación se reduce en un 38.81%.
- ✓ La potencia total disminuye en un 59.38%.
- ✓ La disminución de la carga latente, respecto a la carga sensible, reduce el consumo de potencia en cada uno de los equipos.

5.8.1.3 Efecto de la variación del flujo de aire de ventilación y la proporción

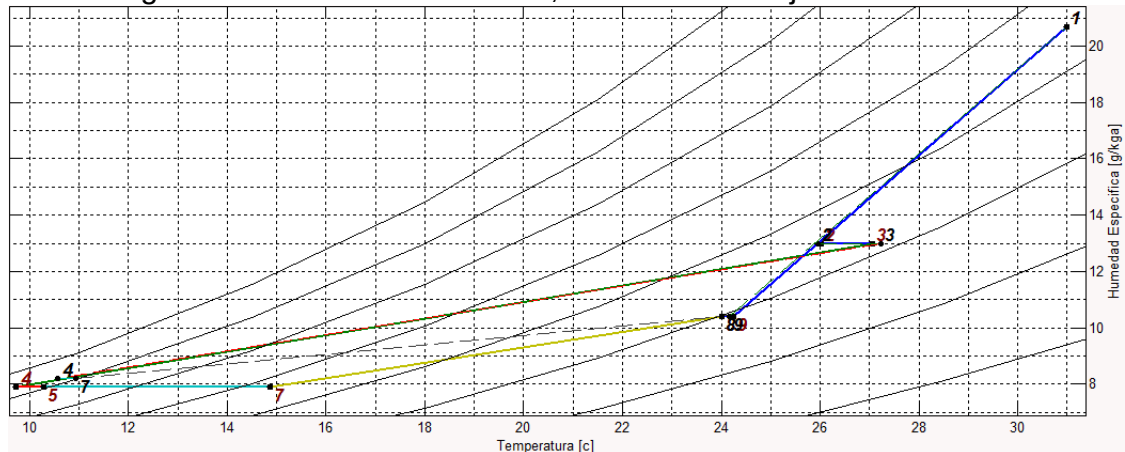
- **Modelamiento Caso 6 (Variación del flujo de ventilación a 800 [CFM])**

Cuadro 125. Propiedades del aire a través del sistema

	1	2	3	4	5	6	7	8	9
w [Kgw/Kga]	0,0207	0,0130	0,0130	0,0079	0,0079	0,0079	0,0079	0,0104	0,0104
phi	0,65	0,55	0,53	0,96	0,92	0,68	0,67	0,50	0,49
Twb [c]	25,46	19,39	19,82	9,34	9,58	11,45	11,37	16,80	16,88
Tdb [c]	31,00	26,01	27,06	9,72	10,29	14,87	14,87	24,00	24,25
Tr [c]	23,64	16,42	16,58	9,08	9,07	9,07	8,93	12,98	12,97
h [KJ/Kg]	84,12	59,42	60,50	29,72	30,30	34,97	34,97	50,61	50,86
P [Pa]	90756	90756	91722	91663	91632	91632	90781	90781	90756

Fuente: Los Autores

Figura 118. Carta Sicrométrica, variación del flujo de ventilación



Fuente: Los Autores

Cuadro 126. Consumos energéticos de los equipos utilizados

		Caso 6	Caso Ref.
Cooling	LPM	84,0200	72,3200
	Factor Bypass	0,08	0,07
	Pot [KW]	3,800	3,260
	Qs [KW]	19,48	18,13
	Ql [KW]	13,32	10,07
	Qt [KW]	32,81	28,2
Ventilador1	Pot [KW]	1,1600	1,1100
	RPM	1725	1725
Heating	Pot_max [KW]	60	60
	Pot [KW]	5,11	4,73
Otros	Pot_tot [KW]	10,07	9,11
	CFM	2.034,83	1.974,59
	CFMi	534,76	287,08

Fuente: Los Autores

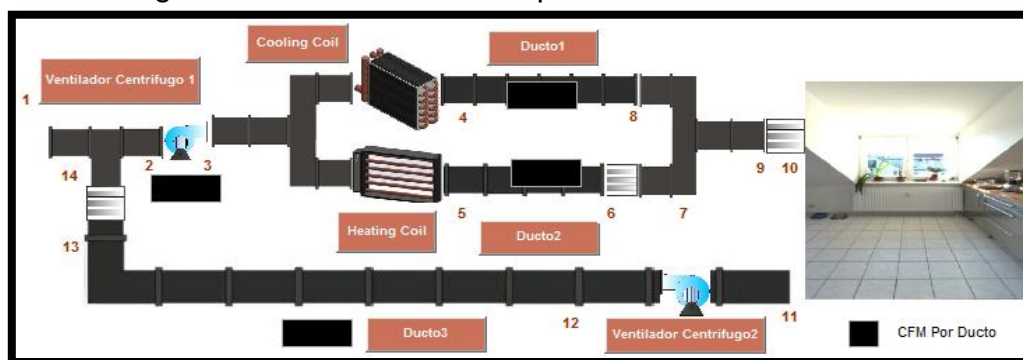
- **Análisis de la variación del flujo de ventilación y la proporción**

- ✓ El aumento del flujo de aire de ventilación de 442.6 [CFM] a 800 [CFM] produce aumento de la temperatura de impulsión de 0.28 [C].
- ✓ El flujo de refrigerante requerido aumenta en un 13.92%.
- ✓ El consumo de potencia total se incrementa en 14.86%.
- ✓ El flujo de aire impulsa aumenta un 2.96%.

5.9 MÉTODO DE CONTROL POR VOLUMEN DE AIRE VARIABLE POR DOBLE DUCTO

Para el siguiente método de control es necesario especificar que la unidad manejadora se trabaja con 8 filas y las dimensiones de los ductos se muestran en el siguiente cuadro 127.

Figura 119. Estados del aire para el sistema doble ducto



Fuente: Los Autores

Cuadro 127. Datos geométricos para las ductos

DUCTO 1	
H [cm]	71,12
V [cm]	33,02
L [m]	25,78
Co	2,3204
DUCTO 2	
H [cm]	71,12
V [cm]	33,02
L [m]	25,78
Co	2,3204
DUCTO 3	
H [cm]	63,5
V [cm]	30,48
L [m]	24,78
Co	2,3204

Fuente: Los Autores

5.9.1 Análisis de resultados

Los casos analizados son los presentados a continuación:

Cuadro 128. Casos a analizar en el método de control VAV por doble ducto

	ANÁLISIS DE PROPIEDADES DEL AMBIENTE EXTERIOR				VARIACION DE LA CARGA		CFMv y prop
	caso ref.	caso 1	caso 2	caso 3	caso 4	caso 5	caso 6
P [Kpa]	90,781	90,781	101,325	90,781	90,781	90,781	90,781
Tdb [C]	31	28	31	31	31	31	31
Phi	0,65	0,65	0,65	0,82	0,65	0,65	0,65
RSH [KW]	10	10	10	10	8	10	10
RLH [KW]	4	4	4	4	4	2	4
CFMv	442,6	442,6	442,6	442,6	442,6	442,6	800

Fuente: Los Autores

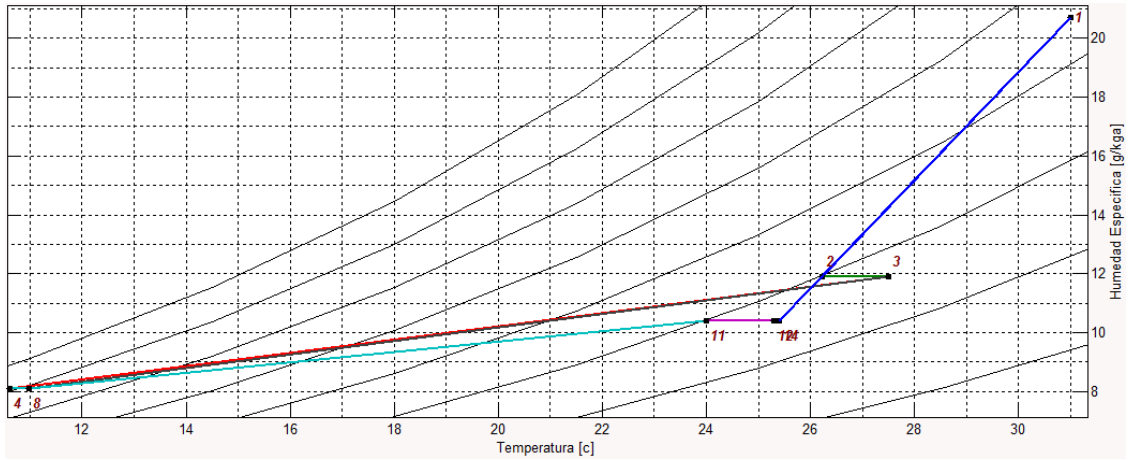
- Modelamiento del cálculo inicial.

Cuadro 129. Propiedades a carga máxima

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
w [Kgw/Kga]	0,0207	0,0119	0,0119	0,0093	0,0119	0,0119	0,0093	0,0093	0,0093	0,0093	0,0104	0,0104	0,0104	0,0104
phi	0,65	0,50	0,47	0,82	0,47	0,47	0,80	0,80	0,80	0,79	0,50	0,47	0,47	0,46
Twb [c]	25,46	18,60	19,14	12,66	19,14	19,14	12,77	12,77	12,77	12,66	16,80	17,36	17,39	17,26
Tdb [c]	31,00	26,22	27,51	14,53	27,51	27,51	14,84	14,84	14,84	14,84	24,00	25,30	25,42	25,42
Tr [c]	23,65	14,97	15,17	11,49	15,17	15,17	11,48	11,48	11,48	11,30	12,98	13,18	13,17	12,98
h [KJ/Kg]	84,12	56,63	57,95	38,12	57,95	57,95	38,44	38,44	38,44	38,44	50,61	51,94	52,06	52,06
P [Kpa]	90781	90781	91998	91937	91998	91998	91870	91870	91870	90781	90781	92008	91936	90781

Fuente: Los Autores

Figura 120, Carta Sicrométrica a carga máxima



Fuente: Los Autores

Cuadro 130. Consumos energéticos de los equipos utilizados a carga máxima

Cooling	LPM	109,9390
	Factor Bypass	0,09859
	Pot [KW]	4,963
	Qs [KW]	28,5205
	Ql [KW]	14,3552
	Qt [KW]	42,8757
Ventilador1	Pot [KW]	2,1086
	RPM	1725
Ventilador2	Pot [KW]	2,1261
	RPM	1725
Heating	Pot_max [KW]	0
	Pot [KW]	0
Otros	Pot_tot [KW]	9,19777
	CFM	3.044,21
	CFMi	442,60

Fuente: Los Autores

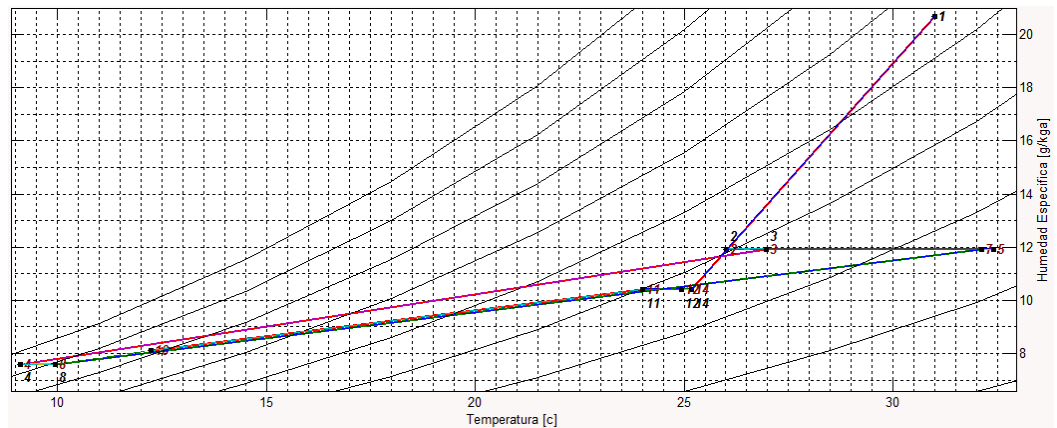
- **Caso de referencia (Ejemplo general para el análisis)**

Cuadro 131. Propiedades del aire a través del sistema

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
w [Kgw/Kga]	0,0207	0,0119	0,0119	0,0076	0,0119	0,0119	0,0119	0,0076	0,0081	0,0081	0,0104	0,0104	0,0104	0,0104
phi	0,65	0,50	0,48	0,96	0,35	0,36	0,36	0,91	0,82	0,81	0,50	0,48	0,47	0,47
Twb [c]	25,46	18,54	18,94	8,75	20,53	20,44	20,44	9,11	10,52	10,44	16,80	17,20	17,27	17,18
Tdb [c]	31,00	26,01	26,98	9,11	32,41	32,13	32,13	9,94	12,23	12,23	24,00	24,94	25,17	25,17
Tr [c]	23,65	14,97	15,11	8,50	15,11	15,11	15,10	8,50	9,31	9,18	12,98	13,11	13,11	12,98
h [KJ/Kg]	84,12	56,41	57,40	28,34	62,99	62,70	62,70	29,19	32,62	32,62	50,61	51,57	51,81	51,81
P [Kpa]	90781	90781	91639	91607	91639	91637	91591	91591	91591	90781	90781	91594	91573	90781

Fuente: Los Autores

Figura 121. Carta Sicrométrica, temperatura exterior de 31 [C]



Fuente: Los Autores

Cuadro 132. Consumos energéticos de los equipos utilizados

Cooling	LPM	54,9100
	Factor Bypass	0,06
	Pot [KW]	2,470
	Qs [KW]	13,85
	Ql [KW]	7,55
	Qt [KW]	21,4
Ventilador1	Pot [KW]	0,6800
	RPM	1725
Ventilador2	Pot [KW]	0,8200
	RPM	1725
Heating	Pot_max [KW]	0,495201
	Pot [KW]	150
Otros	Pot_tot [KW]	4,47
	CFM	1.574,53
	CFMi	228,92

Fuente: Los Autores

5.9.1.1 Efecto de la variación de las propiedades del ambiente exterior

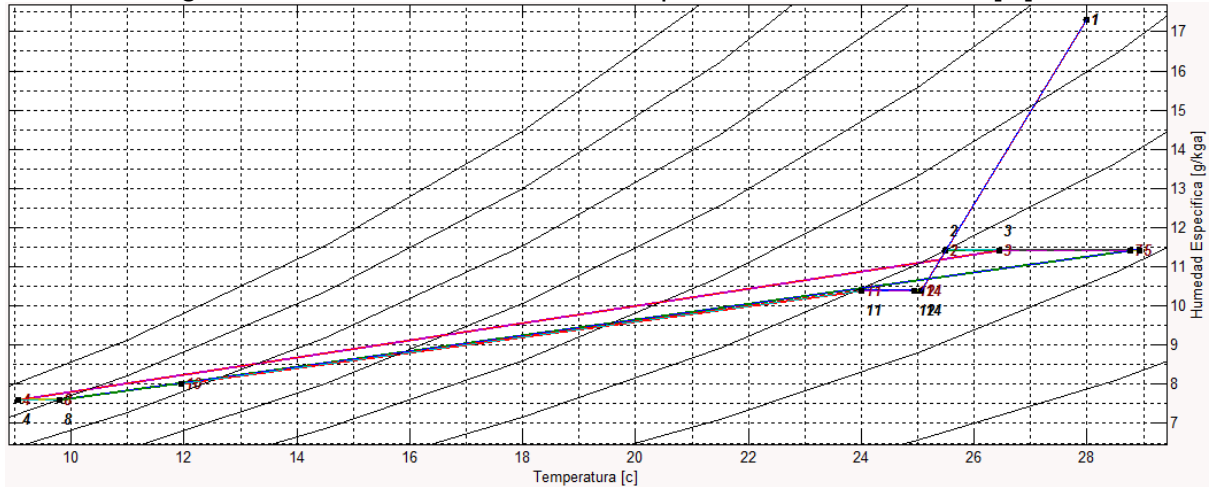
- Modelamiento Caso 1 (Variación de la temperatura del ambiente exterior a 28 [C])

Cuadro 133. Propiedades del aire a través del sistema

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
w [Kgw/Kga]	0,0173	0,0114	0,0114	0,0076	0,0114	0,0114	0,0114	0,0076	0,0080	0,0080	0,0104	0,0104	0,0104	0,0104
phi	0,65	0,50	0,48	0,96	0,41	0,42	0,42	0,91	0,83	0,83	0,50	0,48	0,47	0,47
Twb [c]	22,78	18,03	18,43	8,70	19,19	19,13	19,13	9,02	10,37	10,29	16,80	17,20	17,24	17,18
Tdb [c]	28,00	25,48	26,44	9,05	28,93	28,77	28,77	9,79	11,95	11,95	24,00	24,93	25,05	25,17
Tr [c]	20,82	14,35	14,50	8,45	14,50	14,50	14,49	8,44	9,25	9,12	12,98	13,11	13,11	12,98
h [KJ/Kg]	72,37	54,66	55,65	28,21	58,21	58,04	58,04	28,96	32,25	32,25	50,61	51,57	51,69	51,81
P [Pa]	90781	90781	91632	91601	91632	91630	91586	91586	91586	90781	90781	91586	91567	90781

Fuente: Los Autores

Figura 122. Carta Sicrométrica, temperatura exterior de 28 [C]



Fuente: Los Autores

Cuadro 134. Consumos energéticos de los equipos utilizados

		Caso 1	Caso Ref.
Cooling	LPM	50,1000	54,9100
	Factor Bypass	0,06	0,06
	Pot [KW]	2,040	2,470
	Qs [KW]	13,0100	13,85
	Ql [KW]	6,5100	7,55
	Qt [KW]	19,5100	21,4
Ventilador1	Pot [KW]	0,6600	0,6800
	RPM	17,25	1725
Ventilador2	Pot [KW]	0,6600	0,8200
	RPM	17,25	1725
Heating	Pot_max [KW]	150	0,495201
	Pot [KW]	0,243038	150
Otros	Pot_tot [KW]	3,73	4,47
	CFM	1.535,89	1.574,53
	CFMi	223,31	228,92

Fuente: Los Autores

• Análisis de la variación de la temperatura exterior

- ✓ A medida que disminuye la temperatura de bulbo seco del ambiente exterior en 3 [C], la temperatura de impulsión disminuye un 2.29%.
- ✓ El flujo de refrigerante se reduce en 4.9 [LPM].
- ✓ La potencia total de consumo disminuye en un 16.55%.
- ✓ El flujo de aire impulsado y de retorno decrece un 2.45%.

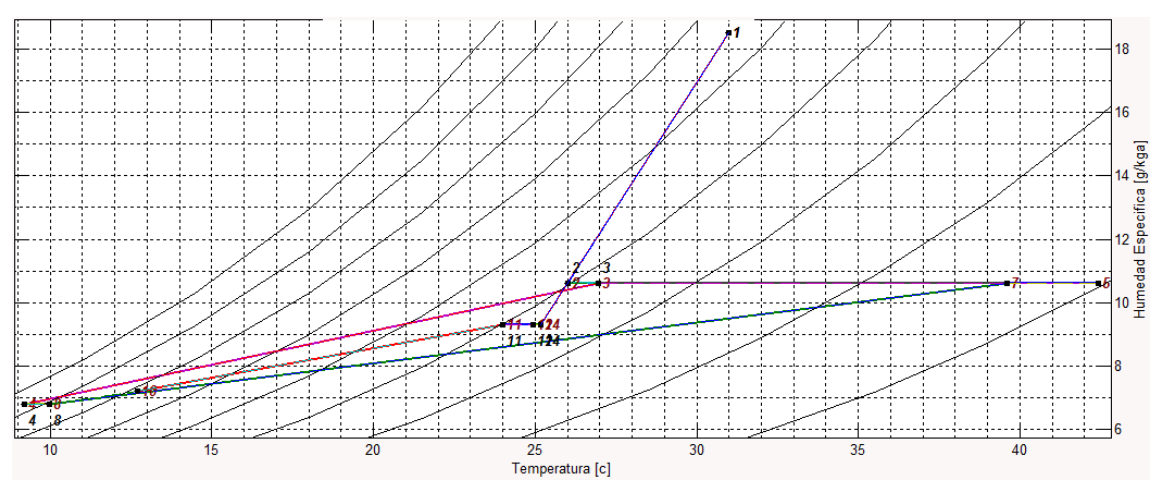
- **Modelamiento Caso 2 (Variación de la presión del ambiente exterior a 101.325 [Kpa])**

Cuadro 135. Propiedades del aire a través del sistema

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
w [Kgw/Kga]	0,0185	0,0106	0,0106	0,0068	0,0106	0,0106	0,0106	0,0068	0,0072	0,0072	0,0093	0,0093	0,0093	0,0093
phi	0,65	0,51	0,48	0,96	0,20	0,24	0,24	0,91	0,79	0,79	0,50	0,48	0,47	0,47
Twb [c]	25,61	18,79	19,21	8,84	23,76	22,99	22,99	9,20	10,78	10,71	17,07	17,48	17,46	17,46
Tdb [c]	31,00	26,00	26,96	9,21	42,42	39,60	39,60	9,99	12,71	12,71	24,00	24,93	25,16	25,16
Tr [c]	23,65	14,97	15,11	8,56	15,11	15,11	15,10	8,56	9,27	9,14	12,98	13,11	12,98	12,98
h [KJ/Kg]	78,45	53,19	54,18	26,49	70,03	67,14	67,14	27,28	30,92	30,92	47,82	48,77	49,00	49,00
P [Pa]	101325	101325	102264	102231	102264	102263	102215	102215	102215	101325	101325	102216	101325	101325

Fuente: Los Autores

Figura 123. Carta Sicrométrica, variación de la presión atmosférica



Fuente: Los Autores

Cuadro 136. Consumos energéticos de los equipos utilizados

		Caso 2	Caso Ref.
Cooling	LPM	56,2100	54,9100
	Factor Bypass	0,06	0,06
	Pot [KW]	2,520	2,470
	Qs [KW]	14,7000	13,85
	Ql [KW]	7,1800	7,55
	Qt [KW]	21,8800	21,4
Ventilador1	Pot [KW]	0,7100	0,6800
	RPM	17,25	1725
Ventilador2	Pot [KW]	0,8600	0,8200
	RPM	17,25	1725
Heating	Pot_max [KW]	150	0,495201
	Pot [KW]	1,33	150
Otros	Pot_tot [KW]	5,42	4,47
	CFM	1.496,50	1.574,53
	CFMI	217,58	228,92

Fuente: Los Autores

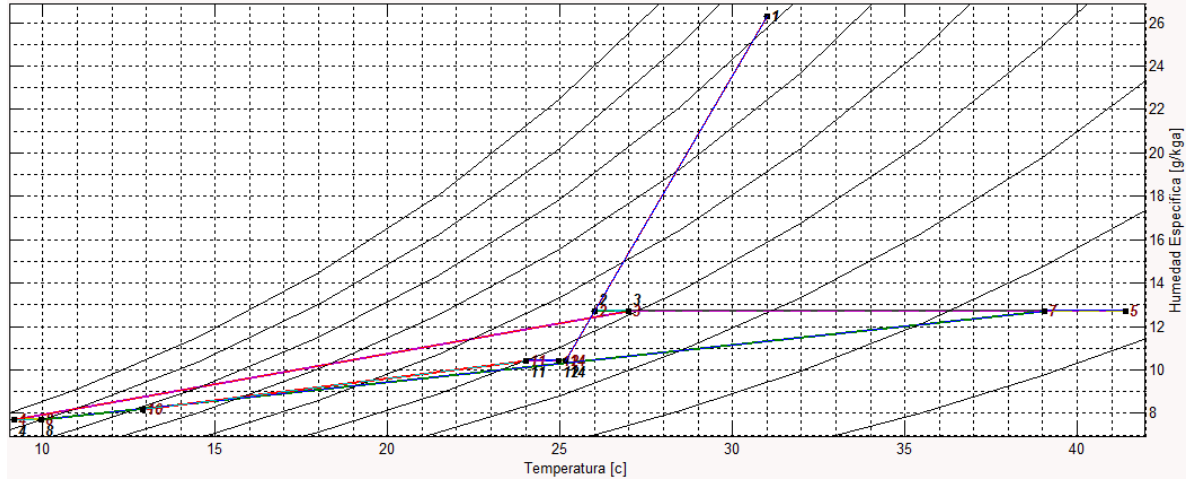
- **Análisis de la variación de la presión atmosférica**
 - ✓ El aumento de la presión atmosférica hasta una altura sobre el nivel del mar muestra una disminución del 5.02% para el flujo de aire impulsado y del 4.95% para el flujo de ventilación.
 - ✓ El fluido refrigerante aumenta en 1.3 [LPM].
 - ✓ La potencia total se incrementa en 17.5% (aportando el mayor consumo el equipo recalentador).
 - ✓ Por lo tanto en cuanto al control del sistema se refiere, la presión no afecta de forma significativa el sistema, con excepción del consumo de potencia de la unidad recalentadora.
- **Modelamiento Caso 3 (Variación de la humedad relativa del ambiente exterior a 82%)**

Cuadro 137. Propiedades del aire a través del sistema

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
w [Kgw/Kga]	0,0263	0,0127	0,0127	0,0077	0,0127	0,0127	0,0127	0,0077	0,0082	0,0082	0,0104	0,0104	0,0104	0,0104
phi	0,82	0,54	0,51	0,96	0,23	0,26	0,26	0,91	0,80	0,79	0,50	0,48	0,47	0,47
Twb [c]	28,34	19,12	19,52	8,85	23,47	22,87	22,86	9,18	10,92	10,84	16,80	17,21	17,27	17,18
Tdb [c]	31,00	26,02	27,00	9,18	41,41	39,04	39,04	9,96	12,91	12,91	24,00	24,95	25,17	25,17
Tr [c]	27,55	15,96	16,11	8,62	16,11	16,11	16,10	8,61	9,54	9,41	12,98	13,12	13,11	12,98
h [KJ/Kg]	98,55	58,44	59,45	28,55	74,29	71,85	71,85	29,36	33,63	33,63	50,61	51,58	51,81	51,81
P [Kpa]	90781	90781	91659	91624	91659	91658	91606	91606	91606	90781	90781	91611	91588	90781

Fuente: Los Autores

Figura 124. Carta Sicrométrica, variación de la humedad relativa exterior



Fuente: Los Autores

Cuadro 138. Consumos energéticos de los equipos utilizados

		Caso 3	Caso Ref.
Cooling	LPM	61,5600	54,9100
	Factor Bypass	0,07	0,06
	Pot [KW]	2,780	2,470
	Qs [KW]	14,6	13,85
	Ql [KW]	9,42	7,55
	Qt [KW]	24,02	21,4
Ventilador1	Pot [KW]	0,7300	0,6800
	RPM	1725	1725
Ventilador2	Pot [KW]	0,8800	0,8200
	RPM	1725	1725
Heating	Pot_max [KW]	150	0,495201
	Pot [KW]	1,37	150
Otros	Pot_tot [KW]	5,77	4,47
	CFM	1.665,36	1.574,53
	CFMi	242,12	228,92

Fuente: Los Autores

- Análisis de la variación de humedad relativa exterior**

- ✓ Un aumento de la humedad relativa del ambiente exterior de 65% a 82% lleva a un aumento de la temperatura de impulsión de 0.68 [C].
- ✓ La variación del flujo de aire impulsado y el flujo de ventilación es del 5.45% en aumento.
- ✓ El flujo de fluido refrigerante aumenta en 6.65 [LPM] representando mayor consumo de potencia total en 1.3 [KW],

- ✓ Se puede observar entonces que la variación de la humedad relativa no afecta significativamente el consumo de los equipos.

5.9.1.2 Efecto de la variación de la carga sensible y latente

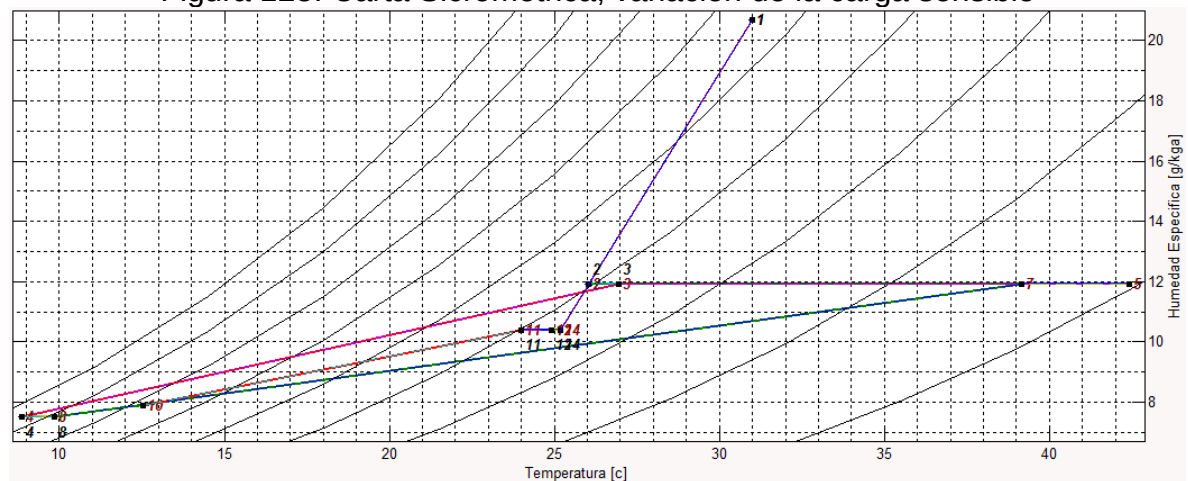
- Modelamiento Caso 4 (Variación de la carga sensible a 8 [KW])

Cuadro 139. Propiedades del aire a través del sistema

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
w [Kgw/Kga]	0,0207	0,0119	0,0119	0,0075	0,0119	0,0119	0,0119	0,0075	0,0079	0,0079	0,0104	0,0104	0,0104	0,0104
phi	0,65	0,50	0,48	0,96	0,20	0,24	0,24	0,90	0,79	0,79	0,50	0,48	0,47	0,47
Twb [c]	25,46	18,54	18,92	8,55	23,23	22,36	22,35	8,97	10,51	10,44	16,80	17,19	17,27	17,18
Tdb [c]	31,00	26,02	26,94	8,86	42,41	39,15	39,15	9,84	12,53	12,53	24,00	24,90	25,17	25,17
Tr [c]	23,65	14,97	15,10	8,33	15,10	15,10	15,09	8,32	9,07	8,95	12,98	13,10	13,10	12,98
h [KJ/Kg]	84,12	56,41	57,36	27,86	73,27	69,91	69,91	28,86	32,61	32,61	50,61	51,53	51,82	51,82
P [Kpa]	90781	90781	91580	91556	91580	91579	91523	91523	91523	90781	90781	91545	91530	90781

Fuente: Los Autores

Figura 125. Carta Sicrométrica, variación de la carga sensible



Fuente: Los Autores

Cuadro 140. Consumos energéticos de los equipos utilizados

		Caso 4	Caso Ref.
Cooling	LPM	46,9600	54,9100
	Factor Bypass	0,05	0,06
	Pot [KW]	2,120	2,470
	Qs [KW]	11,8	13,85
	Ql [KW]	6,49	7,55
	Qt [KW]	18,3	21,4
Ventilador1	Pot [KW]	0,5400	0,6800
	RPM	1725	1725
Ventilador2	Pot [KW]	0,6500	0,8200
	RPM	1725	1725
Heating	Pot_max [KW]	150	0,495201
	Pot [KW]	1,05096	150
Otros	Pot_tot [KW]	4,36	4,47
	CFM	1.312,11	1.574,53
	CFMi	190,77	228,92

Fuente: Los Autores

- Análisis de la variación de carga sensible**

- ✓ La reducción de la carga sensible en 2 [KW] representa una disminución del 14.48% en el flujo de refrigerante.
- ✓ El flujo de aire impulsado y el flujo de ventilación aumenta un 16.67%.
- ✓ La temperatura de impulsión aumenta en 0.3 [C].

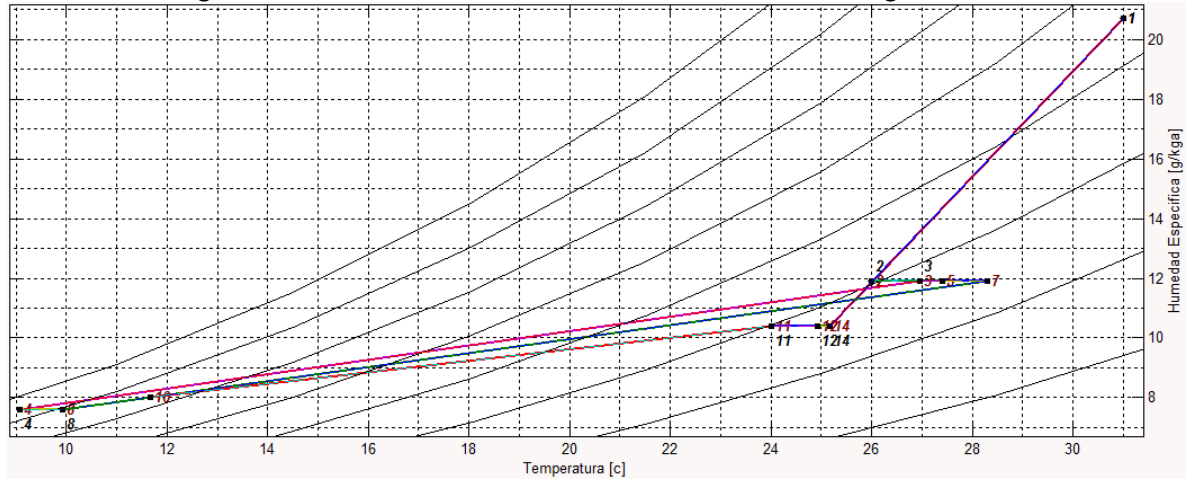
- Modelamiento Caso 5 (Variación de la carga latente a 2 [KW])**

Cuadro 141. Propiedades del aire a través del sistema

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
w [Kgw/Kga]	0,0207	0,0119	0,0119	0,0076	0,0119	0,0119	0,0119	0,0076	0,0080	0,0080	0,0104	0,0104	0,0104	0,0104
phi	0,65	0,50	0,48	0,96	0,47	0,45	0,45	0,9	0,85	0,84	0,50	0,48	0,47	0,47
Twb [c]	25,46	18,54	18,94	8,72	19,07	19,33	19,33	9,09	10,24	10,16	16,80	17,20	17,27	17,18
Tdb [c]	31,00	26,01	26,97	9,07	27,41	28,30	28,30	9,93	11,67	11,67	24,00	24,93	25,17	25,17
Tr [c]	23,65	14,97	15,11	8,48	15,11	15,11	15,10	8,47	9,23	9,10	12,98	13,11	13,11	12,98
h [KJ/Kg]	84,12	56,41	57,39	28,27	57,85	58,76	58,76	29,14	31,93	31,93	50,61	51,56	51,81	51,81
P [Kpa]	90781	90781	91626	91595	91626	91614	91579	91579	91579	90781	90781	91583	91564	90781

Fuente: Los Autores

Figura 126. Carta Sicrométrica, variación de la carga latente



Fuente: Los Autores

Cuadro 142. Consumos energéticos de los equipos utilizados

		Caso 5	Caso Ref.
Cooling	LPM	53,6800	54,9100
	Factor Bypass	0,06	0,06
	Pot [KW]	2,420	2,470
	Qs [KW]	13,5300	13,85
	Ql [KW]	7,3900	7,55
	Qt [KW]	20,9200	21,4
Ventilador1	Pot [KW]	0,6500	0,6800
	RPM	1725	1725
Ventilador2	Pot [KW]	0,7800	0,8200
	RPM	1725	1725
Heating	Pot_max [KW]	150	0,495201
	Pot [KW]	0,04	150
Otros	Pot_tot [KW]	3,89	4,47
	CFM	1.519,00	1.574,53
	CFMi	220,85	228,92

Fuente: Los Autores

• Análisis de la variación de carga latente

- ✓ El disminuir la carga latente de 6 [KW] a 4 [KW], la temperatura de impulsión disminuye en 0.56 [C].
- ✓ La potencia total disminuye en un 12.97%.
- ✓ El flujo de fluido de refrigerante se reduce en 1.23 [LPM].

5.9.1.3 Efecto de la variación del flujo de aire de ventilación y la proporción

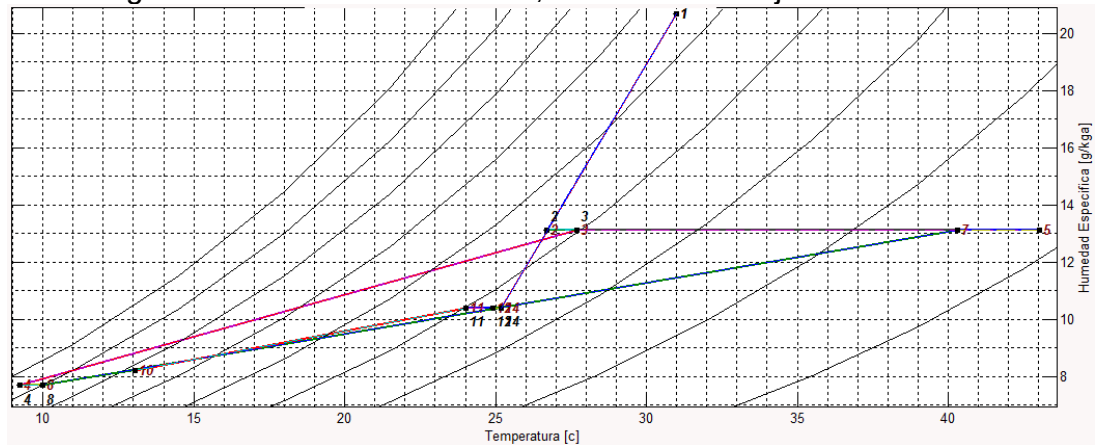
- Modelamiento Caso 6 (Variación del flujo de ventilación a 800 [CFM])

Cuadro 143. Propiedades del aire a través del sistema

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
w [Kgw/Kga]	0,0207	0,0131	0,0131	0,0077	0,0131	0,0131	0,0131	0,0077	0,0082	0,0082	0,0104	0,0104	0,0104	0,0104
phi	0,65	0,53	0,51	0,96	0,22	0,25	0,25	0,91	0,80	0,79	0,50	0,48	0,47	0,47
Twb [c]	25,46	19,60	20,00	8,90	24,11	23,44	23,43	9,23	11,04	10,96	16,80	17,20	17,27	17,18
Tdb [c]	31,00	26,69	27,68	9,23	43,03	40,32	40,32	10,00	13,06	13,06	24,00	24,92	25,17	25,17
Tr [c]	23,65	16,43	16,58	8,67	16,58	16,58	16,57	8,67	9,65	9,52	12,98	13,11	13,11	12,98
h [KJ/Kg]	84,12	60,14	61,16	28,68	76,97	74,18	74,18	29,46	33,94	33,94	50,61	51,56	51,81	51,81
P [Kpa]	90781	90781	91664	91628	91664	91663	91610	91610	91610	90781	90781	91573	91555	90781

Fuente: Los Autores

Figura 127. Carta Sicrométrica, variación del flujo de ventilación



Fuente: Los Autores

Cuadro 144. Consumos energéticos de los equipos utilizados

		Caso 6	Caso Ref.
Cooling	LPM	65,8100	54,9100
	Factor Bypass	0,07	0,06
	Pot [KW]	2,970	2,470
	Qs [KW]	15,38	13,85
	Ql [KW]	10,3	7,55
	Qt [KW]	25,68	21,4
Ventilador1	Pot [KW]	0,6200	0,6800
	RPM	17,25	1725
Ventilador2	Pot [KW]	0,9000	0,8200
	RPM	17,25	1725
Heating	Pot_max [KW]	150	0,495201
	Pot [KW]	1,49	150
Otros	Pot_tot [KW]	5,98	4,47
	CFM	1.695,93	1.574,53
	CFMi	445,67	228,92

Fuente: Los Autores

- **Análisis de la variación del flujo de ventilación y la proporción**

- ✓ El aumento del flujo de aire de ventilación de 442.6 [CFM] a 800 [CFM] produce aumento de la temperatura de impulsión de 0.83 [C].
- ✓ El flujo de refrigerante requerido aumenta en 10.9 [LPM].
- ✓ El consumo de potencia total se incrementa un 25.25%.
- ✓ El flujo de aire impulsado aumenta un 7.15%, y un 48.63% para el flujo de aire de ventilación.

5.10 ANÁLISIS DE LA UNIDAD MANEJADORA

El análisis de la unidad manejadora se fundamenta en algunas de las características más importantes que ella posee, como lo son: la variación en el número de filas, el flujo de aire que circula a través de esta, el flujo de refrigerante, el número de tubos por fila, la cantidad total de aletas y la longitud de los tubos; por lo tanto en esta sección se toman en cuenta los siguientes casos de análisis (ver cuadro 145):

Cuadro 145: Casos de análisis para la unidad manejadora

NÚMERO DE FILAS	FLUJO DE AIRE	FLUJO DE REFRIGERA	N. TUBOS POR FILA	N. ALETAS	LONGITUD DEL TUBO
3	2200	14,39	5	450	1430
4	2400	13,96	15	675	1500
6	2500	13,56	25	900	1600
8	2600	13,2	35		1700

Fuente: Los Autores

5.10.1 Variación del número de filas

Para este análisis se toma el modelo YG04 del catálogo de YORK, para unidades fancoils de expansión directa presentado en el Anexo B, con los siguientes parámetros de entrada constantes:

Cuadro 146. Datos de entrada a la unidad manejadora

DATOS DE ENTRADA		
AIRE	Tdb [c]	26,7
	phi %	19,4
	P [Kpa]	101,325
	CFM	1500
MEDIO REFRIGERANTE	TIPO	Agua
	T_in [C]	6,7
	T_out [c]	12,2
DATOS GEOMETRICOS	NTF	16
	Nf	280
	St [mm]	31,875
	Sl [mm]	32
	Lt [mm]	890
	Yf [mm]	0,15
	Do [mm]	12,7
	Di [mm]	11,08

Fuente: Los Autores

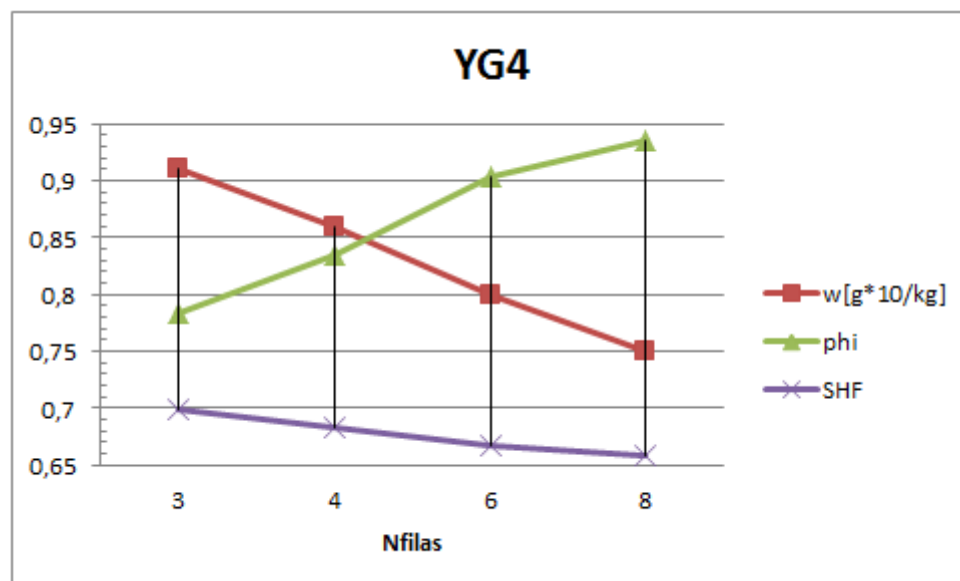
5.10.1.1 Resultados

Cuadro 147. Valores importantes a la salida de la unidad manejadora

YG04				
Nfilas	3	4	6	8
CFM	1500	1500	1500	1500
Datos de salida				
w[g*10/kg]	0,91	0,86	0,8	0,75
phi	0,78	0,84	0,90	0,94
TWb[c]	14,18	12,98	11,27	10,19
Tdb[c]	16,47	14,61	12,15	10,74
Tr[c]	12,73	11,89	10,64	9,77
h[kJ/kg]	39,72	36,56	32,29	29,71
Qt[kW]	13,00	15,71	19,40	21,64
Qs[kW]	9,08	10,75	12,97	14,25
Ql[kW]	3,92	4,97	6,43	7,39
LPM	33,27	40,24	49,74	55,53
SHF	0,70	0,68	0,67	0,66

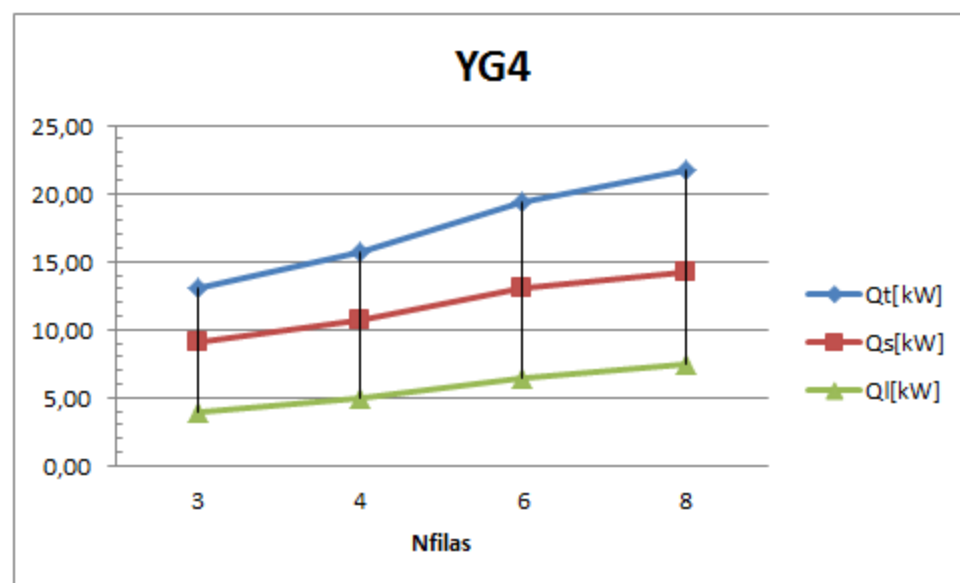
Fuente: Los Autores

Figura 128. Comparación entre las humedades, factor de calor sensible



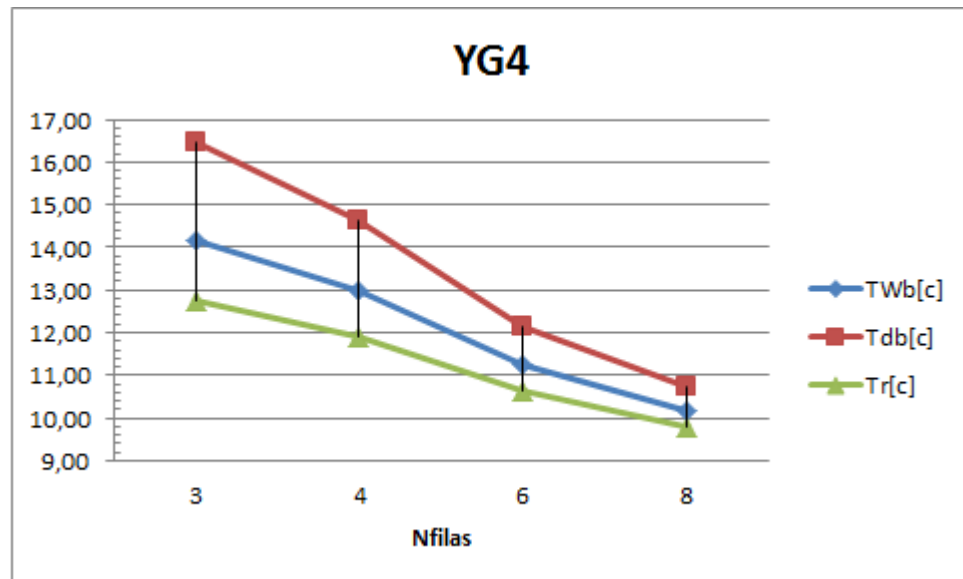
Fuente: Los Autores

Figura 129. Comparación entre las cargas térmicas



Fuente: Los Autores

Figura 130. Comparación entre las temperaturas



Fuente: Los Autores

5.10.1.2 Análisis de resultados

- ✓ Con un aumento en el número de filas es mayor la carga térmica que puede retirar la unidad manejadora, representando una disminución en el factor de calor sensible.
- ✓ Se aprecia que el comportamiento entre la humedad relativa y específica, es inverso a medida que aumenta el número de filas; es decir si se toma como referencia 8 filas, la humedad relativa a la salida de la unidad es la máxima entre los valores comparados con un 94%, y la humedad específica es el mínimo con un 0.075.
- ✓ A medida que el número de filas aumenta, los valores en las temperaturas disminuyen, mostrando la mayor variación, en la temperatura de bulbo seco, seguida de la temperatura de bulbo húmedo y por último, la temperatura de rocío. Se observa que las temperaturas tienden a unirse intentando llegar a la saturación y disminuyendo el factor de Bypass de la unidad.
- ✓ El sistema permite retirar altas cargas de calor sensible con una gran cantidad de filas; sin embargo el factor de calor sensible no varía demasiado.

5.10.2 Variación del flujo de aire

Para este análisis se toma el modelo YG06, con los siguientes parámetros de entrada constantes:

Cuadro 148. Datos de entrada a la unidad manejadora

DATOS DE ENTRADA		
AIRE	Tdb [c]	26,7
	phi %	19,4
	P [Kpa]	101,325
MEDIO REFRIGERANTE	TIPO	Agua
	T_in [C]	6,7
	T_out [c]	12,2
DATOS GEOMETRICOS	Nfilas	3
	NTF	16
	Nf	280
	St [mm]	31,875
	Sl [mm]	32
	Lt [mm]	890
	Yf [mm]	0,15
	Do [mm]	12,7
	Di [mm]	11,08

Fuente: Los Autores

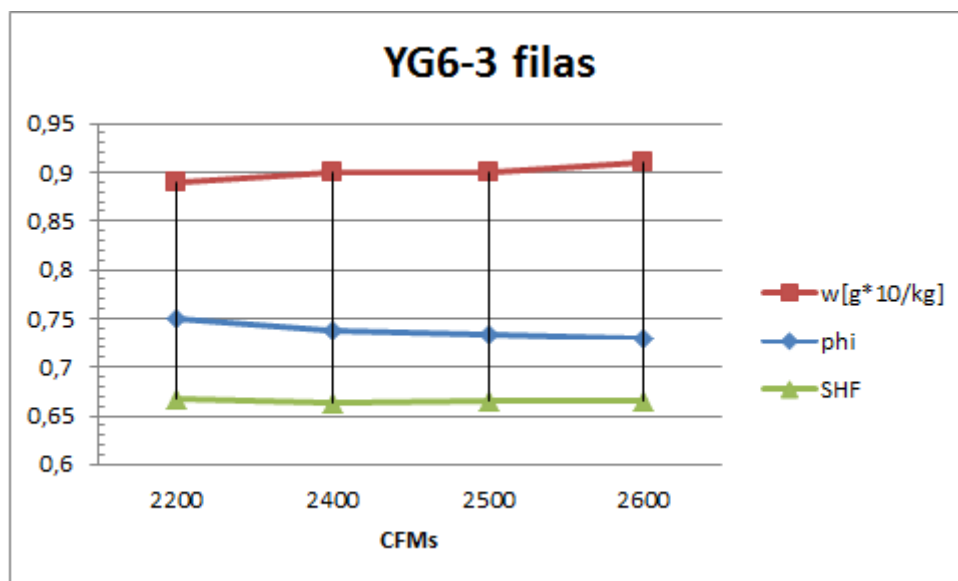
5.10.2.1 Resultados

Cuadro 149. Valores importantes a la salida de la unidad manejadora

YG06				
Nfilas	3	3	3	3
CFM	2200	2400	2500	2600
Datos de salida				
w[g*10/kg]	0,89	0,9	0,9	0,91
phi	0,75	0,74	0,73	0,73
TWb[c]	14,13	14,33	14,43	14,51
Tdb[c]	16,81	17,19	17,35	17,49
Tr[c]	12,40	12,50	12,56	12,62
h[kJ/kg]	39,58	40,11	40,36	40,60
Qt[kW]	19,23	20,25	20,74	21,21
Qs[kW]	12,83	13,45	13,78	14,11
Ql[kW]	6,41	6,80	6,95	7,10
LPM	49,20	51,77	53,03	54,24
SHF	0,67	0,66	0,66	0,67

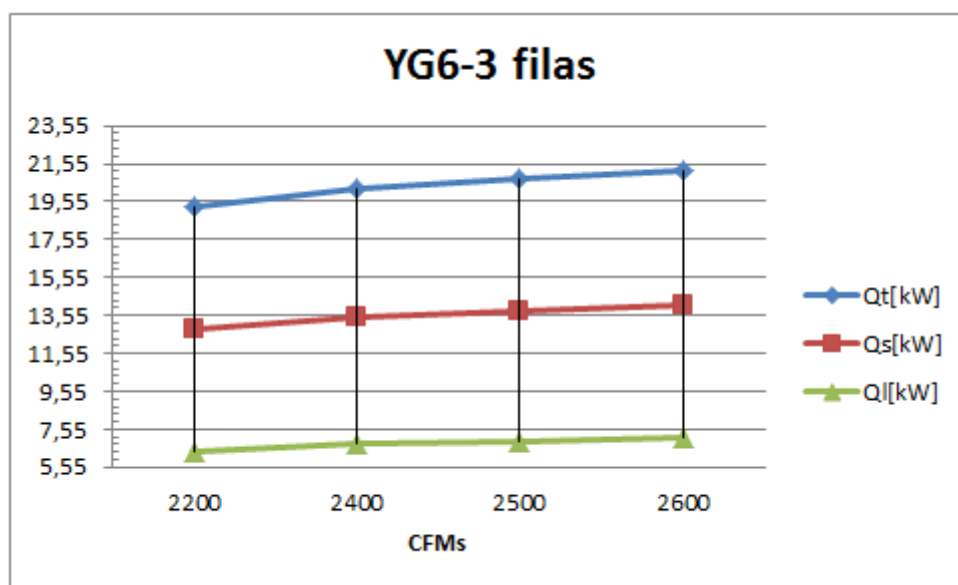
Fuente: Los Autores

Figura 131. Comparación entre las humedades, factor de calor sensible



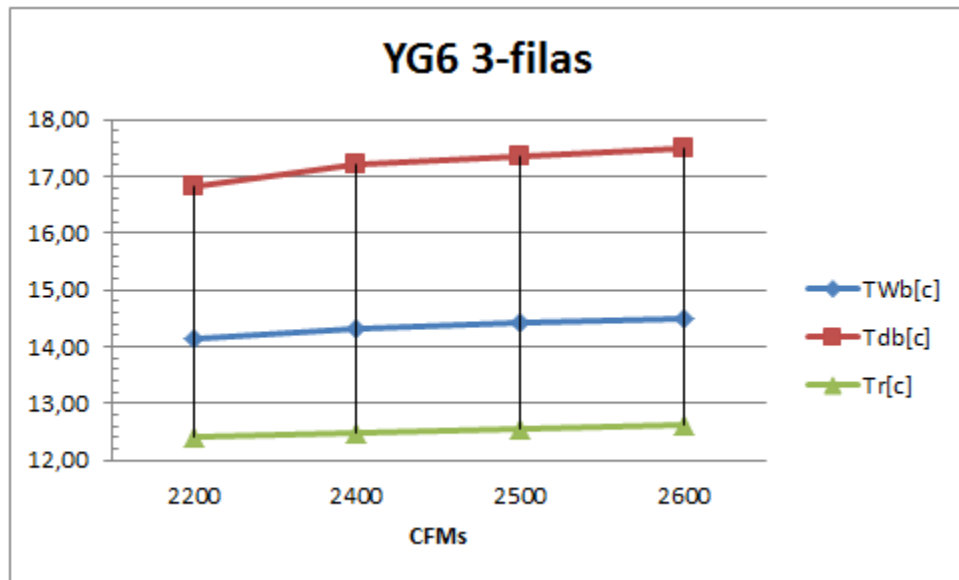
Fuente: Los Autores

Figura 132. Comparación entre las cargas térmicas



Fuente: Los Autores

Figura 133. Comparación entre las temperaturas



Fuente: Los Autores

5.10.2.2 Análisis de resultados

- ✓ El hecho de incrementar levemente el flujo de aire, ocasiona un leve incremento en la carga térmica que puede retirar la unidad manejadora, cabe resaltar que el mayor porcentaje de aumento se aprecia en la carga sensible.
- ✓ El aumento en el flujo de aire disminuye la humedad relativa a la salida del evaporador; aunque esta disminución es en un 2.67%.
- ✓ Los valores de temperatura tienden a aumentar a medida que se aumenta el flujo de aire; siendo mayor la variación en la temperatura de bulbo seco.

5.10.3 Variación del flujo de fluido refrigerante

Para este análisis se toma el modelo YG12, con los siguientes parámetros de entrada constantes:

Cuadro 150. Datos de entrada a la unidad manejadora

DATOS DE ENTRADA		
AIRE	Tdb [c]	26,7
	phi %	19,4
	P [Kpa]	101,325
	CFM	5000
MEDIO REFRIGERANTE	TIPO	Agua
	T_in [C]	6,7
	T_out [c]	12,2
DATOS GEOMETRICOS	Nfilas	8
	NTF	20
	Nf	450
	St [mm]	32
	Sl [mm]	32
	Lt [mm]	1430
	Yf [mm]	0,15
	Do [mm]	12,7
	Di [mm]	11,08

Fuente: Los Autores

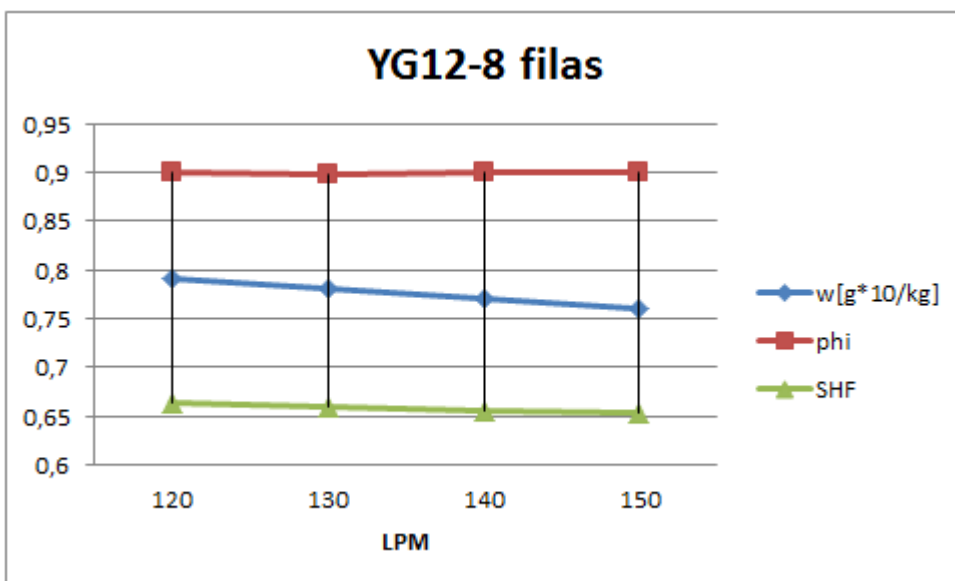
5.10.3.1 Resultados

Cuadro 151. Valores importantes a la salida de la unidad manejadora

YG12				
Nfilas	8	8	8	8
CFM	5000	5000	5000	5000
Datos de salida				
w[g*10/kg]	0,79	0,78	0,77	0,76
phi	0,90	0,90	0,90	0,90
TWb[c]	11,16	10,95	10,78	10,64
Tdb[c]	12,07	11,86	11,68	11,53
Tr[c]	10,50	10,29	10,11	9,97
h[kJ/kg]	32,02	31,52	31,11	30,76
LPM	120	130	140	150
Qt[kW]	65,44	66,89	68,06	69,07
Qs[kW]	43,47	44,10	44,63	45,09
Ql[kW]	21,97	22,79	23,44	23,98
LPM	14,39	13,96	13,56	13,20
SHF	0,66	0,66	0,66	0,65

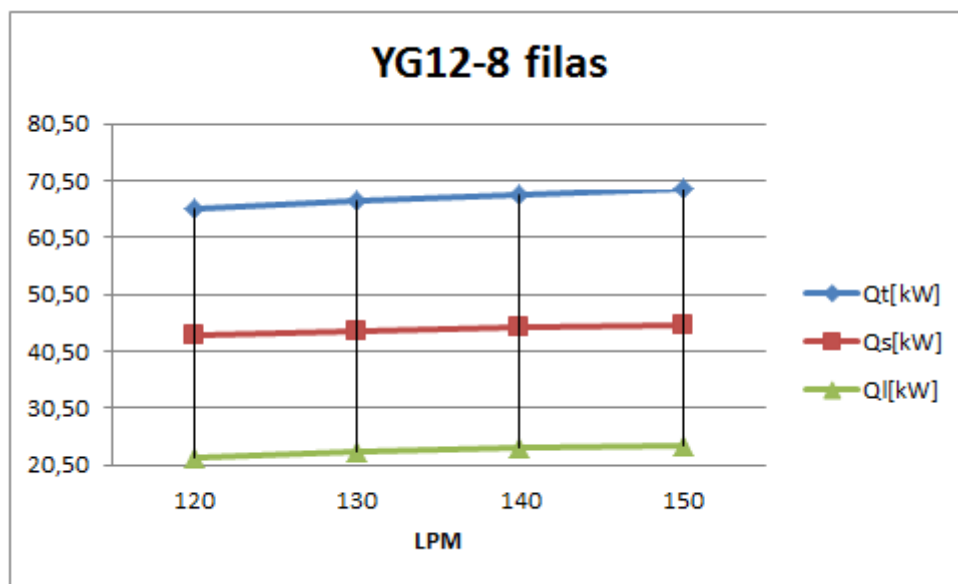
Fuente: Los Autores

Figura 134. Comparación entre las humedades, factor de calor sensible



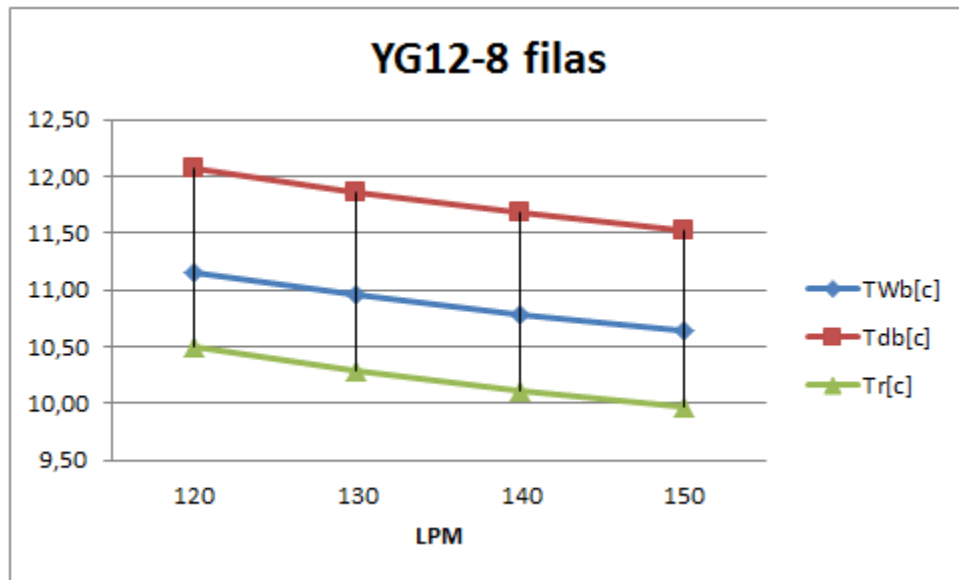
Fuente: Los Autores

Figura 135. Comparación entre las cargas térmicas



Fuente: Los Autores

Figura 136. Comparación entre las temperaturas



Fuente: Los Autores

5.10.3.2 Análisis de resultados

- ✓ Con un aumento en el flujo de fluido refrigerante, es mayor la carga térmica que puede retirar la unidad manejadora, representando una pequeña disminución en el factor de calor sensible.
- ✓ A medida que aumenta el flujo de refrigerante la humedad específica disminuye, mientras que la humedad relativa permanece constante en 90%.
- ✓ Se observa que al disminuir el flujo de refrigerante, la humedad relativa aumenta y la temperatura de salida del aire disminuye, denotando un estado típico en el comportamiento del control de capacidad.
- ✓ Se observa que con pequeñas variaciones del flujo refrigerante no es posible incrementar la capacidad térmica de la unidad de forma significativa.

5.10.4 Variación del número de tubos por fila

Para este análisis se toma el modelo YG12, con los siguientes parámetros de entrada constantes:

Cuadro 152. Datos de entrada a la unidad manejadora

DATOS DE ENTRADA		
AIRE	Tdb [c]	26,7
	phi %	19,4
	P [Kpa]	101,325
	CFM	5000
MEDIO REFRIGERANTE	TIPO	Agua
	T_in [C]	6,7
	T_out [c]	12,2
DATOS GEOMETRICOS	Nfilas	4
	NTF	20
	Nf	450
	St [mm]	32
	Sl [mm]	32
	Lt [mm]	1430
	Yf [mm]	0,15
	Do [mm]	12,7
	Di [mm]	11,08

Fuente: Los Autores

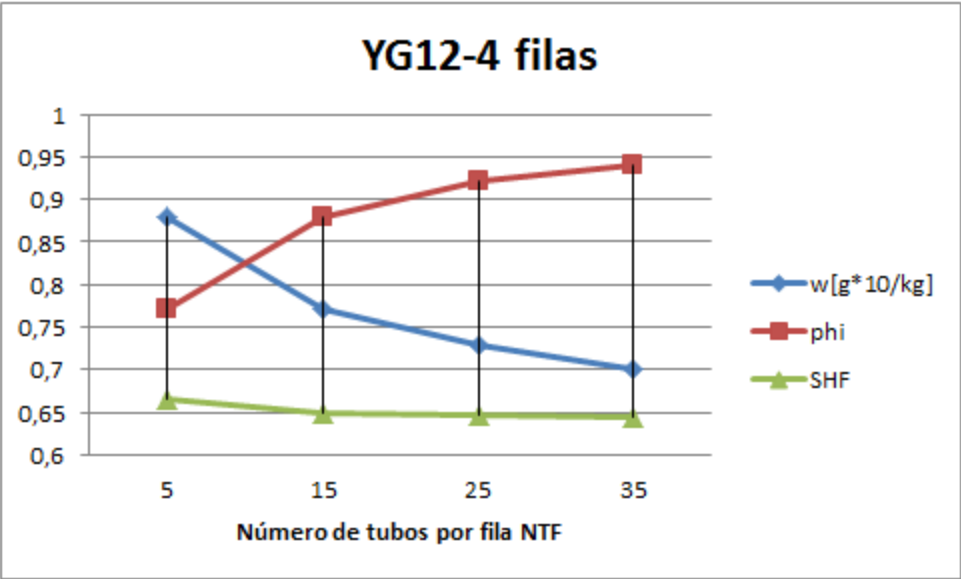
5.10.4.1 Resultados

Cuadro 153. Valores importantes a la salida de la unidad manejadora

YG12				
Nfilas	4	4	4	4
CFM	5000	5000	5000	5000
Datos de salida				
w[g*10/kg]	0,88	0,77	0,73	0,7
phi	0,77	0,88	0,92	0,94
TWb[c]	13,68	10,89	9,83	9,24
Tdb[c]	16,07	11,98	10,51	9,74
Tr[c]	12,10	10,07	9,30	8,85
h[kJ/kg]	38,36	31,36	28,88	27,54
NTF	5	15	25	35
Qt[kW]	47,19	67,32	74,56	78,48
Qs[kW]	31,39	43,69	48,16	50,51
Ql[kW]	15,80	23,64	26,40	27,97
LPM	120,75	172,60	191,31	201,46
SHF	0,67	0,65	0,65	0,64

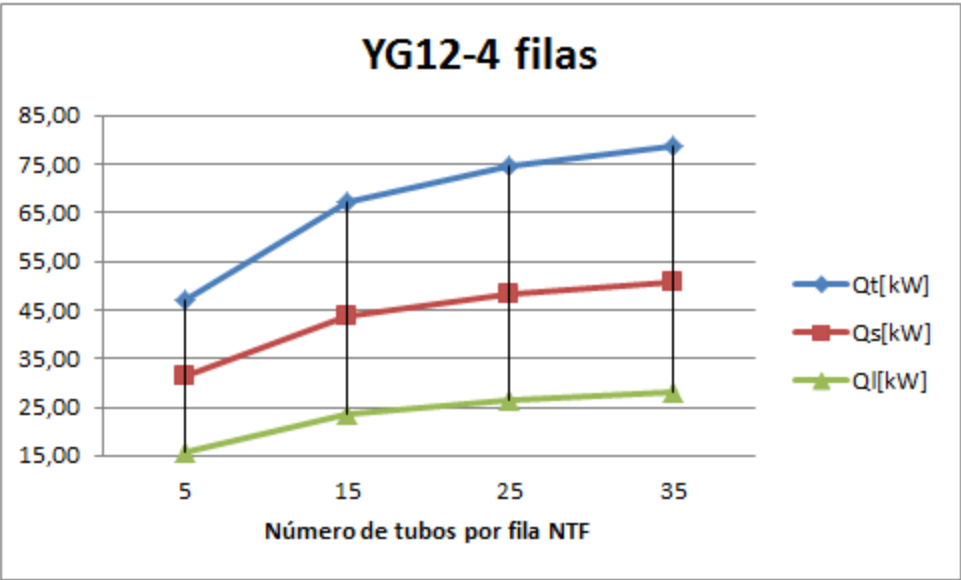
Fuente: Los Autores

Figura 137. Comparación entre las humedades, factor de calor sensible



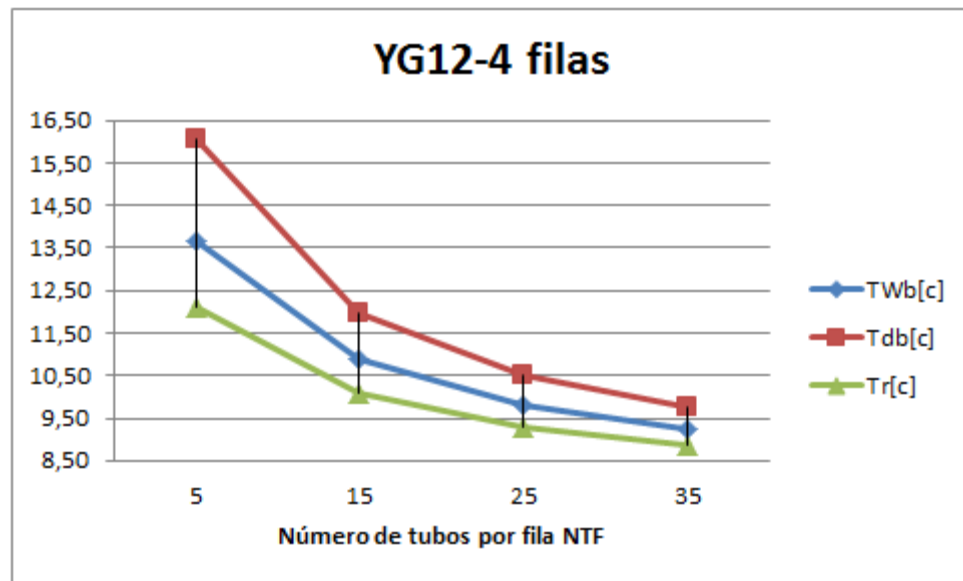
Fuente: Los Autores

Figura 138. Comparación entre las cargas térmicas



Fuente: Los Autores

Figura 139. Comparación entre las temperaturas



Fuente: Los Autores

5.10.4.2 Análisis de resultados

- ✓ A mayor cantidad de tubos por fila, mayor es el incremento en la carga térmica que puede retirar el evaporador, cabe resaltar que entre 5 y 15 tubos por fila se aprecia el mayor aumento en la carga sensible y latente.
- ✓ El factor de calor sensible permanece aproximadamente constante lo cual demuestra que el incremento en la capacidad de refrigeración es proporcional.
- ✓ El aumento en el número de tubos por fila, disminuye la humedad específica a la salida del evaporador, mientras que la humedad relativa aumenta en un 18% para los casos estudiados, disminuyendo el factor de bypass.
- ✓ Los valores de temperatura tienden a disminuir a medida que se aumenta la cantidad de tubos por fila; siendo mayor la variación en la temperatura de bulbo seco y acercándose a la saturación.

5.10.5 Variación de la cantidad total de aletas

Para este análisis se toma el modelo YG12, con los siguientes parámetros de entrada constantes:

Cuadro 154. Datos de entrada a la unidad manejadora

DATOS DE ENTRADA		
AIRE	Tdb [c]	26,7
	phi %	19,4
	P [Kpa]	101,325
	CFM	5000
MEDIO REFRIGERANTE	TIPO	Agua
	T_in [C]	6,7
	T_out [c]	12,2
DATOS GEOMETRICOS	Nfilas	4
	NTF	20
	St [mm]	32
	Sl [mm]	32
	Lt [mm]	1430
	Yf [mm]	0,15
	Do [mm]	12,7
	Di [mm]	11,08

Fuente: Los Autores

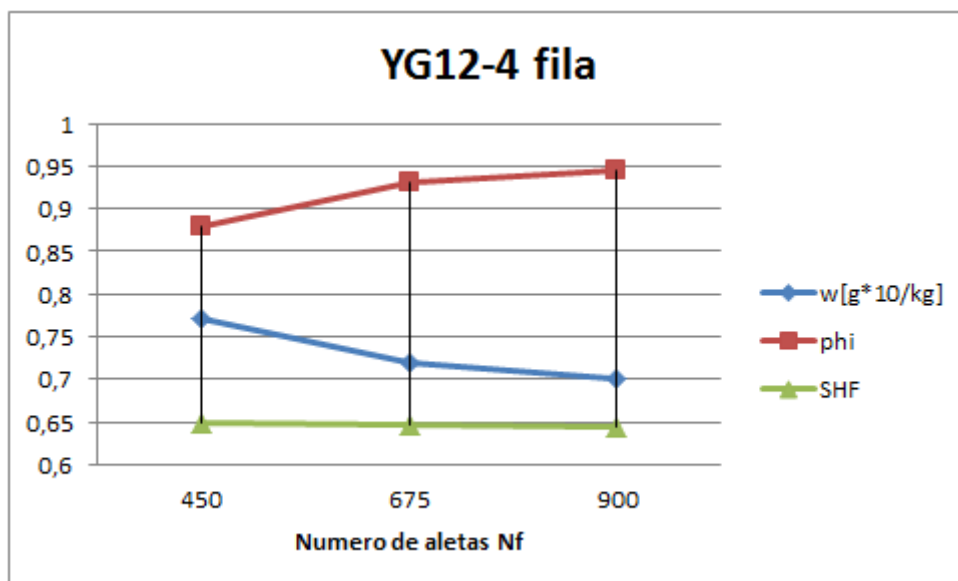
5.10.5.1 Resultados

Cuadro 155. Valores importantes a la salida de la unidad manejadora

YG12			
Nfilas	4	4	4
CFM	5000	5000	5000
Datos de salida			
w[g*10/kg]	0,77	0,72	0,7
phi	0,88	0,93	0,95
TWb[c]	10,89	9,59	9,11
Tdb[c]	11,98	10,17	9,55
Tr[c]	10,07	9,14	8,76
h[kJ/kg]	31,36	283,38	272,41
Nf	450	675	900
Qt[kW]	67,32	76,15	79,35
Qs[kW]	43,69	49,19	51,09
Ql[kW]	23,64	26,96	28,26
LPM	172,60	195,42	203,70
SHF	0,65	0,65	0,64

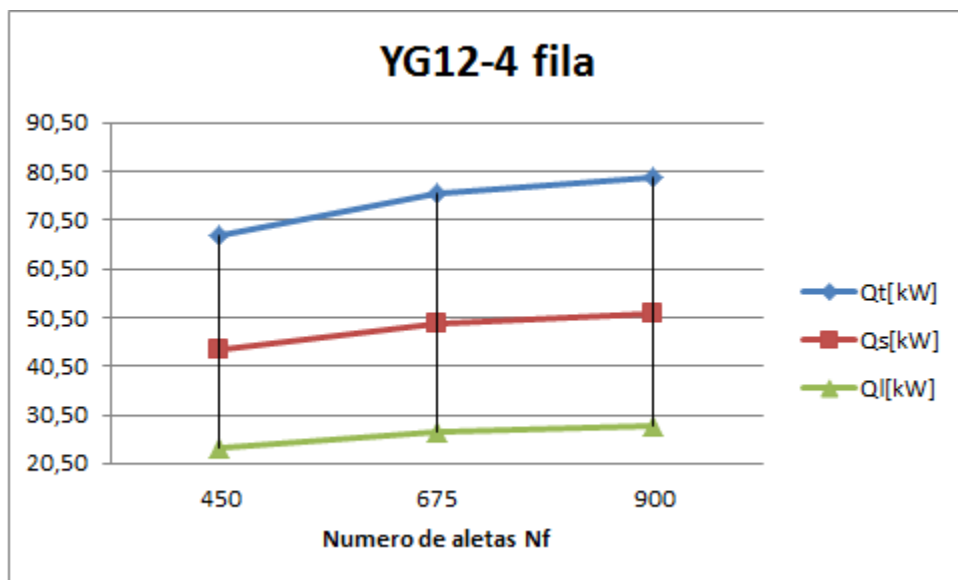
Fuente: Los Autores

Figura 140. Comparación entre las humedades, factor de calor sensible



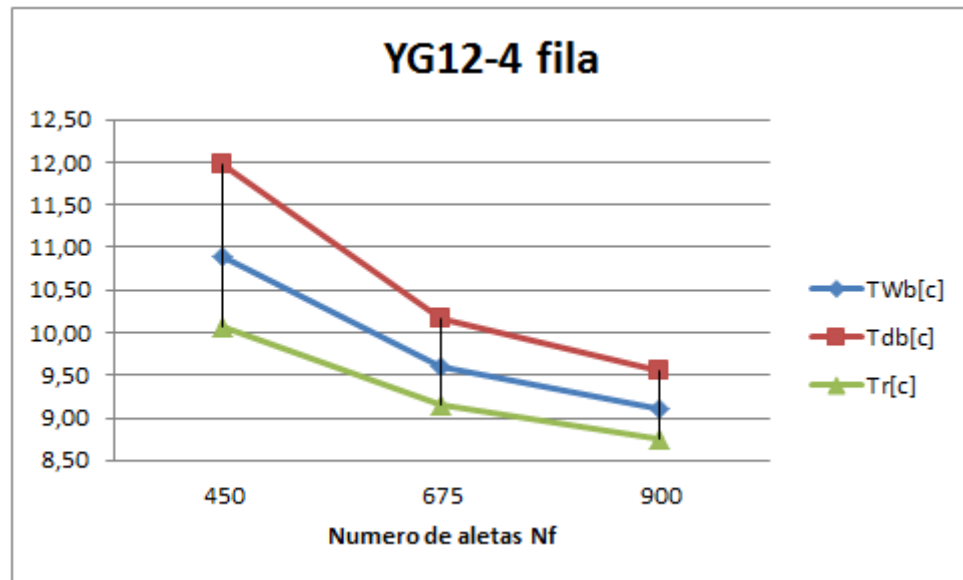
Fuente: Los Autores

Figura 141. Comparación entre las cargas térmicas



Fuente: Los Autores

Figura 142. Comparación entre las temperaturas



Fuente: Los Autores

5.10.5.2 Análisis de resultados

- ✓ Con un aumento en la cantidad de aletas, es mayor la carga térmica que puede retirar la unidad manejadora representando un valor estable en el factor de calor sensible.
- ✓ Se aprecia que el comportamiento entre la humedad relativa y específica es inverso a medida que aumenta el número de aletas; cabe resaltar que la humedad relativa aumenta un 7.36% y la humedad específica un 9.09% para los valores estudiados.
- ✓ A medida que el número de aletas aumenta, los valores en las temperaturas disminuyen, representando la mayor variación la temperatura de bulbo seco, seguida de la temperatura de bulbo húmedo y por último la temperatura de rocío.
- ✓ Un aumento significativo del número de aletas no produce cambios significativos en las propiedades del sistema. Sólo mejora la transferencia de calor dentro de rangos aceptables.

5.10.6 Variación de la longitud de los tubos

Para este análisis se toma el modelo YG12, con los siguientes parámetros de entrada constantes:

Cuadro 156. Datos de entrada a la unidad manejadora

DATOS DE ENTRADA		
AIRE	Tdb [c]	26,7
	phi %	19,4
	P [Kpa]	101,325
	CFM	5000
MEDIO REFRIGERANTE	TIPO	Agua
	T_in [C]	6,7
	T_out [c]	12,2
DATOS GEOMETRICOS	Nfilas	4
	NTF	20
	Nf	450
	St [mm]	32
	Sl [mm]	32
	Yf [mm]	0,15
	Do [mm]	12,7
	Di [mm]	11,08

Fuente: Los Autores

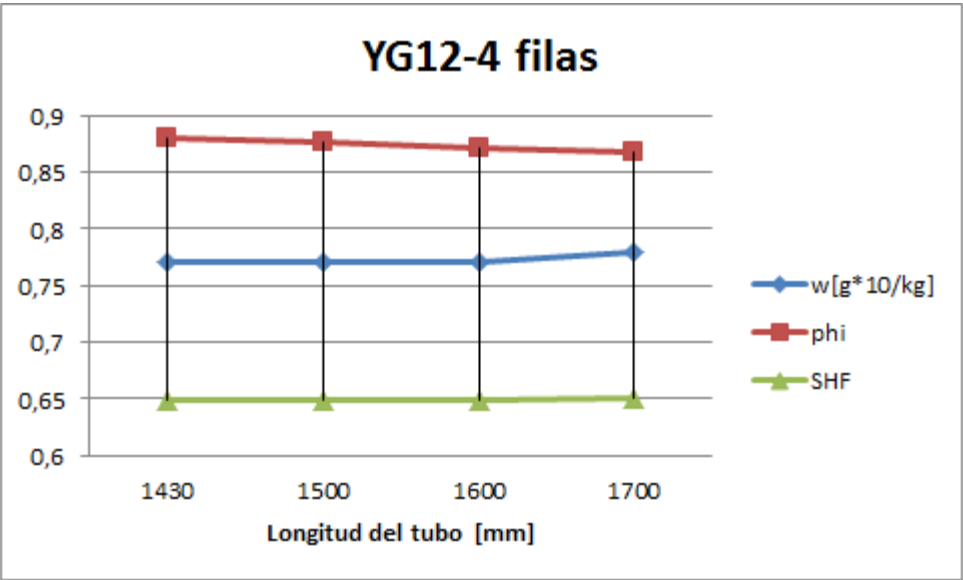
5.10.6.1 Resultados

Cuadro 157. Valores importantes a la salida de la unidad manejadora

YG12				
Nfilas	4	4	4	4
CFM	5000	5000	5000	5000
Datos de salida				
w[g*10/kg]	0,77	0,77	0,77	0,78
phi	0,88	0,88	0,87	0,87
TWb[c]	10,89	10,97	11,08	11,20
Tdb[c]	11,98	12,09	12,26	12,43
Tr[c]	10,07	10,13	10,21	10,30
h[kJ/kg]	31,36	31,55	31,83	32,12
Lt	1430	1500	1600	1700
Qt[kW]	67,32	66,78	65,97	65,13
Qs[kW]	43,69	43,34	42,84	42,33
Ql[kW]	23,64	23,43	23,13	22,80
LPM	172,60	171,19	169,09	166,94
SHF	0,65	0,65	0,65	0,65

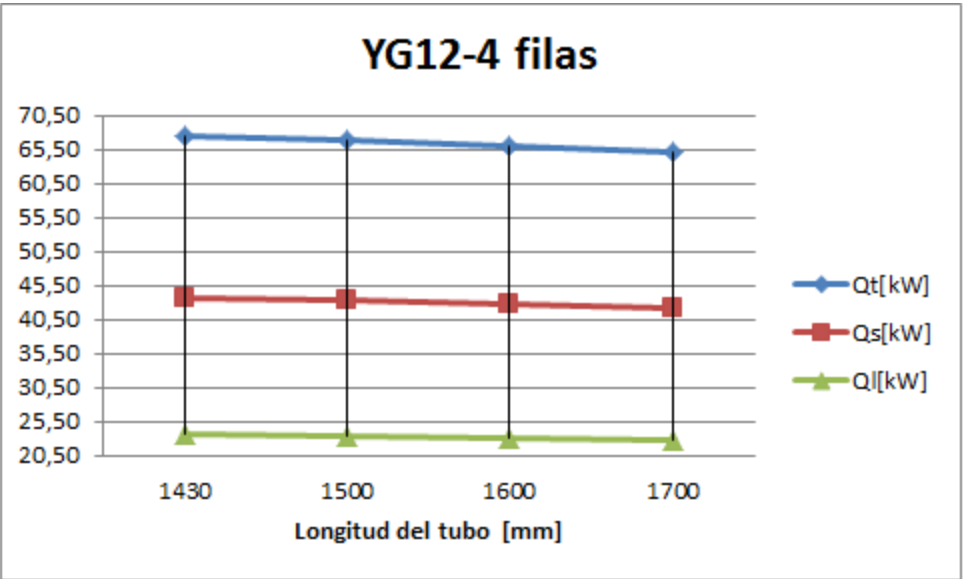
Fuente: Los Autores

Figura 143. Comparación entre las humedades, factor de calor sensible



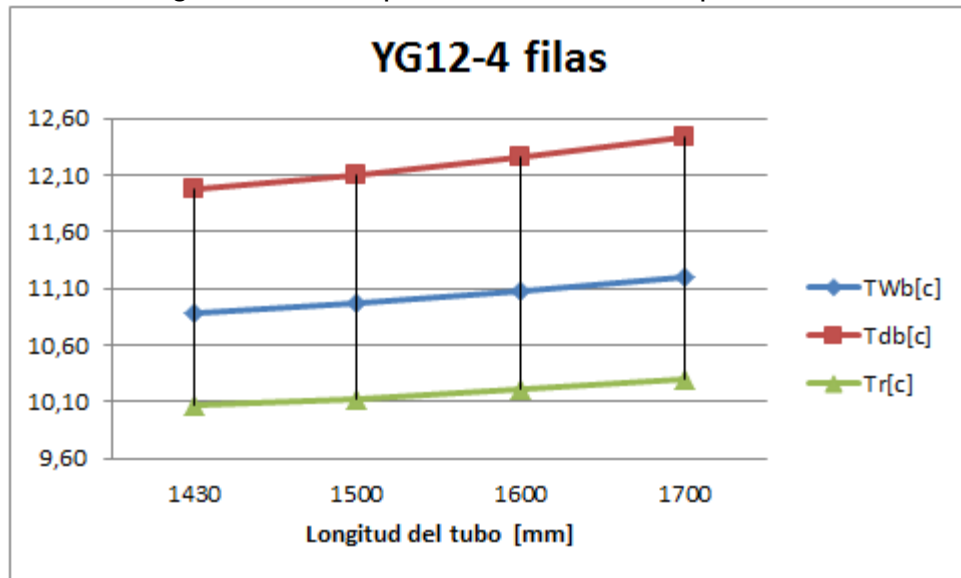
Fuente: Los Autores

Figura 144. Comparación entre las cargas térmicas



Fuente: Los Autores

Figura 145. Comparación entre las temperaturas



Fuente: Los Autores

5.10.6.2 Análisis de resultados

- ✓ Al aumentar la longitud del tubo por encima de los 1600 [mm], la humedad específica aumenta; anterior a ello el valor se mantuvo constante, por otra parte la humedad relativa disminuye en un pequeño porcentaje.
- ✓ El aumento en la longitud del tubo representa una disminución en la carga térmica que la unidad manejadora es capaz de retirar, cabe resaltar que dicha reducción es en un bajo porcentaje, lo cual mantiene constante el factor de calor sensible.
- ✓ Los valores de temperatura tienden a aumentar a medida que se aumenta la longitud del tubo, siendo mayor la variación en la temperatura de bulbo seco en un 3.62%.
- ✓ Esto demuestra que no vale la pena aumentar la longitud del tubo sin aumentar proporcionalmente la cantidad de aletas sobre el mismo.

6 CONCLUSIONES

- Se elaboró una herramienta computacional para el análisis de los métodos de control de confort para sistemas de acondicionamiento de aire por volumen de aire variable (VAV) y volumen de aire constante (VAC), en sus diferentes modalidades, observando el comportamiento en términos de:
 - ✓ Propiedades de los estados del aire, para cada uno de los sistemas.
 - ✓ Consumo energético de los equipos que componen el sistema.

Cuando el sistema opera a carga parcial.

- Se observa que el menor rango de consumo de potencia, se presenta en control por volumen de aire variable por estrangulamiento (*VAV_Simple*) y variación de la velocidad de rotación del ventilador (*VAV_RPM*), mientras que el mayor rango de consumo se obtiene en los sistemas que tienen recalentamiento (recalentamiento VAC, VAV y doble ducto), al disminuir la carga sensible del recinto.
- Para todos los métodos de control, se observó que la potencia total consumida por los equipos aumenta a medida que incrementa el flujo de aire de ventilación, con excepción de los métodos *VAV_Simple* y Economizador, en los que, al aumentar los CFMs se presenta una leve disminución de la potencia debida a la reducción del flujo de refrigerante.
- El método de control de capacidad sufre una reducción del 50% del flujo volumétrico de refrigerante al disminuir la carga sensible del recinto en tan sólo 4 [kW], lo cual indica que para cargas sensibles muy bajas, es posible que el sistema no sea capaz de reducir su capacidad, generando así un ambiente muy frío.
- Los métodos de control de confort que controlan la temperatura y humedad en el recinto a acondicionar (VAV por recalentamiento y doble ducto) no son recomendados para el control de bajas cargas de calor latente, debido a la gran disminución en el flujo de refrigerante en la unidad manejadora.
- La menor variación para la humedad relativa del cuarto, se presenta en el método de control VAC por recalentamiento, ya que se mantiene entre 47% y 56%, para variaciones de calor sensible entre 14[kW] y 6[kW] y de calor latente

entre 8[kW] y 2 [kW], indicando la preferencia de este método de control cuando no se admiten cambios elevados en la humedad relativa del cuarto.

- Al evaluar los métodos de control a una temperatura de bulbo seco con una variación de 3 [C], y a la misma humedad relativa del ambiente, el consumo de potencia total disminuye en un rango entre 6% al 20%, con excepción de los métodos por recalentamiento (VAC y VAV), ya que estos no se afectan por los cambios de temperatura.
- El análisis del comportamiento de la unidad manejadora variando su configuración geométrica y condición de entrada del aire, a partir de un control de capacidad por temperatura del refrigerante a la salida, permite observar que:
 - ✓ A mayor número de filas o de tubos por fila, mayor es la carga térmica total que puede retirar la unidad manejadora, de manera que el SHF tiende a disminuir.
 - ✓ Tomando un control de capacidad donde la temperatura del refrigerante a la salida de la unidad manejadora se mantiene aproximadamente constante, se observa que el incremento del flujo de aire no cambia de manera significativa la temperatura del aire a la salida de la unidad manejadora, sin embargo, la carga retirada por la unidad si aumenta proporcionalmente al flujo de aire.
 - ✓ Al aumentar la longitud del tubo, manteniendo constante el número de aletas, la transferencia de calor disminuye. No obstante, se recomienda incrementar el número de aletas por unidad de longitud para mejorar la transferencia de calor.
 - ✓ El incremento de la temperatura de bulbo seco del aire aumenta la humedad relativa a la salida de la unidad al igual que la carga térmica que extrae.
 - ✓ El aumento de la humedad relativa produce una leve disminución en la carga sensible que se extrae comparada con el incremento de la carga latente.

7 BIBLIOGRAFÍA

- **AIR-CONDITIONING, HEATING, AND REFRIGERATION INSTITUTE.** Air Standard 410, Addendum 2. United States, 2001. 58 p.
- **ASHRAE.** Hvac Systems and Equipment 2008, SI ed. p 22.1-22.16.
- -----, SI ed. p 26.126.5.
- **ASHRAE.** Fundamentals 2005, SI ed. p 3.1-3.17
- -----, SI ed. p 4.1-4.13
- **CARRIER, Air conditioning Company.** Manual de aire acondicionado. Barcelona: Marcombo S.A de Boixareu. 1980. p. 9.1-12.23.
- **FERNÁNDEZ DíEZ, Pedro.** Ventiladores. SI: s.n, s.f. capítulo 6. p 93-115.
- **GRONDZIK, Walter.** Air-conditioning system design manual. Butterworth-Heinemann. ASHRAE, Atlanta. 2 ed. p. 115-159.
- **JAIMES BURGOS, Diana Carolina y BARROS GALVIS, Yelmis.** Herramienta computacional para optimizar el desempeño y uso de un evaporador concreto en aire acondicionado. Trabajo de grado Ingeniero Mecánico. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. 2010. 205p.
- **KAKAC, Sadik.** Boilers evaporators & condensers. John Wiley & Sons. p 635-709.
- **MARADEY, Juan.** Termodinámica Aplicada. Ediciones UIS. P 169-221
- **McQuiston, Faye; PARKER, Jerald and SPITLER, Jeffrey.** Heating, Ventilating, and Air Conditioning Analysis and Design. John Wiley & Sons. 6 ed. 23-75.
- **MILLS, Anthony.** Transferencia de calor. New York: McGraw-Hill, 1 ed. 1995. p 63-105, p 253-352

- **PITA, Edward.** Acondicionamiento de aire: Principios y sistemas. 2 ed. México, D.F: Compañía editorial continental, S.A. 1994 p 253.
- **SHAH, Ramesh and SEKULIC, Dusan.** Fundamentals of Heat Exchanger design. John Wiley & Sons, 2003. p 520-521.
- -----,-----, John Wiley & Sons, 2003. p 563-585.
- **WANG, Shan Kuo.** Handbook of air conditioning and refrigeration. New York: McGraw-Hill, 2 ed. 2001. p. 10.32.
- -----, -----, New York: McGraw-Hill, 2 ed. 2001. p. 20.2-21-56.

ANEXOS

**ANEXO A. MANUAL DE USUARIO PARA LA HERRAMIENTA
COMPUTACIONAL**

MANUAL DE USUARIO: HERRAMIENTA COMPUTACIONAL PARA EL ANÁLISIS DE SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE BAJO DIFERENTES ENFOQUES DE CONTROL DE CONFORT

En éste anexo se presenta una explicación del modo de uso de la herramienta desarrollada en el presente proyecto, para que el usuario tenga una interacción rápida y eficiente con ella al momento de realizar los análisis de cualquiera de los métodos de control de confort estudiados.

Se detalla el modo de ingreso al programa, el acceso y la utilización de cada uno de los módulos que contiene, y los resultados para lo cual fue realizado este software.

La herramienta se desarrolla en el guide de Matlab, el cual para dar inicio a su interfaz de presentación se muestra se utiliza la función *Ainicio*, como se muestra en la Figura 1.

Figura 1. Interfaz de presentación

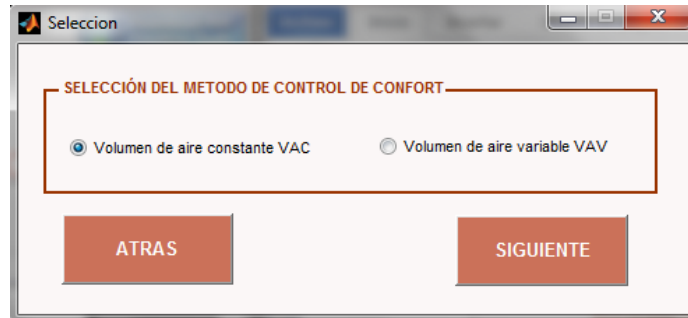


Fuente: Los Autores

1. Selección del tipo de método de control de confort VAC o VAV

Una vez presionado el botón *INICIAR*, se conduce a la interfaz de selección, en la cual se elige el método de control de confort que se desea realizar, ya sea por volumen de aire constante y temperatura variable o volumen de aire variable y temperatura constante (ver Figura 2).

Figura 2. Interfaz de selección

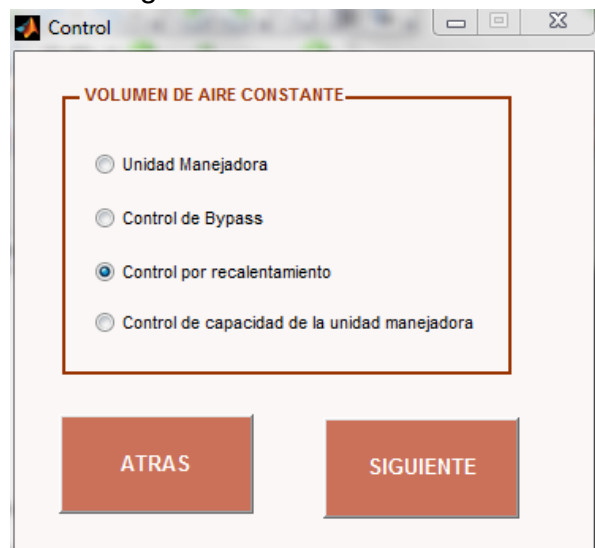


Fuente: Los Autores

2. Selección de método de control de confort a analizar

Luego que el usuario tiene claro que tipo de método desea estudiar; presiona el botón *SIGUIENTE*, el cual le muestra la interfaz de control (Figura 3), donde se tiene la posibilidad de elegir específicamente el método de control que desea analizar.

Figura 3. Interfaz de control



Fuente: Los Autores

3. Método de control de confort seleccionado

Después de picar en el botón *SIGUIENTE*, aparece la interfaz del método de control elegido. Si por ejemplo se selecciona el control por recalentamiento para un sistema de volumen de aire constante, aparece la interfaz de este control titulada *Reheat_Simple* (ver Figura 4).

Figura 4. Interfaz para el control por recalentamiento VAC

DATOS DE ENTRADA

Propiedades del Cuarto

T. Bulbo Seco (Tdb)[c]: 24
Humedad Relativa: 0.5

Propiedades del Ambiente

T. Bulbo Seco (Tdb)[c]: 30
Humedad Relativa: 0.65
Presion Atmosferica [kPa]: 101.325

Condiciones del Diseño

Flujo Impulsados [CFM]: 3044.103
Flujo de Ventilación [CFM]: 442.6

SISTEMA SIMPLE RECALENTAMIENTO

Esquema

Diagrama de flujo: Ventilador Centrifugo (1) → Ducto1 (2-3) → Cooling Coil (4) → Ducto2 (5-6) → Heating Coil (7) → Ducto1 (8-9) → Ventilador Centrifugo (1). Incluye una imagen de un espacio interior.

METODO DE CONTROL

☒ Recalentamiento

CARGAS DEL CUARTO

RSH [kw]:
RLH [kw]:

Resultados

	1	2	3	4	5	6	7	8	9
w [kg/kg]									
(phi)									
Twb [c]									
Tdb [c]									
Tr [c]									
h [kJ/kg]									
P [Pa]									

Botones: CALCULO INICIAL, CONTROL, CARTA PSICROMETRICA, Resultados Equipos, ATRAS

Fuente: Los Autores

3.1 Condiciones de entrada iniciales para cada método de control

La interfaz de cada control ya sea para sistemas con volumen de aire constante o sistemas con volumen de aire variable, tienen la misma estructura, donde en el recuadro *DATOS DE ENTRADA*, se introducen las respectivas condiciones para el recinto a condicionar y del ambiente exterior, además del flujo de aire de ventilación e impulsión.

Cabe resaltar que para conocer las propiedades del aire, en cualquiera de los estados es necesario utilizar 3 propiedades, donde la presión siempre va a estar presente y el usuario puede escoger dos propiedades diferentes entre: la temperatura de bulbo seco T_{db} , de bulbo húmedo T_{wb} , de rocío T_r , la humedad específica ω , la humedad relativa ϕ y la entalpía, según cuente con ellas (Figura 5).

Figura 5. Propiedades de las condiciones ambientales y del recinto

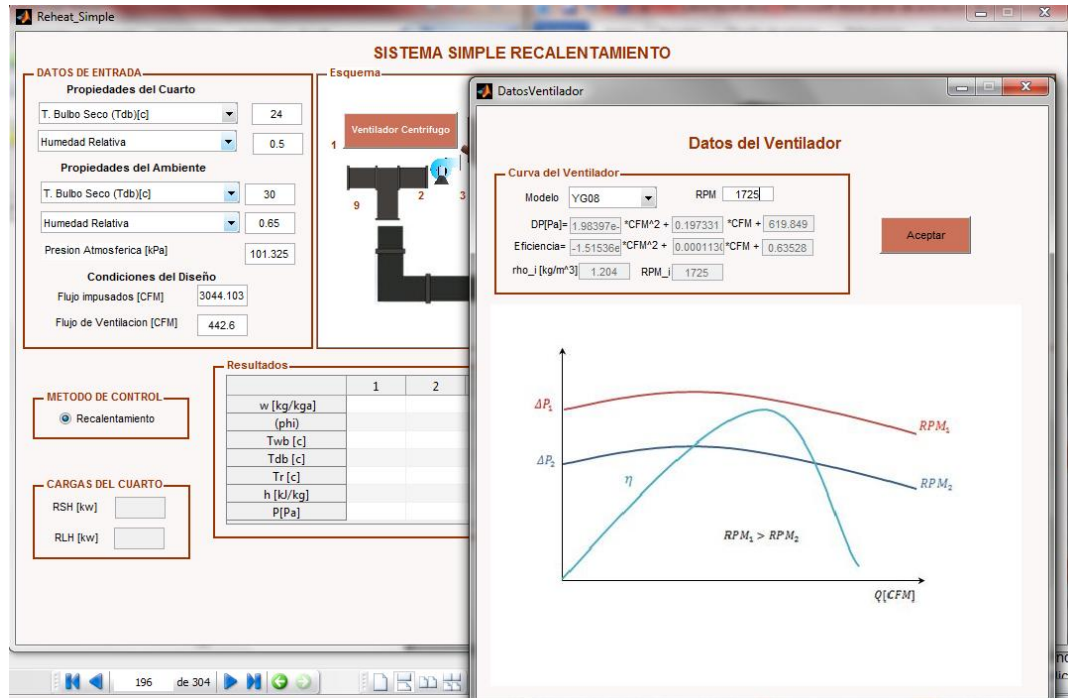
DATOS DE ENTRADA	
Propiedades del Cuarto	
T. Bulbo Seco (Tdb)[c]	24
Humedad Relativa	0.5
Propiedades del Ambiente	
T. Bulbo Seco (Tdb)[c]	30
Humedad Relativa	0.65
Humedad Especifica (w)[kg/kgda]	101.325
T. Bulbo Húmedo (Twb)[c] T. Bulbo Seco (Tdb)[c] T. Rocío (Tr)[c] Entalpia (h)[kJ/kg-k]	

Fuente: Los Autores

3.2 Ingreso de datos para cada uno de los equipos que componen el método de control de confort (Ejemplo: Ventilador)

Ahora se deben colocar todos los datos de entrada para los elementos que componen el sistema como lo son: ventilador(es), ductos, unidad manejadora, y recalentador según sea el caso. Al picar sobre el botón con el nombre del elemento, aparece la interfaz del elemento, como se muestra en la figura 6 (ejemplo para el ventilador).

Figura 6. Interfaz para el ventilador



Fuente: Los Autores

Para el ventilador se despliega la lista que contiene los diferentes modelos seleccionados para este proyecto, donde al escoger uno de ellos, aparecen las constantes respectivas para la presión estática y eficiencia mecánica, que se obtienen de las curvas de funcionamiento facilitadas por el fabricante, además se establece la velocidad de rotación, esto se puede indicar de forma arbitraria o si lo desea, puede colocar el valor de velocidad de rotación nominal expresada en la casilla RPM_i . Cuando ya se han ingresado la totalidad de los datos se pica en el botón aceptar el cual toma los datos y retorna al módulo del método de control que se esté analizando, para continuar con la asignación de los datos de entrada de los elementos restantes, como por ejemplo el ducto principal.

3.3 Ingreso de datos para cada uno de los equipos que componen el método de control de confort (Ejemplo: Ducto)

Figura 7. Interfaz para el ducto

The screenshot displays the 'SISTEMA SIMPLE RECALENTAMIENTO' software interface. The main window is divided into several sections: 'DATOS DE ENTRADA' (Input Data) on the left, 'Esquema' (Diagram) at the top center, and 'Método de Control' (Control Method) on the right. The 'DATOS DE ENTRADA' section includes fields for 'Propiedades del Cuarto' (Room Properties), 'Propiedades del Ambiente' (Environment Properties), and 'Condiciones del Ducto' (Duct Conditions). The 'Método de Control' section has a radio button for 'Recalentamiento' (Reheating). The 'DatosDucto' dialog box is open, showing 'Datos Geométricos' (Geometric Data) with fields for H[cm], V[cm], and L[m]. It also has a 'Coeficiente de Pérdidas Dinámicas' (Dynamic Loss Coefficient) field with a value of 2.3204. The 'Materiales Espesor' (Material Thickness) section lists three materials: Acero Galvanizado, ISOAIR, and Cobre. The 'Datos del Ducto' section shows a 3D model of the duct with dimensions L, H, and V. The 'Aceptar' (Accept) button is visible at the bottom of the dialog box.

Fuente: Los Autores

Para el ducto es necesario especificar los datos geométricos de este, compuesto por la altura (V [cm]), el ancho (H [cm]) y la longitud (L [m]), luego se especifica el coeficiente de pérdidas dinámicas el cual cuenta con un archivo PDF como ayuda para determinar algunos de los elementos presentes en el ducto. Por último se tiene el recuadro *Materiales Espesor*, donde se pueden colocar 3 materiales, que componen el ducto con sus respectivos espesores, como mínimo se deben especificar 2 materiales, donde uno de ellos debe ser un aislamiento como se aprecia en la Figura 7. De la misma manera, al presionar el botón *Aceptar*, se guardan los datos y retorna a la ventana principal del control.

3.4 Ingreso de datos para cada uno de los equipos que componen el método de control de confort (Ejemplo: Unidad Manejadora)

Luego se seleccionan los datos correspondientes a la unidad manejadora como se muestra en la Figura 8, donde se especifican los modelos con los que cuenta la herramienta para este equipo, el rango de flujo de aire para el cual está diseñado además de todos los datos geométricos necesarios para el cálculo. Por otra parte es importante especificar los datos correspondientes al *Medio Refrigerante*, como

lo es: el tipo de fluido refrigerante (Agua, R-22, R134a y R-410a), la temperatura a la cual éste ingresa a la unidad, seleccionando el control de capacidad que se desee desempeñar, es decir; si por temperatura o flujo volumétrico. Para el primer caso se especifica la temperatura de salida del refrigerante y la herramienta regula el flujo volumétrico, por el contrario si se elige la segunda opción, se especifica el flujo de refrigerante en [LPM], para que la herramienta arroje el valor de temperatura que alcanza el refrigerante.

Figura 8. Interfaz para la unidad manejadora

GeometriaEvaporador	
Nfilas	4
NTF	16
Nf	372
St	31.875 [mm]
Sl	32 [mm]
Lt	1180 [mm]
Yf	0.15 [mm]
Do	12.7 [mm]
Di	11.08 [mm]

Fuente: Los Autores

3.5 Ingreso de datos para cada uno de los equipos que componen el método de control de confort (Ejemplo: Recalentador)

Otro de los equipos que requiere la selección de sus datos de entrada es el recalentador, el cual se puede utilizar con agua caliente o por resistencia eléctrica como se ha presentado en capítulos anteriores, para este caso si se desea escoger por agua caliente es necesario especificar el modelo, el número de filas (1.2 y 4), el flujo de aire que circula por el recalentador, además de la temperatura de entrada del agua caliente como se aprecia en la Figura 9, si por el contrario se

quiere desarrollar por con un recalentador por resistencia eléctrica, es necesario especificar únicamente el modelo como se aprecia en la Figura 10.

Figura 9. Interfaz para el recalentador por agua caliente

Fuente: Los Autores

Figura 10. Interfaz para el recalentador por resistencia eléctrica

Fuente: Los Autores

4. Cálculo a carga máxima para el método de control seleccionado.

Posteriormente al ingreso de los datos de todos los equipos y ductos, se realiza el cálculo a carga total, presionando el botón *CÁLCULO INICIAL*, el cual arroja el valor de todas las propiedades para cada uno de los estados del aire, además de la carga térmica máxima (sensible y latente), que se tiene en el recinto a acondicionar. En este momento se habilitan los botones correspondientes al *CONTROL*, *CARTA PSICROMETRICA* y *Resultados Equipos*, para desde ese instante observar el comportamiento de los estados del aire gráficamente mediante la carta Sicrométrica o con datos importantes como el consumo de potencia de cada uno de los equipos.

Figura 11. Interfaz para el cálculo inicial

SISTEMA SIMPLE RECALENTAMIENTO

DATOS DE ENTRADA

Propiedades del Cuarto

T. Bulbo Seco (Tdb)[c]: 24

Humedad Relativa: 0.5

Propiedades del Ambiente

T. Bulbo Seco (Tdb)[c]: 30

Humedad Relativa: 0.65

Presion Atmosferica [kPa]: 101.325

Condiciones del Diseño

Flujo Imposados [CFM]: 3044.19

Flujo de Ventilacion [CFM]: 442.6

METODO DE CONTROL

☒ Recalentamiento

CARGAS DEL CUARTO

RSH [kw]: 16.6565

RLH [kw]: 3.60029

Esquema

1 Ventilador Centrifugo, 2, 3, 4 Cooling Coil, 5 Ducto1, 6 Heating Coil, 7, 8, 9

Resultados

	1	2	3	4	5	6	7	8	9
w [kg/kg]	0.0174	0.0105	0.0105	0.0084	0.0084	0.0084	0.0084	0.0093	0.0093
(phi)	0.6500	0.5300	0.5000	0.8200	0.8100	0.8100	0.8000	0.5000	0.5000
Twb [c]	24.6700	18.3300	18.9000	12.8000	12.9000	12.9000	12.7900	17.0700	17.1000
Tdb [c]	30	24.9600	26.2600	14.5400	14.8100	14.8100	14.8100	24	24.1200
Tr [c]	22.6900	14.7400	14.9500	11.5900	11.5800	11.5800	11.4100	12.9800	12.9600
h [kJ/kg]	74.7100	51.7500	53.0700	35.8000	36.0700	36.0700	36.0700	47.8200	47.9300
P [Pa]	101246	101246	102626	102561	102486	102486	101325	101325	101246

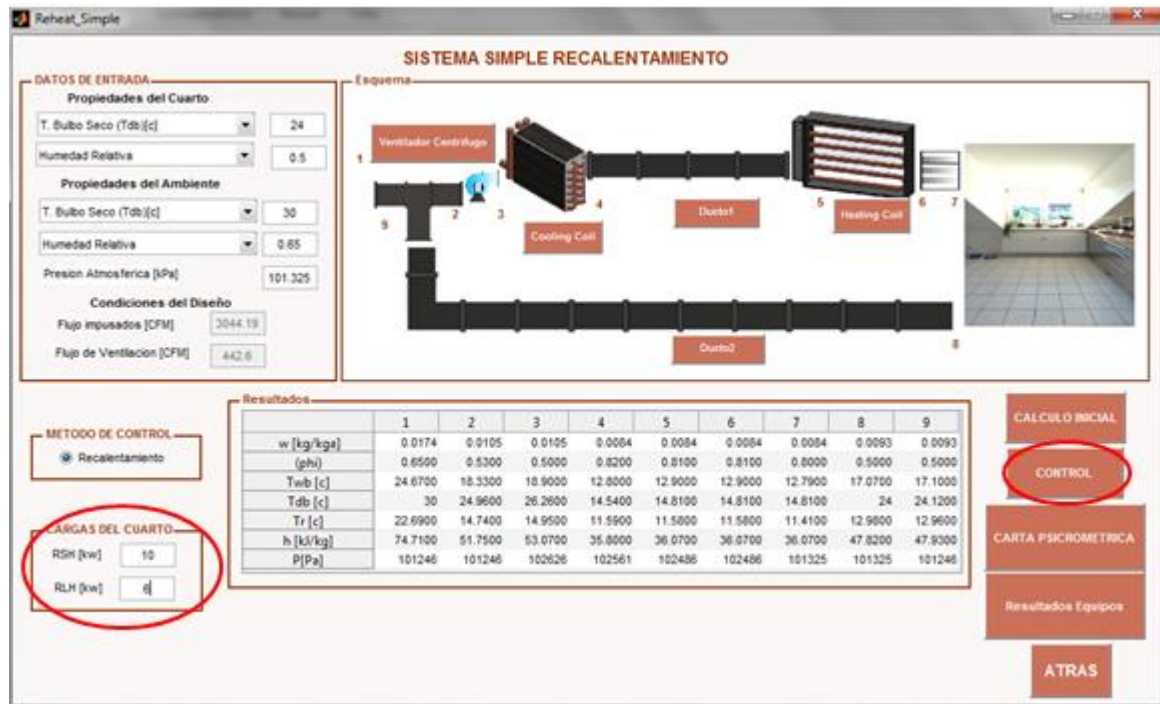
Botones: CÁLCULO INICIAL, CONTROL, CARTA PSICROMETRICA, Resultados Equipos, ATRÁS

Fuente: Los Autores

5. Control

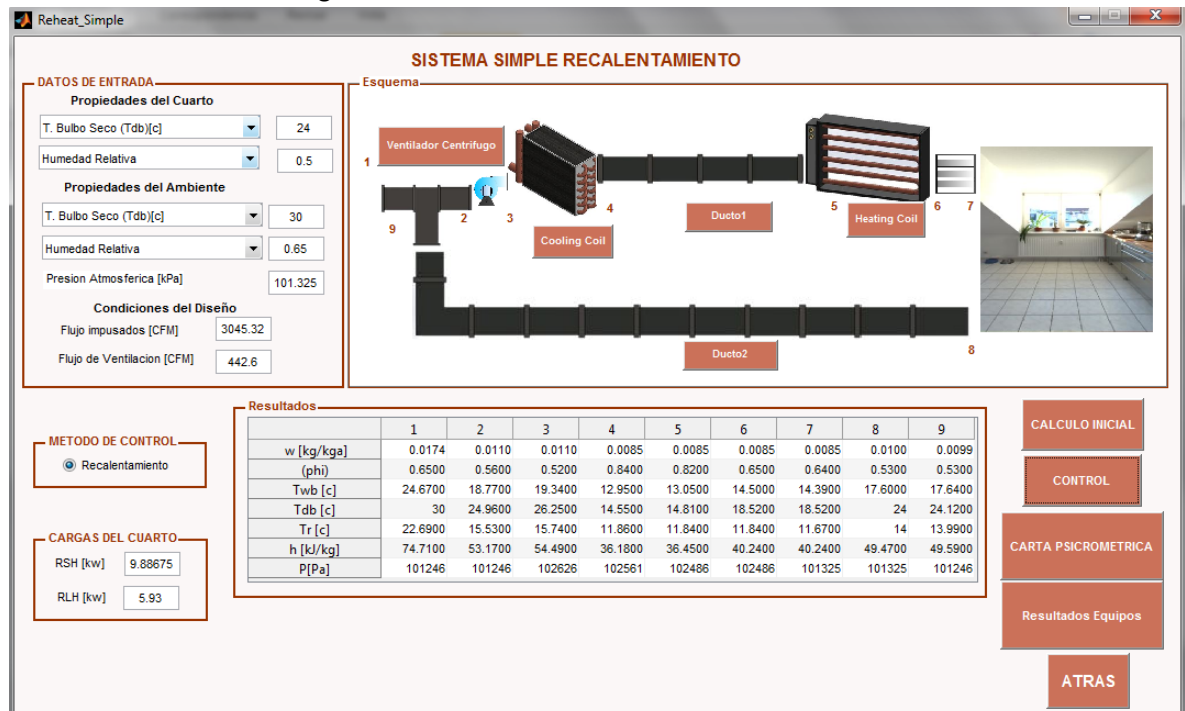
Para realizar cualquier control, es necesario especificar el valor de carga sensible y latente que se desee controlar al interior del recinto a acondicionar, y luego oprimir el botón control, para que se inicie el respectivo control, adquiriendo los nuevos valores de los estados del aire (Ver Figura 13), al igual que la carta Sicrométrica y los resultados de los equipos.

Figura 12. Interfaz para el botón de Control



Fuente: Los Autores

Figura 13. Interfaz de resultados del control

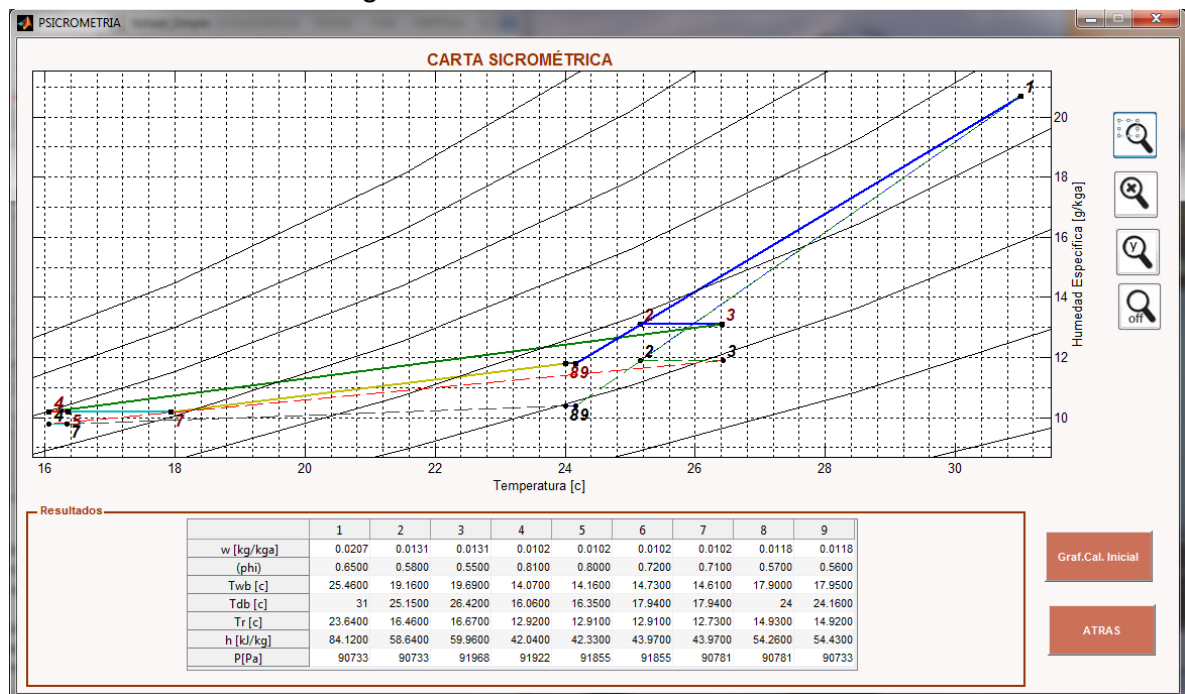


Fuente: Los Autores

6. Carta Sicrométrica para el método de control analizado.

A continuación se presenta la carta Sicrométrica para este control; bajo los datos seleccionados y el control de carga deseado. En esta interfaz se presenta nuevamente la cuadro con las propiedades de los estados del aire, logrando una mejor visualización de los resultados, además se cuenta con una serie de botones de acercamiento, permitiendo una mejor visualización de la gráfica, y un punto de comparación importante entre la sistema operando a carga total y la variación de la carga térmica que se decidió.

Figura 14. Interfaz carta Sicrométrica



Fuente: Los Autores

- : es botón permite ampliar la carta por medio de una selección que el usuario establece.
- : como su nombre lo indica, este botón amplía la imagen únicamente en el eje x.
- : este botón permite ampliar la imagen en el eje y.
- : este botón se utiliza cuando ya no se quiere tener la carta Sicrométrica ampliada, devolviéndola a la forma que arroja inicialmente.

- Graf.cal.inial: este botón permite observar al tiempo el diagrama de estados en el cálculo inicial (línea punteada) y el que se obtiene luego de realizado el control (línea continua).
- Atrás: por último, en todas las interfaces mostradas en que aparece este botón su funcionamiento es el mismo, devolviendo a la interfaz inmediatamente anterior

ANEXO B. DISEÑO DE DUCTOS PARA SISTEMAS DE VENTILACIÓN

MÉTODOS DE DISEÑO DE DUCTOS

Para cumplir con la misión de los conductos de transmitir el aire al espacio a acondicionar se debe tener en cuenta ciertas limitaciones como el espacio disponible, el nivel de ruido, pérdidas o ganancias de calor, las fugas y pérdidas de presión entre otras.

Los métodos de cálculo de diseño de ductos se clasifican según la velocidad del flujo dentro de estos:

- Diseño de ductos de baja velocidad
- Diseño de ductos de alta velocidad

DISEÑO DE DUCTOS DE BAJA VELOCIDAD

Este método de diseño es el que se tiene en cuenta para las pruebas desarrolladas en el presente trabajo de grado.

Método de igual fricción: Este método consiste en hacer que la pérdida de presión por fricción por unidad de longitud del ducto se mantenga constante en cada una de las secciones. El valor de pérdida de presión que se selecciona se toma como referencia es el de la salida del ventilador, para lo cual se toma la velocidad del aire en el tramo adyacente al ventilador teniendo en cuenta el criterio del ruido dependiendo la aplicación, con esta presión que es igual para todas las secciones se obtienen el dimensionamiento de todas las secciones. Una vez dimensionado el trazado se deben determinar las pérdidas de presión total en tramo de mayor longitud incluyendo las pérdidas en los accesorios.

Este método es bastante fácil y muy aplicable para sistemas que tienen tramos de igual longitud (usar ductos rectangulares). Si a la salida del ventilador se encuentran ramales largos y separados, se dimensiona el ducto de mayor pérdida de presión y conociendo su longitud podemos tener la pérdida por unidad de longitud evitando el exceso de presión.

PROCEDIMIENTO DE DISEÑO

1. Realizar un boceto del trazado de los ductos conectando salidas y retornos con la unidad manejadora.
2. Sumar los CFM progresivamente hacia atrás, a partir de la última salida, para calcular los CFM en cada sección.
3. Seleccionar una velocidad de diseño para el cabezal del ventilador, usando el Cuadro 1. Se escoge una velocidad de promedio, la cual no produce mucho ruido, tomando en cuenta que la aplicación para lo cual se va a utilizar el sistema.

Cuadro 1. Velocidades sugeridas en sistemas de acondicionamiento de aire con baja velocidad

Componente	Velocidades recomendadas, ft/min			Velocidades máximas, ft/min		
	Residencias	Escuelas, teatros, edificios públicos	Construcciones industriales	Residencias	Escuelas, teatros, edificios públicos	Construcciones industriales
Entradas de aire exterior*	500	500	500	800	900	1200
Filtros*	250	300	350	300	350	350
Serpentines de calentamiento*	450	500	600	500	600	700
Lavadores de aire	500	500	500	500	500	500
Conexiones de succión	700	800	1000	900	1000	1400
Descargas de ventilador	1000 – 1600	1300 – 2000	1600 – 2400	1700	1500 – 2200	1700 – 2800
Ductos principales	700 – 900	1000 – 1300	1200 – 1800	800 – 1200	1100 – 1600	1300 – 2200
Ductos de ramal	600	600 – 900	800 – 1000	700 – 1000	800 – 1300	1000 – 1800
Subidas de ramal	500	600 – 700	800	650 – 800	800 – 1200	1000 – 1600

Fuente: PITA Edward. Acondicionamiento de aire: Principios y sistemas. Capítulo 8, p. 37

4. Al intersectar la velocidad de diseño asumida con los CFM que circulan por el ducto, se obtiene la pérdida de presión en pulgadas de agua por 100 pies de longitud para la sección principal; y el diámetro equivalente para el ducto redondo como se aprecia en la Figura 2.
5. En la misma figura se determina el diámetro de los ductos para cada una de las secciones, intersectando la pérdida por fricción de diseño y los CFM para cada sección.
6. Los tamaños de los ductos rectangulares se determinan con la figura 3, en la instalación real, las proporciones elegidas de los ductos dependerán del espacio disponible.

DISEÑO DE DUCTOS DE ALTA VELOCIDAD

Como en algunas estructuras el espacio destinado para los ductos de distribución es muy limitado al pretender utilizar al máximo el espacio de la edificación se hace imperiosa la utilización de ductos con una sección transversal pequeña. Este inconveniente se soluciona mediante la instalación de sistemas de alta velocidad que reducen sustancialmente el tamaño, pero traen consigo algunos contras como un ruido alto, una alta presión requerida para mover dicho aire por los ductos lo cual incrementa el consumo energético debido a un ventilador de mayor potencia, así como un potencial más alto de fugas debido a la presión elevada.

Para remediar estos inconvenientes se utilizan equipos como atenuadores de ruidos o silenciadores, cajas terminales para disminuir la velocidad de la salida del aire ya que sería incomodo que el aire entre a una gran velocidad al recinto, materiales de ductos especiales para reducir la pérdida de presión entre otros los cuales hacen viable las instalaciones de dichos ductos.

Existen varios métodos para el diseño de sistemas de alta velocidad como los de sistemas de volumen variable y para los sistemas de flujo constante el método de recuperación estática es el más utilizado.

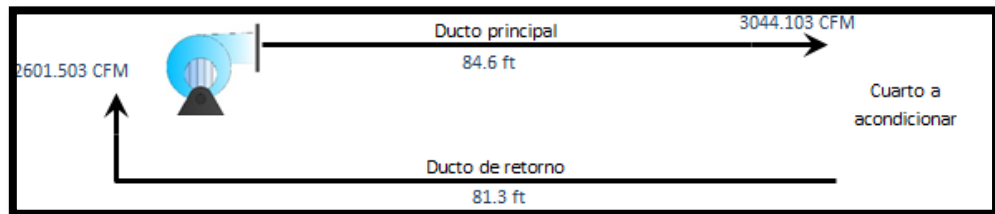
Método de recuperación estática: Este método es usado para diseñar sistemas con velocidades de 2500 a 3000 ft/min 40. El método consiste en reducir las velocidades de cada sección del ducto en la dirección del flujo de modo que el aumento de presión estática sea suficiente para compensar las pérdidas de presión en la siguiente sección. Con este método se tiene la misma presión estática en la entrada de cada ramal. Las desventajas de este método son:

- ✓ Puede presentarse una reducción alta de la velocidad al final de los tramos largos.
- ✓ El diseño de prueba y error es tedioso.
- ✓ No se obtiene el sistema balanceado.

DISEÑO DE DUCTOS PARA LOS SISTEMAS ANALIZADOS EN EL PRESENTE PROYECTO

1. Se toma un esquema representativo de la mayoría de los sistemas de ventilación considerados el cual consiste en la representación de los ductos principales del sistema y el flujo de aire que circula a través de estos.

Figura 15. Esquema de ductos

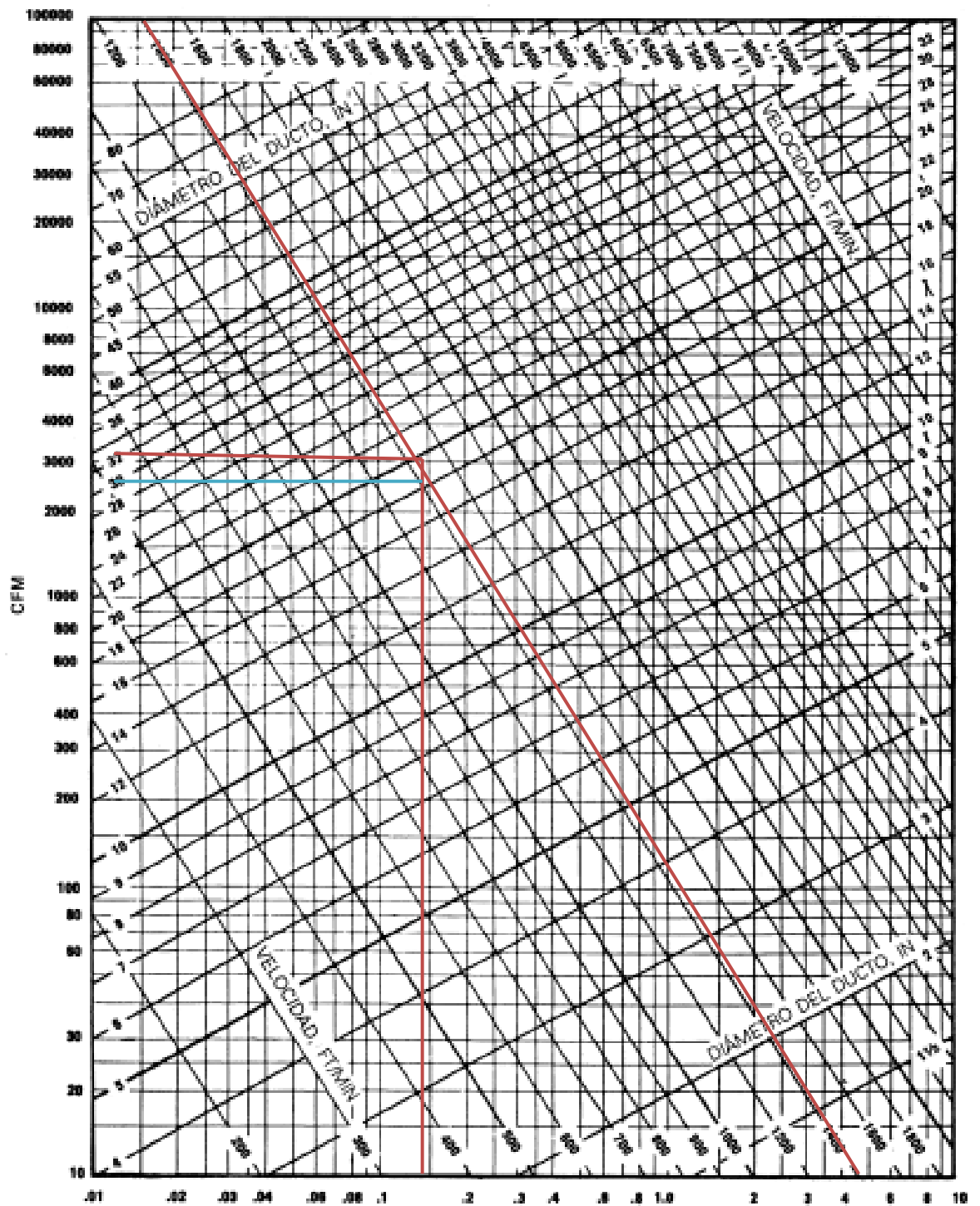


Fuente: Los Autores

2. Al sumar los CFM necesarios se puede apreciar que para el ducto principal se requieren 3044.103 [CFM] y para el ducto de retorno 2601.503 [CFM].
3. El ejemplo planteado para la realización de las pruebas se basa en un auditorio por lo cual se asume una velocidad máxima del ducto principal de 1350 [ft/min] con base en el Cuadro 1.
4. Se procede a intersectar la velocidad máxima con el flujo de aire que circula por el ducto principal, arrojando un valor de pérdidas de 0.105 [inWC/100ft].
5. Del punto anterior se obtiene que el diámetro para un ducto circular es de 20[in].
6. Los diámetros equivalentes se adquieren de la Figura 3 donde para el ducto principal se elige la pareja de 28 x 13 [in] (71.12 x 33.02 [cm]).

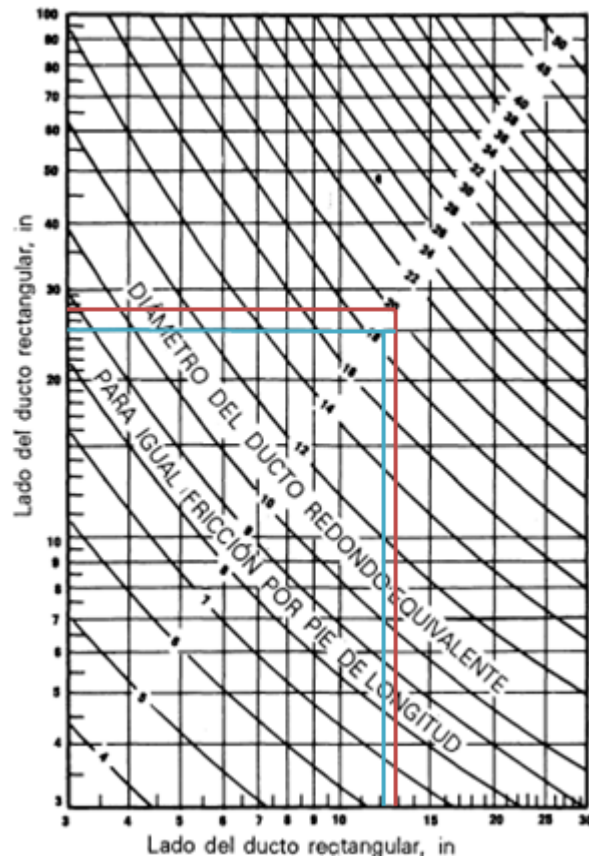
El ducto restante se diseña de la misma manera, simplemente como el valor de las pérdidas por fricción ya está determinado se une el valor del flujo de aire con la línea de pérdidas para obtener el diámetro, como se muestra en las Figura 2 y 3 (línea azul), donde sus dimensiones son 25 x 12 [in] (63.5 x 30.48 [cm]).

Figura 16. Diagrama de pérdidas por fricción



Fuente: PITA Edward. Acondicionamiento de aire: Principios y sistemas. Capítulo 8, p. 20

Figura 17. Diagrama de equivalencia entre ductos redondos y rectangulares



Fuente: PITA Edward. Acondicionamiento de aire: Principios y sistemas. Capítulo 8, p. 22

**ANEXO C. COEFICIENTES DE PÉRDIDAS DINÁMICAS EN SISTEMAS DE
VENTILACIÓN**

Figura 18. Coeficiente de pérdidas de presión total para codos rectangulares

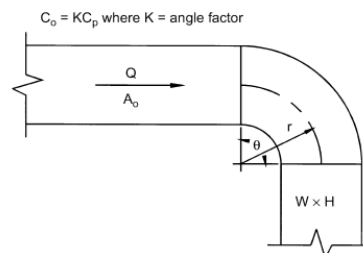
35.52

2005 ASHRAE Handbook—Fundamentals (SI)

RECTANGULAR FITTINGS

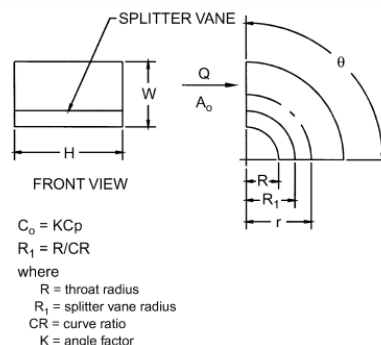
CR3-1 Elbow, Smooth Radius, Without Vanes

		C_p Values										
		H/W										
r/W		0.25	0.50	0.75	1.00	1.50	2.00	3.00	4.00	5.00	6.00	8.00
0.50		1.53	1.38	1.29	1.18	1.06	1.00	1.00	1.06	1.12	1.16	1.18
0.75		0.57	0.52	0.48	0.44	0.40	0.39	0.39	0.40	0.42	0.43	0.44
1.00		0.27	0.25	0.23	0.21	0.19	0.18	0.18	0.19	0.20	0.21	0.21
1.50		0.22	0.20	0.19	0.17	0.15	0.14	0.14	0.15	0.16	0.17	0.17
2.00		0.20	0.18	0.16	0.15	0.14	0.13	0.13	0.14	0.14	0.15	0.15
		Angle Factor K										
θ		0	20	30	45	60	75	90	110	130	150	180
K		0.00	0.31	0.45	0.60	0.78	0.90	1.00	1.13	1.20	1.28	1.40



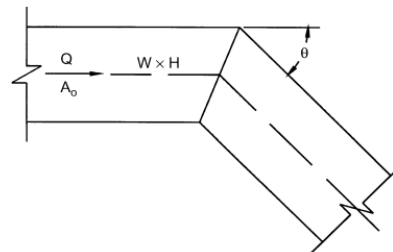
CR3-3 Elbow, Smooth Radius, One Splitter Vane

		C_p Values										
		H/W										
r/W		0.25	0.50	1.00	1.50	2.00	3.00	4.00	5.00	6.00	7.00	8.00
0.55	0.52	0.40	0.43	0.49	0.55	0.66	0.75	0.84	0.93	1.01	1.09	
0.60	0.36	0.27	0.25	0.28	0.30	0.35	0.39	0.42	0.46	0.49	0.52	
0.65	0.28	0.21	0.18	0.19	0.20	0.22	0.25	0.26	0.28	0.30	0.32	
0.70	0.22	0.16	0.14	0.14	0.15	0.16	0.17	0.18	0.19	0.20	0.21	
0.75	0.18	0.13	0.11	0.11	0.11	0.12	0.13	0.14	0.14	0.15	0.15	
0.80	0.15	0.11	0.09	0.09	0.09	0.09	0.10	0.10	0.11	0.11	0.12	
0.85	0.13	0.09	0.08	0.07	0.07	0.08	0.08	0.08	0.08	0.09	0.09	
0.90	0.11	0.08	0.07	0.06	0.06	0.06	0.06	0.07	0.07	0.07	0.07	
0.95	0.10	0.07	0.06	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.06	0.06	0.06	
1.00	0.09	0.06	0.05	0.05	0.04	0.04	0.04	0.05	0.05	0.05	0.05	
		Angle Factor K										
θ		0	30	45	60	90						
K		0.00	0.45	0.60	0.78	1.00						
		Curve Ratio CR										
r/W		0.55	0.60	0.65	0.70	0.75	0.80	0.85	0.90	0.95	1.00	
CR		0.218	0.302	0.361	0.408	0.447	0.480	0.509	0.535	0.557	0.577	
		Throat Radius/Width Ratio (R/W)										
r/W		0.55	0.60	0.65	0.70	0.75	0.80	0.85	0.90	0.95	1.00	
R/W		0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30	0.35	0.40	0.45	0.50	



CR3-6 Elbow, Mitered

		C_p Values										
		H/W										
θ		0.25	0.50	0.75	1.00	1.50	2.00	3.00	4.00	5.00	6.00	8.00
20		0.08	0.08	0.08	0.07	0.07	0.07	0.06	0.06	0.05	0.05	0.05
30		0.18	0.17	0.17	0.16	0.15	0.15	0.13	0.13	0.12	0.12	0.11
45		0.38	0.37	0.36	0.34	0.33	0.31	0.28	0.27	0.26	0.25	0.24
60		0.60	0.59	0.57	0.55	0.52	0.49	0.46	0.43	0.41	0.39	0.38
75		0.89	0.87	0.84	0.81	0.77	0.73	0.67	0.63	0.61	0.58	0.57
90		1.30	1.27	1.23	1.18	1.13	1.07	0.98	0.92	0.89	0.85	0.83



Fuente: ASHRAE. Handbook 2005, Fundamentals. Cap. 35. p 35-52

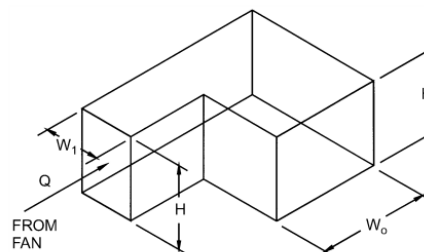
Figura 19. Coeficiente de pérdidas de presión total para transiciones

Duct Design

35.61

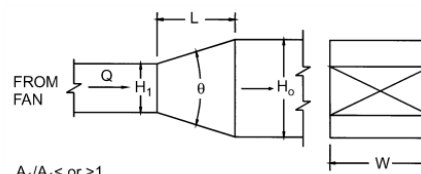
SR3-1 Elbow, 90 Degree, Variable Inlet/Outlet
Areas, Supply Air Systems

H/W_1	C_o Values						
	0.6	0.8	1.0	W_o/W_1 1.2	1.4	1.6	2.0
0.25	0.63	0.92	1.24	1.64	2.14	2.71	4.24
1.00	0.61	0.87	1.15	1.47	1.86	2.30	3.36
4.00	0.53	0.70	0.90	1.17	1.49	1.84	2.64
100.00	0.54	0.67	0.79	0.99	1.23	1.54	2.20



SR4-1 Transition, Rectangular, Two Sides Parallel,
Symmetrical, Supply Air Systems

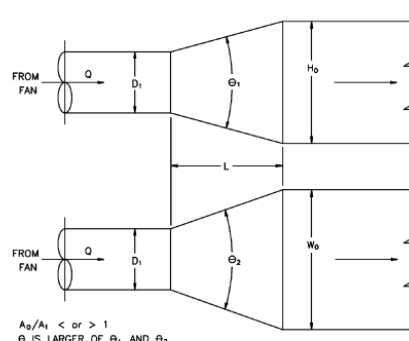
A_o/A_1	C_o Values										
	θ										
	10	15	20	30	45	60	90	120	150	180	
0.10	0.05	0.05	0.05	0.05	0.07	0.08	0.19	0.29	0.37	0.43	
0.17	0.05	0.04	0.04	0.04	0.05	0.07	0.18	0.28	0.36	0.42	
0.25	0.05	0.04	0.04	0.04	0.06	0.07	0.17	0.27	0.35	0.41	
0.50	0.06	0.05	0.05	0.05	0.06	0.07	0.14	0.20	0.26	0.27	
1.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	1.00	
2.00	0.56	0.52	0.60	0.96	1.40	1.48	1.52	1.48	1.44	1.40	
4.00	2.72	3.04	3.52	6.72	9.60	10.88	11.20	11.04	10.72	10.56	
10.00	24.00	26.00	36.00	53.00	69.00	82.00	93.00	93.00	92.00	91.00	
16.00	66.56	69.12	102.40	143.36	181.76	220.16	256.00	253.44	250.88	250.88	



$A_1/A_1 < \text{or} > 1$

SR4-3 Transition, Round to Rectangular, Supply Air Systems

A_o/A_1	C_o Values										
	θ										
	10	15	20	30	45	60	90	120	150	180	
0.10	0.05	0.05	0.05	0.05	0.07	0.08	0.19	0.29	0.37	0.43	
0.17	0.05	0.05	0.05	0.04	0.06	0.07	0.18	0.28	0.36	0.42	
0.25	0.06	0.05	0.05	0.04	0.06	0.07	0.17	0.27	0.35	0.41	
0.50	0.06	0.07	0.07	0.05	0.06	0.06	0.12	0.18	0.24	0.26	
1.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	
2.00	0.60	0.84	1.00	1.20	1.32	1.32	1.32	1.28	1.24	1.20	
4.00	4.00	5.76	7.20	8.32	9.28	9.92	10.24	10.24	10.24	10.24	
10.00	30.00	50.00	53.00	64.00	75.00	84.00	89.00	91.00	91.00	88.00	
16.00	76.80	138.24	135.68	166.40	197.12	225.28	243.20	250.88	250.88	238.08	



$A_o/A_1 < \text{or} > 1$
 θ IS LARGER OF θ_1 AND θ_2

Fuente: ASHRAE. Handbook 2005, Fundamentals. Cap. 35. p 35-57

Figura 20. Coeficiente de pérdidas de presión total para conectores divergentes

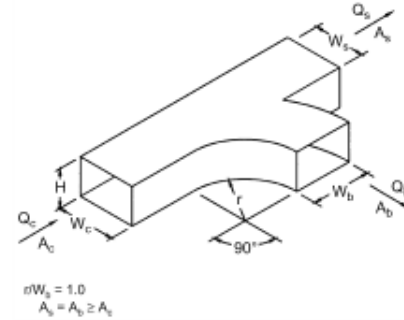
35.62

2005 ASHRAE Handbook—Fundamentals (SI)

SRS-1 Smooth Wye of Type $A_s + A_b \geq A_c$, Branch 90° to Main, Diverging

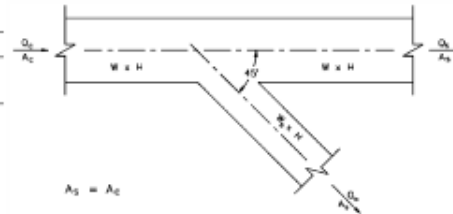
		C_b Values									
		Q_b/Q_c									
A_b/A_c	A_b/A_c	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	
0.50	0.25	3.44	0.70	0.30	0.20	0.17	0.16	0.16	0.17	0.18	
	0.50	11.00	2.37	1.06	0.64	0.52	0.47	0.47	0.47	0.48	
	1.00	60.00	13.00	4.78	2.06	0.96	0.47	0.31	0.27	0.26	
0.75	0.25	2.19	0.55	0.35	0.31	0.33	0.35	0.36	0.37	0.39	
	0.50	13.00	2.50	0.89	0.47	0.34	0.31	0.32	0.36	0.43	
	1.00	70.00	15.00	5.67	2.62	1.36	0.78	0.53	0.41	0.36	
1.00	0.25	3.44	0.78	0.42	0.33	0.30	0.31	0.40	0.42	0.46	
	0.50	15.50	3.00	1.11	0.62	0.48	0.42	0.40	0.42	0.46	
	1.00	67.00	13.75	5.11	2.31	1.28	0.81	0.59	0.47	0.46	

		C_c Values									
		Q_b/Q_c									
A_b/A_c	A_b/A_c	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	
0.50	0.25	8.75	1.62	0.50	0.17	0.05	0.00	-0.02	-0.02	0.00	
	0.50	7.50	1.12	0.25	0.06	0.05	0.09	0.14	0.19	0.22	
	1.00	5.00	0.62	0.17	0.08	0.08	0.09	0.12	0.15	0.19	
0.75	0.25	19.13	3.38	1.00	0.28	0.05	-0.02	-0.02	0.00	0.06	
	0.50	20.81	3.23	0.75	0.14	-0.02	-0.05	-0.05	-0.02	0.03	
	1.00	16.88	2.81	0.63	0.11	-0.02	-0.05	0.01	0.00	0.07	
1.00	0.25	46.00	9.50	3.22	1.31	0.52	0.14	-0.02	-0.05	-0.01	
	0.50	35.00	6.75	2.11	0.75	0.24	0.00	-0.10	-0.09	-0.04	
	1.00	38.00	7.50	2.44	0.81	0.24	-0.03	-0.08	-0.06	-0.02	



SRS-3 Wye of the Type $A_s + A_b > A_c$, $A_s = A_c$, 45 Degree, Diverging

		C_b Values									
		Q_b/Q_c									
A_b/A_c		0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	
0.1	0.60	0.52	0.57	0.58	0.64	0.67	0.70	0.71	0.73		
0.2	2.24	0.56	0.44	0.45	0.51	0.54	0.58	0.60	0.62		
0.3	5.94	1.08	0.52	0.41	0.44	0.46	0.49	0.52	0.54		
0.4	10.56	1.88	0.71	0.43	0.35	0.31	0.31	0.32	0.34		
0.5	17.75	3.25	1.14	0.59	0.40	0.31	0.30	0.30	0.31		
0.6	26.64	5.04	1.76	0.83	0.50	0.36	0.32	0.30	0.30		
0.7	37.73	7.23	2.56	1.16	0.67	0.44	0.35	0.31	0.30		
0.8	49.92	9.92	3.48	1.60	0.87	0.55	0.42	0.35	0.32		

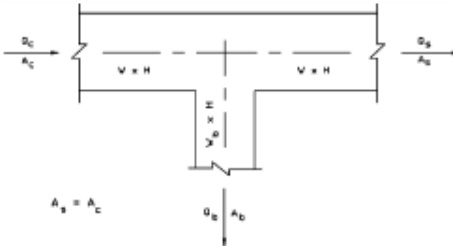


Q_b/Q_c	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.8	1.0
C_c	32.00	6.50	2.22	0.87	0.40	0.17	0.03	0.00

SRS-5 Tee of the Type $A_s + A_b > A_c$, $A_s = A_c$ Diverging

		C_b Values									
		Q_b/Q_c									
A_b/A_c		0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	
0.1	2.06	1.20	0.99	0.87	0.88	0.87	0.87	0.86	0.86		
0.2	5.16	1.92	1.28	1.03	0.99	0.94	0.92	0.90	0.89		
0.3	10.26	3.13	1.78	1.28	1.16	1.06	1.01	0.97	0.94		
0.4	15.84	4.36	2.24	1.48	1.11	0.88	0.80	0.75	0.72		
0.5	24.25	6.31	3.03	1.89	1.35	1.03	0.91	0.84	0.78		
0.6	34.56	8.73	4.04	2.41	1.64	1.22	1.04	0.94	0.87		
0.7	46.55	11.51	5.17	3.00	2.00	1.44	1.20	1.06	0.96		
0.8	60.80	14.72	6.54	3.72	2.41	1.69	1.38	1.20	1.07		

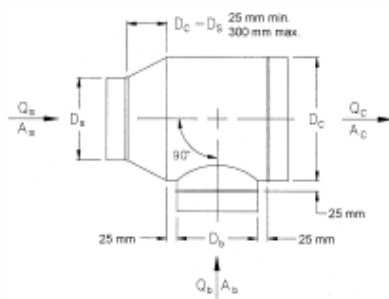
Q_b/Q_c	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.8	1.0
C_c	32.00	6.50	2.22	0.87	0.40	0.17	0.03	0.00



Fuente: ASHRAE. Handbook 2005, Fundamentals. Cap. 35. p 35-49

35.38 2005 ASHRAE Handbook—Fundamentals (SI)

2005 ASHRAE Handbook—Fundamentals (SI)

ED5-3 Tee, $D_c \leq$ or $= 250$ mm, Converging

A_p/A_c		C_p Values								
		Q_p/Q_c								
A_p/A_c	A_d/A_c	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
0.2	0.2	-24.56	-3.63	-0.36	0.59	0.93	1.08	1.14	1.19	1.27
	0.3	-56.72	-9.54	-2.15	-0.01	0.78	1.10	1.23	1.30	1.39
	0.4	-101.83	-17.86	-4.68	-0.87	0.52	1.09	1.32	1.41	1.48
	0.5	-159.91	-28.59	-7.98	-2.02	0.17	1.05	1.40	1.51	1.51
	0.6	-230.83	-41.68	-11.98	-3.39	-0.24	1.03	1.53	1.66	1.61
	0.7	-314.56	-57.10	-16.68	-4.98	-0.69	1.04	1.71	1.90	1.82
	0.8	-411.18	-74.90	-22.10	-6.82	-1.21	1.04	1.92	2.16	2.05
	0.9	-520.69	-95.08	-28.25	-8.90	-1.81	1.04	2.15	2.45	2.31
	1.0	-643.09	-117.63	-35.12	-11.24	-2.47	1.04	2.41	2.78	2.58
	0.3	0.2	-14.05	-1.55	0.36	0.89	1.08	1.16	1.19	1.23
0.3		-33.18	-4.91	-0.58	0.64	1.07	1.23	1.30	1.34	1.44
0.4		-60.09	-9.68	-1.94	0.24	1.00	1.29	1.39	1.42	1.47
0.5		-94.80	-15.89	-3.74	-0.33	0.87	1.32	1.46	1.46	1.38
0.6		-136.97	-23.33	-5.84	-0.92	0.81	1.45	1.65	1.66	1.53
0.7		-186.81	-32.14	-8.32	-1.62	0.74	1.61	1.88	1.88	1.70
0.8		-244.33	-42.30	-11.19	-2.43	0.65	1.78	2.14	2.13	1.88
0.9		-309.54	-53.82	-14.44	-3.35	0.54	1.98	2.42	2.41	2.08
1.0		-382.43	-66.70	-18.08	-4.39	0.42	2.19	2.74	2.72	2.29
0.4		0.2	-8.95	-0.54	0.71	1.04	1.15	1.20	1.22	1.26
	0.3	-21.82	-2.70	0.16	0.94	1.19	1.29	1.32	1.35	1.47
	0.4	-39.99	-5.81	-0.67	0.73	1.19	1.35	1.39	1.39	1.41
	0.5	-63.37	-9.82	-1.75	0.45	1.18	1.42	1.47	1.43	1.32
	0.6	-91.72	-14.59	-2.97	0.20	1.29	1.60	1.67	1.60	1.43
	0.7	-125.23	-20.24	-4.41	-0.10	1.34	1.81	1.90	1.81	1.56
	0.8	-163.91	-26.77	-6.09	-0.45	1.43	2.04	2.16	2.03	1.69
	0.9	-207.76	-34.17	-7.99	-0.85	1.53	2.30	2.44	2.28	1.82
	1.0	-256.79	-42.45	-10.12	-1.30	1.63	2.58	2.75	2.54	1.95
	0.5	0.2	-6.03	0.04	0.91	1.13	1.20	1.22	1.24	1.29
0.3		-15.35	-1.46	0.56	1.09	1.25	1.30	1.32	1.35	1.46
0.4		-28.59	-3.67	-0.01	0.96	1.26	1.34	1.35	1.32	1.29
0.5		-45.45	-6.42	-0.66	0.85	1.33	1.45	1.45	1.38	1.24
0.6		-65.92	-9.70	-1.41	0.78	1.46	1.64	1.63	1.53	1.32
0.7		-90.12	-13.58	-2.29	0.69	1.61	1.86	1.85	1.70	1.39
0.8		-118.07	-18.07	-3.32	0.57	1.78	2.11	2.09	1.89	1.46
0.9		-149.75	-23.18	-4.49	0.43	1.96	2.38	2.35	2.09	1.53
1.0		-185.19	-28.89	-5.81	0.27	2.16	2.67	2.63	2.31	1.57
0.6		0.2	-4.20	0.39	1.03	1.18	1.22	1.24	1.26	1.30
	0.3	-11.33	-0.72	0.79	1.16	1.27	1.30	1.31	1.33	1.43
	0.4	-21.57	-2.42	0.35	1.05	1.25	1.29	1.27	1.22	1.12
	0.5	-34.29	-4.35	-0.03	1.07	1.38	1.44	1.41	1.32	1.16
	0.6	-49.85	-6.73	-0.50	1.08	1.54	1.63	1.57	1.45	1.19
	0.7	-68.26	-9.55	-1.06	1.09	1.71	1.83	1.76	1.58	1.21
	0.8	-89.52	-12.81	-1.72	1.10	1.91	2.07	1.97	1.73	1.22
	0.9	-113.64	-16.52	-2.47	1.10	2.12	2.32	2.20	1.88	1.21
	1.0	-140.62	-20.68	-3.33	1.09	2.35	2.60	2.44	2.03	1.16

310

ANEXO D. MANUAL TÉCNICO DE CONFORT PACKAGE FAN & COIL UNIT-YG
CAPACIDADES DE 1360 A 10200 m^3/h

CLIMATIZADOR DE AR – MODELO YG



MANUAL TÉCNICO COMFORT PACKAGE FAN & COIL UNIT - YG CAPACIDADES DE 1.360 A 10.200 m³/h

ÍNDICE

1. CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS.....	2
2. NOMENCLATURA MÓDULO TROCADOR E VENTILADOR.....	7
3. CÓDIGOS DOS CIRCUITOS SERPENTINA RESFRIAMENTO.....	9
4. NOMENCLATURA CAIXA DE FILTRAGEM.....	10
5. SELEÇÃO GABINETE.....	11
6. SOFTWARE SELEÇÃO ECLIMA.....	11
7. TABELA DADOS TÉCNICOS.....	12
8. DESEMPENHO TÉRMICO.....	13
9. CIRCUITOS SERPENTINA DE RESFRIAMENTO.....	14
10. DIÂMETROS COLETORES SERP. RESFRIAMENTO.....	15
11. DADOS SERPENTINA DE AQUECIMENTO.....	16
12. RESISTÊNCIA ELÉTRICA.....	17
13. COMBINAÇÃO FILTROS.....	18
14. TIPOS E QUANTIDADES DE FILTROS.....	19
15. POSIÇÕES DE INSUFLAMENTO.....	20
16. OPÇÕES MOTORES.....	20
17. DADOS MOTORES STANDARD.....	21
18. DADOS MOTORES ALTO RENDIMENTO.....	21
19. DESEMPENHO VENTILADOR.....	22
20. DADOS DIMENSIONAIS.....	25
21. DISPOSIÇÃO DOS MÓDULOS POSIÇÃO VERTICAL.....	26
22. DISPOSIÇÃO DOS MÓDULOS POSIÇÃO HORIZONTAL.....	26
23. ACÚSTICA.....	27
24. ESPECIFICAÇÃO TÉCNICA.....	26

1. CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS

CONCEPÇÃO

- Os climatizadores de ar modelo YG - **COMFORT**[®] são fornecidos em módulo único visando oferecer ao cliente um equipamento compacto e de simples instalação.

- Estão disponíveis em 12 modelos, cobrindo vazões de ar de 1.360 a 10.200 m³/h, e em sete diferentes posições de insuflamento de ar, incluindo a posição down-flow;

PRINCIPAIS CARACTERÍSTICAS CONSTRUTIVAS

GABINETE

- De construção robusta, em módulo único, o gabinete é construído com perfis extrudados de alumínio de auto-encaixe acoplados a cantos especiais de material termoplástico;

- Os painéis são do tipo parede dupla rígida, de 25mm de espessura, revestidos interna e externamente com chapa de aço pré-pintado, pintados na cor branco-gelo e o seu núcleo isolante é em poliuretano expandido;

- A estanqueidade do gabinete é garantida por meio de gaxetas auto-adesivas de borracha esponjosa, não higroscópica;

- No mínimo um painel lateral e um painel frontal são removíveis. Os mesmos estão fixados através de parafusos de fácil remoção e são também providos de puxadores facilitando o acesso aos componentes internos do equipamento;

- Os módulos são fornecidos com pés de apoio, fabricados em chapa de aço galvanizado, com altura de 110 mm;

1. CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS (cont.)

VENTILADOR

- O(s) ventilador (es) centrífugo(s) são de dupla aspiração, de pás curvadas para frente do tipo "sirocco", dimensionados para atender pressão estática total de até 60 mmca. São construídos em chapa de aço com tratamento anticorrosivo, e os rotores são balanceados dinâmico e estaticamente;
- O conjunto ventilador / motor é montado sobre uma base anti-vibrante, com coxins de borracha sintética para ventiladores Sirocco e coxins de mola para ventiladores Limit-load

MOTOR

- O motor elétrico, trifásico, para tensão de projeto de 60 ciclos, 3 fases, IV pólos, montado internamente ao gabinete com grau de proteção IP55, grau de isolamento classe "B", conforme Norma EB 120 da ABNT e fator de serviço 1,15.
- O acoplamento ao motor é feito através de polias e correias trapezoidais do tipo V, sendo a polia do motor ajustável para motores de até 5 CV;

SERPENTINA DE RESFRIAMENTO

- A serpentina é construída com tubos de cobre sem costura, de diâmetro externo de 12,7 mm;
- Os tubos são montados em arranjo triangular desencontrado com 32 mm de distância entre centros na vertical, tendo as fileiras de tubo na profundidade, uma distância de 32 mm e podem ser fabricadas com 3, 4, 6 e 8 filas;
- As aletas são corrugadas, fabricadas em alumínio e perfeitamente fixadas aos tubos por meio de expansão hidráulica. O distanciamento entre aletas é proporcionado nos colarinhos e podem ser fabricadas nas opções de 8 ou 12 aletas por polegada;
- As soldas das curvas, coletores e acessórios são feitas com material de conteúdo mínimo de 2% de prata;

1. CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS (cont.)

- As cabeceiras e requadros da serpentina são construídas em chapas de aço galvanizado, espessura de 1,5 mm;
- Os coletores da serpentina são fabricados em tubos de cobre e providos de luvas soldadas em latão com rosca do tipo BSP, para conexão à rede hidráulica.
- Os coletores são dotados de dispositivo de purga de ar e dreno de água;

BANDEJA

- A bandeja de recolhimento do condensado é fabricada em material termoplástico, do tipo ABS e isolada termicamente com poliuretano expandido;
- A bandeja de recolhimento do condensado possui arestas curvas com caimento no sentido longitudinal do equipamento. A conexão de dreno é localizada na parte inferior da bandeja e possui conexão do tipo 7/8" e adaptador solda 40mm em PVC.

FILTROS DE AR

- Os filtros são alojados em armações metálicas (caixilhos), de remoção frontal sem a necessidade do uso de ferramentas.
- As armações metálicas (caixilhos) possuem quatro diferentes opções de espessura de filtros como segue:
 - Filtro de 25 mm (1");
 - Combinação de dois filtros de 25 mm (1");
 - Filtro de 50 mm (2");
 - Combinação de um filtro de 25 mm (1") e um filtro de 50 mm (2");
- As seguintes opções de classes de filtros estão disponíveis:
 - Filtro do tipo metálico lavável, classe G2, espessura de 1";
 - Filtro do tipo manta sintética descartável, classe G4, espessura de 1";

1. CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS (cont.)

- Filtro do tipo manta sintética descartável, classe G4, espessura de 2";
- Filtro do tipo manta sintética descartável, classe G3, espessura de 1";
- Porta Mantas para filtro do tipo manta sintética lavável, classe G4, espessura de 1";
- Filtro do tipo manta sintética plissada, classe F5, espessura de 2";
- Filtro do tipo tela de nylon, classe G1 em combinação com G4 Porta Mantas 1"
- Filtro do tipo manta sintética descartável, classe G4, espessura de 1" em combinação com filtro do tipo manta sintética plissada, classe F5, espessura de 2";

ACESSÓRIOS / OPCIONAIS

- Módulo caixa de filtragem com Dampers de ar de retorno e ar externo;
- Aquecimento por serpentina de água quente ou por resistência elétrica;
- Ventilador limit-load;
- Motor elétrico de alto rendimento;

2. NOMENCLATURA MÓDULO TROCADOR VENTILADOR

Y	G	1	0	U	F	B	F	A	P	D	H	L	B	1	X	0	Z	Z
---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---

1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16 17 18 19

Digito 1 e 2

Modelo:

YG

L-12,5

M-15

N-20

descartável 1"

I - G4 Porta Mantas 1"

J- G2 Metálico 1" + G4

Porta Mantas 1"

K - G3 descartável 1" +

G4 Porta Mantas 1"

L - F5 Plissado 2"

M - G1 + G4 Porta Mantas 1"

N - G4 descartável 1" + F5

Plissado 2"

P - sem filtro, com caixilho

Z- Sem filtro

Digito 3 e 4

Tamanho do Gabinete:

02, 03, 04,

05, 06, 07,

08, 09, 10,

12,14,15

Digito 9

Alimentação elétrica

(obs.:1):

A-220V/380V / 3f / 60Hz

B-440V / 3f / 60Hz

C-220V/380V / 3f / 50Hz

D-380V/660V / 3f / 50Hz

E-380V/660V / 3f / 60Hz

F-230V/460V / 3f / 60Hz

Digito 5

Módulo Trocador de Calor com Ventilador Acoplado

U

Digito 10

Rendimento do motor / n.

pólos:

P-Standard IEC 4 pólos

A- Alto Rendimento IEC 4

pólos

*H- Premium Efficiency -

NEMA 4 pólos

D- Standard IEC 2 pólos

B-Alto Rendimento IEC 2

pólos

C- Premium Efficiency -

NEMA 2 pólos

Digito 7

Arranjo x Posição de descarga (obs.:8)(obs.:14):

A-H1

B-H3

*C-H5

D-V1

E-V2

F-V3

*G-V5

Digito 8

Potência do motor (CV):

A-0,5

B-0,75

C-1

D-1,5

E-2

F-3

G-4

H-5

J-7,5

K-10

Digito 14

Filtro (obs.:2):

A- Metálico G2 lavável 1"

B-G4 descartável 1"

C-G4 descartável 2"

D- Metálico G2 lavável

1"+G4

descartável 1"

E-G3 descartável 1"+G4

Digito 15

Número de filas x Tubos

por Circuito: (Conforme

tabela em anexo "Pasta

Tabela")

1 - DX STD(Obs.:12)

2 - DX Ciclo Reverso

3 - DX PLUS

Digito 16

Número de aletas por

polegadas / Lado

Hidráulica / Revestimento da aleta:

A- 8FPI/ESQ/AL

C- 12FPI/ESQ/AL

D- 8FPI/DIR/AL

F- 12FPI/DIR/AL

G- 8FPI/ESQ/AD

H- 12FPI/ESQ/AD

J- 8FPI/DIR/AD

K- 12FPI/DIR/AD

X-DX (Obs.:12)

Digito 17

Serpentina de

Aquecimento (Obs. 3 e 4):

0- Não

1- Sim

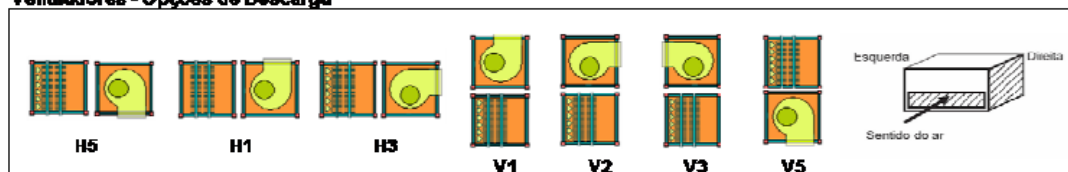
Digito 18 e 19

Resistência elétrica:

ZZ - Sem Resistência

2. NOMENCLATURA MÓDULO TROCADOR E VENTILADOR (cont.)

Ventiladores - Opções de Descarga



OBSERVAÇÕES:

- (1) F somente para motores carcaça NEMA (USA);
- (2) Quando o Climatizador for equipado com caixa de mistura, o quadro de filtragem passa a fazer parte da caixa. Neste caso selecionar a opção;
- (3) "Z - sem filtros" para este campo;
- (4) Serpentina de água quente é sempre de 2 filas, 8 aletas/polegada, 4 tubos/circuito e lado de hidráulica igual ao da serpentina de frio. Número máximo de filas até 20TR igual a 8;
- (5) A serpentina de aquecimento deve ser acompanhada de uma serpentina de água gelada
- (6) Posição do damper 100% somente frontal e superior.
- (7) Não é opção na Caixa de Mistura painel de acesso no mesmo lado do damper lateral.
- (8) Não é opção na Caixa de Mistura damper nas posições de montagem superior e inferior simultaneamente
- (9) Posição de descarga V5 e H5 somente climatizador até 20TR Sirocco
- (10) Posição de descarga V5 e H5 somente climatizador até 20TR Sirocco
- (11) Não é opção damper 1 e 2 na mesma posição
- (12) Serpentina DX só é opção para Gabinetes de tamanho 05/08/10/15
- (13) Opção G e F apenas com ventilador Limit Load ou Airfoil.
- (14) Quando a opção serpentina de expansão direta for selecionada não é possível utilizar a serpentina de aquecimento

3. CÓDIGOS DOS CIRCUITOS SERPENTINA RESFRIAMENTO

Existem vários tipos de circuitagem disponíveis para as serpentinas de resfriamento. A tabela abaixo mostra os códigos para cada tipo de circuitagem das serpentinas.

Modelo YG	ROWS	TUBOS POR CIRCUITO										
		2	4	6	8	10	12	16	18	20	24	32
02	3	M		A		B						
	4		N		C	D				E		
	6			P		F	G			H		
	8				Q	J		K		L		
03	3	S	A	B			C		D			
	4		E	F	G		H	J				
	6			K	L		M		N		T	
	8				P		Q	R				U
04	3	H		A								
	4	J	B		C							
	6		L	D			E					
	8				F			G				
05	3	R	A	B	C		D	P				
	4	S	E		F			G				
	6		T	H	J		K	L			P	
	8		U		M			N				Q
06	3	R	A	B	C		D					
	4		E		F			G				
	6		T	H	J		K	L			P	
	8				M			N				Q
07	3	R	A	B	C		D					
	4		E		F			G				
	6		T	H	J		K	L			P	
	8				M			N				Q
08	3	A	B	C	D			R				
	4	E	F		G			S				
	6		H	J	K		L	M			T	
	8		N		P			Q				U
09	3	A		B					S			
	4	C	D	E	F		G					
	6		H	J			K		L			
	8		M	N	P		Q		R			
10	3	A	B	C		T				F		
	4	D	E		G	U		P				
	6		H	J	K	L	M			V		
	8		N		Q	R		W		X		S
12	3	A	B	C		X				T		
	4	D	E		F	G						
	6		H	J	K	L	M			W		
	8		N		P	Q		R		S		V
14	3	A		B			S				R	
	4	C	D	E	F		U					
	6		G	H	V		J		K			
	8		L	M	N		P	Q				
15	3	A		B			S				R	
	4	C	D	E	F		U					
	6		G	H	V		J		K			
	8		L	M	N		P	Q				

4. NOMENCLATURA CAIXA DE FILTRAGEM

Y	G	1	0	M	B	0	1	B	1	B	L	B
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13

Dígitos 1 e 2

Modelo
YG

Dígitos 3 e 4

Tamanho do Gabinete:
02, 03, 04,
05, 06, 07,
08, 09, 10,
12,14,15

Dígito 5

Caixa de Filtragem
com damper
M

Dígitos 6

Arranjo:
A- Horizontal Sirocco
B- Vertical Sirocco
C- Horizontal Limit
Load
D- Vertical Limit Load

Dígito 7

Tamanho do Damper
1:
0-Sem Damper
A-100% da vazão

Dígitos 8

Posição do Damper 1
(ver desenho)
(obs.:5,6,7,8 e 9):
0-Sem Damper

1-Frontal
2-Superior

Dígitos 9

Tamanho do Damper
2:
0-Sem Damper

A-100% da vazão
B-20% da vazão

Dígitos 10

Posição do Damper 2
(ver desenho)
(obs.:5,6,7,8 e 9):
0-Sem Damper
1-Frontal
2-Superior

3-Lateral esquerda
4-Lateral direita

Dígito 11

Filtro (obs.:2)(obs.:13):
A- Metálico G2 lavável
1"
B-G4 descartável 1"
C-G4 descartável 2"
D- Metálico G2 lavável
1"+G4 descartável 1"
E-G3 descartável
1"+G4 descartável 1"
***F-**G2 Met. 1"+F8
plissado (Limit Load)

***G-**G4 descartável
1"+F8 plissado (Limit
Load)
***H-**G4 Porta Mantas +
F8 Plissado (Limit
Load)
I - G4 Porta Mantas 1"
J- G2 Metálico 1" + G4
Porta Mantas 1"
K - G3 descartável 1"
+ G4 Porta Mantas 1"
L - F5 Plissado 2"
M - G1 + G4 Porta
Mantas 1"
N - G4 descartável 1"
+ F5 Plissado 2"

Dígito 12

Lado de remoção do
filtro ou acesso
(olhando entrada de
ar) (obs. 6)
L-Esquerda

R-Direita
(Lado de remoção não
permite damper)

Dígitos 13

Embalagem:
E - Exportação
B - Nacional

5. SELEÇÃO DO GABINETE

A tabela abaixo permite uma rápida seleção do gabinete da unidade YG, tendo como base a área de face, vazão de ar e velocidade de face.

Gabinete YG	Velocidade de face (m/s)																	
	1,8			2,2			2,5			2,6			2,8			3		
	VZ (m3/h)	Cap.(TR)	VD(m/s)	VZ (m3/h)	Cap.(TR)	VD(m/s)	VZ (m3/h)	Cap.(TR)	VD(m/s)	VZ (m3/h)	Cap.(TR)	VD(m/s)	VZ (m3/h)	Cap.(TR)	VD(m/s)	VZ (m3/h)	Cap.(TR)	VD(m/s)
02	979	1,4	5,6	1.197	1,8	6,9	1.360	2,00	7,8	1.414	2,1	8,1	1.523	2,2	8,7	1.632	2,4	9,3
03	1.469	2,2	8,4	1.795	2,6	10,3	2.040	3,00	11,7	2.122	3,1	12,2	2.285	3,4	13,1	2.448	3,6	14,0
04	1.958	2,9	11,2	2.394	3,5	13,7	2.720	4,00	15,5	2.829	4,2	15,9	3.046	4,5	16,8	3.264	4,8	17,7
05	2.448	3,6	14,0	2.992	4,4	17,3	3.400	5,00	19,4	3.536	5,2	19,9	3.808	5,6	21,0	4.080	6,0	22,0
06	2.936	4,3	16,8	3.589	5,3	21,6	4.078	6,00	23,7	4.241	6,2	24,2	4.568	6,7	25,4	4.894	7,2	26,5
07	3.427	5,0	19,6	4.188	6,2	26,4	4.759	7,00	28,0	4.950	7,3	28,6	5.331	7,8	30,0	5.711	8,4	31,0
08	3.917	5,8	22,4	4.787	7,0	30,0	5.440	8,00	32,2	5.658	8,3	32,8	6.093	9,0	34,2	6.528	9,6	35,5
09	4.406	6,5	25,2	5.386	7,9	33,6	6.120	9,00	36,0	6.365	9,4	36,6	6.854	10,1	38,1	7.344	10,8	39,0
10	4.896	7,2	28,0	5.984	8,8	37,6	6.800	10,00	39,9	7.072	10,4	40,3	7.616	11,2	41,7	8.160	12,0	42,0
12	5.875	8,6	33,6	7.181	10,6	45,6	8.160	12,00	48,0	8.486	12,5	48,9	9.139	13,4	50,0	9.792	14,4	51,0
14	6.854	10,1	39,2	8.377	12,3	53,6	9.519	14,00	56,0	9.900	14,6	56,9	10.661	15,7	58,1	11.423	16,8	60,0
15	7.344	10,8	42,0	8.976	13,2	57,6	10.200	15,00	60,0	10.608	15,6	60,9	11.424	16,8	62,0	12.240	18,0	64,0

6. SOFTWARE SELEÇÃO ECLIMA®

As unidades YG possuem uma ampla variedade de serpentinas, ventiladores, motores e acionamentos para atender as suas necessidades de projeto. O software de seleção do ECLIPSE® permite selecionar o equipamento correto para seu projeto.

ECLIMA | Tudo em um programa

Seleção, Desenhos, Banco de Dados e Especificações.

1		SELEÇÃO - Permite trabalhar com qualquer sistema de unidade. - Banco de unidades de todos os modelos (resfriamento). - Permite a verificação da perda de carga do filtro (filtro não e-lepco). - Cálculo automático das propriedades psicrométricas. - Opções de utilização com soluções aquosas com etileno e propileno glicol. - Permite visualizar todos os combinações de serpentinas em uma única tabela, para a escolha do dimensionador adequado.
2		BANCO DE DADOS - Organiza os dados do equipamento segundo um Cliente e Outros. - Importação e exportação de seleções e outros dados.
3		DESENHOS E ESPECIFICAÇÕES - Para o modelo de climatizador escolhido, o Eclima gera o desenho com as dimensões do equipamento. - Permite exportar a especificação técnica e o folha de dados do equipamento diretamente para o MS Word. - Exibe o código para a fabricação dos módulos e este código é único em todo o processo de criação, instalação, pedido, fabricação, transporte e montagem.
4		SELEÇÃO DE VÁLVULA DE CONTROLE - O software utiliza os dados de perda de carga e vazão de água do climatizador como inputs para a correta seleção da válvula controladora de duas ou três vias. - Exibe o código de válvula de controle selecionada.

7. TABELA DADOS TÉCNICOS

Modelo YG		TR	2	3	4	5	6	7	8	9	10	12	14	15
Vertical	Altura	mm	888	938	1080	1156	1309			1450	1510	1420	1506	
	Profundidade	mm	571		636		685		736					
	Largura	mm	806		1036		1275		1456		1796			
Horizontal	Altura	mm	462	526	586	630	679			749		790		875
	Profundidade	mm	916		1030	1106	1309			1410				
Modelo do Ventilador			7/7		9/7	10/8	12/12			15/11	15/15	12/9	12/12	
Quantidade de Ventiladores			1						2					
Vazão de Ar	Nominal	m³/h	1360	2040	2720	3400	4080	4760	5440	6120	6800	8160	9520	10200
	Mínima	m³/h	1224	1836	2448	3060	3672	4284	4896	5508	6120	7344	8568	9180
	Máxima	m³/h	1496	2244	2992	3740	4488	5236	5984	6732	7480	8976	10472	11220
Motor	Potência Máxima	CV	1,5	1,5	2	3	3	3	4	4	5	7,5	7,5	7,5
	Tensão	V/F/Hz	220 - 380 - 440 / 3 / 60											
Transmissão Polia/Correia			Polia do Motor Regulável até 5 CV											
Área Filtros de Ar		m²	0,26	0,30	0,46	0,50	0,68	0,68	0,79	0,88	0,91	1,14	1,29	1,29
Serpentina	Área de Face	m²	0,16	0,21	0,30	0,38	0,45	0,53	0,60	0,68	0,76	0,91	1,06	1,13
	Tubos na Altura		10	12	14	16				18	20		24	
	Altura	m	0,32	0,38	0,44	0,51				0,57	0,64		0,76	
	Compr. Aletado	m	0,50	0,56	0,68	0,74	0,89	1,04	1,18	1,19	1,19	1,43	1,39	1,49
	Aletas	pol	8 e 12											
	Filas	nº	3 - 4 - 6 ou 8											
	Ø Tubos	pol	1/2"											
	Nº de Circuitos	3 filas	3 a 15	2 a 18	7 e 21	3 a 24	4 a 24	4 a 24	3 a 24	3 a 27	3 a 30	3 a 30	3 a 36	3 a 36
		4 filas	2 a 10	3 a 12	7 a 28	4 a 32	4 a 16	4 a 16	4 a 32	6 a 36	5 a 40	8 a 40	8 a 48	8 a 48
		6 filas	3 a 10	3 a 12	7 a 21	4 a 24	4 a 24	4 a 24	4 a 24	6 a 27	6 a 30	6 a 30	8 a 36	8 a 36
		8 filas	4 a 10	3 a 12	7 e 14	4 a 32	4 a 16	4 a 16	4 a 32	8 a 36	5 a 40	5 a 40	12 a 48	12 a 48
	Ø Conexão	pol	2 e 3 CIRC=1" 4 a 6 CIRC=1.1/4" 7 a 10 CIRC=1.1/2" 11 a 20 CIRC=2" 21 a 60 CIRC=2.1/2" Acima 60 CIRC=3"											
Ø Dreno (Bandeja)		pol	7/8"											
Peso Embarque (kg)	de Mód. Trocador	3 filas	58	62	83	89	101	113	126	131	137	164	177	183
		4 filas	62	67	85	93	107	120	134	141	148	177	188	193
		6 filas	68	73	93	103	118	133	149	159	165	197	212	219
		8 filas	73	79	101	112	129	146	163	177	182	217	235	244
	Mód. Ventilador		63	63	80	85	97	109	122	127	133	167	174	178
	Mód. Caixa de Mistura		42	43	64	65	79	93	107	107	112	135	142	146

Observações:

- 1- Altura: Acrescentar 110 mm na altura devido ao pé de apoio
- 2- Modelo de ventilador: Primeiro número indica o diâmetro do rotor e o segundo número a sua largura em polegadas
- 3- Área de filtragem: É a área total dos filtros de ar
- 4- Potência Máxima: indica a potência do motor elétrico prevista no dimensional do gabinete
- 5- Peso indicado refere-se ao módulo com o máximo motor e a serpentina sem água.

8. DESEMPENHO TÉRMICO

Modelo YG	2	3	4	5	6	7	8	9	10	12	14	15
Vazão de Ar Nominal (m³/h)	1.360	2.040	2.720	3.400	4.080	4.760	5.440	6.120	6.800	8.160	9.520	10.200
Capacidade Total (kcal/h)	4.145	6.864	7.882	12.038	14.119	16.828	18.116	20.496	22.754	28.276	27.104	35.703
Capacidade Sensível (kcal/h)	3.189	1.902	6.258	8.421	9.991	11.762	13.124	14.861	16.509	20.084	18.353	25.184
Fator de Calor Sensível	0,77	0,28	0,79	0,70	0,71	0,70	0,72	0,73	0,73	0,71	0,68	0,71
Capacidade Latente (kcal/h)	956	4.962	1.624	3.616	4.128	5.067	4.992	5.635	6.245	8.192	8.751	10.519
Temp. Saída Búlb. Seco (°C)	18,3	18,0	18,5	17,9	18,0	17,9	18,1	18,0	18,0	17,9	19,8	17,9
Temp. Saída Búlb. Úmido (°C)	15,3	14,8	15,6	14,5	14,6	14,5	14,8	14,8	14,8	14,6	15,5	14,6
Vazão de Água (m³/h)	0,8	1,3	1,4	2,3	2,8	3,2	3,3	3,7	4,1	5,1	4,9	6,5
ΔP água (mca)	0,4	1,5	0,2	3,4	1,7	2,8	1,3	1,3	1,3	2,5	2,2	2,9
Número de circuitos	3	3	7	4	6	6	8	9	10	10	10	12
Velocidade da Água (m/s)	0,6	1,0	0,5	1,3	1,1	1,2	0,9	0,9	0,9	1,2	1,1	1,2
Diâmetro Coletores (polegadas)	1"	1"	1.1/2"	1.1/4"	1.1/4"	1.1/4"	1.1/2"	1.1/2"	1.1/2"	1.1/2"	1.1/2"	2"
Capacidade Total (kcal/h)	5.828	8.297	10.438	13.300	16.591	19.849	23.130	24.882	28.977	31.779	30.956	43.148
Capacidade Sensível (kcal/h)	4.215	6.163	7.983	10.081	12.320	14.556	16.746	18.476	21.018	24.131	23.232	31.405
Fator de Calor Sensível	0,72	0,74	0,76	0,76	0,74	0,73	0,72	0,74	0,73	0,76	0,75	0,73
Capacidade Latente (kcal/h)	1.614	2.135	2.455	3.219	4.272	5.293	6.384	6.406	7.959	7.648	7.724	11.743
Temp. Saída Búlb. Seco (°C)	15,6	15,9	16,2	16,1	15,9	15,8	15,7	15,9	15,7	16,1	18,0	15,7
Temp. Saída Búlb. Úmido (°C)	13,4	13,8	14,2	14,0	13,8	13,6	13,4	13,8	13,4	14,1	15,0	13,5
Vazão água (m³/h)	1,1	1,5	1,9	2,4	3,0	3,6	4,2	4,5	5,2	5,8	5,6	7,8
ΔP água (mca)	3,5	1,2	0,5	0,6	1,2	1,9	2,9	1,1	2,9	0,5	0,5	2,3
Número de circuitos	2	4	7	8	8	8	8	12	10	20	20	16
Velocidade da Água (m/s)	1,21	0,86	0,62	0,7	0,9	1,0	1,2	0,9	1,2	0,7	0,6	1,1
Diâmetro Coletores (polegadas)	1"	1.1/4"	1.1/2"	1.1/2"	1.1/2"	1.1/2"	1.1/2"	2"	1.1/2"	2"	2"	2"
Capacidade Total (kcal/h)	7.219	11.030	14.102	17.910	22.056	24.816	28.746	30.985	36.081	44.375	45.523	53.817
Capacidade Sensível (kcal/h)	5.301	8.039	10.447	13.191	16.077	18.350	21.111	23.175	26.493	32.276	32.846	39.599
Fator de Calor Sensível	0,73	0,73	0,74	0,74	0,73	0,74	0,73	0,75	0,73	0,73	0,72	0,74
Capacidade Latente (kcal/h)	1.918	2.990	3.655	4.719	5.979	6.466	7.635	7.809	9.588	12.100	12.677	14.217
Temp. Saída Búlb. Seco (°C)	12,8	12,6	13,0	12,8	12,6	12,9	12,8	13,2	12,8	12,5	14,4	12,8
Temp. Saída Búlb. Úmido (°C)	11,8	11,6	12,0	11,8	11,6	11,9	11,8	12,2	11,8	11,5	12,6	11,8
Vazão água (m³/h)	1,3	2,0	2,5	3,2	4,0	4,5	5,2	5,6	6,5	8,0	8,2	9,8
ΔP água (mca)	2,3	3,3	1,3	1,7	3,1	1,3	2,0	0,8	2,0	3,6	3,7	1,6
Número de circuitos	3	4	7	8	8	12	12	18	15	15	15	24
Velocidade da Água (m/s)	0,99	1,14	0,83	0,9	1,1	0,9	1,0	0,7	1,0	1,2	1,3	0,9
Diâmetro Coletores (polegadas)	1"	1.1/4"	1.1/2"	1.1/2"	1.1/2"	2"	2"	2"	2"	2"	2"	2.1/2"
Capacidade Total (kcal/h)	8.145	12.191	16.540	20.917	23.306	27.995	32.430	36.694	41.817	49.871	52.557	62.604
Capacidade Sensível (kcal/h)	5.947	8.908	12.014	15.138	17.291	20.564	23.699	26.777	30.265	36.174	38.209	45.344
Fator de Calor Sensível	0,73	0,73	0,73	0,72	0,74	0,73	0,73	0,73	0,72	0,73	0,73	0,72
Capacidade Latente (kcal/h)	2.198	3.283	4.526	5.779	6.016	7.432	8.731	9.917	11.552	13.697	14.349	17.259
Temp. Saída Búlb. Seco (°C)	11,0	11,1	10,9	10,8	11,5	11,2	11,1	11,0	10,8	10,8	12,3	10,8
Temp. Saída Búlb. Úmido (°C)	10,6	10,6	10,4	10,3	11,1	10,8	10,6	10,6	10,3	10,4	11,4	10,3
Vazão água (m³/h)	1,5	2,2	3,0	3,8	4,2	5,1	5,9	6,7	7,6	9,0	9,5	11,3
ΔP água (mca)	1,7	1,6	2,4	3,2	0,6	1,0	1,4	1,5	3,0	2,5	2,8	2,9
Número de circuitos	4	6	7	8	16	16	16	18	16	20	20	24
Velocidade da Água (m/s)	0,84	0,84	0,98	1,1	0,6	0,7	0,8	0,9	1,1	1,0	1,1	1,1
Diâmetro Coletores (polegadas)	1.1/4"	1.1/4"	1.1/2"	1.1/2"	2"	2"	2"	2"	2"	2"	2"	2.1/2"

Observações: Os valores acima tabelados tiveram como base os seguintes dados:

- Temperatura bulbo seco de entrada: 26,7 °C
- Temperatura bulbo úmido de entrada: 19,4 °C
- Temperatura de entrada da água: 6,7 °C
- Temperatura de saída da água: 12,2 °C
- Número de aletas por polegada: 8
- Velocidade de face na serpentina: 2,5 m/s

9. CIRCUITOS SERPENTINA RESFRIAMENTO

Existem vários tipos de circuitagem disponíveis para as serpentinas de resfriamento. A tabela abaixo mostra os possíveis tipos de circuitos para cada tipo de serpentina.

Modelo YG	ROWS	TUBOS POR CIRCUITO											Nº DE TUBOS EM
		2	4	6	8	10	12	16	18	20	24	32	
02	3	15		5		3							10
	4		10		5	4				2			
	6			10		6	5			3			
	8				10	8		5		4			
03	3	18	9	6			3		2				12
	4		12	8	6		4	3					
	6			12	9		6		4		3		
	8				12		8	6				3	
04	3	21		7									14
	4	28	14		7								
	6		21	14			7						
	8				14			7					
05	3	24	12	8	6		4	3					16
	4	32	16		8			4					
	6		24	16	12		8	6			4		
	8		32		16			8				4	
06	3	24	12	8	6		4						16
	4		16		8			4					
	6		24	16	12		8	6			4		
	8				16			8				4	
07	3	24	12	8	6		4						16
	4		16		8			4					
	6		24	16	12		8	6			4		
	8				16			8				4	
08	3	24	12	8	6			3					16
	4	32	16		8			4					
	6		24	16	12		8	6			4		
	8		32		16			8				4	
09	3	27		9					3				18
	4	36	18	12	9		6						
	6		27	18			9		6				
	8		36	24	18		12		8				
10	3	30	15	10		6				3			20
	4	40	20		10	8		5					
	6		30	20	15	12	10			6			
	8		40		20	16		10		8		5	
12	3	30	15	10		6				3			20
	4	40	20		10	8							
	6		30	20	15	12	10			6			
	8		40		20	16		10		8		5	
14	3	36		12			6				3		24
	4	48	24	16	12		8						
	6		36	24	18		12		8				
	8		48	32	24		16	12					
15	3	36		12			6				3		24
	4	48	24	16	12		8						
	6		36	24	18		12		8				
	8		48	32	24		16	12					

10. DIÂMETRO COLETORES SERPENTINA RESFRIAMENTO

Existem vários tipos de circuitagem disponíveis para as serpentinas de resfriamento. A tabela abaixo mostra o diâmetro dos coletores para cada tipo de circuitagem das serpentinas.

Modelo YG	ROWS	TUBOS POR CIRCUITO										
		2	4	6	8	10	12	16	18	20	24	32
02	3	2"		1-1/4"		1"						
	4		1-1/2"		1-1/4"	1-1/4"				1"		
	6			1-1/2"		1-1/4"	1-1/4"			1"		
	8				1-1/2"	1-1/2"		1-1/4"		1-1/4"		
03	3	2"	1-1/2"	1-1/4"		1"			1"			
	4		2"	1-1/2"	1-1/4"		1-1/4"	1"				
	6			2"	1-1/2"		1-1/4"		1-1/4"		1"	
	8				2"		1-1/2"	1-1/4"				1"
04	3	2-1/2"		1-1/2"								
	4	2-1/2"	2"		1-1/2"							
	6		2-1/2"	2"			1-1/2"					
	8				2"			1-1/2"				
05	3	2-1/2"	2"	1-1/2"	1-1/4"		1-1/4"	1"				
	4	2-1/2"	2"		1-1/2"			1-1/4"				
	6		2-1/2"	2"			1-1/2"			1-1/4"		
	8		2-1/2"		2"			1-1/2"				1-1/4"
06	3	2-1/2"	2"	1-1/2"	1-1/4"		1-1/4"					
	4		2"		1-1/2"			1-1/4"				
	6		2-1/2"	2"	2"		1-1/2"			1-1/4"		
	8				2"			1-1/2"				1-1/4"
07	3	2-1/2"	2"	1-1/2"	1-1/4"		1-1/4"					
	4		2"		1-1/2"			1-1/4"				
	6		2-1/2"	2"	2"		1-1/2"			1-1/4"		
	8				2"			1-1/2"				1-1/4"
08	3	2-1/2"	2"	1-1/2"	1-1/4"							
	4	2-1/2"	2"		1-1/2"			1-1/4"				
	6		2-1/2"	2"	2"		1-1/2"			1-1/4"		
	8		2-1/2"		2"			1-1/2"				1-1/4"
09	3	2-1/2"		1-1/2"					1"			
	4	2-1/2"	2"		1-1/2"		1-1/4"					
	6		2-1/2"	2"			1-1/2"		1-1/4"			
	8		2-1/2"	2-1/2"	2"		2"		1-1/2"			
10	3	2-1/2"	2"	1-1/2"		1-1/4"				1"		
	4	2-1/2"	2"		1-1/2"	1-1/2"		1-1/4"				
	6		2-1/2"	2"	2"	2"	1-1/2"			1-1/4"		
	8		2-1/2"		2"	2"		1-1/2"		1-1/2"		1-1/4"
12	3	2-1/2"	2"	1-1/2"		1-1/4"				1"		
	4	2-1/2"	2"		1-1/2"	1-1/2"						
	6		2-1/2"	2"	2"	2"	1-1/2"			1-1/4"		
	8		2-1/2"		2"	2"		1-1/2"		1-1/2"		1-1/4"
14	3	2-1/2"		2"			1-1/4"				1"	
	4	2-1/2"	2-1/2"	2"	2"		1-1/2"					
	6		2-1/2"	2-1/2"	2"		2"		1-1/2"			
	8		2-1/2"	2-1/2"	2-1/2"		2"					
15	3	2-1/2"		2"			1-1/4"				1"	
	4	2-1/2"	2-1/2"	2"	2"		1-1/2"					
	6		2-1/2"	2-1/2"	2"		2"		1-1/2"			
	8		2-1/2"	2-1/2"	2-1/2"		2"	2"				

OBS.: Opcionalmente pode-se escolher o lado das conexões hidráulicas em esquerda e direita (conforme pedido), sendo que deve-se tomar como referência, a frente da máquina, vista pelo filtro de ar (retorno). As conexões hidráulicas são do tipo "BSP".

11. DADOS SERPENTINA DE AQUECIMENTO

Modelo YG	Área de Face (m²)	Número de Filas	Tubos por Circuito	Diâmetro Coletores	Nº de Tubos na Altura
02	0,16	2	4	1-1/4"	10
03	0,21			1-1/4"	12
04	0,30			1-1/2"	14
05	0,38			1-1/2"	16
06	0,45			1-1/2"	16
07	0,53			1-1/2"	16
08	0,60			1-1/2"	16
09	0,68			1-1/2"	18
10	0,76			1-1/2"	20
12	0,91			1-1/2"	20
14	1,06			2"	24
15	1,13			2"	24

12. RESISTÊNCIA ELÉTRICA

A tabela a seguir mostra as opções disponíveis de resistências de aquecimento elétrico para cada modelo de unidade.

MODELO YG	POTÊNCIA TOTAL (KW)	QTDE	ESTÁGIOS	POTÊNCIA UNITÁRIA (KW)	CAPACIDADE POR ESTÁGIO (KW)
03	3	3	1	1	3
	4,5	6	2	0,75	2,25
	6	6	2	1	3
05	6	6	2	1	3
	9	6	2	1,5	4,5
	13,5	9	3	1,5	4,5
06	6	6	2	1	3
	9	6	2	1,5	4,5
	13,5	9	3	1,5	4,5
07	9	6	2	1,5	4,5
	13,5	9	3	1,5	4,5
	18	12	2	1,5	9
08	9	6	2	1,5	4,5
	13,5	9	3	1,5	4,5
	18	12	2	1,5	9
10	12	6	2	2	6
	18	12	2	1,5	9
	24	12	2	2	12
12	12	6	2	2	6
	18	12	2	1,5	9
	24	12	2	2	12
14	15	6	2	2,5	7,5
	18	12	2	1,5	9
	30	12	2	2,5	15
15	15	6	2	2,5	7,5
	18	12	2	1,5	9
	30	12	2	2,5	15

13. COMBINAÇÕES DE FILTROS

Combinações de filtros disponíveis para a linha YG:

Classificação NBR 16401	Espessura	Características
G2	1"	Metálico Lavável
G4	1"	Manta Sintética Descartável
G4	2"	Manta Sintética Descartável
G2 + G4	1" + 1"	Metálico Lavável + Manta Sintética Descartável
G3 + G4	1" + 1"	Fibra de vidro Descartável + Manta Sintética Descartável
G4	1"	Porta-Mantas com Manta Sintética Lavável
G2 + G4	1" + 1"	Metálico Lavável + Porta-Mantas com Manta Sintética Lavável
G3 + G4	1" + 1"	Fibra de vidro Descartável + Porta-Mantas com Manta Sintética Lavável
G1 + G4	1"	Tela Nylon Lavável + Porta-Mantas com Manta Sintética Lavável
F5	2"	Plissado Descartável
G4 + F5	1" + 2"	Manta Sintética Descartável + Plissado Descartável
G2 + F8	1" + 1"	Metálico Lavável + Plissado em papel de microfibra Descartável
G4 + F8	1" + 1"	Manta Sintética Descartável + Plissado em papel de microfibra Descartável
G4 + F8	1" + 1"	Porta-Mantas com Manta Sintética Lavável + Plissado em Papel de microfibra Descartável

Nota:

Para o módulo trocador também existem as opções:

- Sem filtro e com caixilho (quando filtros são fornecidos pelo cliente)
- Sem filtro e sem caixilho (quando montado com Caixa de Filtragem)

ESPECIFICAÇÕES DOS FILTROS

Norma Atual NBR 16401	Norma Antiga NBR 6401	MEIO FILTRANTE	CONSTRUÇÃO	TIPO
G1	G0	Tela de nylon	Plano	Lavável
G2	G1	Metálico	Plano	Lavável
G3	G2	Fibra de vidro	Plano	Descartável
G3	G3	Fibra de vidro	Plano	Descartável
G4	-	Manta sintética	Plano	Descartável
G4	-	Manta sintética	Porta-Mantas	Lavável
F5	F1	Manta sintética	Plissado	Descartável
F8	F3	Papel de microfibra de vidro	Plissado	Descartável

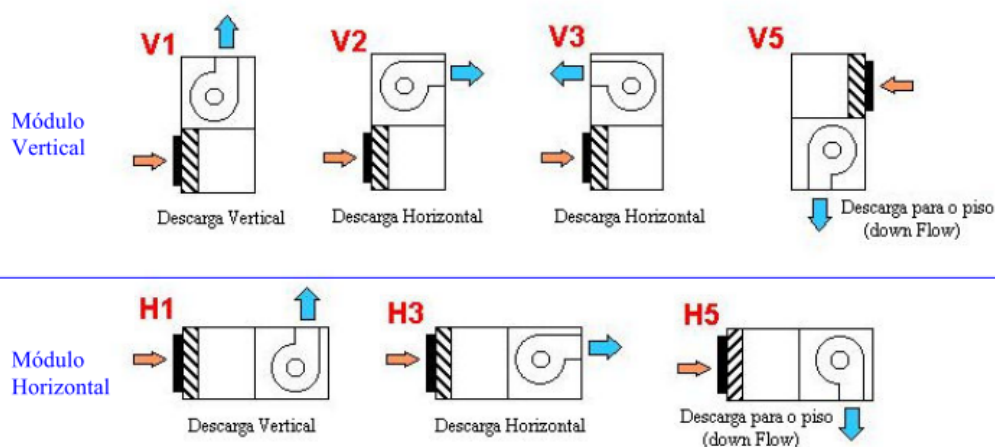
14. TIPOS E QUANTIDADES DE FILTROS

Classificação (NBR 16401)	Características	Dimensões (mm)			Quantidade por Modelo														
		Espessura	Largura	Altura	YG02	YG03	YG04	YG05	YG06	YG07	YG08	YG09	YG10	YG12	YG14	YG15			
G1	Lavável	8	355	365	2		2												
				429															
			470	487				2											
				531					2										
			393	580						3	3								
				649									3						
			452	337										6					
				566	380											6		6	6
G2	Metálico	25	353	365	2														
				429			2												
			468	487				2											
				531															
			391	580						3	3								
				649									3						
			450	337										6					
				564	380											6			
G3	Descartável	25	355	365	2														
				429			2												
			470	487				2											
				531					2										
			393	580						3	3								
				649									3						
			452	337										6					
				566	380											6			
G4	Porta Mantas	25	355	365	2														
				429			2												
			470	487				2											
				531					2										
			393	580						3	3								
				649									3						
			452	337										6					
				566	380											6			
G3	Descartável	50	355	365	2														
				429			2												
			470	487				2											
				531					2										
			393	580						3	3								
				649									3						
			452	337										6					
				566	380											6		6	6
G4	Porta Mantas	50	355	365	2														
				429			2												
			470	487				2											
				531					2										
			393	580						3	3								
				649									3						
			452	337										6					
				566	380											6		6	6
Área de Face (m2)					0,26	0,30	0,46	0,50	0,68	0,68	0,79	0,88	0,91	1,14	1,29	1,29			

15. POSIÇÕES DE INSUFLAMENTO

- Todos os módulos são fabricados conforme pedido para montagem vertical ou horizontal. Uma vez definida a fabricação (vertical ou horizontal) não é possível fazer modificação em campo.

- Posições de descarga V5 e H5 (Down Flow) somente até 20 TR e ventilador Sirocco.



16. OPÇÕES DE MOTORES

YG	VENTILADOR	ÁREA DE FACE	VAZÕES		MOTOR		Motores Disponíveis									
			MIN	MAX	MIN	MAX	0,50	0,75	1,00	1,50	2,00	3,00	4,00	5,00	7,50	10,0
2	TDA-7/7	0,16	1037	1728	0,5	1										
3	TDA-7/7	0,21	1361	2268	0,5	1,5										
4	TDA-9/7	0,30	1944	3240	0,5	2										
5	TDA-10/8	0,38	2462	4104	0,5	3										
6	TDA-12/12	0,45	2916	4860	0,75	3										
7	TDA-12/12	0,53	3434	5724	0,75	3										
8	TDA-12/12	0,60	3888	6480	0,75	4										
9	TDA-15/11	0,68	4406	7344	1	4										
10	TDA-15/15	0,76	4925	8208	1	5										
12	2xTDA-12/9	0,94	6091	10152	1,5	7,5										
14	2xTDA-12/12	1,06	6869	11448	1,5	7,5										
15	2xTDA-12/12	1,13	7322	12204	1,5	7,5										

17. DADOS DOS MOTORES STANDARD

Potência (CV)	0,5	0,75	1	1,5	2	3	4	5	6	7,5	10	12,5	15	20	25	30	40
N. Pólos	2																
Frequência (Hz)	60																
Carga	63	71	71	80	80	90S	90L	100L	112M	112M	132S	132M	132M	160M	160M	160L	200M
RPM Nominal	3380	3430	3425	3350	3380	3465	3450	3465	3465	3500	3510	3510	3520	3540	3525	3530	3555
Tensão (Volts)	220	In(A)	1,71	2,39	3	4,3	5,46	8,43	11	12,9	15,8	19,1	25,5	31	36,9	50,3	61,6
		CMO(A)	1,97	2,75	3,45	4,95	6,28	9,69	12,65	14,84	18,17	21,97	29,33	35,65	42,44	57,85	70,84
		Ip(In)(A)	5,5	6,2	7,8	7,5	7,5	7,8	7,9	8	7,5	8	7	7,8	8,5	7,8	8
	380	In(A)	0,99	1,38	1,74	2,48	3,16	4,88	6,37	7,47	9,15	11,1	14,8	17,9	21,4	29,1	35,7
		CMO(A)	1,14	1,59	2,00	2,86	3,63	5,61	7,33	8,89	10,52	12,77	17,02	20,59	24,81	33,47	41,06
		Ip(In)(A)	5,5	6,2	7,8	7,5	7,5	7,8	7,9	8	7,5	8	7	7,8	8,5	7,8	8
	440	In(A)	0,88	1,2	1,5	2,15	2,73	4,22	5,5	6,45	7,9	9,55	12,8	15,5	18,5	25,1	30,8
		CMO(A)	0,99	1,38	1,73	2,47	3,14	4,85	6,33	7,42	9,09	10,98	14,72	17,83	21,28	28,87	35,42
		Ip(In)(A)	5,5	6,2	7,8	7,5	7,5	7,8	7,9	8	7,5	8	7	7,8	8,5	7,8	8
	Fator de Potência (100%)		0,83	0,85	0,83	0,86	0,89	0,84	0,86	0,88	0,88	0,87	0,88	0,88	0,89	0,88	0,88

Potência (CV)	0,5	0,75	1	1,5	2	3	4	5	6	7,5	10	12,5	15	20	25	30	40
N. Pólos	4																
Frequência (Hz)	60																
Carga	71	71	80	80	90S	90L	100L	100L	112M	112M	132S	132M	132M	160M	160L	160M	200M
RPM Nominal	1720	1720	1720	1720	1720	1730	1725	1715	1720	1740	1760	1755	1755	1760	1760	1765	1770
Tensão (Volts)	220	In(A)	2,07	2,9	3,02	4,43	6,12	8,7	11,9	14	16,4	20	26,6	33,3	39,3	52,6	64,3
		CMO(A)	2,38	3,34	3,47	5,09	7,04	10,01	13,69	16,10	18,86	23,00	30,59	38,30	45,20	60,49	73,95
		Ip(In)(A)	5	5,5	7,2	7,8	6,4	6,8	7,8	7,6	8	7	8	8,7	8,3	6,5	7,5
	380	In(A)	1,2	1,68	1,75	2,56	3,54	5,04	6,89	8,11	9,49	11,6	15,4	19,3	22,8	30,5	37,2
		CMO(A)	1,38	1,93	2,01	2,94	4,07	5,60	7,92	9,33	10,91	13,34	17,71	22,20	26,22	35,08	42,78
		Ip(In)(A)	5	5,5	7,2	7,8	6,4	6,8	7,8	7,6	8	7	8	8,7	8,3	6,5	7,5
	440	In(A)	1,03	1,45	1,51	2,23	3,06	4,35	5,95	7	8,2	10	13,3	16,8	19,8	26,3	32,2
		CMO(A)	1,18	1,67	1,74	2,54	3,52	5,00	6,84	8,05	9,43	11,50	15,30	19,09	22,54	30,25	37,03
		Ip(In)(A)	5	5,5	7,2	7,8	6,4	6,8	7,8	7,6	8	7	8	8,7	8,3	6,5	7,5
	Fator de Potência (100%)		0,69	0,7	0,82	0,82	0,78	0,8	0,8	0,81	0,84	0,82	0,83	0,82	0,83	0,83	0,84

18. DADOS MOTORES ALTO RENDIMENTO

Potência (CV)	0,5	0,75	1	1,5	2	3	4	5	6	7,5	10	12,5	15	20	25	30	40
N. Pólos	60																
Carga	63	71	71	80	80	90S	90L	100L	100L	112M	112M	132S	132M	132M	160M	160M	200M
RPM Nominal	3380	3430	3440	3390	3400	3430	3430	3500	3475	3500	3515	3515	3510	3540	3530	3530	3560
Tensão (Volts)	220	In(A)	1,68	2,35	2,92	4,02	5,61	8	10,8	13,1	15,1	18,9	25	30,7	35,4	48,8	62,1
		CMO(A)	1,93	2,70	3,36	4,62	6,45	9,20	12,42	15,07	17,37	21,74	28,75	35,31	40,71	57,27	71,42
		Ip(In)(A)	5,5	6,2	7,8	7,5	7,7	7,8	7,8	9	8	8	7,5	7,8	8	7,5	8
	380	In(A)	0,97	1,39	1,69	2,33	3,25	4,63	6,25	7,58	8,74	10,9	14,5	17,8	20,5	28,8	36
		CMO(A)	1,12	1,56	1,94	2,68	3,74	5,32	7,19	8,72	10,05	12,54	16,68	20,47	23,58	33,12	41,40
		Ip(In)(A)	5,5	6,2	7,8	7,5	7,7	7,8	7,8	9	8	8	7,5	7,8	8	7,5	8
	440	In(A)	0,84	1,17	1,46	2,01	2,81	4	5,4	6,55	7,55	9,45	12,5	15,4	17,7	24,9	31
		CMO(A)	0,97	1,35	1,68	2,33	3,23	4,60	6,21	7,53	8,68	10,87	14,38	17,71	20,38	28,64	35,65
		Ip(In)(A)	5,5	6,2	7,8	7,5	7,7	7,8	7,8	9	8	8	7,5	7,8	8	7,5	8
	Fator de Potência (100%)		0,8	0,83	0,83	0,87	0,84	0,85	0,85	0,85	0,89	0,86	0,88	0,88	0,9	0,86	0,85

Potência (CV)	0,5	0,75	1	1,5	2	3	4	5	6	7,5	10	12,5	15	20	25	30	40
N. Pólos	4																
Frequência (Hz)	60																
Carga	71	71	80	80	90S	90L	100L	100L	112M	112M	132S	132M	132M	160M	160L	160M	200M
RPM Nominal	1700	1700	1730	1700	1760	1730	1720	1720	1735	1740	1760	1760	1755	1755	1760	1760	1770
Tensão (Volts)	220	In(A)	2,11	2,83	2,98	4,32	6,17	8,28	11,1	13,8	16,4	20	26,4	32	37,5	53,3	64,7
		CMO(A)	2,43	3,25	3,43	4,97	7,10	9,52	12,77	15,67	18,66	23,00	30,36	36,80	43,13	61,30	74,41
		Ip(In)(A)	5	5,5	8	7	7,8	7	7,5	8	8,8	8	7,8	8,5	8,8	6,7	6,4
	380	In(A)	1,22	1,64	1,73	2,5	3,57	4,79	6,43	7,99	9,49	11,8	15,3	18,5	21,7	30,9	37,5
		CMO(A)	1,40	1,89	1,99	2,88	4,11	5,51	7,39	9,19	10,91	13,34	17,60	21,28	24,86	35,54	43,13
		Ip(In)(A)	5	5,5	8	7	7,8	7	7,5	8	8,8	8	7,8	8,5	8,8	6,7	6,5
	440	In(A)	1,05	1,41	1,49	2,16	3,09	4,14	5,55	6,9	8,2	10	13,2	16	18,8	26,6	32,3
		CMO(A)	1,21	1,62	1,71	2,48	3,55	4,76	6,39	7,94	9,43	11,50	15,16	18,40	21,62	30,59	37,19
		Ip(In)(A)	5	5,5	8	7	7,8	7	7,5	8	8,8	8	7,8	8,5	8,8	6,7	6,5
	Fator de Potência (100%)		0,64	0,68	0,8	0,82	0,76	0,82	0,82	0,8	0,81	0,8	0,82	0,83	0,84	0,8	0,81

19. DESEMPENHO VENTILADORES

	Vazão de Ar (m³/h)	Pressão Estática Total (mmca)																							
		10		15		20		25		30		35		40		45		50		55		60			
		rpm	bhp	rpm	bhp	rpm	bhp	rpm	bhp	rpm	bhp	rpm	bhp	rpm	bhp	rpm	bhp	rpm	bhp	rpm	bhp	rpm	bhp	rpm	bhp
YG02	1.036	924	0,14	1.078	0,19	1.232	0,25	930	0,23	1.020	0,28	1.105	0,33	1.190	0,38	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
	1.100	940	0,15	1.088	0,21	1.235	0,27	1.368	0,34	1.500	0,41	1.625	0,48	1.750	0,56	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
	1.200	970	0,17	1.110	0,23	1.250	0,29	1.375	0,36	1.500	0,43	1.615	0,51	1.730	0,59	1.840	0,68	1.950	0,77	2.060	0,86	2.170	0,95	2.280	1,04
	1.300	1.000	0,20	1.135	0,26	1.270	0,32	1.390	0,40	1.510	0,48	1.620	0,55	1.730	0,63	1.835	0,72	1.940	0,81	2.045	0,91	2.150	1,00	2.260	1,09
	1.400	1.030	0,22	1.160	0,29	1.290	0,35	1.405	0,43	1.520	0,52	1.625	0,60	1.730	0,67	1.830	0,76	1.930	0,85	2.030	0,95	2.130	1,05	2.240	1,14
	1.500	1.065	0,25	1.190	0,32	1.315	0,39	1.425	0,47	1.535	0,55	1.638	0,64	1.740	0,72	1.835	0,82	1.930	0,91	2.025	1,01	2.120	1,11	2.230	1,20
	1.600	1.100	0,28	1.220	0,36	1.340	0,43	1.445	0,51	1.550	0,59	1.650	0,68	1.750	0,77	1.840	0,87	1.930	0,97	2.020	1,06	2.110	1,16	2.220	1,25
	1.700	1.135	0,32	1.253	0,40	1.370	0,48	1.473	0,56	1.575	0,64	1.670	0,74	1.765	0,83	1.855	0,92	1.945	1,02	2.030	1,13	2.115	1,23	2.210	1,32
	1.728	1.146	0,33	1.262	0,41	1.378	0,49	1.480	0,57	1.582	0,66	1.676	0,75	1.771	0,84	1.860	0,94	1.949	1,04	2.034	1,15	2.118	1,25	2.210	1,32
	1.800	1.175	0,35	1.285	0,43	1.400	0,51	1.500	0,60	1.600	0,69	1.700	0,78	1.800	0,87	1.890	0,97	1.980	1,07	2.070	1,17	2.160	1,27	2.250	1,37
YG03	1.400	1.030	0,22	1.160	0,29	1.290	0,35	1.405	0,43	1.520	0,52	1.625	0,60	1.730	0,67	1.830	0,76	1.930	0,85	2.030	0,95	2.130	1,05	2.240	1,14
	1.500	1.065	0,25	1.190	0,32	1.315	0,39	1.425	0,47	1.535	0,55	1.638	0,64	1.740	0,72	1.835	0,82	1.930	0,91	2.025	1,01	2.120	1,11	2.230	1,20
	1.600	1.100	0,28	1.220	0,36	1.340	0,43	1.445	0,51	1.550	0,59	1.650	0,68	1.750	0,77	1.840	0,87	1.930	0,97	2.020	1,06	2.110	1,16	2.220	1,25
	1.700	1.135	0,32	1.253	0,40	1.370	0,48	1.473	0,56	1.575	0,64	1.670	0,74	1.765	0,83	1.855	0,92	1.945	1,02	2.030	1,13	2.115	1,23	2.210	1,32
	1.900	1.210	0,41	1.320	0,49	1.430	0,57	1.528	0,67	1.625	0,76	1.715	0,85	1.805	0,95	1.890	1,05	1.975	1,15	2.055	1,26	2.135	1,37	2.220	1,46
	2.000	1.250	0,45	1.355	0,54	1.460	0,63	1.555	0,72	1.650	0,81	1.740	0,91	1.830	1,01	1.910	1,11	1.990	1,22	2.070	1,33	2.150	1,44	2.240	1,53
	2.100	1.290	0,50	1.393	0,60	1.495	0,69	1.588	0,79	1.680	0,88	1.768	0,98	1.855	1,09	1.933	1,19	2.010	1,30	2.088	1,41	2.165	1,53	2.250	1,62
	2.200	1.330	0,56	1.430	0,66	1.530	0,76	1.620	0,85	1.710	0,95	1.795	1,06	1.880	1,16	1.955	1,27	2.030	1,39	2.105	1,50	2.180	1,61	2.270	1,71
	2.300	1.375	0,63	1.473	0,73	1.570	0,83	1.658	0,93	1.745	1,03	1.825	1,14	1.905	1,25	1.980	1,36	2.055	1,48	2.128	1,59	2.200	1,71	2.290	1,81
	2.400	1.420	0,70	1.520	0,80	1.615	0,90	1.700	1,00	1.785	1,10	1.870	1,20	1.950	1,30	2.030	1,40	2.110	1,50	2.190	1,60	2.270	1,70	2.360	1,80
YG04	2.000	740	0,27	850	0,32	960	0,39	1.060	0,46	1.150	0,53	1.240	0,62	1.330	0,69	1.410	0,77	1.490	0,85	1.560	0,94	1.630	1,02	1.700	1,10
	2.200	770	0,32	870	0,39	970	0,46	1.070	0,53	1.160	0,62	1.250	0,70	1.330	0,77	1.410	0,85	1.480	0,94	1.560	1,04	1.630	1,12	1.700	1,20
	2.400	800	0,38	900	0,46	990	0,55	1.080	0,62	1.170	0,70	1.250	0,78	1.330	0,87	1.410	0,97	1.480	1,05	1.560	1,13	1.620	1,23	1.700	1,32
	2.600	840	0,46	930	0,55	1.020	0,63	1.100	0,71	1.180	0,80	1.260	0,90	1.340	0,98	1.420	1,08	1.490	1,16	1.560	1,26	1.620	1,36	1.700	1,45
	2.700	860	0,50	945	0,59	1.030	0,68	1.110	0,76	1.190	0,85	1.270	0,95	1.345	1,04	1.425	1,14	1.495	1,23	1.560	1,33	1.625	1,43	1.700	1,52
	2.800	880	0,55	960	0,63	1.040	0,73	1.120	0,81	1.200	0,91	1.280	1,01	1.350	1,11	1.430	1,20	1.500	1,30	1.560	1,40	1.630	1,50	1.700	1,60
	3.000	920	0,66	990	0,74	1.070	0,84	1.150	0,94	1.220	1,04	1.300	1,13	1.370	1,23	1.440	1,33	1.510	1,44	1.570	1,54	1.640	1,65	1.710	1,75
	3.200	960	0,78	1.030	0,85	1.100	0,95	1.170	1,06	1.250	1,16	1.320	1,27	1.390	1,37	1.450	1,48	1.520	1,60	1.580	1,71	1.640	1,82	1.710	1,92
	3.240	968	0,81	1.038	0,88	1.106	0,97	1.174	1,09	1.256	1,19	1.324	1,30	1.394	1,40	1.452	1,51	1.522	1,63	1.582	1,74	1.640	1,85	1.710	1,95
	3.400	1.000	0,90	1.070	0,99	1.140	1,08	1.210	1,18	1.280	1,28	1.350	1,38	1.420	1,48	1.490	1,59	1.560	1,70	1.630	1,81	1.700	1,92	1.770	2,03
YG05	2.462	676	0,30	770	0,38	863	0,47	948	0,55	1.033	0,64	1.107	0,74	1.180	0,83	1.250	0,93	1.320	1,03	1.383	1,15	1.447	1,26	1.510	1,37
	2.600	690	0,34	780	0,42	870	0,50	955	0,60	1.040	0,69	1.110	0,78	1.180	0,88	1.250	0,99	1.320	1,09	1.380	1,20	1.440	1,32	1.510	1,43
	2.800	710	0,39	800	0,48	890	0,57	970	0,67	1.050	0,76	1.120	0,86	1.190	0,97	1.255	1,07	1.320	1,18	1.380	1,30	1.440	1,41	1.510	1,52
	3.000	740	0,46	825	0,55	910	0,64	985	0,74	1.060	0,84	1.130	0,95	1.200	1,05	1.260	1,16	1.320	1,27	1.380	1,39	1.440	1,51	1.510	1,62
	3.200	760	0,53	840	0,63	920	0,73	995	0,83	1.070	0,92	1.140	1,04	1.210	1,15	1.270	1,27	1.330	1,39	1.390	1,51	1.450	1,62	1.510	1,73
	3.400	790	0,60	865	0,71	940	0,81	1.015	0,92	1.090	1,02	1.155	1,14	1.220	1,26	1.280	1,38	1.340	1,50	1.395	1,62	1.450	1,75	1.510	1,86
	3.700	830	0,74	905	0,85	980	0,97	1.045	1,08	1.110	1,19	1.173	1,31	1.235	1,44	1.295	1,56	1.355	1,69	1.410	1,82	1.465	1,95	1.510	2,06
	3.900	855	0,84	928	0,96	1.000	1,08	1.065	1,20	1.130	1,32	1.190	1,44	1.250	1,57	1.308	1,70	1.365	1,83	1.420	1,96	1.475	2,09	1.510	2,20
	4.000	870	0,90	940	1,02	1.010	1,13	1.075	1,26	1.140	1,39	1.200	1,51	1.260	1,64	1.315	1,77	1.370	1,90	1.425	2,04	1.480	2,17	1.510	2,30
	4.200	900	1,00	970	1,13	1.040	1,26	1.100	1,39	1.160	1,52	1.220	1,65	1.280	1,78	1.335	1,90	1.390	2,03	1.445	2,16	1.500	2,29	1.510	2,42

Notas:

(1) Condições do ar: Temperatura 20 C e pressão barométrica de 760 mmHg;

(2) A pressão estática total é a soma das seguintes pressões: externa requerida, perda de pressão nas serpentinas e perdas nos filtros;

(3) Calor gerado pelo motor do ventilador (MBh)= 3,15 x BHP

19. DESEMPENHO VENTILADORES (cont.)

	Vazão de Ar (m³/h)	Pressão Estática Total (mmca)																							
		10		15		20		25		30		35		40		45		50		55		60			
		rpm	bhp	rpm	bhp	rpm	bhp	rpm	bhp	rpm	bhp	rpm	bhp	rpm	bhp	rpm	bhp	rpm	bhp	rpm	bhp	rpm	bhp	rpm	bhp
YG05	2.462	676	0,30	770	0,38	863	0,47	948	0,55	1.033	0,64	1.107	0,74	1.180	0,83	1.250	0,93	1.320	1,03	1.383	1,15	1.447	1,26		
	2.600	690	0,34	780	0,42	870	0,50	955	0,60	1.040	0,69	1.110	0,78	1.180	0,88	1.250	0,99	1.320	1,09	1.380	1,20	1.440	1,32		
	2.800	710	0,39	800	0,48	890	0,57	970	0,67	1.050	0,76	1.120	0,86	1.190	0,97	1.255	1,07	1.320	1,18	1.380	1,30	1.440	1,41		
	3.000	740	0,46	825	0,55	910	0,64	985	0,74	1.060	0,84	1.130	0,95	1.200	1,05	1.260	1,16	1.320	1,27	1.380	1,39	1.440	1,51		
	3.200	760	0,53	840	0,63	920	0,73	995	0,83	1.070	0,92	1.140	1,04	1.210	1,15	1.270	1,27	1.330	1,39	1.390	1,51	1.450	1,62		
	3.400	790	0,60	865	0,71	940	0,81	1.015	0,92	1.090	1,02	1.155	1,14	1.220	1,26	1.280	1,38	1.340	1,50	1.395	1,62	1.450	1,75		
	3.700	830	0,74	905	0,85	980	0,97	1.045	1,08	1.110	1,19	1.173	1,31	1.235	1,44	1.295	1,56	1.355	1,69	1.410	1,82	1.465	1,95		
	3.900	855	0,84	928	0,96	1.000	1,08	1.065	1,20	1.130	1,32	1.190	1,44	1.250	1,57	1.308	1,70	1.365	1,83	1.420	1,96	1.475	2,09		
	4.000	870	0,90	940	1,02	1.010	1,13	1.075	1,26	1.140	1,39	1.200	1,51	1.260	1,64	1.315	1,77	1.370	1,90	1.425	2,04	1.480	2,17		
	3.000	520	0,28	625	0,40	730	0,52	820	0,67	910	0,81	985	0,98	1.060	1,15	1.120	1,34	x	x	x	x	x	x	x	
YG06	3.300	520	0,33	625	0,45	730	0,57	816	0,72	903	0,88	978	1,04	1.053	1,21	1.118	1,40	x	x	x	x	x	x	x	
	3.500	523	0,37	626	0,49	730	0,61	814	0,76	898	0,92	973	1,09	1.048	1,26	1.113	1,45	1.178	1,65	1.240	1,85	x	x	x	
	3.700	528	0,40	629	0,53	730	0,66	811	0,81	893	0,96	968	1,13	1.043	1,31	1.108	1,50	1.173	1,70	1.235	1,90	x	x	x	
	3.900	535	0,44	633	0,58	730	0,71	810	0,86	890	1,01	964	1,19	1.038	1,36	1.103	1,56	1.168	1,75	1.228	1,97	1.288	2,18		
	4.100	545	0,49	638	0,63	730	0,76	810	0,92	890	1,07	961	1,25	1.033	1,42	1.098	1,62	1.163	1,82	1.223	2,03	1.283	2,25		
	4.300	555	0,55	644	0,68	733	0,82	811	0,98	890	1,14	960	1,31	1.030	1,49	1.095	1,69	1.160	1,89	1.219	2,10	1.278	2,32		
	4.500	565	0,60	651	0,74	738	0,88	814	1,04	890	1,20	960	1,38	1.030	1,56	1.095	1,76	1.160	1,96	1.216	2,18	1.273	2,39		
	4.700	575	0,67	659	0,81	743	0,95	816	1,11	890	1,27	960	1,45	1.030	1,63	1.094	1,84	1.158	2,04	1.214	2,26	1.270	2,47		
	4.900	585	0,74	666	0,88	748	1,02	819	1,18	890	1,35	960	1,53	1.030	1,71	1.091	1,92	1.153	2,13	1.211	2,34	1.270	2,56		
	3.500	523	0,37	626	0,49	730	0,61	814	0,76	898	0,92	973	1,09	1.048	1,26	1.113	1,45	1.178	1,65	1.240	1,85	x	x	x	
YG07	3.800	530	0,42	630	0,55	730	0,69	810	0,83	890	0,98	965	1,16	1.040	1,33	1.105	1,53	1.170	1,72	1.230	1,93	1.290	2,14		
	4.100	545	0,49	638	0,63	730	0,76	810	0,92	890	1,07	961	1,25	1.033	1,42	1.098	1,62	1.163	1,82	1.223	2,03	1.283	2,25		
	4.400	560	0,57	648	0,71	735	0,85	813	1,01	890	1,17	960	1,35	1.030	1,53	1.095	1,73	1.160	1,93	1.218	2,14	1.275	2,35		
	4.700	575	0,67	659	0,81	743	0,95	816	1,11	890	1,27	960	1,45	1.030	1,63	1.094	1,84	1.158	2,04	1.214	2,26	1.270	2,47		
	4.800	580	0,70	663	0,84	745	0,98	818	1,14	890	1,31	960	1,49	1.030	1,67	1.093	1,88	1.155	2,09	1.213	2,30	1.270	2,51		
	5.000	590	0,77	670	0,91	750	1,05	820	1,22	890	1,39	960	1,57	1.030	1,75	1.090	1,96	1.150	2,17	1.210	2,39	1.270	2,60		
	5.300	605	0,89	681	1,03	758	1,18	828	1,34	898	1,51	964	1,70	1.030	1,90	1.090	2,10	1.150	2,31	1.206	2,53	1.263	2,75		
	5.600	620	1,02	693	1,16	765	1,31	835	1,48	905	1,65	968	1,85	1.030	2,04	1.090	2,25	1.150	2,46	1.205	2,69	1.260	2,50		
	5.700	625	1,06	696	1,21	768	1,35	838	1,53	908	1,70	969	1,90	1.030	2,09	1.090	2,31	1.150	2,52	1.205	2,74	1.260	2,54		
	4.000	540	0,47	635	0,60	730	0,74	810	0,89	890	1,04	963	1,22	1.035	1,39	1.100	1,59	1.165	1,79	1.225	2,00	1.285	1,58		
YG08	4.300	555	0,55	644	0,68	733	0,82	811	0,98	890	1,14	960	1,31	1.030	1,49	1.095	1,69	1.160	1,89	1.219	2,10	1.278	2,32		
	4.600	570	0,63	655	0,77	740	0,91	815	1,07	890	1,23	960	1,41	1.030	1,60	1.095	1,80	1.160	2,00	1.215	2,21	1.270	2,42		
	4.900	585	0,74	666	0,88	748	1,02	819	1,18	890	1,35	960	1,53	1.030	1,71	1.091	1,92	1.153	2,13	1.211	2,34	1.270	2,56		
	5.200	600	0,85	678	0,99	755	1,13	825	1,30	895	1,47	963	1,66	1.030	1,85	1.090	2,05	1.150	2,26	1.208	2,48	1.265	2,70		
	5.500	615	0,97	689	1,12	763	1,26	833	1,43	903	1,60	966	1,80	1.030	2,00	1.090	2,20	1.150	2,41	1.205	2,63	1.260	2,45		
	5.800	630	1,11	700	1,25	770	1,40	840	1,58	910	1,75	970	1,95	1.030	2,14	1.090	2,36	1.150	2,58	1.205	2,80	1.260	2,59		
	6.100	653	1,25	719	1,41	785	1,56	851	1,74	918	1,92	978	2,12	1.038	2,32	1.094	2,54	1.150	2,75	1.205	2,56	1.260	2,75		
	6.400	670	1,42	733	1,58	795	1,73	860	1,91	925	2,09	983	2,30	1.040	2,51	1.095	2,73	1.150	2,53	1.205	2,73	1.260	2,93		
	6.480	674	1,47	736	1,62	797	1,78	862	1,96	927	2,14	984	2,35	1.040	2,56	1.095	2,78	1.150	2,57	1.205	2,77	1.260	2,98		

Notas:

- (1) Condições do ar: Temperatura 20 C e pressão barométrica de 760 mmHg;
- (2) A pressão estática total é a soma das seguintes pressões: externa requerida, perda de pressão nas serpentinas e perdas nos filtros;
- (3) Calor gerado pelo motor do ventilador (MBh)= 3,15 x BHP

19. DESEMPENHO VENTILADORES (cont.)

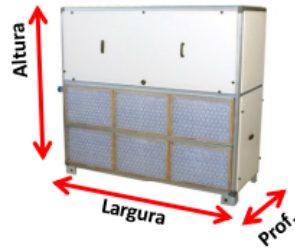
	Vazão de Ar (m³/h)	Pressão Estática Total (mmca)																							
		10		15		20		25		30		35		40		45		50		55		60			
		rpm	bhp	rpm	bhp	rpm	bhp	rpm	bhp	rpm	bhp	rpm	bhp	rpm	bhp	rpm	bhp	rpm	bhp	rpm	bhp	rpm	bhp	rpm	bhp
YG09	4.500	460	0,60	530	0,77	590	0,92	660	1,08	720	1,23	770	1,40	830	1,57	880	1,75	940	1,92	990	1,50	1.030	2,30		
	4.800	470	0,69	540	0,85	600	1,02	660	1,19	720	1,36	770	1,54	830	1,71	880	1,89	930	2,07	980	1,61	1.030	2,45		
	5.100	480	0,78	550	0,97	610	1,13	670	1,32	720	1,50	780	1,68	830	1,86	880	2,04	930	2,24	970	1,73	1.020	2,63		
	5.400	500	0,90	560	1,08	610	1,26	670	1,46	730	1,64	780	1,82	830	2,02	880	2,21	930	2,41	970	1,86	1.020	2,81		
	5.700	510	1,01	570	1,19	620	1,40	680	1,60	730	1,79	780	1,99	830	2,18	880	2,39	930	2,59	970	2,00	1.020	2,58		
	6.000	x	x	580	1,33	630	1,54	690	1,75	740	1,96	780	2,16	830	2,37	880	2,58	930	2,79	970	2,15	1.010	2,77		
	6.300	x	x	600	1,47	645	1,69	695	1,92	745	2,14	795	2,35	840	2,57	885	2,79	930	2,58	970	2,31	1.010	2,96		
	6.600	x	x	610	1,64	660	1,85	710	2,09	750	2,31	800	2,55	850	2,77	890	2,58	930	2,77	970	2,47	1.020	3,17		
	6.900	x	x	630	1,81	675	2,03	715	2,28	765	2,51	805	2,76	850	2,56	895	2,56	935	2,56	980	2,65	1.020	2,56		
	7.300	x	x	x	x	690	2,28	730	2,51	775	2,77	820	2,59	860	2,81	900	2,81	940	2,81	980	2,89	1.020	2,81		
YG10	5.100	428	0,57	509	0,76	590	0,96	661	1,18	733	1,40	798	1,66	863	1,91	923	2,19	983	2,46	1.080	2,48	1.089	2,63		
	5.400	435	0,62	513	0,83	590	1,03	660	1,26	730	1,48	793	1,75	855	2,01	915	2,29	975	2,56	1.028	2,87	1.085	2,74		
	5.700	440	0,68	515	0,89	590	1,11	660	1,34	730	1,57	790	1,84	850	2,10	909	2,39	968	2,67	1.080	2,48	1.081	2,84		
	6.000	440	0,76	515	0,97	590	1,19	660	1,43	730	1,67	790	1,93	850	2,20	905	2,49	960	2,79	1.010	3,09	1.077	2,95		
	6.300	448	0,83	523	1,05	598	1,27	660	1,52	723	1,77	783	2,04	843	2,31	898	2,61	953	2,90	1.080	2,48	1.072	3,07		
	6.600	455	0,92	528	1,14	600	1,37	660	1,63	720	1,88	780	2,16	840	2,44	893	2,73	945	2,60	998	2,87	1.066	3,18		
	7.000	465	1,04	533	1,28	600	1,51	663	1,77	725	2,04	783	2,32	840	2,60	890	2,91	940	2,76	993	3,04	1.059	3,35		
	7.400	475	1,18	540	1,42	605	1,66	668	1,93	730	2,21	785	2,50	840	2,79	890	2,66	940	2,93	988	3,22	1.052	3,71		
	7.800	485	1,32	550	1,58	615	1,83	673	2,11	730	2,39	785	2,69	840	2,56	890	2,84	940	3,11	985	3,40	1.046	3,70		
	8.200	500	1,48	563	1,75	625	2,01	680	2,30	735	2,58	788	2,48	840	2,75	890	3,03	940	3,31	985	3,60	1.040	3,89		
YG12	6.000	530	0,70	631	0,87	710	1,09	805	1,30	870	1,53	962	1,76	1.010	1,99	1.106	2,25	1.150	2,49	1.237	2,79	1.270	2,60		
	6.500	550	0,81	639	1,01	720	1,23	805	1,44	870	1,68	956	1,93	1.010	2,17	1.096	2,45	1.140	2,70	1.225	2,57	1.260	2,78		
	7.000	560	0,95	649	1,15	720	1,39	807	1,61	870	1,86	953	2,11	1.000	2,38	1.089	2,65	1.130	2,91	1.215	2,76	1.250	2,99		
	7.500	580	1,09	661	1,30	730	1,57	812	1,79	870	2,06	952	2,31	1.000	2,59	1.083	2,46	1.120	2,70	1.207	2,96	1.240	3,20		
	8.000	600	1,26	675	1,48	740	1,76	819	1,99	880	2,28	953	2,52	1.000	2,83	1.080	2,66	1.120	2,93	1.200	3,18	1.230	3,44		
	8.500	610	1,46	690	1,68	760	1,97	827	2,21	890	2,52	957	2,76	1.010	2,65	1.079	2,88	1.120	3,16	1.196	3,42	1.230	3,70		
	9.000	630	1,65	706	1,90	770	2,20	838	2,45	900	2,77	962	2,59	1.010	2,89	1.081	3,12	1.120	3,42	1.194	3,67	1.230	3,97		
	9.500	650	1,89	724	2,14	780	2,46	849	2,72	900	2,62	969	2,83	1.020	3,14	1.084	3,38	1.130	3,70	1.194	3,95	1.230	4,27		
	10.000	670	2,14	742	2,41	800	2,73	863	3,00	920	2,88	978	3,10	1.030	3,42	1.089	3,66	1.130	4,00	1.195	4,25	1.230	4,58		
YG14	7.000	550	0,78	660	1,04	760	1,32	860	1,62	940	1,96	1.020	2,32	1.100	2,70	1.170	2,66	1.240	3,02	1.297	3,38	1.360	3,82		
	7.500	560	0,90	670	1,15	760	1,44	850	1,75	940	2,10	1.020	2,45	1.090	2,84	1.160	2,78	1.230	3,14	1.296	3,54	1.360	3,94		
	8.000	570	1,01	670	1,27	770	1,57	850	1,89	940	2,24	1.010	2,60	1.090	2,57	1.160	2,92	1.230	3,29	1.295	3,70	1.350	4,07		
	8.500	580	1,15	680	1,41	770	1,72	850	2,04	940	2,39	1.010	2,77	1.090	2,71	1.150	3,07	1.220	3,43	1.294	3,86	1.350	4,22		
	9.000	590	1,29	680	1,57	770	1,88	860	2,21	940	2,58	1.010	2,53	1.080	2,87	1.150	3,23	1.220	3,60	1.292	4,03	1.340	4,40		
	9.500	600	1,46	690	1,75	780	2,06	860	2,41	940	2,77	1.010	2,70	1.080	3,05	1.150	3,41	1.210	3,79	1.289	4,22	1.340	4,60		
	10.000	610	1,64	700	1,93	780	2,25	860	2,60	940	2,54	1.010	2,88	1.080	3,24	1.150	3,61	1.210	3,98	1.285	4,42	1.330	4,80		
	10.500	627	1,82	706	2,10	785	2,42	862	2,77	937	2,70	1.010	3,05	1.081	3,41	1.150	3,79	1.216	4,20	1.281	4,62	1.340	5,05		
	11.000	643	2,04	718	2,32	793	2,65	867	3,00	940	2,90	1.011	3,25	1.080	3,62	1.148	4,01	1.213	4,42	1.277	4,84	1.336	5,28		
	11.500	658	2,28	730	2,58	802	2,90	874	3,25	944	3,12	1.013	3,47	1.080	3,84	1.146	4,24	1.210	4,64	1.274	5,08	1.332	5,52		
YG15	7.500	560	0,90	670	1,15	760	1,44	850	1,75	940	2,10	1.020	2,45	1.090	2,84	1.160	2,78	1.230	3,14	1.296	3,54	1.360	3,94		
	8.500	580	1,15	680	1,41	770	1,72	850	2,04	940	2,39	1.010	2,38	1.090	2,71	1.150	3,07	1.220	3,43	1.294	3,86	1.350	4,22		
	9.000	590	1,29	680	1,57	770	1,88	860	2,21	940	2,58	1.010	2,53	1.080	2,87	1.150	3,23	1.220	3,60	1.292	4,03	1.340	4,40		
	9.500	600	1,46	690	1,75	780	2,06	860	2,41	940	2,77	1.010	2,70	1.080	3,05	1.150	3,41	1.210	3,79	1.289	4,22	1.340	4,60		
	10.000	610	1,64	700	1,93	780	2,25	860	2,60	940	2,54	1.010	2,88	1.080	3,24	1.150	3,61	1.210	3,98	1.285	4,42	1.330	4,80		
	10.500	627	1,82	706	2,10	785	2,42	862	2,77	937	2,70	1.010	3,05	1.081	3,41	1.150	3,79	1.216	4,20	1.281	4,62	1.340	5,05		
	11.000	643	2,04	718	2,32	793	2,65	867	2,57	940	2,90	1.011	3,25	1.080	3,62	1.148	4,01	1.213	4,42	1.277	4,84	1.336	5,28		
	11.500	658	1,96	730	2,21	802	2,48	874	2,78	944	3,12	1.013	3,47	1.080	3,84	1.146	4,24	1.210	4,64	1.274	5,08	1.332	5,52		
	12.000	675	2,18	744	2,84	813	2,71	881	3,02	949	3,36	1.016	3,71	1.082	4,09	1.146	4,49	1.208	4,90	1.272	5,33	1.329	5,78		
	12.500	692	2,42	758	2,68	824	2,96	890	3,28	956	3,61	1.020	3,97	1.084	4,36	1.147	4,75	1.208	5,17	1.270	5,60	1.326	6,06		

Notas:

- (1) Condições do ar: Temperatura 20 C e pressão barométrica de 760 mmHg;
- (2) A pressão estática total é a soma das seguintes pressões: externa requerida, perda de pressão nas serpentinas e perdas nos filtros;
- (3) Calor gerado pelo motor do ventilador (MBh)= 3,15 x BHP

20. DADOS DIMENSIONAIS

Módulo Trocador e Ventilador



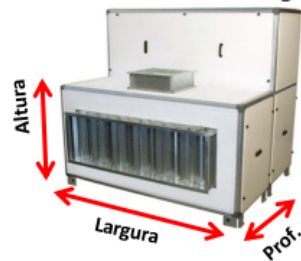
Módulo Trocador e Ventilador Acoplado

VERTICAL			
YG	PROF.	ALTURA	LARGURA
2	571	888	806
3	571	938	806
4	636	1080	1036
5	636	1156	1036
6	685	1309	1275
7	685	1309	1275
8	736	1309	1456
9	736	1450	1456
10	736	1510	1456
12	736	1420	1796
14	736	1506	1796
15	736	1506	1796

HORIZONTAL			
YG	PROF.	ALTURA	LARGURA
2	916	462	806
3	916	526	806
4	1030	586	1036
5	1106	630	1036
6	1309	679	1275
7	1309	679	1275
8	1410	679	1456
9	1410	749	1456
10	1410	790	1456
12	1410	790	1796
14	1410	875	1796
15	1410	875	1796

Módulo Caixa de Filtragem

Módulo Caixa de Filtragem



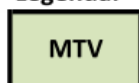
VERTICAL e HORIZONTAL			
YG	PROF.	ALTURA	LARGURA
2	462	462	806
3	462	526	806
4	586	586	1036
5	586	630	1036
6	679	679	1275
7	679	679	1275
8	679	679	1456
9	679	748	1456
10	679	790	1456
12	679	790	1796
14	679	875	1796
15	679	875	1796

21. DISPOSIÇÃO DOS MÓDULOS POSIÇÃO VERTICAL

Os módulos opcionais devem ser montados preferencialmente na sequência mostrada abaixo:



Legenda:

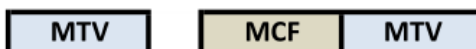


Módulo Trocador e Ventilador

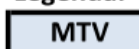


Módulo Caixa de Filtragem

22. DISPOSIÇÃO DOS MÓDULOS POSIÇÃO HORIZONTAL



Legenda:



Módulo Trocador e Ventilador



Módulo Caixa de Filtragem

23. ACÚSTICA

A finalidade deste texto é proporcionar orientações e recomendações para a seleção, aplicação e instalação de equipamento climatizador de ar de maneira a obter um desempenho acústico satisfatório.

Essas informações demonstrarão que a simples consideração das características acústicas de uma central de tratamento de ar não permitirá alcançar os níveis sonoros desejados no ambiente condicionado. Muitos fatores e critérios diferentes que têm um efeito direto e expressivo no nível sonoro final no espaço condicionado serão discutidos, sendo que a ênfase será dada àqueles considerados como mais críticos para se alcançar as metas de desenho acústico planejadas.

Para uma melhor compreensão deste assunto, convém salientar o significado de alguns termos fundamentais em acústica:

- **Potência sonora** representa uma característica básica de medida do ruído emitida pela fonte sonora. É uma propriedade física fundamental da fonte acústica sozinha e, portanto, um parâmetro absoluto para cálculos e comparações de fontes sonoras. O nível de potência sonora em si não proporciona uma medida da intensidade do ruído no local considerado. A partir da potência sonora, deve-se calcular a pressão sonora levando em conta as características da instalação como um todo.

Pressão sonora deve ser determinada para cada ambiente em particular estando relacionada à distância do observador e sujeita à influência de diversos fatores, incluindo tamanho do local, tipos de paredes, forros, divisórias, revestimentos, nível de ruído de fundo e/ou gerado por outros equipamentos.

Os métodos de determinação de ruído estão baseados na medição do nível de pressão sonora, em diversos pontos, mediante um decibelímetro, associado a um analisador de bandas de oitavas, a partir do qual se faz uma avaliação do nível de potência sonora.

Ambos os níveis, potência e pressão sonora, são designados em decibéis (dB), que é uma unidade adimensional, expressada como o logaritmo da relação entre o valor medido e um valor de referência.

O ruído do ventilador não é o único som transmitido até o espaço ocupado. O ruído do fluxo de ar, gerado no sistema de dutos, também é enviado para o espaço ocupado. O nível acústico final no espaço ocupado é o resultado dessas duas fontes acústicas menos os fatores de atenuação, redução acústica e outras medidas de controle acústico que foram projetados dentro do sistema para reduzir o ruído.

O ruído que chega ao espaço ocupado viaja por um de vários caminhos acústicos possíveis. O Manual de Fundamentos da ASHRAE descreve 18 caminhos acústicos típicos que devem ser levados em consideração. Os três caminhos de maior interesse para unidades de tratamento de ar são descritos a seguir:

1) Ruído originado pelos ventiladores

O ventilador presente na unidade de tratamento de ar é uma das principais fontes do som transmitido através do sistema de ar condicionado. É preciso um esforço no início de um projeto e instalação para minimizar a magnitude desse som.

É útil entender os fatores que influem sobre a magnitude do som do ventilador, e reconhecer que, a melhor seleção do

climatizador de ar poderá resultar em níveis mínimos da potência sonora do ventilador.

O ruído produzido por um ventilador está diretamente relacionado ao seu projeto (número de pás, forma das pás), vazão de ar, pressão total e principalmente a sua eficiência.

Para uma determinada vazão de ar e pressão estática, o menor nível de ruído possível somente será alcançado se selecionado um ventilador em seu ponto de melhor rendimento sem qualquer outra consideração. Velocidade de descarga baixa ou alta não significa necessariamente baixo ou alto nível de ruído.

Seleções baseadas em velocidade de descarga simplesmente limitam o tamanho máximo de um ventilador quando tomamos como base as áreas de descarga definidas pelas normas AMCA. O nível de ruído gerado por ventiladores aumenta com a pressão estática, por isto, o sistema de distribuição de ar deve ser projetado sempre para uma mínima resistência possível.

Se durante a operação do climatizador de ar o ventilador modificar seu ponto de desempenho devido a filtros sujos, fechamento e abertura de dampers, isto poderá acarretar um aumento em seu nível de ruído.

Más condições de aspiração ou descarga podem afetar seriamente a performance aerodinâmica e acústica de qualquer ventilador inclusive invalidando as características de operação fornecidas em catálogos.

Os ventiladores representam uma fonte predominante no climatizador de ar, já que o nível de ruído do motor elétrico não influi significativamente no resultado.

2) Ruídos originados nos dutos

Outra fonte de ruído no sistema de ar condicionado é o sistema de distribuição de ar que liga a unidade climatizadora de ar ao espaço condicionado. Essa fonte secundária de ruído inclui os dutos de insuflamento e retorno, tais como cotovelos, curvas, e outros elementos, todos os quais geram ruído como resultado da turbulência do ar que circula dentro deles. Em qualquer projeto de ar condicionado, ambos os ruídos do ventilador e do sistema de distribuição devem ser tomados em consideração para poder atender os critérios e as metas do projeto acústico.

Configurações de dutos de descarga mal projetadas e instaladas podem afetar negativamente o desempenho do ventilador, geram turbulências do ar e conseqüentemente ruídos.

Os ventiladores são testados e classificados em laboratório sob condições ideais, que costumam ser diferentes das condições reais de operação em campo. Na maioria dos ventiladores instalados no campo não desenvolvem um perfil de velocidade de descarga uniforme semelhante àquele testado no laboratório. Para obter o mesmo desempenho como quando testado, é necessário uma tubulação reta a jusante do ventilador. Entretanto, existe raramente o espaço suficiente para montar a unidade dessa maneira. Na maioria dos casos, é necessário recorrer a elementos de transição dentro da sala do equipamento mecânico entre a conexão da descarga da unidade climatizadora de ar e o tronco principal da tubulação.

23. ACÚSTICA (cont.)

3) Vibrações

Muitos dos problemas de ruído mais comuns não têm origem realmente na acústica, mas provêm de fontes vibratórias e podem ser evitados se tomados as devidas precauções quanto ao correto isolamento das vibrações.

A unidade climatizadora de ar e os dutos de distribuição de ar devem ser isolados dos pisos, tetos e paredes. O isolamento das vibrações de uma unidade climatizadora de ar é realizado através de vários métodos; o método mais comum e mais efetivo é o uso de amortecedores de borracha ou molas isoladoras. O sistema de movimentação de ar das unidades Eclipse e Gemini são dotados de amortecedores de vibração.

É recomendável a utilização de um conector flexível no ponto onde o duto de descarga é conectado à unidade climatizadora de ar. Nas unidades Eclipse e Gemini, com ventiladores do tipo limit load, o conector flexível já está integrado ao equipamento.

Conclusão

Fica evidente, portanto que o fabricante do climatizador de ar pode garantir bons níveis de potência acústica de seu equipamento, porém ele não pode garantir os níveis finais de potência acústica no espaço a ser condicionado. Muitos fatores que irão influir sobre o nível sonoro final não estão sob o controle do fabricante do equipamento. Um dos principais fatores inclui o projeto do sistema de distribuição de ar.

De maneira a garantir que o sistema esteja em conformidade com os critérios de potência acústica do espaço condicionado, será necessária uma análise completa e detalhada de todo o sistema de distribuição do ar. A maior parte das informações necessárias à execução dessa análise é apresentada no capítulo "Controle de

Dicas para um melhor desempenho acústico:

- Assegure-se de que a unidade esteja isolada contra vibrações.
- Utilize conectores flexíveis entre a ligação da boca de descarga dos ventiladores aos dutos.
- Cotovelos de curva são preferíveis a cotovelos quadrados. Os cotovelos devem ser orientados na mesma direção da rotação do ventilador.
- Todos os joelhos e curvas de pequeno raio devem ser dotados de veios defletores.
- Vede todas as folgas onde o duto penetra na parede.
- Suspenda os dutos em ganchos isolados.
- Instale um abafador de ruído antes do espaço ocupado.
- O espaço próximo à sala de máquinas do equipamento deve ser utilizado por uma área que não seja sensível a ruídos.
- Utilize uma parede com a perda de transmissão de ruído apropriada.
- Assegure-se de que o sistema de ar de retorno seja adequado.
- Evite todas as obstruções. Utilize conexões graduais quando necessário.

24. ESPECIFICAÇÃO TÉCNICA

YG – COMFORT PACKAGE FAN & COIL UNIT

GERAL

- O climatizador deverá atender às capacidades térmicas e vazão de ar que constam nas planilhas físicas operacionais, integrantes desta especificação.

CONCEPÇÃO

- Os climatizadores deverão ser fabricados compreendendo um gabinete, de módulo único, equipado com serpentina de resfriamento e desumidificação do ar, ventilador centrífugo, bandeja de água de condensação e uma bateria de filtros.

CARACTERÍSTICAS CONSTRUTIVAS

GABINETE

- O gabinete deverá ser projetado e construído de forma a reduzir a introdução, geração e retenção de contaminantes em seu interior, podendo ser lavados e sanitizados;

- De construção robusta, em módulo único, o gabinete deverá ser construído com perfis extrudados de alumínio de auto-encaixe acoplados a cantos especiais de material termoplástico;

- Os painéis deverão ser do tipo parede dupla, com revestimento interno e externo com chapa de aço pré-pintada, na cor branco-gelo e o seu núcleo isolante deverá ser em poliuretano expandido com 25 mm de espessura;

- Deverá haver estanqueidade adequada entre painéis e estrutura dos módulos do gabinete, garantida por meio de gaxetas auto-adesivas de borracha esponjosa, não higroscópica; colada em todo o perímetro do gabinete;

- Deverá haver no mínimo um painel lateral e um painel frontal removível. Os painéis móveis deverão estar fixados através de parafusos de fácil remoção e serem também dotados de puxadores facilitando assim o acesso aos componentes internos do equipamento;

- O(s) módulo(s) deverá (ao) ser montado(s) com pés de apoio, fabricados em chapa de aço galvanizado, com altura de 110 mm.

24. ESPECIFICAÇÃO TÉCNICA (cont.)

VENTILADOR

- O(s) ventilador (es) deverá(ao) ser do tipo centrífugo de dupla aspiração, de pás curvadas para frente ou para trás e dispondo de uma pressão estática capaz de superar as perdas da serpentina, filtros e rede de dutos;
- Serão construídos em chapa de aço com tratamento anticorrosivo, de construção robusta, e seus rotores deverão ser balanceados dinâmico e estaticamente, juntamente com as polias em regime de rotação máxima;
- Seus rolamentos deverão ser do tipo rígido autocompensador de esferas, blindados e de lubrificação permanente, com vida útil mínima de 40.000 horas;
- O conjunto ventilador / motor deverá ser montado sobre uma base única, de inércia, apoiada sobre coxins de borracha para ventiladores de pás curvadas para frente e coxins de mola para ventiladores com pás curvadas para trás;
- O acoplamento ao motor deverá ser feito através de polias e correias trapezoidais do tipo "V", sendo que a polia do motor deverá ser ajustável para motores de até 5 CV's.

MOTOR

- Deverá ser elétrico, trifásico, de indução, (opcional alto rendimento), para tensão de projeto de 60 ciclos, 3 fases, IV pólos, com grau de proteção IP55, grau de isolamento classe "B" e fator de serviço 1.15, montado sobre uma base única que permita uma fácil ajustagem das correias de transmissão;
- O motor do ventilador, não poderá ser montado sobre os painéis frontais, posteriores ou laterais.

SERPENTINA DE RESFRIAMENTO (ÁGUA GELADA)

- Deverá ser construída com tubos de cobre sem costura, de diâmetro externo de 12,7mm;
- Os tubos deverão ser montados em arranjo triangular desencontrado com 32 mm de distância entre centros na vertical, tendo as fileiras de tubo na profundidade, também uma distância de 32 mm;
- As aletas deverão ser onduladas, fabricadas em alumínio e deverão ser perfeitamente fixadas aos tubos por meio de expansão hidráulica;
- O distanciamento entre aletas deverá ser proporcionado nos colarinhos e limitado a um máximo de 12 aletas por polegada;

24. ESPECIFICAÇÃO TÉCNICA (cont.)

- A disposição dos tubos, no que se refere a número de fileiras em profundidade, deverá ser tal que sejam obedecidas às condições do ar, na entrada e saída da serpentina, conforme condições especificadas no projeto;
- As soldas das curvas, coletores e acessórios deverão ser feitas com material de conteúdo mínimo de 2% de prata em sua composição;
- As cabeceiras e requadros da serpentina deverão ser construídas em chapas de aço galvanizado com espessura de 1,5 mm;
- Os coletores da serpentina deverão ser fabricados em tubos de cobre e dotados de luvas soldadas em latão, com rosca do tipo BSP, para conexão à rede hidráulica;
- Os coletores também deverão ser dotados de dispositivo de purga de ar, (acessível pelo lado externo do gabinete) e dreno de água;
- Depois de construída e devidamente lavada, a serpentina deverá ser desidratada para ser levada a teste de vazamento, imersa em tanque com água morna usando-se nitrogênio a 20 Bares de pressão interna.

BANDEJA DE ÁGUA DE CONDENSAÇÃO

- Deverá ser construída de material termo plástico, do tipo ABS e isolada termicamente com poliuretano expandido;
- Deverá possuir arestas curvas com caimento acentuado para o lado do dreno. A conexão de dreno deverá ser localizada na parte inferior da bandeja.

FILTROS DE AR

- Serão de classe G4 (ABNT 16401), com elementos removíveis em mantas de fibra sintética descartável, espessura 25 mm (1") montados em suportes metálicos (caixilhos), com vedação adequada, de fácil remoção frontal sem a necessidade do uso de ferramentas.
- Opções de filtros disponíveis:
 - Filtro do tipo metálico lavável, classe G2, espessura de 1";
 - Filtro do tipo manta sintética descartável, classe G4, espessura de 1";
 - Filtro do tipo manta sintética descartável, classe G4, espessura de 2";
 - Filtro do tipo manta sintética descartável, classe G3, espessura de 1";
 - Porta Mantas para filtro do tipo manta sintética lavável, classe G4, espessura de 1";

24. ESPECIFICAÇÃO TÉCNICA (cont.)

- Filtro do tipo manta sintética plissada, classe F5, espessura de 2";
- Filtro do tipo tela de nylon, classe G1 em combinação com G4 Porta Mantas 1"
- Filtro do tipo manta sintética descartável, classe G4, espessura de 1" em combinação com filtro do tipo manta sintética plissada, classe F5, espessura de 2";

- Os elementos dos filtros deverão ser fabricados com 100% de material sintético que não libera partículas e com meio filtrante não cancerígeno;

- A área de face dos filtros deverá equivaler, no mínimo, à área de face da serpentina, observada a velocidade de face adequada para o filtro;

- O suporte metálico (caixilho) deverá ser montado na entrada de ar dos climatizadores.

EMBALAGEM

- O equipamento deverá ser embalado de modo a garantir um transporte seguro, em quaisquer condições e limitações que possam ser encontradas no percurso.

OPCIONAIS E ACESSÓRIOS

SERPENTINA DE AQUECIMENTO (ÁGUA QUENTE)

- Deverá ser montada após a serpentina de resfriamento;

- Deverá ser fabricada com tubos de cobre sem costura de 1/2" e aletas onduladas de alumínio, perfeitamente fixadas aos tubos por meio de expansão hidráulica e cabeceira e requadros em chapas de aço galvanizado;

- Deverá ser construída com 2 (duas) filas de profundidade, 8 aletas por polegada e 4 tubos por circuito.

MÓDULO CAIXA DE FILTRAGEM

- Deverá ser construída com as mesmas características construtivas do gabinete;

- A junção entre os módulos deverá ser feita por um dispositivo de união através de parafusos. Entre os módulos deverão ser previstas e fornecidas juntas de borracha esponjosa;

24. ESPECIFICAÇÃO TÉCNICA (cont.)

- Os dampers, para admissão de ar externo e retorno de ar, deverão ser de lâminas opostas, fabricados em chapa de aço galvanizado e eixo para acionamento manual ou automático;
- A bateria de filtros do equipamento deverá ser montada no módulo caixa de filtragem;
- Serão de classe G4 (ABNT 16401), com elementos removíveis em mantas de fibra sintética descartável, espessura 25 mm (1") montados em suportes metálicos (caixilhos), com vedação adequada entre filtros e caixilho, de fácil remoção lateral;
- Opções disponíveis:
 - Filtro do tipo metálico lavável, classe G2, espessura de 1";
 - Filtro do tipo manta sintética descartável, classe G4, espessura de 1";
 - Filtro do tipo manta sintética descartável, classe G4, espessura de 2";
 - Filtro do tipo manta sintética descartável, classe G3, espessura de 1";
 - Porta Mantas para filtro do tipo manta sintética lavável, classe G4, espessura de 1";
 - Filtro do tipo manta sintética plissada, classe F5, espessura de 2";
 - Filtro do tipo tela de nylon, classe G1 em combinação com G4 Porta Mantas 1"
 - Filtro do tipo manta sintética descartável, classe G4, espessura de 1" em combinação com filtro do tipo manta sintética plissada, classe F5, espessura de 2";

RESISTÊNCIA ELÉTRICA

- Deverão ser do tipo "U", aletada, trifásica, fabricada em níquel-cromo (80/20), montada em uma estrutura de aço galvanizado e fixada entre isoladores de porcelana;
- A resistência deverá estar protegida por um termostato de segurança com rearme automático;
- Serão montadas e fixadas no quadro da serpentina de resfriamento.



REGIÃO SUDESTE

SÃO PAULO Rua João Tibiriçá, 900 - São Paulo - SP CEP: 05077-000
Fone: (11) 3475 6700 Fax: (11) 3641 4951

CAMPINAS Rua José Paulino, 416 - Sala 807 - Centro Campinas - SP - CEP: 13013-000
Fone: (19) 3233 3590 Fax: (19) 3239 1082

RIO DE JANEIRO Rua Senador Alencar, 33 - São Cristóvão Rio de Janeiro - RJ - CEP: 20921-430
Fone: (21) 3906 5900 Fax: (21) 3906 5850

REGIÃO NORDESTE

BAHIA Av. Santos Dumont, 8011 Cond. Espaço 10 - Galpão 3 Bairro Portão - Lauro de Freitas - BA CEP: 42700-000
Fone: (71) 2104 6100 Fax: (71) 2104 6101

PERNAMBUCO Av. Lins Petit, 320 - 5º Andar - Salas 501 e 502 Ed. Boa Vista Center - Bairro Boa Vista Recife - PE - CEP: 50070-230
Fone: (81) 3059-5100 Fax: (81) 3059-5108

REGIÃO NORTE E CENTRO-OESTE

DISTRITO FEDERAL SHIS QI 11 - BL. Q - Salas 301/302 Edifício Mirage - Bairro Lago Sul - Brasília - DF CEP: 71625-205
Fone: (61) 3248-8000 Fax: (61) 3248-8004

REGIÃO SUL

PARANÁ Rua Tomazina, 125 - Qd. 10 Condomínio Portal da Serra Pinhais - PR - CEP: 83325-040
Fone: (41) 2169 3300 Fax: (41) 2169 3410

RIO GRANDE DO SUL Rua Aurora, 411 - Vila Rosa Canoas - RS - CEP: 92020-510
Fone: (51) 2102-6200 Fax: (51) 2102-6248

0800 283 9675

www.johnsoncontrols.com.br

O fabricante se reserva no direito de proceder a qualquer modificação, sem aviso prévio.

Printed in Brazil FORM: R-TEC011-BR (0609)

P.O. Box 423, Milwaukee, WI 53201
www.johnsoncontrols.com.br

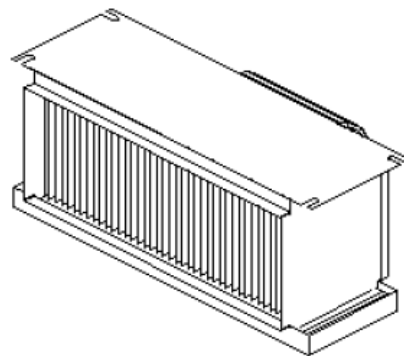
**ANEXO E. CATÁLOGO DE YORK UNIDADES FANCOILS DE EXPANSIÓN
DIRECTA CAPACIDADES DE 12000 A 36000 *BTU/h***



UNIDADES FANCOIL DE EXPANSION DIRECTA

R1MX

**Capacidad Nominal de
12.000 a 36.000 BTUHR, 60 Hz**



CARACTERISTICAS GENERALES

La unidad R1MX básica de techo está diseñada para aplicaciones horizontales ocultas, suspendidas del techo interior, comúnmente utilizada dentro de armarios en hoteles, moteles y apartamentos.

El ensamble motor-ventilador está diseñado para su fácil remoción de la unidad básica para proporcionar facilidad de servicio a estos componentes. La remoción de este ensamble proporciona también acceso a la cara del serpentín por donde entra el aire, que es la cara que acumula cualquier suciedad o basura que pase a través del filtro, por lo que la limpieza de esta cara del serpentín es sencilla.

Cada equipo R1MX está compuesto por: Ventilador Centrifugo, Motor, Serpentín y Aislamiento.

GABINETE Y ESTRUCTURA

El compacto y resistente gabinete esta fabricado en lamina de acero galvanizado. En la tapa superior está provisto de ranuras para su fácil fijación al techo interior. La bandeja de condensado está aislada internamente con lámina de poliuretano para evitar la exudación y aumentar la vida útil del equipo.

El gabinete se encuentra aislado internamente con fibra de vidrio de 12,7 mm. de espesor, con cubierta retardante al fuego que ayuda a la disminución del ruido transmitido al cuarto y evita la condensación de agua en la superficie del equipo.

ACCESORIOS

Las unidades pueden ser suministradas con el siguiente accesorio previo requerimiento ala fábrica.

- Plenum de retorno

SERPENTIN EVAPORADOR

El serpentín Evaporador YORK está construido de aletas curvadas de aluminio y tubos de cobre expandidos mecánicamente que permiten una mayor área de transmisión de calor en un mínimo espacio. Todos los serpentines son probados por fugas bajo presión sumergidos en agua.

VENTILADORES CENTRÍFUGOS

Los ventiladores son de aletas curvadas hacia adelante y doble entrada, contruidos en lámina y manzana en acero para transmisión de potencia por acople directo.

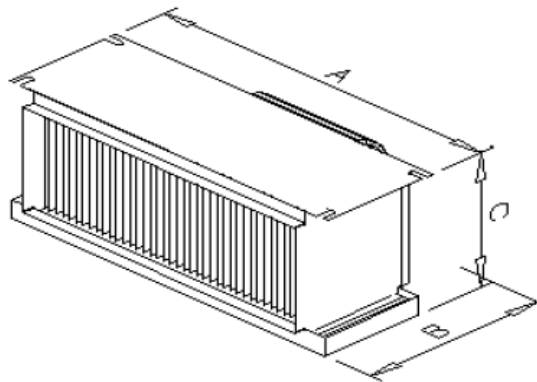
MOTOR

Todos los motores tienen opción de tres velocidades, capacitor de marcha permanente y rodamientos del tipo cojinete con punto de fácil acceso para lubricación.

R1MX

CATACTERISTICAS TECNICAS - R1MX															
Modelo	Cap. Nom. (btu)	VENTILADOR - CENTRIFUGO				MOTOR (208-230V)			SERPENTIN			CONECTORES			
		Cant.	Diam (pulg)	Ancho (pulg)	CFM Nom.	Trans	HP	RPM /VEL.	Amps	Area (pies2)	filas	aletas /pulg	Liquido	Vapor	Dren.
R1MX012	14.551	1	5-3/4	8-1/2	400	Acople Directo	0,20	1500/3	1,5	1,56	2	11	3/8"	5/8"	1/2"
R1MX018	18.519	1	5-3/4	8-1/2	600		0,20		1,5	1,67	3	11	3/8"	5/8"	1/2"
R1MX024	24.166	2	5-3/4	8-1/2	800		0,20		1,5	2,08	3	11	3/8"	5/8"	1/2"
R1MX030	29.398	2	5-3/4	8-1/2	1000		0,20		1,5	2,5	3	11	3/8"	5/8"	1/2"
R1MX036	35.865	2	5-3/4	8-1/2	1400		0,20		1,5	2,5	3	11	3/8"	5/8"	1/2"

(*) Las capacidades nominales están basadas en 40°F TES, 80°F Tbbe y 67°F Tbhe



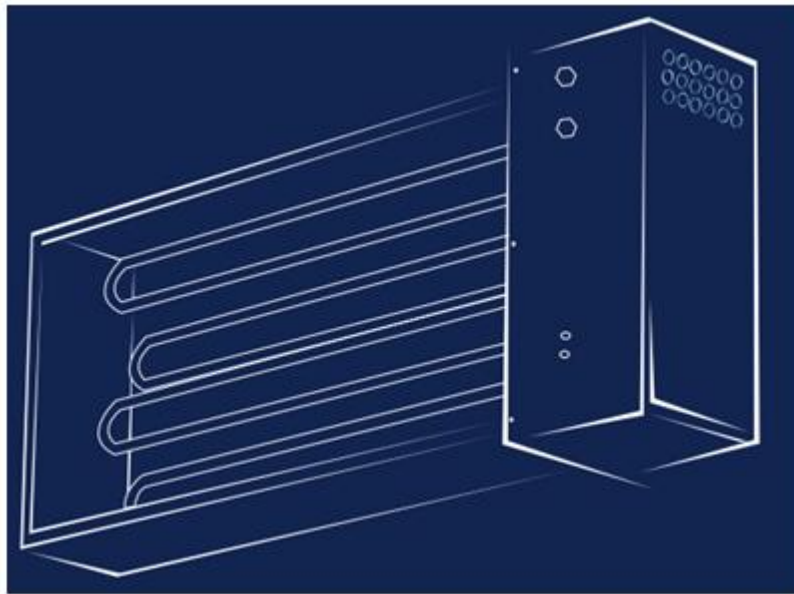
DIMENSIONES R1MX			
GENERALES (pulg)			
R1MX	A	B	C
12	28	19	11,22
18	28	19	11,22
24	34	19	11,22
30	40	19	11,22
36	40	19	11,22

CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO																
MODELO	CFM	TBSE (°F)	TBHE (°F)	TEMPERATURA DE EVAPORACION SATURADA/psig												
				40/68.5				45/76.0				50/84				
				CT	CS	TBSS	TBHS	CT	CS	TBSS	TBHS	CT	CS	TBSS	TBHS	
R1MX012	350	62	74.3	10.064	7.629	54.4	51.8	7.679	6.605	57.1	54.4	4.110	4.110	63.4	58.0	
		67	80.4	13.688	9.067	56.8	54.2	11.033	7.948	59.8	57.0	5.992	5.868	65.3	61.8	
		72	86.5	17.499	10.356	59.6	57.1	15.014	9.365	62.2	59.5	9.102	7.277	67.8	64.8	
	400	62	74.3	10.753	8.247	55.5	52.5	8.210	7.165	58.0	54.9	4.434	4.434	64.0	58.2	
		67	80.4	14.616	9.772	58.1	55.2	11.770	8.591	60.9	57.7	6.533	6.454	65.4	62.0	
		72	86.5	18.619	11.109	61.2	58.3	16.020	10.099	63.6	60.4	9.715	7.909	68.7	65.3	
	500	62	74.3	11.954	9.364	57.2	53.6	9.139	8.180	59.4	55.7	5.041	5.041	64.9	58.6	
		67	80.4	16.188	11.017	60.3	56.7	13.050	9.754	62.7	58.8	7.468	7.468	66.5	62.4	
		72	86.5	20.522	12.437	63.9	60.1	17.718	11.396	65.8	61.9	10.786	9.056	70.2	66.0	
	R1MX018	500	62	74.3	12.363	9.694	56.6	53.3	9.440	8.427	59.0	55.5	5.250	5.250	64.5	58.4
			67	80.4	16.977	11.541	59.4	56.1	13.550	10.121	62.0	58.5	7.660	7.655	66.2	62.3
			72	86.5	22.093	13.332	62.2	59.1	18.617	11.947	64.8	61.3	11.241	9.367	69.6	65.8
600		62	74.3	13.457	10.766	57.9	54.2	10.309	9.406	60.0	56.1	5.829	5.829	65.3	58.7	
		67	80.4	18.519	12.796	61.0	57.2	14.756	11.264	63.4	59.3	8.570	8.570	67.1	62.6	
		72	86.5	24.081	14.733	64.2	60.4	20.280	13.254	66.5	62.4	12.249	10.481	70.8	66.4	
700		62	74.3	14.412	11.739	59.0	54.9	11.065	10.290	60.9	56.6	6.349	6.349	65.9	58.9	
		67	80.4	19.833	13.912	62.3	58.1	15.788	12.293	64.5	60.0	9.373	9.373	68.0	62.9	
		72	86.5	25.765	15.971	65.8	61.5	21.693	14.420	67.8	63.3	13.123	11.490	71.7	66.8	
R1MX024		700	62	74.3	16.641	13.138	57.2	53.7	12.613	11.410	59.5	55.8	7.169	7.169	64.8	58.5
			67	80.4	22.777	15.583	60.1	56.6	18.143	13.683	62.6	58.9	10.418	10.418	66.6	62.5
			72	86.5	29.343	17.826	63.3	59.8	24.794	16.056	65.7	61.9	14.796	12.600	70.3	66.2
	800	62	74.3	17.717	14.184	58.1	54.3	13.461	12.363	60.2	56.2	7.731	7.731	65.3	58.7	
		67	80.4	24.166	16.738	61.3	57.4	19.297	14.782	63.6	59.5	11.272	11.272	67.3	62.7	
		72	86.5	31.125	19.106	64.8	60.8	26.333	17.284	66.9	62.7	15.717	13.651	71.1	66.6	
	900	62	74.3	18.670	15.143	59.0	54.8	14.224	13.244	60.9	56.6	8.247	8.247	65.8	58.9	
		67	80.4	25.430	17.813	62.4	58.1	20.317	15.792	64.5	60.0	12.056	12.056	68.0	62.9	
		72	86.5	32.679	20.261	66.0	61.6	27.685	18.405	68.0	63.3	16.608	14.664	71.8	66.9	
	R1MX030	900	62	74.3	21.117	16.636	57.4	53.8	16.351	14.683	59.4	55.7	9.312	9.312	64.7	58.5
			67	80.4	28.141	19.348	60.8	57.1	23.042	17.331	62.9	59.0	13.519	13.519	66.5	62.4
			72	86.5	35.327	21.669	64.6	60.7	30.789	20.019	66.3	62.3	19.183	16.198	70.3	66.1
1000		62	74.3	22.112	17.621	58.2	54.3	17.178	15.613	60.1	56.1	9.905	9.905	65.1	58.6	
		67	80.4	29.398	20.418	61.8	57.7	24.111	18.368	63.7	59.5	14.407	14.407	67.0	62.6	
		72	86.5	36.821	22.792	65.8	61.5	32.080	21.109	67.3	62.9	20.115	17.240	70.9	66.5	
1100		62	74.3	23.006	18.535	58.9	54.8	17.934	16.481	60.7	56.4	10.461	10.461	65.5	58.8	
		67	80.4	30.479	21.383	62.7	58.3	25.073	19.334	64.4	59.9	15.239	15.239	67.6	62.8	
		72	86.5	38.152	23.823	66.8	62.1	33.286	22.143	68.2	63.5	20.976	18.225	71.5	66.8	
R1MX036		1000	62	74.3	22.112	17.621	58.2	11.2	17.178	15.613	60.1	12.0	9.905	9.905	65.1	13.7
			67	80.4	29.398	20.418	61.8	10.7	24.111	18.368	63.7	11.4	14.407	14.407	67.0	13.0
			72	86.5	36.821	22.792	65.8	10.4	32.080	21.109	67.3	10.9	20.115	17.240	70.9	12.4
	1200	62	74.3	23.817	19.388	59.6	11.0	18.627	17.297	61.2	11.8	10.970	10.970	65.8	13.4	
		67	80.4	31.493	22.300	63.5	10.6	25.943	20.237	65.1	11.2	16.020	16.020	68.0	12.8	
		72	86.5	39.344	24.774	67.7	10.3	34.322	23.082	69.1	10.8	21.766	19.152	72.1	12.2	
	1400	62	74.3	25.234	20.943	60.7	10.9	19.860	18.792	62.1	11.7	11.929	11.929	66.4	13.2	
		67	80.4	33.250	23.958	64.8	10.5	27.461	21.887	66.2	11.1	17.455	17.455	68.8	12.6	
		72	86.5	41.400	26.485	69.3	10.2	36.204	24.828	70.4	10.7	23.169	20.859	73.1	12.1	

Nomenclatura

TBSE:	Temperatura de bulbo seco a la entrada (°F)	TBHE:	Temperatura de Bulbo húmedo a la entrada (°F)
CT:	Capacidad Total (BTUHR)	CS:	Capacidad Sensible (BTUHR)
TBSS:	Temperatura de bulbo seco a la salida (°F)	TBHS:	Temperatura de bulbo Húmedo a la salida en (°F)

ANEXO F. CATÁLOGO HC BARCOL-AIR. CATÁLOGOS DE REHEAT COIL



NO series

Slide in reheat coil (hot water/electric)

 **HC BARCOL-AIR**

Slide in reheat coil (hot water/electric)

Table of contents

Description	Page
Type designation	1
Hot water reheat coil	
- Technical data	2
- Model overview / dimensions	3
- Selection table	4
Electric reheat coil	
- Technical data	5
- Model overview / dimensions	6
- Selection table	7

Slide in reheat coil

Type designation
(NO)

Composition type designation:

N - O - O - O - E - O - O

N Position 1: **Product group**

N = air volume control terminals

O Position 2: **Function**

. = For code, use specified CAV / VAV type designation

O Position 3: **Controls (manufacturer)**

O = without controls
For controls, contact our sales staff

O Position 4: **Distribution plenum**

. = For code, use specified CAV / VAV type designation

E Position 5: **Reheat coil**

A = 1-row hot water reheat coil
B = 2-row hot water reheat coil
D = 4-row hot water reheat coil
E = 1-stage 230VAC/1-phase electric reheat coil
F = 2-stage 230VAC/1-phase electric reheat coil
G = 3-stage 230VAC/1-phase electric reheat coil
H = 1-stage 400VAC/3-phase electric reheat coil
J = 2-stage 400VAC/3-phase electric reheat coil
1 = non standard, specify separately

O Position 6: **Controls (type & function)**

O = without controls
For controls, contact our sales staff

O Position 7: **Sensor**

O = not applicable

Ordering example:

N	.	O	.	E	O	O	2	0	0	R	1	5	0	0
See above							Model		Handling controls		Capacity			

The slide in electric and hot-water reheat coils are applicable for all HC Barcol-Air CAV / VAV air terminals.

Ordering information:

Standard terminals:

- quantity of terminals
- complete 7 digit code
- terminal size or model
- air volume setting (V_{max} , V_{min} etc)
- control handing (standard right side)
- if applicable, electric reheat coil capacity
- supply or return air

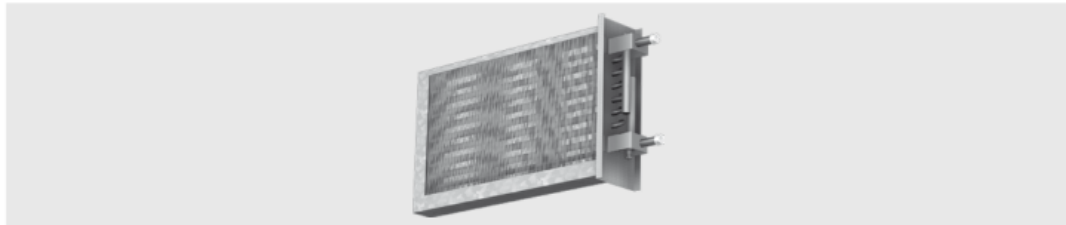
Non standard terminals:

- for non standard terminals a full description and/or drawing are requested

Hot water reheat coil

Technical data

Type N . . . A . . (1-row)
N . . . B . . (2-row)
N . . . D . . (3-row)



Application

Types NOOOAOO, NOOOBOO and NOOODOO hot water reheat coils are suitable for incorporation in the HC Barcol-Air VAV and CAV terminals. The dimensions of these "slide in" reheat coils are adapted to the dimensions and the airflow range of the corresponding VAV or CAV terminal size.

Technical information

Features:

- Factory fitted into the corresponding VAV or CAV terminal which saves valuable mounting time at site.
- High heat exchange efficiency.
- Available in 1-, 2- or 4-row design.
- Low air side pressure drop.

Construction:

- Copper tubes with aluminium fins.
- Test pressure 30 bar.
- Max. operating pressure (PN) 12,5 bar.
- Copper tube connections 12 or 15 mm.
- Suitable for all standard controls such as; 2- or 3-Way valves with Thermal-, 3-point or 0-10 VDC actuators.

Delivery format:

- The reheat coils are factory fitted into the corresponding CAV or VAV terminal.
- The connections are located, as standard, on the right hand side of the terminal when looking in the direction of air flow, unless otherwise requested.
- Coil connections are closed and protected with plastic caps.

Specify as:

The reheat coils are specified with the corresponding VAV or CAV terminals.

Selection example:

Given:

1. Reheat coil size : 160
2. Air flow : $V = 0.097 \text{ m}^3/\text{s}$
3. Primary(entering) air temp. : $EAT = 15^\circ\text{C}$
4. Hot water entering temp. : $EWT = 65^\circ\text{C}$
5. Required capacity : $P = 1400 \text{ W}$

Requested:

1. Capacity factor : $W/^\circ\text{C}$
2. Water flow : Q_w (l/h)
3. Water side pressure drop : ΔP_w (kPa)
4. Water side temp.difference : ΔT_w ($^\circ\text{C}$)
5. Water leaving temperature : LWT ($^\circ\text{C}$)
6. Air side temp. difference : ΔT_A ($^\circ\text{C}$)
7. Air leaving temperature : LAT ($^\circ\text{C}$)

Calculation:

1. Capacity factor (see tabel Pn)

$$C = EWT - EAT = 65 - 15 = 50^\circ\text{C}$$

$$W/C = 1400 / 50 = 28 \text{ W}$$

2. Water flow (Q_w)

The required capacity can be achieved by a 1-row coil.
100 l/h results in 26.4 W
175 l/h results in 30 W
By interpolation the final water quantity can be calculated:

$$Q_w = 100 + \frac{(28 - 26.4)}{(30 - 26.4)} \times (175 - 100) = 133.3 \text{ l/h}$$

3. Water-side pressure drop ΔP_w

At 100 l/h $\Delta P_w = 1.46 \text{ kPa}$, the pressure drop is related to the water flow to the 1.8th:

$$\Delta P_w = \left(\frac{133.3}{100} \right)^{1.8} \times 1.46 = 2.3 \text{ kPa}$$

4. Water side temperature difference (ΔT_w)

$$\Delta T_w = \frac{W}{Q_w \times 1.16} = \frac{1400}{133.3 \times 1.16} = 9^\circ\text{C}$$

5. Hot water leaving temperature (LWT)

$$LWT = EWT - \Delta T_w = 65 - 9 = 56^\circ\text{C}.$$

6. Air side temperature difference (ΔT_A)

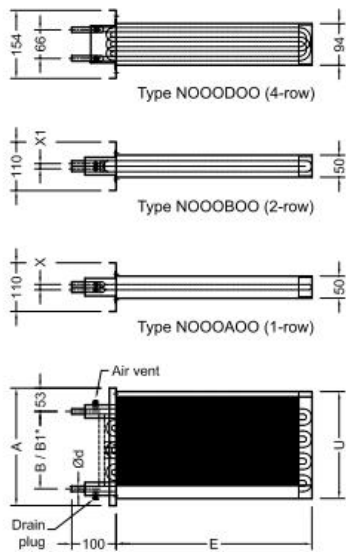
$$\Delta T_A = \frac{P}{V \times 1200} = \frac{1400}{0.097 \times 1200} = 12^\circ\text{C}$$

7. Air leaving temperature LAT

$$LAT = EAT + \Delta T_A = 15 + 12 = 27^\circ\text{C}$$

Hot water reheat coil

Model overview
Type N . . . A . . (1-row)
N . . . B . . (2-row)
N . . . D . . (3-row)



Dimensions	100	125	160	200	250	315	400
A	226	226	246	266	311	406	456
B	125	125	125	175	175	275	375
B1*	137.5	137.5	137.5	137.5	187.5	287.5	375
Ød	12	12	12	12	15	15	15
E	320	320	390	490	590	730	900
U	202	202	222	242	287	382	432
X	0	0	0	12	15	15	15
X1	12	12	12	12	15	15	15

Other dimensions are available upon request.

Notes:
1. All dimensions are in mm.
2. Size B1 applicable for 2-row and 4-row version.

Hot water reheat coil

Type N...A.. (1-row)

N...B.. (2-row)

N...D.. (3-row)

Selection; capacity factor (Pn), water flow (Qw) and pressure drop (ΔP)

8.7 - 466.5 W/1°CΔT

Model	Air velocity at inlet m/s	Air volume				1-row (NOOOA00) heating capacity in W/1°CΔT (ΔT = EWT - EAT)				2-row (NOOOB00) heating capacity in W/1°CΔT (ΔT = EWT - EAT)				4-row (NOOOD00) heating capacity in W/1°CΔT (ΔT = EWT - EAT)			
		l/s	CFM	m³/h		50	75	100	150	75	150	250	300	75	150	250	300
100	2	15	32	54	Qw in l/h	50	75	100	150	75	150	250	300	75	150	250	300
	3	22	46	79	ΔPw in kPa	0.4	0.8	1.3	2.7	0.3	1.0	2.4	3.3	0.8	2.6	6.3	8.6
	4	29	61	104		9	9	10	10	13	14	15	15	17	17	18	18
	5	37	78	133		11	11	12	12	17	18	19	19	23	24	25	25
	6	44	93	158		12	13	14	15	20	22	23	23	27	30	31	31
						13	15	16	17	22	25	27	28	32	36	37	38
125	2	23	49	83	Qw in l/h	50	75	100	175	75	150	250	350	75	150	300	350
	3	35	74	126	ΔPw in kPa	0.4	0.8	1.3	3.6	0.3	1.0	2.4	4.4	0.8	2.6	8.6	11.3
	4	47	99	169		11	12	12	13	17	19	20	20	23	25	26	26
	5	58	123	209		13	14	15	16	21	25	26	27	31	34	36	37
	6	70	148	252		15	16	18	19	25	29	31	33	36	42	45	46
						16	18	19	21	27	32	35	37	40	48	53	54
160	2	39	82	140	Qw in l/h	50	75	100	175	75	150	250	350	75	150	300	350
	3	58	123	209	ΔPw in kPa	0.4	0.9	1.5	3.9	0.3	1.1	2.7	4.8	0.8	2.8	9.6	12.6
	4	77	163	277		15	17	18	19	25	28	30	31	35	39	41	42
	5	97	205	349		18	20	21	24	30	35	39	40	43	51	56	57
	6	116	246	418		20	22	24	27	33	41	45	47	48	61	68	69
						21	24	26	30	36	45	51	54	52	68	79	81
200	2	62	131	223	Qw in l/h	50	100	150	200	75	200	300	400	75	200	300	400
	3	91	193	328	ΔPw in kPa	0.1	0.3	0.6	1.0	0.5	2.7	5.4	9.0	1.3	7.1	14.4	23.9
	4	122	258	439		20	25	27	29	36	45	47	49	49	61	64	65
	5	152	322	547		23	29	33	35	42	56	60	63	58	80	85	88
	6	183	388	659		25	33	37	40	46	65	71	74	64	95	103	108
						26	36	41	44	49	72	80	84	68	106	118	125
250	2	95	201	342	Qw in l/h	75	125	175	225	150	250	350	450	150	250	350	450
	3	144	305	518	ΔPw in kPa	0.2	0.5	0.9	1.4	1.8	4.4	8.0	12.4	4.8	11.8	21.3	33.1
	4	192	406	691		31	36	39	41	60	67	70	72	84	92	96	98
	5	239	506	860		35	42	46	49	72	83	89	92	103	120	128	132
	6	287	608	1033		38	46	52	55	81	95	103	108	115	139	152	159
						40	50	56	60	87	104	114	121	122	154	171	181
315	2	153	324	551	Qw in l/h	75	125	200	300	150	250	400	600	150	250	400	600
	3	229	485	824	ΔPw in kPa	0.3	0.8	1.9	3.9	0.5	1.1	2.5	5.2	1.2	3.0	6.8	13.9
	4	306	648	1102		46	56	64	70	85	99	110	116	116	137	150	157
	5	382	809	1375		51	65	76	84	98	120	136	147	133	169	194	209
	6	459	972	1652		55	71	85	96	106	134	156	172	142	189	227	251
						57	75	92	105	112	144	172	192	147	203	251	284
355	2	195	413	702	Qw in l/h	100	200	300	400	175	300	450	650	175	300	450	650
	3	292	618	1051	ΔPw in kPa	0.6	2.1	4.2	7.0	0.6	1.7	3.4	6.4	1.7	4.5	9.1	17.3
	4	389	824	1400		59	74	82	86	102	121	132	140	139	168	183	193
	5	487	1031	1753		66	87	98	104	116	144	162	175	158	205	233	253
	6	584	1237	2102		70	96	110	118	126	161	184	203	168	229	269	299
						73	103	119	130	132	173	202	225	174	245	296	336
400	2	248	525	893	Qw in l/h	150	250	350	450	200	350	550	700	200	350	550	700
	3	371	786	1336	ΔPw in kPa	0.3	0.6	1.2	1.8	1.2	3.1	6.8	10.4	3.1	8.4	18.5	28.3
	4	495	1048	1782		79	94	103	109	131	158	174	181	174	215	237	245
	5	619	1311	2228		90	111	123	132	150	191	218	229	195	263	306	323
	6	743	1574	2675		97	123	138	149	163	214	250	267	206	294	355	382
						102	131	150	163	171	231	276	297	213	314	393	429

1. The selection above is to calculate the heating capacity per 1 degree temperature difference between entering water temperature (EWT) and entering air temperature (EAT).

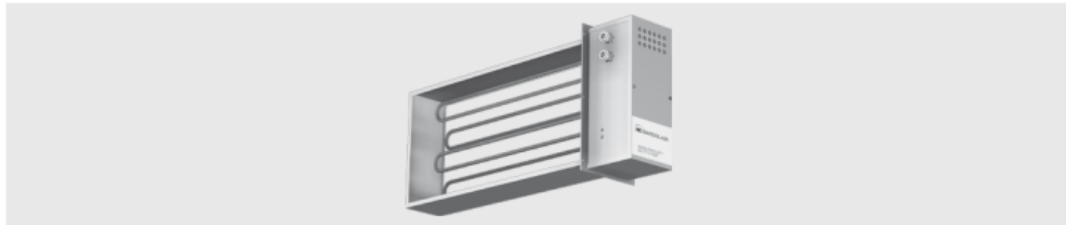
2. To calculate water pressure drop (ΔPw) and leaving water temperature (LWT) see selection on page 2.

3. 4-Row coils can not be exchanged by 1- or 2-row coils.

Electric reheat coil

Technical data

Type N...E... / N...H...
N...F... / N...J...
N...G...



Application

Types N...E..., N...F..., N...G..., N...H... and N...J... electrical heating coils are suitable for incorporation in the HC Barcol-Air VAV and CAV terminals. The dimensions of these "slide in" reheat coils are adapted to the dimensions and the airflow range of the corresponding VAV or CAV terminal size.

Technical information

Features:

- Factory fitted into the corresponding VAV or CAV terminal which saves valuable mounting time at site.
- Low air-side pressure loss.
- Available in 1 to 3 stage control type.
- 230VAC/1-phase or 400VAC/3-phase.

Construction:

- Heater element: stainless steel, CrNi (1.4541) 8 mm diameter.
- thermal 'cut-out': bimetal disc thermostat, auto reset (55°C) (optional manual reset 70°C).
- Controls enclosure: galvanized sheet steel.

Delivery format

Delivery format:

- The reheat coils are factory fitted into the corresponding CAV or VAV terminal.
- The connections are located, as standard, on the right hand side of the terminal when looking in the direction of air flow, unless otherwise requested.
- Standard supplied with 12A relays, suitable for control signal of 24VAC, optional solid state relays or thyristor controls are available.

Specify as:

Given:

Reheat coil size 200

Air flow: $V = 0.122 \text{ m}^3/\text{s}$

Primary (entering) air temperature:

EAT = 15°C

Required supply (leaving) air temperature

LAT = 35°C

Requested:

The capacity of the electric reheat coil?

Calculation:

The required coil capacity can also be calculated using the formula:

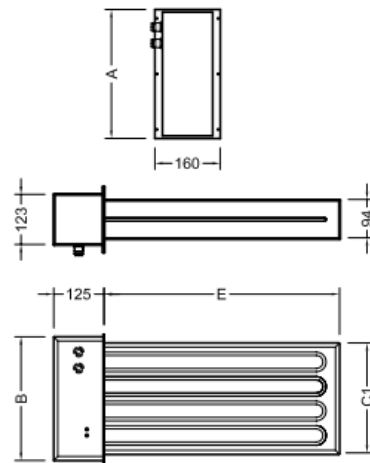
$$P = 1200 \times V \times \Delta T$$

$$P = 1200 \times 0.122 \times 20 = 2928 \text{ W}$$

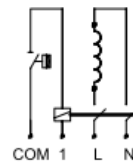
Electric reheat coil

Model overview

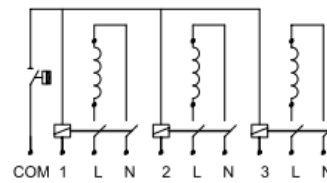
Type N...E... / N...H...
N...F... / N...J...
N...G...



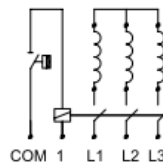
Type NOOO . OO



Wiring diagram, 1-stage, 230VAC/1-phase



Wiring diagram, 3-stage, 230VAC/1-phase



Wiring diagram, 1-stage, 400VAC/3-phase

Legend:

= clixon

= relais

= coil

COM = common

L 1/2/3 = load

N = neutral

Dimensions

Model	100	125	160	200	250	315	355	400
A	226	226	246	266	316	406	406	456
B	203	203	203	203	303	303	303	303
C1	183	183	203	223	273	363	363	413
E	307	307	377	477	577	717	797	887

All dimensions are in mm.

Electric reheat coil

Type *N...E... / N...H...
N...F... / N...J...
N...G*

Selection

53 - 4456 m³/h ; 0.5 - 9 KW

Model	Air velocity at inlet	Air volume			temperature increase due to electric reheat coil								
					1phase/230 VAC (maximum 12 A)						3phase/400 VAC (star)		
					0.5 KW	1 KW	1.5 KW	2 KW	2.5 KW	3 KW	4,5 KW	6 KW	9 KW
	m/s	l/s	CFM	m ³ /h	Δ T °C	Δ T °C	Δ T °C	Δ T °C	Δ T °C	Δ T °C	Δ T °C	Δ T °C	Δ T °C
100	2	15	31	53	28								
	4	29	62	106	14	28							
	6	44	94	160	9	19	28						
	8	59	125	213	7	14	21	28					
	10	74	156	266	6	11	17	22					
125	2	23	49	84	18								
	4	47	99	168	9	18	27						
	6	70	149	253	6	12	18	24					
	8	94	198	337	4	9	13	18					
	10	117	248	421	4	7	11	14					
160	2	39	82	139	11	21	32						
	4	78	164	279	5	11	16	21	27				
	6	116	246	418	4	7	11	14	18	21			
	8	155	328	558	3	5	8	11	13	16			
	10	194	410	697		4	6	9	11	13			
200	2	61	129	219		14	20	27					
	4	122	258	439		7	10	14	17	20			
	6	183	387	658		5	7	9	11	14			
	8	244	516	878		3	5	7	9	10			
	10	305	645	1097		3	4	5	7	8			
250	2	96	203	345			13	17	22	26			
	4	192	406	690			6	9	11	13	19		
	6	288	609	1035			4	6	7	9	13		
	8	383	812	1380			3	4	5	6	10		
	10	479	1015	1725			3	3	4	5	8		
315	2	153	324	550				11	14	16	24		
	4	306	648	1101				5	7	8	12	16	24
	6	459	971	1651				4	5	5	8	11	16
	8	612	1295	2202				3	3	4	6	8	12
	10	764	1619	2752					3	3	5	7	10
355	2	195	412	701				9	11	13	19	26	
	4	389	824	1401				4	5	6	10	13	19
	6	584	1236	2102				3	4	4	6	9	13
	8	779	1649	2803					3	3	5	6	10
	10	973	2061	3503						3	4	5	8
400	2	248	524	891				7	8	10	15	20	30
	4	495	1049	1783				3	4	5	8	10	15
	6	743	1573	2674					3	3	5	7	10
	8	990	2097	3565							4	5	8
	10	1238	2621	4456							3	4	6

1. The maximum recommended supply air temperature is 35°C.
At this temperature room height, supply air velocity, diffuser type and location has to be taken into account.

2. To calculate the capacity of an electric reheat coil, see selection example on page 5.

3. See price list for standard configurations and capacities.



HC Barcol-Air

P.O. Box 283, 1440 AG Purmerend, the Netherlands

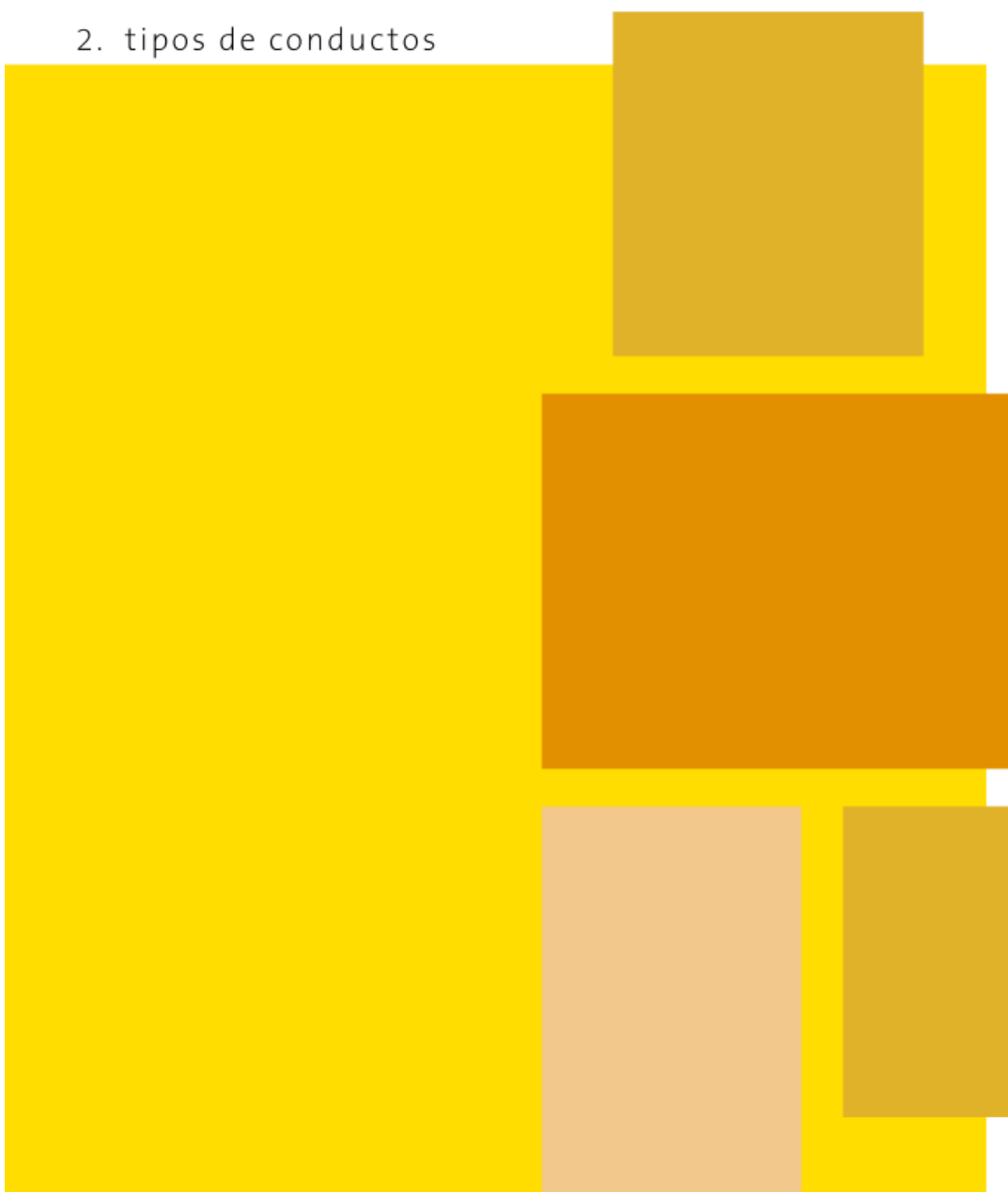
T +31 (0)299 689 300 | **F** +31 (0)299 436 932

info@barcol-air.nl | www.barcol-air.nl

HC Barcol-Air is part of  **HC GROEP**

ANEXO G. CATÁLOGOS PARA EL DISEÑO DE DUCTOS

2. tipos de conductos



LOS CONDUCTOS DE AIRE SON LOS ELEMENTOS DE UNA INSTALACIÓN a través de los cuales se distribuye el aire por todo el sistema; aspiración, unidades de tratamiento de aire, locales de uso, retorno, extracción de aire, etc. Sus propiedades determinan en gran parte la calidad de la instalación, al jugar un papel fundamental en determinados factores, como por ejemplo, el aprovechamiento energético o el comportamiento acústico de la misma.

La normativa de aplicación en vigor para regular las características que deben cumplir los conductos de distribución de aire, está contenida en el Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios (RITE), con desarrollo en sus Instrucciones Térmicas Complementarias (ITE). En estas instrucciones se hace referencia a diversas normas UNE o EN del Comité 100 de Normalización.

El RITE hace referencia a los conductos metálicos, que deben cumplir lo especificado en la norma UNE-EN-12237, y conductos no metálicos, que deben cumplir lo especificado en la norma UNE-EN-13403. También se mencionan las conexiones flexibles (**conductos flexibles**) entre las redes de conductos de aire y las unidades terminales, **indicando que la longitud máxima de dichas conexiones debe ser de 1,2 m debido a su elevada pérdida de presión.**

Se analizan en este capítulo:

1. Conductos de chapa metálica.
2. Conductos de lana de vidrio.
3. Conductos flexibles y sus limitaciones de uso.

2.1. Conductos de chapa metálica



Se trata de conductos realizados a partir de planchas de chapa metálica (acero galvanizado o inoxidable, cobre, aluminio...), las cuales se cortan y se conforman para dar al conducto la geometría necesaria para la distribución de aire.

Puesto que el metal es un conductor térmico, los conductos de chapa metálica **deben aislarse térmicamente**. Habitualmente, el material empleado consiste en mantas de lana de vidrio para colocar en el lado exterior del conducto. Estas mantas incorporan un revestimiento de aluminio que actúa como barrera de vapor. También pueden colocarse, en el interior del conducto, mantas de lana de vidrio con un tejido de vidrio que permite la absorción acústica por parte de la lana y refuerza el interior del conducto.

Los productos de lana de vidrio utilizados para el aislamiento de conductos metálicos son:

Producto	Aplicación	Descripción	Revestimiento	Resistencia térmica m ² · K/W
IBR Aluminio	Aislamiento por el exterior del conducto metálico	Manta de lana de vidrio, 55 mm de espesor	Aluminio + kraft	1,31
Isoair		Manta de lana de vidrio, en 30 ó 40 mm de espesor	Aluminio reforzado + kraft	30 mm: 0,80 40mm: 1,00
Intraver Neto	Aislamiento por el interior	Manta de lana de vidrio, 25 mm de espesor	Tejido de vidrio negro de alta resistencia mecánica	15 mm: 0,36* 25 mm: 0,73

(*) No cumple el RITE por su espesor.

Hay que considerar que espesores inferiores a los indicados en esta tabla no cumplirían el RITE.

Clasificación de los conductos de chapa

a) Respecto a la presión máxima y estanqueidad

Los conductos de chapa se clasifican de acuerdo a la máxima presión que pueden admitir:

Clase de conductos	Presión máxima (Pa)
Estanqueidad A	500 Pa (1)
Estanqueidad B	1000 Pa (2)
Estanqueidad C	2000 Pa (2)
Aplicaciones especiales	2000 (2)

(1) Presión positiva o negativa.

(2) Presión positiva.

Norma UNE-12237.

b) Respecto al grado de estanqueidad

Se establecen tres clases. Los sistemas de montaje y tipos de refuerzos vienen definidos en el proyecto de norma europea prEN 1507. Ver también norma UNE -EN-12237.

2.2. Conductos de lana de vidrio



Son conductos realizados a partir de **paneles de lana de vidrio de alta densidad**, aglomerada con resinas termoendurecibles. El conducto se conforma a partir de estas planchas, cortándolas y doblándolas para obtener la sección deseada.

Las planchas a partir de las cuales se fabrican los conductos se suministran con un **doble revestimiento**:

- La cara que constituirá la **superficie externa** del conducto está recubierta por un complejo de aluminio reforzado, que actúa como barrera de vapor y proporciona estanqueidad al conducto.

- La cara que constituirá el *interior del conducto*, dispondrá de un revestimiento de aluminio, un velo de vidrio, o bien un tejido de vidrio, según las características que se deseen exigir al conducto.



LOS PANELES CLIMAVER PLUS R GARANTIZAN UN REBORDEADO EXCLUSIVO DEL CANTO MACHO, PROLONGANDO LA PROTECCIÓN DEL COMPLEJO INTERIOR DE ALUMINIO. DE ESTA FORMA SE OBTIENE UNA UNIÓN PERFECTA ENTRE TRAMOS, SIN DISCONTINUIDAD EN EL REVESTIMIENTO INTERIOR.

Los paneles que se utilizan como base para construir el conducto tienen las siguientes dimensiones:

Largo (m)	Ancho (m)	Espesor (mm)
3	1,19	25

La gama **CLIMAVER** está compuesta por varios tipos de paneles, atendiendo a su configuración y a las aplicaciones deseadas para cada uno de ellos:

Gama Climaver	Conductividad térmica λ (W/m-K) a 10 °C	Marcas de calidad	Presión estática (mm.c.a)	Velocidad del aire (m/s)	Temperatura máxima de utilización (°C)
Plata	0,032	N	≤ 50	≤ 12	90
Superficie exterior: Lámina de aluminio exterior, kraft y malla de vidrio textil. Superficie interior: Velo de vidrio de color amarillo.					
Plus R	0,032	N	≤ 80	≤ 18	70
Superficie exterior: Lámina de aluminio exterior, malla de vidrio textil y kraft. Superficie interior: Aluminio y kraft. El canteado "macho" del panel está rebordeado con este revestimiento.					
Neto	0,032	N	≤ 80	≤ 18	90
Superficie exterior: Lámina de aluminio exterior, kraft y malla de textil. Superficie interior: Tejido de vidrio negro de alta resistencia mecánica.					
A2	0,032	N	≤ 80	≤ 18	70
Superficie exterior e interior: Lámina de aluminio reforzada con una malla de vidrio textil.					
A2 Neto	0,032	N	≤ 80	≤ 18	90
Superficie exterior e interior: Lámina de aluminio reforzada con una malla de vidrio textil. Superficie interior: Tejido de vidrio negro de alta resistencia mecánica.					

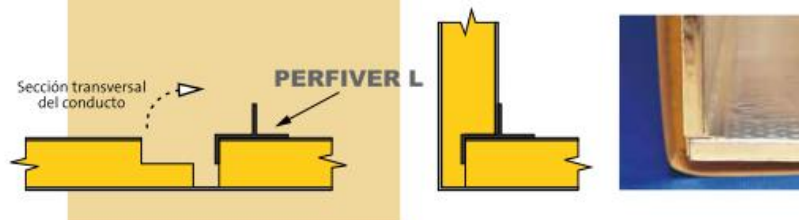
EL REVESTIMIENTO INTERIOR DE CLIMAVER NETO PERMITE LA ABSORCIÓN ACÚSTICA POR PARTE DE LA LANA DE VIDRIO.



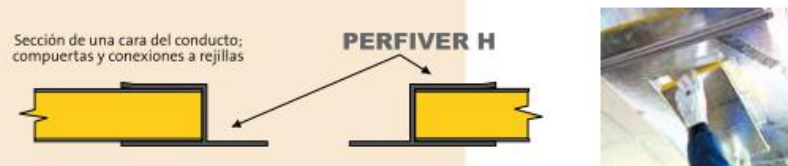
Sistema **CLIMAVER** Metal

Las mayores exigencias del sector, en aspectos relativos a la calidad de aire interior y de las instalaciones, motivaron el desarrollo del Sistema **CLIMAVER** Metal, como **alternativa adicional de calidad**.

Se trata de un sistema de montaje que combina cualquiera de los paneles **CLIMAVER** (excepto **CLIMAVER** Plata), con una perfilera de aluminio (Perfiver). Los perfiles Perfiver L se colocan en las juntas longitudinales interiores de los conductos con el fin de reforzar las juntas longitudinales internas de los conductos.



Sin ser de uso exclusivo del Sistema **CLIMAVER** Metal, la utilización de otro perfil de aluminio (Perfiver H), permite rebordear los cantos del panel de lana de vidrio en las conexiones a unidades terminales (rejillas...), máquinas (juntas elásticas, marcos metálicos...) y compuertas (de inspección, cortafuegos...).



VENTAJAS DEL SISTEMA CLIMAVER METAL

ADICIONALMENTE A LOS 12 AÑOS DE GARANTÍA APORTADOS POR CUALQUIER PANEL DE LA GAMA CLIMAVER, EL SISTEMA CLIMAVER METAL INCORPORA LAS SIGUIENTES VENTAJAS:

- MAYOR CAPACIDAD PARA UNA LIMPIEZA FRECUENTE.
- ACABADO ÓPTIMO DE LAS JUNTAS AL INCORPORAR LOS PERFILES LONGITUDINALES.
- INCREMENTO DE LA RESISTENCIA MECÁNICA A LA PRESIÓN.

2.3. Conductos flexibles

Se trata de conductos flexibles con forma de fuelle, constituidos generalmente por dos tubos de aluminio y poliéster entre los cuales se dispone un fieltro de lana de vidrio que actúa como aislamiento térmico. Están regulados por la norma UNE-EN-13180.

El RITE limita su uso a longitudes de 1,2 m debido a su elevada pérdida de carga y a los problemas acústicos que pueden originar; por lo que se utilizan principalmente para la conexión entre el conducto principal de aire y las unidades terminales (difusores, rejillas).



Resumen. Tipos de conductos.

Dentro de los conductos para distribución de aire, podemos distinguir:

- a) **Conductos de chapa metálica.** De conformación en taller, necesitan de un aislamiento térmico y acústico adicional. Están regulados por la norma UNE-EN-12237.
- b) **Conductos de lana de vidrio.** De conformación en obra, aportan de por sí aislamiento térmico y acústico. Regulados por la norma UNE-EN-13403.
- c) **Conductos flexibles.** Limitados por el RITE a una longitud máxima de 1,2 m por su elevada pérdida de presión, se utilizan para las conexiones entre el conducto principal y las unidades terminales. Regulados por la norma UNE-EN 13180.

3. aislamiento térmico en la climatización



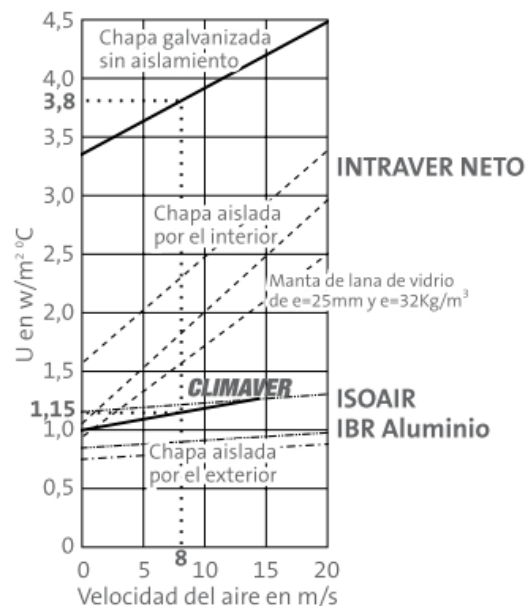


Figura 6. Valores experimentales de U en función de la velocidad del aire (Fuente: ASHRAE).

Esto es debido a que el aire circulante induce a una cierta movilidad del aire contenido en la lana de vidrio, lo que supone un aumento del valor de λ del material. Este efecto disminuye con el aumento de la densidad del material, de modo que en los conductos autoportantes de paneles rígidos de lana de vidrio (gama **CLIMAVER**), este factor presenta muy poca influencia, como ocurre con los revestimientos exteriores de lana de vidrio para conductos metálicos.

Transferencia de calor en un sistema de conductos

El valor de transmitancia U calculado, nos permite conocer las transferencias globales por unidad de superficie de conducto y por cada grado °C de diferencia de temperatura entre el aire en el interior y el ambiente.

Sin embargo, como hemos comentado antes, las transferencias de calor a lo largo de todo el circuito de conductos suponen una variación de la temperatura del aire interior, y éstas pueden ser importantes según el valor de U, el caudal de aire, la geometría del conducto y las diferencias iniciales de temperatura interior y ambiente.

La solución a este problema está en la aplicación del cálculo de acuerdo con la Norma 90 A de ANSI/ASHRAE/IES, que permite el cálculo para cada tramo de igual sección:

$$Q_e = \frac{U \cdot P \cdot L}{1000} \left(\frac{t_r + t_i}{2} - t_a \right)$$

$$t_e = \frac{t_i(y+1) - 2t_a}{y-1} \quad \text{y} \quad t_i = \frac{t_a(y+1) - 2t_e}{y+1}$$

Donde:

$y = (2 \cdot A \cdot V \cdot \rho / U \cdot P \cdot L)$ para conductos rectangulares;

$y = (0,5 \cdot D \cdot L \cdot \rho / U \cdot L)$ para conductos circulares;

A = área de la sección transversal del conducto, en mm².

V = velocidad media, en m/s.

D = diámetro del conducto, en mm.

L = longitud del conducto, en m.

Q_e = pérdida/ganancia de calor a través de las paredes del conducto, en W (negativa para ganancia de calor).

U = coeficiente de transferencia de calor total de la pared del conducto, en W/(m² · °C).

P = perímetro del conducto, en mm.

ρ = densidad del aire, en Kg/m³.

t_e = temperatura del aire de entrada del conducto.

t_i = temperatura del aire de salida del conducto.

t_a = temperatura del aire que rodea el conducto.

Reducción del consumo energético (ejemplo)

En el punto anterior, hemos visto que las pérdidas de energía, para unas condiciones fijas de aire de entrada y de ambiente y una geometría determinada de los conductos, dependen en gran medida del valor de U de éstos.

Con carácter aproximado, puede tomarse el valor de U para cada tipo de material de conducto, como elemento proporcional de pérdidas.

Veamos un ejemplo:

Se considera un conducto de climatización situado en una cámara de aire, entre forjado y falso techo, con las siguientes características:

- Conducto de sección 400x400 mm y longitud 20 m.
- Velocidad del aire circulante = 8 m/s.
- Temperatura del aire de entrada: 14 °C.
- Temperatura del ambiente: 26 °C.

Se trata de comparar el intercambio térmico en un conducto según el material utilizado su constitución: chapa sin aislar o conductos **CLIMAVER**.

Los coeficientes de transferencia utilizados de acuerdo con la fig. 6 son:

- Chapa galvanizada: $U = 3,8 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$
- Conductos **CLIMAVÉR**: $U = 1,1 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$

Con estos datos, resultaría una pérdida total de calor de:

- Q (chapa galvanizada) = 1.403,2 W.
- Q (conducto **CLIMAVÉR**) = 415 W.

Esto representa que las pérdidas con un sistema de conductos **CLIMAVÉR** son un 70,4% menores que si utilizamos conductos de chapa galvanizada.



LA INSTALACIÓN DE CONDUCTOS CLIMAVÉR PERMITE REDUCIR LAS PÉRDIDAS EN UN 70% RESPECTO A UN CONDUCTO DE CHAPA SIN AISLAR.

3.3. Aislamiento térmico en equipos

La aplicación en cada caso de las fórmulas indicadas en el apartado 1, permitirá analizar las diversas pérdidas caloríficas con diferentes aislamientos.

Este caso general admite algunas simplificaciones sin errores apreciables; por ejemplo, las instalaciones con líquidos en su interior presentan un valor de $1/h$, muy bajo, que puede despreciarse comparativamente a otros términos de U .

Para instalaciones en el interior del edificio, pueden aplicarse con las fórmulas aproximadas:

$$\text{Tuberías horizontales: } h_e = C_h + 0,05 \Delta\theta \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$$

$$\text{Tuberías verticales y paredes planas: } h_e = C_g + 0,09 \Delta\theta \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$$

Usando los coeficientes de la siguiente tabla:

Superficie	C_a	C_b
Aluminio brillante	2,5	2,7
Aluminio oxidado	3,1	3,3
Chapa de metal galvanizado, limpio	4,0	4,2
Chapa de metal galvanizado, sucio	5,3	5,5
Acero Austenítico	3,2	3,4
Plancha aluminio-zinc	3,4	3,6
Superficies no metálicas	8,5	8,7

Las anteriores ecuaciones son aplicables para tuberías horizontales en el rango de $D_e = 0,25$ m hasta 1 m, y para tuberías verticales, de todos los diámetros.

Los valores de C_a y C_b son coeficientes aproximados. Sólo son aplicables para valores de $\Delta\theta < 100^\circ\text{C}$ y donde la radiación sea poco apreciable por no ser significativa la diferencia de temperatura entre la superficie externa del equipo y la del ambiente.

3.4. Riesgo de condensaciones

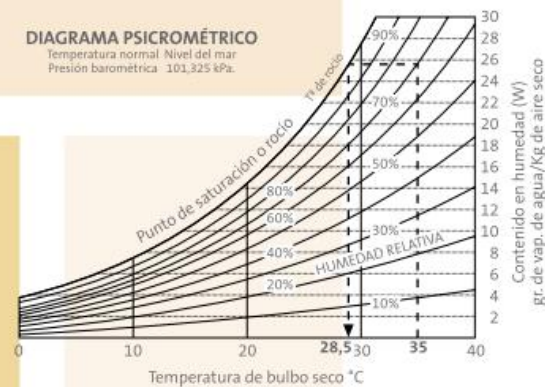
Si una masa de aire con temperatura y humedad relativa (H_g) dadas tiende a enfriarse, se producirán condensaciones si se alcanza la "temperatura de rocío" (t_r), en la cual la H_g es 100%.

Este hecho es importante cuando la temperatura interior de los equipos o de las instalaciones es inferior a la ambiental: el aire exterior próximo a las superficies disminuye su temperatura, aumentando la HR, con el riesgo de condensaciones indicado.

En general, si el elemento separador es metálico o de otro material buen conductor del calor, el riesgo de condensaciones es alto, aún con bajas diferencias de temperatura en los ambientes exterior e interior, considerando ambientes de alta HR.

DIAGRAMA PSICROMÉTRICO

Temperatura normal Nivel del mar
Presión barométrica 101,325 kPa.



IBR Aluminio

Description

IBR-ALUMINIO is a blanket-type insulation composed of glass fibers bonded together with a thermosetting resin. This blanket is faced with an Aluminum foil and Kraft paper air barrier/vapour retarder.

Application

IBR-ALUMINIO blanket is used to insulate rectangular and round heating, ventilating and air conditioning ductwork that supplies conditioned air at temperatures from 0 °C to 120 °C. IBR-ALUMINIO Duct Wrap is used in commercial, industrial and residential buildings. IBR-ALUMINIO Duct Wrap helps control heat loss or gain and condensation during system operation.

Dimensions

Thickness (mm)	Length (m)	Width (m)
55	17,5	1,20

Density

LVM-1, according to UNE 92102/98.

Thermal conductivity

Average temperature in °C	10
Thermal conductivity W/(m · °C)	≤0,042
Average temperature in °C	10
Thermal resistance (m² · °C)/W	≥1,31

Specific heat

0,8 kJ/kg · K

Permeability to water vapour

The permeability of IBR-ALUMINIO depends on the Aluminium Kraft waterproofing, whose value is 0.4 g/m² per day mmHg (Cold Institute. Instituto del Frio, File No. 1,103).

Presentation

Supplied in rolls wound with Kraft and packed in polyethylene bags.

Logistic Classification	Pieces/ bag	m²/bag	Bags/truck (70 m³)	m²/truck (70 m³)
A	1	21,00	240	5.040

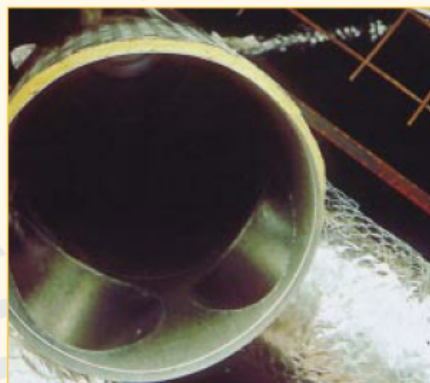
Fire Classification

M0 (non-combustible).

Other properties

The product is chemically inert and cannot be attacked by chemical agents except for hydrofluoric acid. It will not rot and it is odourless. It is not a food source for rodents nor does it provide an adequate environment for the development of insects and micro-organisms. This product is very flexible, easily handled and easily cut as required.

Assembly details



Certificates

Product Certificates:

■ AENOR

■ INCE



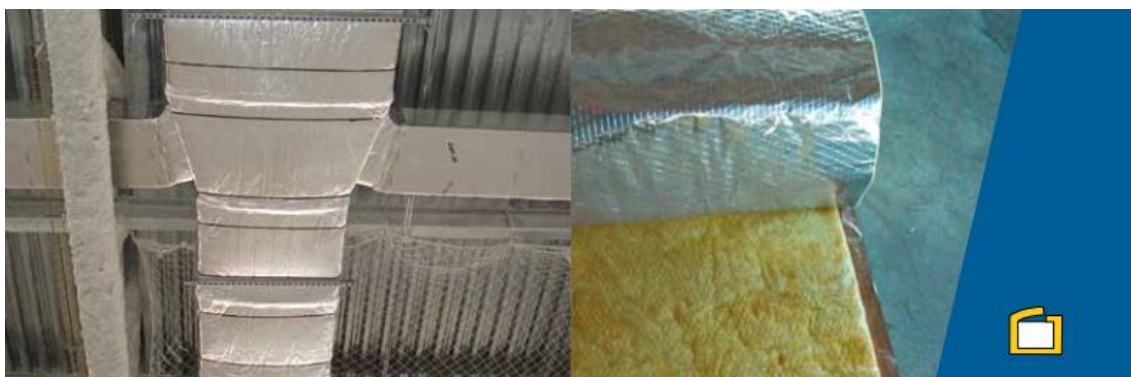
Company Certificates:

Company Register

The Spanish Standardisation and Certification Association (AENOR) does hereby certify that the Quality Assurance System adopted by CRISTALERIA ESPAÑOLA, S.A. (Insulation Division), for its products manufactured in Azuqueca de Henares (Guadalajara) is in compliance with the requirements of the UNE 66 902 – ISO 9 002 – EN 29 002 Standards (Quality Systems. Model for Quality Assurance in production and installation).



ISOVER



ISOAIR

Climatización. Aislamiento exterior de conductos.

DESCRIPCIÓN

Manta de lana de vidrio, con un revestimiento de kraft + aluminio reforzado que actúa como soporte y barrera de vapor. Incorpora una solapa de 5 cm para un correcto sellado entre tramos aislados.

APLICACIONES

- Aislamiento térmico para el exterior de conductos metálicos para la distribución de aire en la climatización, y en general, donde se precise una barrera de vapor de baja permeabilidad.
- También para aislamiento térmico de depósitos y aparatos.
- Aislamiento acústico de bajantes.
- Isoair A2 en 30 mm cumple el RITE en interior de edificios.
- Isoair A2 en 45 mm cumple el RITE en interior y exterior de edificios.

PROPIEDADES TÉCNICAS

Propiedades	Unidades	Valores
Conductividad térmica ($\lambda_{0,02}$) *	10° C	0,036
	20° C	0,038
	40° C	0,042
	60° C	0,047
Reacción al fuego	Euroclase	B-s1, d0
Resistencia al vapor de agua UNE-EN 12086	$m^2 \cdot h \cdot Pa/mg$	100
Condiciones de trabajo	No se recomienda el empleo de este material para temperaturas del aire distribuido superiores a 120 °C	

PRESENTACIÓN

Espesor (mm)	Largo (m)	Ancho (m)	m ² /bulto	m ² /palé	m ² /camión
30	16,20	1,20	19,44	388,80	6998
45	11,00	1,20	13,20	264,00	4752

VENTAJAS

- Facilidad y rapidez de instalación.
- No desprende polvo.
- Mantiene sus propiedades en todo el proceso de instalación.
- Material totalmente estable.
- Imputrescible e inodoro.
- No es medio adecuado para el desarrollo de microorganismos.
- Químicamente inerte y respetuoso con el medio ambiente.
- No precisa ningún tipo de mantenimiento.
- Producto sostenible.
- Promueve el ahorro y la eficiencia energética.

CERTIFICADOS Y UTILIZACIÓN

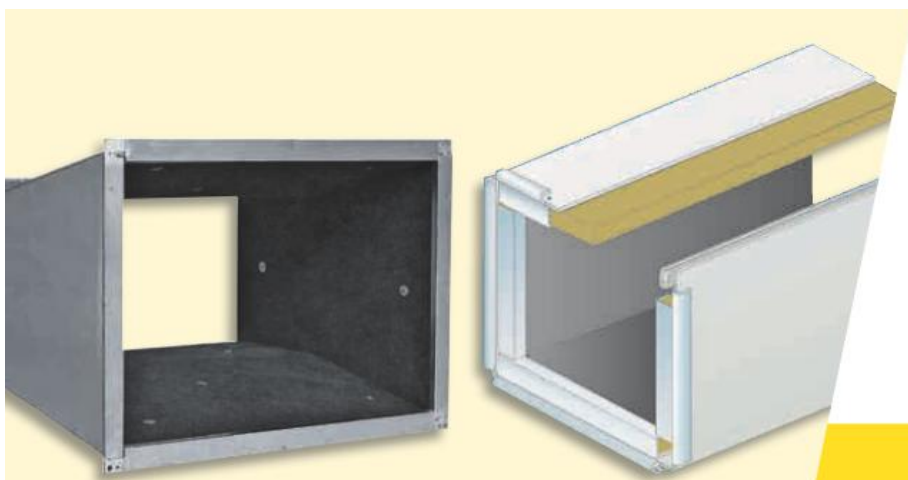


Información referente a almacenamiento, transporte e instalación, consultar: www.isover.net/utilizacion

www.isover.es
+34 901 33 22 11
isover.es@saint-gobain.com

ISOVER
SAINT-GOBAIN

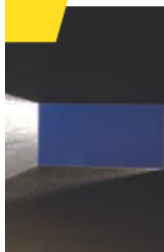
Saint-Gobain Cristalería, S.L. - ISOVER se reserva el derecho a la modificación sin previo aviso, y de manera total o parcial, de los datos contenidos en el presente documento. Asimismo, no puede garantizarse la ausencia de errores involuntarios.



Intraver neto

Aislamiento interior de conductos metálicos

ISOVER
Construimos tu Futuro



Intraver neto

Aislamiento interior en conductos metálicos

Aislamiento acústico para el interior de conductos metálicos y equipos de climatización. Aporta además aislamiento térmico, características limpiables y un excelente comportamiento frente al fuego.

Descripción

Mantas de lana de vidrio revestidas por uno de sus lados, el que queda visto en el interior del conducto, por un tejido de vidrio de alta resistencia mecánica: tejido **neto**.

Características del revestimiento, tejido **neto**:

- Malla de refuerzo: alta resistencia mecánica, sin desgarros en la manipulación.
- Superficie deslizante y resistente a la erosión de los sistemas de limpieza.
- Incombustibilidad.
- Estructura textil que permite una elevada absorción acústica por la lana de vidrio.

Intraver neto se suministra en rollos constituidos por mantas.

Producto	Espesor (mm)	Largo (m)	Ancho (m)
Intraver neto 25	25	20,00	1,20

Aislamiento térmico

La lana de vidrio actúa como aislante, disminuyendo las pérdidas térmicas:

	Intraver neto 25
Conductividad térmica W/(m · K)	0,032
Resistencia térmica (m² · K/W)	0,780
(Propiedades referidas a 10 °C)	

Absorción acústica

El revestimiento de un conducto por el interior con **Intraver neto**, da lugar a una atenuación del sonido a lo largo del mismo. Esta atenuación depende del coeficiente de absorción acústica:

Coeficientes de absorción acústica de Intraver neto						
Frecuencia (Hz)	125	250	500	1.000	2.000	Valores globales
						α_w NRC
Intraver neto 25	0,06	0,26	0,53	0,79	0,93	0,5 0,6

Para la estimación de la atenuación acústica en dB/m, se aplica la expresión siguiente:

$$\Delta L \approx 1,05 \frac{\alpha^{1,4} P}{S} (\text{dB/m})$$

donde:

α : coeficiente de absorción del **Intraver**.

P: perímetro (interior) del conducto (m).

S: sección (interior) de conducto (m²).

Ejemplo: atenuación acústica (dB/m) para un conducto de 400x300 mm						
Frecuencia (Hz)	125	250	500	1.000	2.000	
Intraver neto 25	0,2	1,9	5,0	8,8	11,1	



Intraver neto Aislamiento interior en conductos metálicos

Se recomienda la colocación de una o dos líneas de anclajes.

Para ciertas dimensiones de los lados del conducto además de fijarse el material aislante con adhesivo y el sistema descrito en la Fig. 1, se recomienda la colocación de una o dos "líneas" de anclajes como las que se detallan en la Fig. 2, de acuerdo con las dimensiones del conducto.

- Para $A \geq 500$ mm. o $B \geq 500$ mm., se colocan una "línea" de fijaciones a mitad de distancia de ambas cotas.
- Para $A \geq 800$ mm. o $B \geq 800$ mm., se colocan dos "líneas" de fijaciones distanciadas a $1/3$ de dichas cotas.
- Distancias entre fijaciones: $L \cong 300$ mm.
- Los elementos de anclaje constituidos por una pletina de acero galvanizado con perforaciones que incorpora un clavo y una arandela de presión, se fijan a la pared del conducto mediante un adhesivo termofusible o de caucho-resina.
- La colocación del aislamiento se realiza "pinchando" las piezas de **Intraver neto** en los clavos, procediendo posteriormente a la colocación de la arandela de presión que lo sujeta.

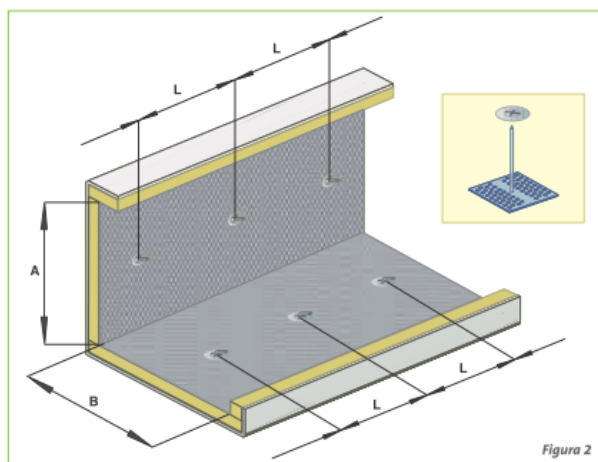


Figura 2

Certificados

Marcado CE, marca N de AENOR y Euceb.



5 - **ISOVER**

