



ESCUELA DE INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA

EMPRESA: TRANSCLIMA DE CENTROAMÉRICA S.A.

PROYECTO:

**DISEÑO DE SISTEMA DE COMPRESORES EN PARALELO Y
CONDENSADOR ENFRIADO POR AIRE PARA MANEJAR LA CARGA
TÉRMICA DE AIRE ACONDICIONADO Y REFRIGERACIÓN DE LAS
TIENDAS DE CONVENIENCIA AMPM.**

**Informe de Proyecto de Graduación para optar por el grado de
Licenciatura en Ingeniería en Mantenimiento Industrial**

Asesor Académico:

Ing. Juan José Rojas Hernández

Asesor industrial:

Ing. Henry Molina Campos

Realizado por:

David Vaglio Ureña

Cartago, Noviembre de 2014



engineerscanada

**Escuela Acreditada por el
Canadian Engineering Accreditation Board (CEAB)**

Información del estudiante y de la empresa

Información del Estudiante:

- Nombre: David Vaglio Ureña
- Cédula: 1 14340889
- Carné ITCR: 200825188
- Dirección de residencia en época lectiva: Guadalupe, San José
- Dirección de residencia en época no lectiva: Guadalupe, San José
- Teléfono en época lectiva: 2285-0651 / 8334-3251
- Teléfono época no lectiva: 2285-0651 / 8334-3251
- Email: davidvaglio07@gmail.com

Información del Proyecto:

- Nombre del Proyecto:

Diseño de sistema de compresores en paralelo y condensador enfriado por aire para manejar la carga térmica del aire acondicionado y refrigeración de las tiendas de conveniencia AMPM.

- Profesor Asesor: Ing. Juan José Rojas Hernández.
- Horario de trabajo del estudiante: Lunes a Viernes, de 7:00 a.m. a 5:00 p.m.

Información de la Empresa:

- Nombre: Transclima de Centroamérica S.A
- Zona: Pavas, San José.
- Dirección: 400 m Oeste de la Jack's, Pavas.
- Actividad Principal: Refrigeración.
- Teléfono: (506) 2296-5022
- Asesor Industrial: Ing. Henry Molina
- Email: hmolina@transclima.com

Tabla de Contenido

1	INTRODUCCIÓN	17
1.1	Reseña histórica de Transclima de Centroamérica S.A.....	17
1.2	Definición del problema y justificación del proyecto.	18
2	OBJETIVOS	19
2.1	Objetivo general	19
2.2	Objetivos específicos	19
3	MARCO TEÓRICO	20
3.1	Carga de enfriamiento para el acondicionamiento de aire.....	20
3.1.1	Desarrollo histórico del cálculo de carga de enfriamiento	21
3.2	Método de cálculo de la carga de enfriamiento (CLTD)	22
3.2.1	Condiciones iniciales de diseño.	23
3.2.2	Cálculo de componentes de ganancia de calor	26
3.3	Principios de refrigeración.....	35
3.3.1	Diagrama de presión-entalpía (diagrama de Mollier).....	36
3.3.2	Ciclo de refrigeración por compresión de vapor	37
3.3.3	Termodinámica del ciclo de refrigeración por compresión de vapor. 38	
3.4	Sistemas de refrigeración en tiendas de conveniencia	47
3.4.1	Estimación carga térmica para muebles refrigerados	49
3.5	Compresores.....	59
3.5.1	Compresor reciprocante.....	59
3.5.2	Compresor Scroll.....	64
3.6	Condensadores	65
3.6.1	Condensador enfriado por aire.....	66
3.7	Recibidor de líquido	69
3.8	Control de nivel de aceite	70

3.8.1	Separador de aceite	71
3.9	Válvulas reguladoras de presión de evaporación	72
3.10	Dimensionamiento de tuberías.....	74
4	Cálculo de carga de enfriamiento para sistema de aire acondicionado ..	78
4.1	Condiciones iniciales de diseño.....	78
4.1.1	Características de los edificios.	79
4.2	Cálculo de carga de enfriamiento según método CLTD	82
4.2.1	Ganancia de calor producto de alumbrado.....	82
4.2.2	Ganancia de calor producto de ocupantes	82
4.2.3	Ganancia de calor producto del equipo eléctrico.....	83
4.2.4	Ganancia de calor como consecuencia de la infiltración.....	85
4.2.5	Ganancia de calor producto de la radiación solar a través de vidrio	86
4.3	Cálculo de carga de enfriamiento según software HAP.....	87
5	Cálculo de carga térmica para muebles refrigerados	98
6	Diseño del sistema de refrigeración.....	110
6.1	Análisis del ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor saturado.	111
6.1.1	Análisis del funcionamiento del ciclo ideal para baja temperatura. 113	
6.1.2	Análisis del funcionamiento del ciclo ideal para media temperatura.....	116
6.2	Análisis del ciclo real de compresión de vapor	118
6.2.1	Subenfriamiento y sobrecalentamiento del sistema	118
6.2.2	Caídas de presión en el sistema	121
6.2.3	Análisis del funcionamiento del ciclo real para baja temperatura. 122	
6.2.4	Análisis del funcionamiento del ciclo real para media temperatura.....	127
6.3	Dimensionamiento de tuberías	130
6.3.1	Línea de líquido.....	130

6.3.2	Cabezal de succión baja temperatura.....	131
6.3.3	Cabezal de succión media temperatura.....	132
6.3.4	Cabezal de descarga común.....	133
6.4	Selección de compresores.....	134
6.4.1	Selección de compresor para ciclo de baja temperatura.....	135
6.4.2	Selección de compresor para ciclo de media temperatura.....	138
6.5	Selección del condensador enfriado por aire.....	141
6.6	Selección del sistema de control de aceite.....	144
6.6.1	Selección del separador de aceite.....	145
6.6.2	Selección del receptor de aceite.....	146
6.6.3	Selección de regulador de nivel de aceite.....	147
6.7	Dimensionamiento y selección del receptor de líquido.....	148
6.7.1	Cálculo teórico del volumen total de refrigerante en la línea de líquido	148
6.8	Selección de válvulas EPR (Reguladoras de presión del evaporador)	151
7	Análisis de consumo energético.....	156
7.1	Tiempo de operación promedio.....	159
8	Cotización del sistema propuesto.....	169
9	Conclusiones y recomendaciones.....	172
9.1	Conclusiones.....	172
9.2	Recomendaciones.....	173
10	Bibliografía.....	174
11	Anexo.....	176
12	Apéndices.....	191

Índice de Figuras

<i>Figura 3.1. Valores promedio de cambios de aire por hora para cálculo de infiltración</i>	<i>31</i>
<i>Figura 3.2. Diagrama de presión-entalpía (Mollier).</i>	<i>36</i>
<i>Figura 3.3. Diagrama de ciclo de refrigeración por compresión de vapor.....</i>	<i>39</i>
<i>Figura 3.4. Ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor en el diagrama presión-entalpía.....</i>	<i>39</i>
<i>Figura 3.5. Sobrecalentamiento en el diagrama de presión-entalpía.....</i>	<i>46</i>
<i>Figura 3.6. Subenfriamiento en el diagrama de presión-entalpía</i>	<i>47</i>
<i>Figura 3.7. Carrera de admisión del compresor reciprocante.....</i>	<i>60</i>
<i>Figura 3.8. Proceso de compresión y carrera de descarga de compresor reciprocante ...</i>	<i>60</i>
<i>Figura 3.9. Composición general del compresor scroll, y proceso de compresión dado en las espirales.....</i>	<i>65</i>
<i>Figura 3.10. Condensador enfriado por aire de tres abanicos.....</i>	<i>67</i>
<i>Figura 3.11. Curvas de temperatura para refrigerante R-22 y aire de enfriamiento.....</i>	<i>68</i>
<i>Figura 3.12. Valores de DT típicos para condensadores enfriados por aire</i>	<i>69</i>
<i>Figura 3.13. Conexión de recibidor de líquido tipo pasante.....</i>	<i>70</i>
<i>Figura 3.14. Separador de aceite conectado en la línea de descarga.....</i>	<i>72</i>
<i>Figura 3.15. Válvula de operación directa para regular la presión de evaporación.....</i>	<i>73</i>
<i>Figura 3.16. Válvulas EPR instaladas en sistema múltiple</i>	<i>74</i>
<i>Figura 3.17. Variación en la eficiencia de un compresor con respecto a caídas de presión en las líneas de succión y descarga</i>	<i>75</i>
<i>Figura 4.1. Típicas unidades auto contenidas de 1/2 y 3/4 de hp respectivamente, instaladas en las tiendas de conveniencia AMPM.....</i>	<i>84</i>

<i>Figura 4.2. Interfaz principal de software HAP para el cálculo de ganancias de calor de tienda AMPM Montelimar.....</i>	<i>88</i>
<i>Figura 4.3. Curva de comportamiento estimada de la iluminación de una tienda AMPM .</i>	<i>89</i>
<i>Figura 4.4. . Curva de comportamiento estimada para equipos eléctricos dentro de una tienda AMPM</i>	<i>90</i>
<i>Figura 4.5. Curva de comportamiento estimada para ocupación de una tienda AMPM....</i>	<i>90</i>
<i>Figura 4.6. Interfaz de software HAP para el cálculo de cargas por conducción de la estructura exterior.....</i>	<i>91</i>
<i>Figura 4.7. Variables de dimensión de aleros según software HAP</i>	<i>92</i>
<i>Figura 4.8. Valores de infiltración estimados para tiendas de conveniencia AMPM</i>	<i>92</i>
<i>Figura 5.1. Gabinete o mueble de exhibición refrigerado modelo D5X de Hussmann.....</i>	<i>99</i>
<i>Figura 5.2. . Gabinete o mueble de exhibición modelo RLN de Hussmann.....</i>	<i>99</i>
<i>Figura 5.3. Análisis psicométrico de la variación porcentual de entalpía del aire</i>	<i>105</i>
<i>Figura 6.1. Esquema conceptual de sistema propuesto para manejar la carga térmica de aire acondicionado y refrigeración de tiendas AMPM</i>	<i>110</i>
<i>Figura 6.2. Diagrama de presión-entalpía R404a para ciclo ideal de baja temperatura..</i>	<i>114</i>
<i>Figura 6.3. Diagrama de presión-entalpía R-404a para ciclo ideal de media temperatura</i>	<i>116</i>
<i>Figura 6.4. Diagrama de presión-entalpía para ciclo real de compresión de baja temperatura</i>	<i>124</i>
<i>Figura 6.5. Diagrama de temperatura-entalpía para el ciclo real de compresión en baja temperatura</i>	<i>125</i>
<i>Figura 6.6. Diagrama de presión-entalpía para ciclo real de compresión de media temperatura</i>	<i>129</i>
<i>Figura 6.7. Diagrama de temperatura-entalpía para el ciclo real de compresión en media temperatura</i>	<i>129</i>
<i>Figura 6.8. Velocidades recomendadas para líneas de succión y descarga en sistemas de refrigeración.....</i>	<i>132</i>
<i>Figura 6.9. Factores de corrección como consecuencia de la altitud para condensadores enfriados por aire marca Krack</i>	<i>143</i>

<i>Figura 6.10. Configuración de control del nivel de aceite seleccionada</i>	<i>145</i>
<i>Figura 6.11. Separador de aceite seleccionado modelo A-W de Emerson.....</i>	<i>146</i>
<i>Figura 6.12. Dimensiones del recibidor de aceite seleccionado modelo AOR-3.....</i>	<i>147</i>
<i>Figura 6.13. Regulador de nivel electrónico OMB de Emerson</i>	<i>148</i>
<i>Figura 6.14. Recibidor de líquido seleccionado modelo S-8670.....</i>	<i>150</i>
<i>Figura 6.15. Temperaturas de aire de descarga para diferentes configuraciones de gabinetes de exhibición</i>	<i>152</i>
<i>Figura 6.16. Factores de corrección para diferentes temperaturas de línea de líquido... </i>	<i>154</i>
<i>Figura 6.17. Factores de corrección para el desplazamiento dado</i>	<i>154</i>
<i>Figura 7.1. Selección de válvulas reguladoras de presión de evaporación modelo KVP</i>	<i>157</i>
<i>Figura 7.2. Unidad evaporadora Carrier® modelo 42FLC036 típicamente empleada en aplicaciones comerciales</i>	<i>157</i>
<i>Figura 7.3. Unidad condensadora Carrier® modelo 24ABB típicamente empleada en aplicaciones comerciales</i>	<i>158</i>
<i>Figura 7.4. Comportamiento de la temperatura en un mueble abierto refrigerado incluyendo los periodos de descongelamiento.....</i>	<i>160</i>
<i>Figura 7.5. Tarifas de consumo energético estipuladas por el I.C.E para consumos mensuales mayores a 3000 kWh.....</i>	<i>163</i>

Índice de Tablas

<i>Tabla 3.1 Datos de temperatura máxima y mínima para diferentes localidades de Costa Rica</i>	<i>24</i>
<i>Tabla 3.2. Valores de ganancia de calor por ocupantes en espacios acondicionados</i>	<i>32</i>
<i>Tabla 3.3. Condiciones de almacenaje para algunos productos refrigerados.....</i>	<i>48</i>
<i>Tabla 3.4. Componentes de ganancia de calor para muebles refrigerados.....</i>	<i>49</i>
<i>Tabla 3.5. Condiciones ambientales para tiendas minoristas de alimentos y supermercados</i>	<i>50</i>
<i>Tabla 4.1. Puntos de venta seleccionados para realizar el estudio de carga térmico.....</i>	<i>78</i>
<i>Tabla 4.2. Datos de áreas y orientación de espacios para cada punto de venta seleccionados.....</i>	<i>80</i>
<i>Tabla 4.3. Valores de coeficiente general de transferencia de calor según área.....</i>	<i>81</i>
<i>Tabla 4.4. Condiciones de diseño externas para cada punto de venta</i>	<i>81</i>
<i>Tabla 4.5. Valores de ganancia de calor por alumbrado</i>	<i>82</i>
<i>Tabla 4.6. Valores de ganancia de calor por personas</i>	<i>83</i>
<i>Tabla 4.7. Valores de carga térmica para equipos eléctricos ubicados dentro del punto de venta La Aurora</i>	<i>85</i>
<i>Tabla 4.8. Valores de ganancia de calor por infiltración</i>	<i>86</i>
<i>Tabla 4.9. Valores de ganancia de calor producto de radiación solar a través de vidrio* .</i>	<i>86</i>
<i>Tabla 4.10. Mes y hora de cargas pico para cada punto de venta</i>	<i>93</i>
<i>Tabla 4.11. . Extracto del cálculo de carga de enfriamiento de AMPM La Aurora según software HAP.....</i>	<i>94</i>

<i>Tabla 4.12. Cargas de enfriamiento en toneladas para los distintos puntos de venta para método de cálculo HAP</i>	<i>95</i>
<i>Tabla 4.13. Resumen de resultados obtenidos para cálculo de carga térmica según método CLTD</i>	<i>96</i>
<i>Tabla 4.14. Resumen de resultados obtenidos para el cálculo de carga térmica según método HAP</i>	<i>96</i>
<i>Tabla 4.15. Resultados finales para carga de enfriamiento promedio en tienda de conveniencia AMPM</i>	<i>97</i>
<i>Tabla 5.1. Valores de carga térmica en Btu/h/puerta para muebles de congelado RLN*.</i>	<i>100</i>
<i>Tabla 5.2. Valores de carga térmica Btu/h/pie para muebles de refrigerado D5X*</i>	<i>100</i>
<i>Tabla 5.3. Valor de carga térmica para mueble de congelado RLN (4 puertas)</i>	<i>101</i>
<i>Tabla 5.4. Valor de carga térmica para mueble abierto de media temperatura D5X-LEP (8pies)</i>	<i>101</i>
<i>Tabla 5.5. Valor de carga térmica para mueble abierto de media temperatura D5XL-LEP (12 pies).....</i>	<i>102</i>
<i>Tabla 5.6. Valores de carga térmica del sistema de refrigeración para condiciones establecidas por el fabricante</i>	<i>103</i>
<i>Tabla 5.7. Variación de la entalpía según condiciones de laboratorio y condiciones reales de operación.....</i>	<i>105</i>
<i>Tabla 5.8. Factores de corrección de carga térmica</i>	<i>107</i>
<i>Tabla 5.9. Valores de carga térmica para el sistema de refrigeración según condiciones de operación críticas.....</i>	<i>108</i>
<i>Tabla 6.1. Valores de carga térmica para diseño del sistema de refrigeración.....</i>	<i>111</i>
<i>Tabla 6.2. Condiciones de diseño inicial para ciclo de compresión en baja</i>	<i>112</i>
<i>Tabla 6.3. Condiciones de diseño inicial para ciclo de compresión en media</i>	<i>112</i>
<i>Tabla 6.4. Descripción de procesos termodinámicos para ciclo ideal de compresión en baja temperatura.....</i>	<i>113</i>
<i>Tabla 6.5. Propiedades de refrigerante R-404a para análisis del ciclo ideal baja temperatura</i>	<i>114</i>

<i>Tabla 6.6. Análisis de variables de operación para ciclo ideal en baja temperatura</i>	115
<i>Tabla 6.7. Propiedades de refrigerante R-404a para análisis del ciclo ideal media temperatura</i>	117
<i>Tabla 6.8. Análisis de variables de operación para ciclo ideal en media temperatura</i>	117
<i>Tabla 6.9. Valores de diseño correspondientes al subenfriamiento y sobrecalentamiento del sistema</i>	119
<i>Tabla 6.10. Cálculo de la longitud equivalente para accesorios en ruta crítica*</i>	120
<i>Tabla 6.11. Valores de caída de presión para las líneas del sistema según ASHRAE ...</i>	121
<i>Tabla 6.12. Valores de diseño iniciales para el análisis del ciclo real de compresión de baja temperatura.....</i>	122
<i>Tabla 6.13. Condiciones de operación dadas en el proceso de compresión para el ciclo de baja temperatura.....</i>	123
<i>Tabla 6.14. Propiedades de refrigerante R-404 según cada punto de análisis para ciclo real de operación en baja temperatura</i>	123
<i>Tabla 6.15. Análisis comparativo entre las variables de operación del ciclo ideal y el ciclo real para baja temperatura.....</i>	126
<i>Tabla 6.16. Variables finales del análisis del ciclo de compresión en baja temperatura .</i>	127
<i>Tabla 6.17. Valores de diseño iniciales para el análisis del ciclo real de compresión de media temperatura.....</i>	127
<i>Tabla 6.18. Valores correspondientes al proceso de compresión en media temperatura</i>	128
<i>Tabla 6.19. Propiedades de refrigerante R-404 según cada punto de análisis para ciclo real de operación en media temperatura.....</i>	128
<i>Tabla 6.20. Análisis comparativo entre las variables de operación del ciclo ideal y el ciclo real para media temperatura.....</i>	130
<i>Tabla 6.21. Condiciones de operación para dimensionamiento de tubería de líquido</i>	131
<i>Tabla 6.22. Dimensionamiento de línea de líquido.....</i>	131
<i>Tabla 6.23. Condiciones de operación para dimensionamiento de tubería de succión en baja temperatura.....</i>	132
<i>Tabla 6.24. Dimensionamiento de línea de succión de baja temperatura.....</i>	132

<i>Tabla 6.25. Condiciones de operación para dimensionamiento de tubería de succión en media temperatura.....</i>	<i>133</i>
<i>Tabla 6.26. Dimensionamiento de línea de succión de media temperatura.....</i>	<i>133</i>
<i>Tabla 6.27. Condiciones de operación para dimensionamiento de tubería de descarga</i>	<i>133</i>
<i>Tabla 6.28. Dimensionamiento de línea de descarga.....</i>	<i>134</i>
<i>Tabla 6.29. Valores de carga térmica totales para selección de compresores</i>	<i>134</i>
<i>Tabla 6.30. Condiciones de operación del compresor requeridas para el sistema de baja temperatura</i>	<i>135</i>
<i>Tabla 6.31. Parámetros de operación para compresor de baja temperatura modelo NTZ068-3 Maneurop*</i>	<i>136</i>
<i>Tabla 6.32. Condiciones de operación del compresor requeridas para el sistema de media temperatura</i>	<i>138</i>
<i>Tabla 6.33. Parámetros de operación para compresor de media temperatura modelo MTZ064-3 Maneurop*</i>	<i>139</i>
<i>Tabla 6.34. Calor de rechazo total del sistema</i>	<i>141</i>
<i>Tabla 6.35. Condiciones de operación críticas para selección del condensador.....</i>	<i>141</i>
<i>Tabla 6.36. Datos técnicos del condensador enfriado por aire.....</i>	<i>143</i>
<i>Tabla 6.37. Datos de selección de separador de aceite.....</i>	<i>145</i>
<i>Tabla 6.38. Cantidad de aceite total contenida en el sistema.....</i>	<i>146</i>
<i>Tabla 6.39. Cálculo de cantidad de libras promedio de refrigerante contenidas en la línea de líquido.....</i>	<i>149</i>
<i>Tabla 6.40. Carga de refrigerante dada en libras según cada equipo contenido en el sistema</i>	<i>149</i>
<i>Tabla 6.41. Valores de temperatura de evaporación para las distintas secciones.....</i>	<i>153</i>
<i>Tabla 6.42. Variables de selección de válvulas reguladoras de presión de evaporación</i>	<i>154</i>
<i>Tabla 6.43. Capacidades de válvulas EPR modelo KVP para operar con R-404/R507..</i>	<i>155</i>
<i>Tabla 6.44. Selección de válvulas reguladoras de presión de evaporación modelo KVP</i>	<i>155</i>
<i>Tabla 7.1. Datos generales de equipos instalados comúnmente en tiendas AMPM.....</i>	<i>159</i>

<i>Tabla 7.2. Rangos de operación para compresión de media temperatura según la variación de la carga.....</i>	<i>161</i>
<i>Tabla 7.3. Tiempo de operación estimado para compresores de media temperatura</i>	<i>162</i>
<i>Tabla 7.4. Rangos de operación para los abanicos del condensador enfriado por aire..</i>	<i>162</i>
<i>Tabla 7.5. Tiempo de operación estimado para abanicos de condensador.....</i>	<i>163</i>
<i>Tabla 7.6. Valores de consumo energético para unidades condensadoras individuales en tiendas de conveniencia AMPM (sistema actual).....</i>	<i>164</i>
<i>Tabla 7.7. Costo anual aproximado correspondiente al consumo energético de los sistemas de aire acondicionado y refrigeración para tienda AMPM convencional.....</i>	<i>164</i>
<i>Tabla 7.8. Valores de consumo energético para compresores recíprocos en paralelo</i>	<i>165</i>
<i>Tabla 7.9. Costo anual aproximado correspondiente al consumo energético de los sistemas de aire acondicionado y refrigeración empleando el sistema propuesto con compresores recíprocos.....</i>	<i>165</i>
<i>Tabla 7.10. Parámetros de operación para un compresor de media temperatura modelo MLZ Scroll Maneurop®.....</i>	<i>166</i>
<i>Tabla 7.11. Parámetros de operación para un compresor de baja temperatura modelo LLZ Scroll Maneurop®.....</i>	<i>167</i>
<i>Tabla 7.12. Valores de consumo energético para compresores Scroll operando en paralelo.....</i>	<i>168</i>
<i>Tabla 7.13. Costo anual aproximado correspondiente al consumo energético de los sistemas de aire acondicionado y refrigeración empleando el sistema propuesto con compresores scroll.....</i>	<i>168</i>
<i>Tabla 8.1 Cotización de unidades condensadoras instaladas convencionalmente en tiendas AMPM</i>	<i>169</i>
<i>Tabla 8.2. Cotización del sistema de compresores en paralelo propuesto</i>	<i>170</i>

Índice de Gráficas

<i>Gráfica 3.1. Valores porcentuales de ganancia de calor para diferentes configuraciones de muebles refrigerados.</i>	<i>52</i>
<i>Gráfica 4.1. Cargas de enfriamiento en toneladas para los distintos puntos de venta.</i>	<i>87</i>
<i>Gráfica 5.1. Distribución porcentual de componentes de carga térmica para gabinete de exhibición abierto.</i>	<i>106</i>
<i>Gráfica 5.2. Distribución porcentual de componentes de carga térmica para gabinete de exhibición con puertas de vidrio.</i>	<i>107</i>

Resumen ejecutivo

El presente proyecto se realizó en Transclima de Centroamérica S.A, empresa dedicada al diseño, ejecución y soporte técnico de proyectos de refrigeración a lo largo de la cadena de frío.

El principal objetivo del proyecto es el de diseñar un sistema de compresores en paralelo, capaz de manejar la carga térmica de aire acondicionado y refrigeración de las tiendas de conveniencia AMPM, ofreciendo una solución integral al cliente.

Para lograr dicho objetivo, se procedió a realizar una propuesta de diseño, basada en la selección de un grupo de compresores operando en paralelo, con un cabezal de descarga común y un condensador enfriado por aire.

Se seleccionan cinco puntos de venta diferentes, para ser empleados como casos de análisis, a partir de los cuales se establecen parámetros de diseño promedio para el sistema.

Una vez establecidas las cargas térmicas promedio y las condiciones de operación, según los casos de estudio, se realiza la selección y dimensionamiento de los equipos con miras a integrar un sistema eficiente, que genere la mayor reducción de consumo energético posible en comparación a los sistemas actualmente instalados en las tiendas de conveniencia AMPM.

Durante la elaboración del proyecto se concluye que la opción más eficiente y de menor consumo energético, corresponde al uso de compresores Scroll operando en paralelo, logrando una reducción en el costo de operación anual, de al menos \$3600, en comparación al sistema actualmente instalado. Lo cual finalmente representa un período de retorno de la inversión, de aproximadamente 6 años.

Palabras clave: Tienda de conveniencia / Carga térmica / Refrigeración / Aire acondicionado / Compresores en paralelo / Condensador / Consumo energético / Eficiencia.

Abstract

This project was conducted in Transclima de Centroamérica S.A, a company dedicated to the design , implementation and support of refrigeration projects along the cold chain .

The main objective of the project is to design a system of parallel compressors, capable of handling the heat load for air conditioning and refrigeration for the AMPM convenience stores, offering a complete solution to the customer.

To achieve this, we proceeded to make a design proposal, based on the selection of a group of compressors operating in parallel with a common discharge header and air-cooled condenser.

Five different outlets are selected to be used as test cases, from which average design parameters are established for the system.

Once established, the average thermal loads and operating conditions, according the case study, the selection and sizing of equipment is performed in order to integrate an efficient system that generates the largest possible reduction of energy consumption compared to systems currently installed in AMPM convenience stores.

During the groundwork of this project it is concluded that the most efficient and lower energy consumption, option corresponds to using scroll compressors operating in parallel , achieving a reduction in annual operating cost of at least \$3,600 , compared to the currently installed system . Which ultimately represents a return on investment of approximately 6 years.

Keywords: Convenience store / Thermal load / Refrigeration / Air Conditioning / Compressors parallel / Condenser / Power Consumption / Efficiency

1 INTRODUCCIÓN

1.1 Reseña histórica de Transclima de Centroamérica S.A.

Transclima de Centroamérica inicia operaciones en el año 1991, como una compañía más de Grupo Clima (grupo de empresas el cual abarca entre otras a Clima ideal, ISA-Controles y Refrimundo). En sus inicios ofrece únicamente venta de equipos y servicio en refrigeración de transporte, siendo representante único para Costa Rica de los equipos de transporte refrigerado Transicold® de Carrier. Posteriormente, la compañía enfoca sus recursos hacia el establecimiento de estructuras de servicio técnico especializado, abarcando de forma completa la cadena de refrigeración.

De esta forma se establece en el área de refrigeración comercial, con el diseño de cuartos fríos de almacenamiento en puntos de venta, exhibidores verticales y horizontales para mantenimiento y congelado de productos perecederos, todo esto como respuesta a la necesidad de clientes, productores, distribuidores y comercializadores, de llevar hasta el consumidor final, sus productos en óptimas condiciones, y con el respaldo permanente de expertos en servicio técnico.

A partir del año 2012 la empresa realiza un contrato con inversiones A.M.P.M S.A, donde se le adjudica la tarea de diseño, presupuesto y ejecución de los sistemas de refrigeración de las tiendas de conveniencia AMPM y Fresh Markets, ubicados en la gran área metropolitana. Además, a partir del mismo año la empresa incursiona en proyectos de refrigeración de mayor envergadura tales como los centros logísticos Frionet Caldera en Puntarenas, y Tical en el Coyol de Alajuela.

1.2 Definición del problema y justificación del proyecto.

La empresa Transclima de Centroamérica posee un contrato oficial con la red de tiendas de conveniencia AMPM y Fresh Market. De modo que se les suministra tanto el diseño como la instalación de todos los sistemas de refrigeración, incluyendo los muebles o gabinetes de exhibición de producto refrigerado. Para manejar dicha carga, tanto de baja como de media temperatura, se emplean unidades condensadoras individuales, instaladas en configuraciones uno a uno o bien dos uno según corresponda. De esta forma, Transclima se encarga únicamente del sistema de refrigeración, mientras que a otras empresas se les adjudica el diseño e instalación del sistema de aire acondicionado, en los casos donde aplica.

Como parte de un cambio interno y una estrategia de mercado de la compañía, se desea incursionar en el diseño y la fabricación de una unidad capaz de manejar tanto la carga de refrigeración, como la carga de aire acondicionado de las tiendas de conveniencia, brindando una solución integral a ambas necesidades. De esta forma, y haciendo uso de un único sistema compuesto por un rack de compresores, un condensador enfriado por aire, y una única línea de descarga, se desea vender al cliente una opción que abarque ambos sistemas, la cual, entre otras cosas, deberá garantizar una disminución en el costo de operación de los equipos de aire acondicionado y refrigeración, producto del consumo energético del mismo. Finalmente, dicha unidad sería instalada en los proyectos posteriores de tiendas AMPM, siendo un primer prototipo diseño.

2 OBJETIVOS

2.1 Objetivo general

Diseñar un sistema de compresores en paralelo operando con un condensador enfriado por aire para manejar la carga térmica de aire acondicionado y refrigeración de las tiendas de conveniencia AMPM.

2.2 Objetivos específicos

- a) Realizar el cálculo de carga térmica promedio para aire acondicionado y refrigeración de los locales comerciales AMPM.
- b) Realizar un análisis del ciclo de refrigeración.
- c) Seleccionar un grupo de compresores que se adapten a los requerimientos del sistema.
- d) Dimensionar y seleccionar un condensador enfriado por aire, el cual sea capaz de manejar la totalidad de la carga térmica.
- e) Dimensionar las líneas tubería de líquido, succión y descarga.
- f) Seleccionar un sistema de control de aceite adecuado para el sistema.
- g) Dimensionar y seleccionar el receptor de líquido adecuado para el sistema.
- h) Desarrollar un análisis de la demanda energética del sistema propuesto, y compararlo con los sistemas instalados actualmente.
- i) Realizar el cálculo del costo de consumo energético del equipo propuesto.
- j) Elaborar el presupuesto necesario para la fabricación integral del prototipo y calcular el período de retorno de inversión.

3 MARCO TEÓRICO

En esta sección se abarcan distintos temas relacionados con el desarrollo del proyecto, con el objetivo de exponer los principios teóricos para un mayor entendimiento del lector.

3.1 Carga de enfriamiento para el acondicionamiento de aire

El calor es energía en movimiento debido a un diferencial de temperatura, el flujo de energía térmica ocurre de una región a otra según los tres diferentes modos de transferencia: *radiación*, *conducción* y *convección*. Dichos mecanismos de transferencia de calor son los que rigen los principios elementales del cálculo de *carga de enfriamiento*.

El calor contenido en el interior de un recinto es producto de distintas fuentes, las cuales al sumarse dan origen a una ganancia total para un espacio específico. Para garantizar condiciones de confort se deben mantener valores adecuados de temperatura y humedad, de modo que es necesario extraer calor para compensar la ganancia total mencionada anteriormente. A la carga neta de calor que es necesario retirar de un espacio se le llama *carga de enfriamiento*. Las variables que afectan los cálculos de carga de enfriamiento son numerosas, éstas se deben conocer, calcular y analizar de modo que se tomen en cuenta todos los posibles componentes de ganancia de calor, para finalmente seleccionar un equipo de enfriamiento adecuado, así como realizar el análisis energético respectivo para las condiciones dadas. La *ganancia de calor bruta* de un recinto puede definirse como la velocidad a la que este recibe calor en cualquier momento; por otro lado, la *carga de enfriamiento* corresponde a la velocidad a la cual se debe eliminar el calor del recinto para garantizar las condiciones de diseño.

3.1.1 Desarrollo histórico del cálculo de carga de enfriamiento

El análisis de la transmisión de calor a través de la cubierta de un edificio fue introducido por primera vez en 1930 por Houghton. El desarrollo de métodos de cálculo continuó y para 1937 *ASHVE Guide* implementó una técnica tomando en cuenta las diferentes cargas involucradas, así los factores por radiación solar fueron introducidos, junto con sus efectos sobre paredes exteriores y techos. El número de cambios de aire y la infiltración por fisuras en ventanas y puertas, fueron métodos empleados para estimar la ganancia de calor producto del ingreso de aire exterior. Durante de la década de 1940 Mackey y Wright introdujeron por primera vez un método para aproximar los cambios en la temperatura de la superficie interior de las paredes y techos, debido al flujo de calor periódico causada por la radiación solar.

De igual forma para 1952 Mackey y Gay se dan a la tarea de analizar la diferencia entre la carga de enfriamiento instantánea y la ganancia de calor debido a la radiación incidente en la superficie de la cubierta de un edificio. Palmatier formuló el concepto de *factor de almacenamiento de calor* en 1964, para indicar la relación entre la tasa de carga de enfriamiento instantáneo en el espacio y la tasa de ganancia de calor. La corporación Carrier llevó a cabo una importante participación en la comprensión y desarrollo de técnicas de cálculo, publicando en 1965 un manual de diseño en donde el factor de almacenamiento de calor y el diferencial de temperatura equivalente (EDT por sus siglas en inglés), fueron empleados para indicar la carga de enfriamiento instantánea y la ganancia de calor por el efecto de almacenamiento de calor de la estructura del edificio (Wang, 2001).

En 1967, ASHRAE (**American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers**) surge como principal ente que recomienda y determina los métodos de cálculo de cargas de enfriamiento, producto de esto, las ganancias

de calor a través de paredes y techos fueron tabuladas según “*Total equivalent temperature differentials*” (TETDs). Según Shang K. Wang en su manual de aire acondicionado y refrigeración, en el mismo año, Stephenson y Mitalas recomiendan el factor de respuesta térmica, que incluye el efecto de almacenamiento de calor para el cálculo de la carga térmica. El factor de respuesta térmica evalúa el comportamiento del sistema en un lado de la estructura, de acuerdo con variaciones de temperatura aleatorias en el otro lado de la estructura. Este concepto ha sido desarrollado y es la base del método de factor de ponderación (WFM por sus siglas en inglés) o el método de función de transferencia (TFM por sus siglas en inglés). El método de diferencial de temperatura equivalente total unido al promedio de tiempo (TETD / TA) ha sido un método muy fiable para estimar la carga térmica de un recinto desde su presentación inicial en el ASHRAE Handbook-Fundamentals 1967. Según se menciona en el manual de fundamentos de ASHRAE, Rudoy y Durán (1975) compararon la TETD / TA y TFM. Como parte de este trabajo, los datos obtenidos mediante el uso del método TFM en un grupo de aplicaciones consideradas representativas, fueron luego utilizados para generar los datos de “*Cooling load temperature differential*” (CLTD), los cuales finalmente son empleados para estimar la carga de enfriamiento producto de la ganancia de calor por conducción a través de paredes y techos iluminados por el sol y conducción a través de las exposiciones de vidrio. También se desarrollaron los factores de carga de enfriamiento (CLF por sus siglas en inglés) para el cálculo de carga solar a través del vidrio y para cargas de fuentes internas. De esta forma, en 1977, ASHRAE presentó un procedimiento de cálculo que utiliza el factor de carga de enfriamiento (CLF por sus siglas en inglés) y diferencia de temperatura para carga de enfriamiento (CLTD por sus siglas en inglés); los cuales, como se mencionó anteriormente, se producen a partir del método TFM simplificado.

3.2 Método de cálculo de la carga de enfriamiento (CLTD)

El método de diferencial de temperatura para carga de enfriamiento surge como una técnica simplificada de un solo paso, a partir de los métodos de dos pasos TFM y

TETD/TA. De esta forma, una serie de factores fueron recopilados como “diferenciales de temperatura equivalentes para carga de enfriamiento” por medio de procesos más sofisticados, para finalmente ser empleados según las ecuaciones de transferencia de calor por conducción convencionales, según se muestra a continuación:

$$q = UA\Delta t$$

Ecuación 3.1

Donde q corresponde a la ganancia neta de calor de un espacio específico por conducción a través de un área definida (BTU/h), U corresponde al coeficiente general de transferencia de calor (BTU/h-ft-°F), A representa el área de la superficie a través de cual pasa el calor (ft²) y Δt corresponde al diferencial de temperatura (°F).

3.2.1 Condiciones iniciales de diseño.

Para determinar la carga térmica de un espacio, se requiere de la información detallada del edificio y las condiciones climatológicas del lugar donde se encuentra. El capítulo 29 del manual de fundamentos de ASHRAE “*Nonresidential cooling and heating load calculation procedures*” recomienda recopilar una serie de condiciones iniciales de diseño, las cuales deberían tomarse en cuenta a la hora de estimar la carga de enfriamiento de un espacio no residencial, estas se resumen a continuación:

- a) **Características del edificio.** Recopilar las principales características, tales como materiales, dimensiones, colores de superficies exteriores y configuración del espacio. Además, es imprescindible conocer la locación y orientación del edificio, tomando en cuenta la proyección de sombras externas producto de edificaciones adyacentes, así como carga solar

producto de superficies reflectoras de energía radiante en los alrededores. Desde luego se recomienda una visita al lugar de modo que sea posible recolectar la información antes mencionada.

- b) **Condiciones de diseño exterior.** Se debe obtener información apropiada y confiable acerca del clima de la zona, de esta forma se seleccionan las condiciones de diseño exteriores. La tabla 3.1 presenta un extracto del proyecto “*Metodología para el estudio de condiciones exteriores de diseño para estimaciones de la carga de enfriamiento en localidades costarricenses*” (Gutiérrez. 1995) con datos de temperatura máxima y mínima.

Tabla 3.1 Datos de temperatura máxima y mínima para diferentes localidades de Costa Rica

	Pavas		Juan Santamaría		Puntarenas		Liberia		Aranjuez		Turrialba		Limón	
	TBS* (°F)	TBH* (°F)	TBS (°F)	TBH (°F)	TBS (°F)	TBH (°F)	TBS (°F)	TBH (°F)	TBS (°F)	TBH (°F)	TBS (°F)	TBH (°F)	TBS (°F)	TBH (°F)
Máxima	84,2	67,8	86	68,4	95,9	75,9	97,7	76,8	80,6	68	84,2	71,8	89,6	78,8
Mínima	60,8	58,3	60,8	58,6	68	66,2	65,3	68	57,2	55,4	59	56,3	65,3	64

Fuente: Gutiérrez. J (1995)

*TBS = Temperatura de bulbo seco

*TBH = Temperatura de bulbo húmedo

- c) **Condiciones de diseño interior.** Se debe estimar una temperatura de bulbo seco y bulbo húmedo interior, así como un rango de ventilación para el espacio.

- d) **Horarios de operación.** Obtener horarios estimados de uso de iluminación, equipos eléctricos, ocupación de personas y cualquier otro sistema o proceso que añada ganancia de calor al espacio en estudio, resulta de gran utilidad, así como estimar los períodos de no operación del equipo de enfriamiento (si es que este no opera de forma continua).
- e) **Fecha y hora.** El cálculo de carga térmica debe realizarse con base en la hora y mes de ganancia de calor pico del edificio, por lo general es necesario analizar distintas posibilidades en diferentes horas del día, así como distintos períodos del año. Para la ubicación geográfica de Costa Rica, los meses de carga de enfriamiento máxima por lo general corresponden a Marzo y Abril, además, debe tomarse en cuenta que la incidencia de radiación solar varía con respecto a los diferentes meses del año, por ejemplo, la ganancia de calor en fachadas de edificios con orientación Sur-Oeste aumenta considerablemente durante el mes de diciembre, producto de la inclinación del sol.
- f) **Componentes de ganancia de calor.** Los principales componentes que contribuyen a la ganancia de calor en un recinto dado, se enumeran a continuación:
1. Conducción a través de paredes, techo, y vidrios al exterior.
 2. Conducción a través de divisiones internas, cielo raso y pisos.
 3. Radiación a través de vidrios.
 4. Alumbrado.
 5. Personas.
 6. Equipos.
 7. Infiltración del aire exterior.

Resulta conveniente separar las ganancias de calor en dos grupos diferentes: *sensible* y *latente*. El calor sensible corresponde a un aumento en la temperatura

del aire, mientras que el calor latente se debe al aumento de vapor de agua, relacionado de forma proporcional con la humedad.

3.2.2 Cálculo de componentes de ganancia de calor

A continuación se detalla el proceso de cálculo para cada uno de los componentes de ganancia de calor para un recinto, con base en el método de cálculo simplificado CLTD.

Carga de enfriamiento debido a la ganancia de calor a través de paredes, techos y vidrio.

Se establece la relación de la carga sensible de enfriamiento con respecto a la ganancia de calor sensible, descrita en la siguiente ecuación:

$$Q_{rs,w}/q_{rs,w} = CLTD/\Delta T$$

Ecuación 3.2

Para una pared exterior iluminada por el sol o un techo bajo el efecto combinado de la radiación solar y el diferencial entre la temperatura externa e interna, el cálculo de la carga sensible de enfriamiento $Q_{rs,w}$, Btu/h (W), puede determinarse de la siguiente manera:

$$Q_{rs,w} = UA(CLTD)$$

Ecuación 3.3

En donde:

U = coeficiente general de transferencia de calor del techo o la pared exterior, Btu/h-ft²-°F (W/m²°C)

A = área exterior de la pared, techo o ventana incluyendo el marco, ft² (m²)

$CLTD$ = diferencia de temperatura en la carga de enfriamiento °F (°C)

Los valores de $CLTD$ para calcular la carga sensible de enfriamiento de techos planos y paredes expuestas al sol se calculan bajo las siguientes condiciones, según *ASHRAE Fundamentals*:

- Temperatura interna 78°F (25,6°C)
- Temperatura externa máxima 95°F (35°C) con una media diaria al aire libre de 85°F (29,4°C) y con un rango diario al aire libre de 21°F (11,7°C)
- Radiación solar de 40° latitud norte en el 21 de Julio (este valor deberá corregirse para la latitud correspondiente).
- Techo con una superficie oscura y plana

Por tanto, la siguiente formula se puede utilizar para hacer ajustes cuando las condiciones sean diferentes a las dadas anteriormente:

$$CLTD_{corr} = CLTD + 78 - T_r + T_{om} - 85$$

Ecuación 3.4

Donde:

$78 - T_r$ = corrección de la temperatura interna; T_r es la temperatura interna en °F (°C)

$T_{om} - 85$ = corrección de la temperatura externa; T_{om} es la temperatura externa en °F (°C)

Los valores $CLTD$ para el cálculo de cargas debido a paredes externas en Latitud Norte y en techos planos según distintas configuraciones pueden ser consultados en los anexos 9.1 y 9.2.

Carga de enfriamiento debido a la ganancia de calor a través de ventanas

La carga sensible de enfriamiento para una ganancia de calor transmitida a través de una ventana colocada en una orientación específica $Q_{rs,s}$, Btu/h (W), puede ser calculada de la siguiente manera:

$$\begin{aligned} Q_{rs,s} &= Q_{sun} + Q_{sh} \\ &= A_s \times SCL_s \times SC + A_{sh} \times SCL_{sh} \times SC \end{aligned}$$

Ecuación 3.5

En donde:

Q_{sun} = Carga de enfriamiento debido a la ganancia de calor del área iluminada por el sol de una ventana de vidrio Btu/h (W)

Q_{sh} = Carga de enfriamiento debido a la ganancia de calor del área con sombra de una ventana de vidrio Btu/h (W)

A_s, A_{sh} = área iluminada y sombreada respectivamente ft^2 (m^2)

SC = coeficiente de sombreado

SCL_s = factor de carga de enfriamiento de un vidrio iluminado por el sol con una orientación específica Btu/h ft^2 (W/m^2)

SCL_s = factor de carga de enfriamiento para el área sombreada de un vidrio con orientación hacia el norte Btu/h ft^2 (W/m^2)

Desde luego los factores de carga de enfriamiento deberán seleccionarse para la ubicación geográfica del caso en estudio. Para Costa Rica se debe recordar las coordenadas geográficas 8° y $11^\circ 15'$ latitud norte.

Carga de enfriamiento debido a la ganancia de calor a través de una pared expuesta a un espacio no acondicionado.

Cuando un espacio acondicionado es adyacente a un área que no está acondicionada, y si la fluctuación en la temperatura en esa área es ignorada, entonces la ganancia sensible de calor q_{rs} transferida a través de paredes con particiones, ventanas y puertas externas en Btu/h (W), puede ser calculada de la siguiente manera:

$$q_{rs} = AU(T_{un} - T_r)$$

Ecuación 3.6

Donde:

T_{un} , T_r = media de temperatura diaria de un área adyacente no acondicionada y temperatura del espacio acondicionado, respectivamente, °F (°C).

Para un área adyacente que no está acondicionada y tiene fuentes de calor internas, como una cocina o un cuarto de calderas, T_{un} puede ser 15°F (8.3°C) más alta que la temperatura externa. Para un área adyacente sin fuentes de calor $T_{un} - T_r$ puede ser entre 3 y 8°F (1.7 y 4.4°C). Para pisos construidos directamente en el suelo o arriba del sótano que no estén ventilados o acondicionados, la carga de enfriamiento sensible por la ganancia de calor a través del suelo puede ser ignorado.

Cálculo de la carga interna de enfriamiento e Infiltración

El cálculo de la ganancia interna de calor producto de personas, luces, equipo y electrodomésticos $q_{int,s}$ y la ganancia de calor de infiltración q_{inf} , ambos en Btu/h (W), usando el método CLTD/SCL/CLF, es el mismo que se utiliza con el método TFM.

La densidad de carga interna (ILD por sus siglas en inglés) W/ft^2 (W/m^2) indica la ganancia interna de calor total de personas, luces y equipo y puede calcularse de la siguiente manera:

$$ILD = \frac{SHG_p + LHG_p}{3.413 A_{ft}} + W_{A,l} + W_{A,e}$$

Ecuación 3.7

En donde:

SHG_p, LHG_p = ganancia de calor sensible y latente para ocupantes en Btu/h (W).

A_f = área del piso, ft² (m²).

$W_{A,l}, W_{A,e}$ = densidad de potencia de iluminación y equipos eléctricos, respectivamente W/ft² (W/m²).

Ambas, la ganancia de calor de infiltración sensible $q_{int,s}$ y la ganancia de calor de infiltración latente $q_{int,l}$ en Btu/h (W), son cargas de enfriamiento instantáneas, y se pueden expresar de la siguiente manera:

$$Q_{inf,s} = q_{inf,s}$$

$$Q_{inf,l} = q_{inf,l}$$

Ecuación 3.8

En donde

$Q_{inf,s}, Q_{inf,l}$ = cargas de enfriamiento sensible y latente, respectivamente, en Btu/h (W)

Para la ganancia de calor producto de la infiltración es posible emplear dos métodos diferentes: el método de las fisuras y el método de cambio de aire.

Método de las fisuras. La tasa de infiltración es medida por unidad de longitud lineal de fisura en ft² (m²). Para lo cual se estiman tasas recomendadas de infiltración de 0,75 ft³/min-ft para ventanas y 1 ft³/min-ft para puertas exteriores, suponiendo un viento de 25 MPH, según tabla 3.3 de “Acondicionamiento de aire, principios y sistemas” Edward G. Pita.

Método del cambio de aire. Este método se basa en la estimación del número de cambios de aire por hora, siendo el cambio de aire el volumen total del recinto. El capítulo 7 del “*HVAC- Equations, data and rules of thumb*” brinda valores estimados para el número de cambios de aire de un espacio según la configuración de un espacio comercial (ver figura 3.1).

A. Air Change Rate Method

1. Range 0 to 10 AC/hr.
2. Commercial buildings:
 - a. 1.0 AC/hr. one exterior wall
 - b. 1.5 AC/hr. two exterior walls
 - c. 2.0 AC/hr. three or four exterior walls
3. Vestibules 3.0 AC/hr.

Figura 3.1. Valores promedio de cambios de aire por hora para cálculo de infiltración

Visto en detalle, las ganancias de calor internas pueden estimarse según se describe a continuación:

Personas. Los seres humanos emanan tanto calor sensible como latente en el espacio que les rodea. La porción de la radiación correspondiente a ganancia de calor sensible es de alrededor del 70% cuando el ambiente interno del espacio se mantiene dentro de la zona de confort. Así, la ganancia de calor como consecuencia de un grupo de personas que ocupan un mismo espacio, al mismo tiempo (t), se encuentra dada por $q_{sp,t}$, Btu/h(W), y puede ser calculado de la siguiente manera:

$$q_{sp,t} = N_{p,t}(SHG_p)$$

Ecuación 3.9

En donde:

$N_{p,t}$ = numero de ocupantes en espacio acondicionado al mismo tiempo (t)

SHG_p = ganancia sensible de calor de cada persona, Btu/h(W)

La ganancia de calor latente para ocupantes estando en un mismo espacio acondicionado al mismo tiempo (t), está dada por $q_{lp,t}$, Btu/h(W), y puede calcularse según:

$$q_{lp,t} = N_{p,t}(LHG_p)$$

Ecuación 3.10

En donde:

LHG_p = ganancia de calor latente por cada persona, Btu/h(W).

En la tabla 3.2 se puede observar una lista de ganancia de calor por cada ocupante en un mismo espacio acondicionado, según se expone en el libro *ASHRAE Handbook 1989, Fundamentals*.

En dicha tabla, el calor total es la suma del calor sensible y latente y el ajuste de calor es basado en un porcentaje normalmente distribuido entre hombres, mujeres y niños como los ocupantes del espacio desempeñando una actividad específica.

Tabla 3.2. Valores de ganancia de calor por ocupantes en espacios acondicionados

Degree of activity	Typical application	Total heat of adults, male, Btu/h	Total heat adjusted, † Btu/h	Sensible heat, Btu/h	Latent heat, Btu/h
Seated at theater	Theater—matinee	390	330	225	105
Seated at theater	Theater—evening	390	350	245	105
Seated, very light work	Offices, hotels, apartments	450	400	245	155
Moderately active office work	Offices, hotels, apartments	475	450	250	200
Standing, light work; walking	Department store, retail store	550	450	250	200
Walking; standing	Drugstore, bank	550	500	250	250
Light bench work	Factory	800	750	275	475
Moderate dancing	Dance hall	900	850	305	545
Walking 3 m/h; light machine work	Factory	1000	1000	375	625
Heavy work	Factory	1500	1450	580	870
Heavy machine work; lifting	Factory	1600	1600	635	965
Athletics	Gymnasium	2000	1800	710	1090

Fuente: *Handbook of air conditioning and refrigeration*, Shank. Wang

Iluminación. La ganancia de calor sensible debido a las luces eléctricas depende del tipo de instalación, como se describe a continuación:

Para las luces eléctricas instaladas dentro de un espacio acondicionado, como luces y accesorios colgantes del cielo raso, la ganancia de calor sensible como consecuencia de las luminarias, el elemento emisor y los accesorios, $q_{s,l}$ es igual al calor sensible liberado al espacio acondicionado $q_{es,l}$, Btu/h(W); ambos dependen mayormente del criterio de iluminación y del tipo y eficiencia de luces eléctricas y puede ser calculado de la siguiente manera:

$$q_{s,l} = 3.413 W_{lamp} F_{ust} F_{al}$$

$$q_{s,l} = 3.413 W_A A_{fl}$$

Ecuación 3.11

Donde:

W_{lamp} = valor de potencia de entrada de las luces eléctricas, (W)

W_A = potencia en watts/ ft² correspondiente al área de piso, W/ft²(W/m²)

F_{ust} = relación de potencia de watts en uso con respecto a instalados.

En la ecuación 3.11, F_{al} indica un factor de tolerancia para las luces eléctricas.

Para fluorescentes de inicio rápido de 40 watts F_{al} varía de 1.18 a 1.13 con un valor recomendado de 1.2 según *ASHRAE Handbook 1989, Fundamentals*.

Equipos eléctricos. ASHRAE determina ganancias de calor específicas para dispositivos eléctricos (Btu/h) según la aplicación. Dichas ganancias pueden ser

consultadas en los anexos 9.3 y 9.4 correspondientes a motores eléctricos y equipos de cocina comercial respectivamente.

3.3 Principios de refrigeración

La refrigeración disminuye la velocidad con la que ocurren los procesos químicos y biológicos en los alimentos, además de la pérdida de calidad asociada al deterioro de los mismos. La vida de almacenamiento de alimentos perecederos como frutas, carnes, pescados y verduras, puede ser extendida por varios días empleando enfriamiento, y hasta por varias semanas o meses si se emplea congelación. La tasa de crecimiento de microorganismos en los alimentos, se encuentra en función de la temperatura, y el control de la temperatura es el mecanismo más eficaz para reducir o detener dicho crecimiento.

La refrigeración podría definirse como la “remoción de calor de una sustancia para llevarla o mantenerla a una temperatura convenientemente baja, inferior a la temperatura ambiente” (Pita, 2008). A la sustancia empleada para absorber el calor de un espacio dado y transferirlo a otro se le llama refrigerante o bien agente de enfriamiento. El método más extensamente usado para producir refrigeración mecánica, se conoce como *sistema de compresión de vapor*. En este sistema un refrigerante líquido se evapora para dar como resultado una remoción del calor del espacio o sustancia que se desea enfriar. Para este método se requiere además un condensador y un compresor, con el fin de mantener el proceso como un ciclo y recuperar el refrigerante para su reutilización.

En el ámbito de la refrigeración es común referirse a unidades de pulgadas y libras (I –P), donde se emplea el término de *unidades térmicas Británicas* por hora, o simplemente Btu/h. (British thermal units siglas en inglés).

Una unidad térmica británica (Btu/h) es definida como la cantidad de energía calórica requerida para elevar la temperatura de una libra de agua un grado Fahrenheit, desde 59° F a 60° F; y un Btu/h = 0,293 watts (W).

Otra unidad de refrigeración utilizada extensamente en la industria de *HVAC&R*, es la tonelada de refrigeración o simplemente tonelada (ton). Así, 1 ton=12,000 Btu/h de calor removido. Esto es igual al calor absorbido por 1 ton (2000 lb) de hielo derritiéndose a una temperatura de 32° F en 24 horas.

Debido a que el calor de la fusión del hielo a 32° F es de 144 Btu/lb,

$$1 \text{ ton} = \frac{1 \times 2000 \times 144}{24} = 12,000 \text{ Btu/h}$$

También se podría decir que 1 ton = 3,516 kW

3.3.1 Diagrama de presión-entalpía (diagrama de Mollier).

Las propiedades de los refrigerantes se pueden indicar en tablas, o bien ser mostrados en una gráfica. Al diagrama de mayor utilidad para el análisis de ciclos de refrigeración se le llama diagrama de Mollier (en honor al físico alemán Richard Mollier).

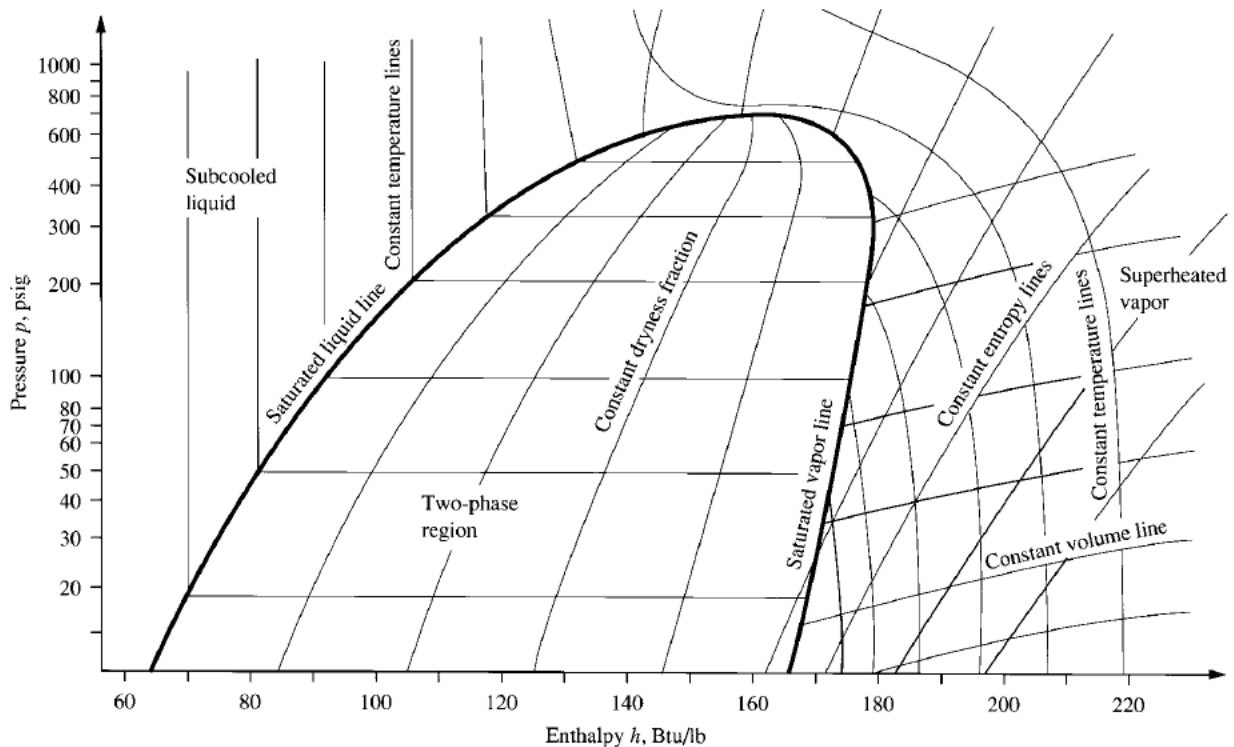


Figura 3.2. Diagrama de presión-entalpía (Mollier).

Fuente: Handbook of Air conditioning and refrigeration, Wang. S

El diagrama de presión-entalpía se puede emplear para mostrar los procesos que ocurren en el ciclo de refrigeración, y por tanto los cambios en los valores de las propiedades del refrigerante. Los valores de la presión se sitúan en la escala vertical, y los de entalpía en la horizontal. El diagrama cuenta con una línea de saturación, así como regiones de líquido y vapor según se muestra en la figura 3.2, donde un punto crítico separa ambas líneas. Además el punto crítico representa un límite de presión y temperatura, por encima del cual el refrigerante existe en un estado tal, que no se puede distinguir el líquido del vapor.

Por otro lado, en el diagrama se indica, además, las líneas de temperatura constante, volumen constante y entropía constante según se observa en la figura 3.2. En la región de líquido subenfriado, las líneas de temperatura constante son casi exactamente verticales, mientras que en la región de vapor sobrecalentado, las líneas son curvadas con una fuerte pendiente. Esto contrasta con las líneas de temperatura constante en la región de mezcla de líquido y vapor, las cuales son totalmente horizontales, esto está de acuerdo con el hecho de que cuando una sustancia cambia de estado, a presión constante, no cambia su temperatura. Para la región de mezcla algunos diagramas muestran además los valores de calidad, que corresponde al porcentaje de masa de vapor en una mezcla de líquido y vapor. De esta forma, un punto en el diagrama representa la condición completa del refrigerante, por tanto si se conoce dicho punto es posible determinar todas las propiedades correspondientes a una condición en particular.

3.3.2 Ciclo de refrigeración por compresión de vapor

Los cuatro componentes básicos de un sistema de refrigeración por compresión de vapor son:

- a) **Dispositivo de expansión.** Existen diversos tipos de dispositivos de expansión, siendo los más comunes la válvula de expansión y el tubo capilar. El refrigerante ingresa líquido al dispositivo, el cual lo dosifica según la

demanda del sistema. Además, genera una gran caída de presión, lo cual ocasiona que cierta cantidad de líquido se vaporice de forma súbita, debido a que alcanza una presión inferior a la presión de saturación para la temperatura dada. La porción de líquido que se evapora toma el calor latente necesario de la mezcla que fluye, enfriándola de esta manera. El refrigerante sale del dispositivo como una mezcla de líquido y vapor saturado.

- b) **Evaporador.** El refrigerante fluye por los tubos del serpentín del evaporador, en donde la sustancia que se debe enfriar, generalmente aire, fluye por el exterior de los tubos, de modo que se da una transferencia de calor de los alrededores al refrigerante, a través de la pared de tubo. El refrigerante puede salir como vapor saturado o bien como sobrecalentado.
- c) **Compresor.** El vapor que sale del evaporador ingresa al compresor por medio de la línea de succión, para luego ser comprimido a una presión elevada, la cual finalmente será adecuada para efectuar el proceso de condensación. El trabajo requerido para comprimir el gas contribuye al aumento de la energía almacenada en el refrigerante, lo cual resulta en un aumento de su temperatura.
- d) **Condensador.** El gas de alta presión fluye a través de la tubería del condensador, en donde un fluido, ya sea agua o aire, fluye por el exterior. De esta forma, el calor fluye desde el refrigerante, a mayor temperatura, hacia el fluido empleado como medio condensante. El refrigerante puede salir como líquido saturado o bien subenfriado.

3.3.3 Termodinámica del ciclo de refrigeración por compresión de vapor.

El ciclo termodinámico comprende una serie de procesos y cambios físicos que experimenta el refrigerante dentro del sistema. El análisis de un sistema de compresión de vapor dado, debe realizarse examinando su ciclo termodinámico. Para dicho análisis se hace referencia a las figuras 3.3 y 3.4 según se muestra a continuación:

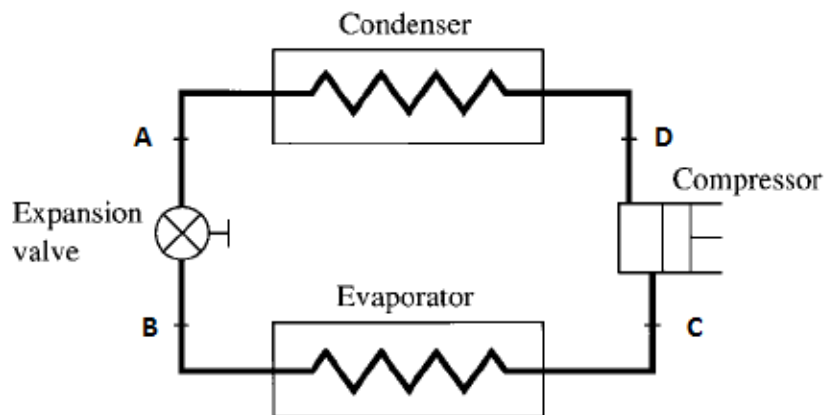


Figura 3.3. Diagrama de ciclo de refrigeración por compresión de vapor

Fuente: Handbook of Air conditioning and refrigeration, Wang. S

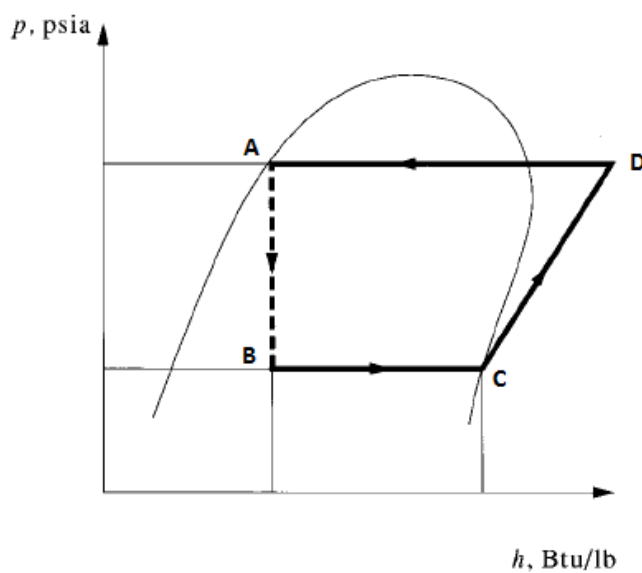


Figura 3.4. Ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor en el diagrama presión-entalpía

Fuente: Handbook of Air conditioning and refrigeration, Wang. S

El efecto de refrigeración.

El aumento de la entalpía de refrigerante en el evaporador se conoce como efecto refrigerante (E.R.) y se expresa en Btu/lb (kJ/kg). Se le llama efecto de refrigeración debido a que representa la cantidad de calor removido del medio que se debe enfriar por cada libra de refrigerante que fluye por el sistema. Es posible calcular el efecto refrigerante haciendo uso de la siguiente ecuación:

$$E.R. = h_c - h_b = h_c - h_a$$

Ecuación 3.12

En donde:

$E.R.$ = efecto de refrigeración en Btu/lb

h_c = entalpía del refrigerante a la salida del evaporador en Btu/lb

$h_b = h_a$ = entalpía del refrigerante a la entrada del evaporador en Btu/lb

El valor de entalpía en el punto b, a la entrada del evaporador, tiene el mismo valor de la entalpía en el punto a y esto es debido a que el proceso A-B es a entalpía constante.

Flujo másico del refrigerante.

El flujo másico que circula a través de un sistema con el fin de producir una capacidad dada de refrigeración, se puede hallar como se indica a continuación:

$$m = \frac{Q_e}{E.R.}$$

Ecuación 3.13

En donde:

m = flujo másico lb/min

Q_e = capacidad de refrigeración del sistema en Btu/min

$E.R.$ = efecto de refrigeración en Btu/lb

El calor de compresión y el trabajo de compresión.

Para un ciclo ideal se supone que no hay cambios en el sistema, como caídas de presión o bien intercambio de calor en la línea de succión. Por lo tanto la condición del refrigerante en el punto C a la salida del evaporador, debería ser la misma a la entrada del compresor. De esta forma, en un proceso ideal de compresión no existe intercambio de calor entre el refrigerante y el medio circundante, por tanto el proceso en el ciclo ideal a través del compresor es un proceso a entropía constante (isentrópico).

El calor de compresión (C.C) se define como el aumento de la entalpía del refrigerante, como resultado de la compresión, donde:

$$C.C = h_d - h_c \text{ en Btu/lb}$$

Ecuación 3.14

Ahora bien, se requiere trabajo para accionar el compresor, a fin de conseguir comprimir el vapor que entra por la línea de succión, por tanto *el trabajo de compresión* es igual al calor de compresión expresado en las mismas unidades.

$$W = C.C = h_d - h_c$$

Ecuación 3.15

En donde:

W = trabajo de compresión en Btu/lb

$h_d - h_c$ = aumento en la entalpia del refrigerante en el compresor en Btu/lb

Potencia teórica requerida por el compresor

La potencia necesaria para accionar el compresor se puede hallar a partir del trabajo de compresión y del flujo másico, utilizando la siguiente ecuación:

$$P = W \times m$$

Ecuación 3.16

En donde:

P = potencia teórica requerida por el compresor en Btu/min

W = trabajo (calor) de compresión en Btu/lb

m = flujo másico en lb/min

Por otro lado, resulta más conveniente expresar la potencia del compresor en unidades de caballos de fuerza (hp) o bien kW, que en Btu/min. Ahora bien, dicho valor de potencia corresponde a la potencia teórica del compresor operando en condiciones de ciclo ideal.

Desplazamiento teórico requerido por el compresor

Una vez determinado el valor de flujo másico del sistema, es posible determinar el valor del flujo volumétrico, el cual varía para cada uno de los diferentes puntos del sistema, puesto que el volumen específico del refrigerante varía también.

Al volumen de gas que el compresor debe ser capaz de manejar en el ciclo ideal, se le llama desplazamiento teórico del compresor, y se determina según:

$$V_t = v \times m$$

Ecuación 3.17

En donde:

V_t = desplazamiento teórico del compresor en pie^3/min

v = volumen específico del refrigerante en la solución del compresor, en pie^3/min

m = flujo másico en lb/min

Calor total de rechazo en el condensador

El proceso del ciclo ideal a través del condensador, en un proceso de presión constante.

El calor de rechazo (C.R) se define como la cantidad de calor removido por libra de refrigerante, en el condensador

$$C.R. = h_d - h_a$$

Ecuación 3.18

La cantidad total de calor de rechazo del condensador (Q_r) en Btu/min se obtiene mediante la siguiente ecuación.

$$Q_r = m(h_d - h_a)$$

Ecuación 3.19

Por otro lado, el calor de rechazo equivale a la suma del efecto de refrigeración y del calor de compresión. Así se expresa como la suma algebraica:

$$E.R. + C.C = C.R.$$

Ecuación 3.20

También se puede aplicar la ecuación de la energía al sistema de refrigeración, en términos de la cantidad de energía agregada o removida, en lugar de por libra de refrigerante. Puesto que la cantidad de energía agregada es igual a la cantidad de energía removida, la ecuación es entonces:

$$Q_r = Q_e + P$$

Ecuación 3.21

En donde:

Q_r = calor rechazado en el condensador

Q_e = calor adquirido en el evaporador

P = equivalente térmico de la potencia necesaria para comprimir el refrigerante.

El coeficiente de rendimiento (COP)

El coeficiente de rendimiento (COP por sus siglas en inglés) describe con cuanta efectividad opera un sistema de refrigeración, y se calcula mediante:

$$COP = \frac{Q_e}{P}$$

Ecuación 3.22

En donde:

Q_e = capacidad de refrigeración del sistema Btu/h (kW)

P = suministro neto de potencia al compresor Btu/h (kW)

El COP proporciona una medida de la utilización eficiente de la energía del sistema, dado que siempre se desea obtener la mayor capacidad e refrigeración, con la menor demanda de energía

Así mismo, es posible expresar el valor del coeficiente empleando los valores de efecto refrigerante y calor de compresión, como sigue:

$$COP = \frac{E.F}{C.C}$$

Ecuación 3.23

Ambos valores expresados en términos de Btu/lb (J/kg).

La relación de la eficiencia de la energía (EER)

La relación de eficiencia energética posee los mismos parámetros de medición con los cuales se determina el coeficiente de rendimiento (COP), sin embargo difieren en las unidades de la ecuación según se muestra:

$$EER = \frac{\text{Capacidad útil de enfriamiento (Btu/h)}}{\text{Entrada de potencia (W)}}$$

Ecuación 3.24

El coeficiente EER (por sus siglas en inglés) se desarrolló debido a que es más evidente y de fácil comprensión para el usuario del equipo, que el valor COP. En efecto, para ciertas aplicaciones de aire acondicionado y refrigeración se requiere legalmente indicar los valores de EER en las placas de identificación de los equipos.

Sobrecalentamiento y subenfriamiento

En el ciclo ideal de refrigeración, se supone que el vapor sale en condición saturada del evaporador, sin embargo esto ocurre muy difícilmente, ya que una vez que el líquido ha sido vaporizado, éste sigue absorbiendo calor hasta alcanzar una condición sobrecalentada.

El sobrecalentamiento provee un medio adecuado para controlar el flujo cuando se utiliza una válvula de expansión termostática, además de asegurar que no llegue refrigerante en forma de líquido a la succión del compresor.

Ahora bien, el sobrecalentamiento ocurre tanto en el espacio refrigerado (teniendo aprovechamiento del enfriamiento) como en la línea de succión. El primer caso presenta una serie de consecuencias sobre el funcionamiento del ciclo, tales como:

- Aumento del calor de compresión.
- Una temperatura de descarga del compresor mayor.
- Aumento de la cantidad de calor por libra eliminado en el condensador.
- Disminución de la masa de refrigerante que circula por el compresor.
- Aumento del efecto refrigerante.

Así, el sobrecalentamiento ocurrido en la línea de succión debe evitarse, ya que afecta directamente la eficiencia del sistema, de ahí el hecho de aislar la tubería de succión para disminuir el intercambio de calor del refrigerante con los alrededores. El efecto de sobrecalentamiento se evidencia en la figura 3.5.

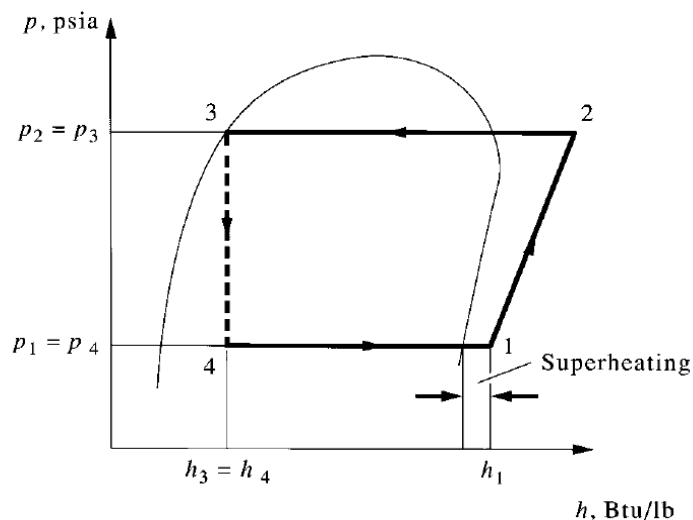


Figura 3.5. Sobrecalentamiento en el diagrama de presión-entalpía

Fuente: *Handbook of air conditioning and refrigeration* (2° ed)

Por otro lado, se ha demostrado que cuando el líquido es subenfriado se incrementa el efecto refrigerante del sistema, esto sin incrementar el suministro

de energía al compresor. La figura 3.6 ejemplifica el efecto del subenfriamiento sobre el diagrama de presión-entalpía, donde se observa el aumento del efecto refrigerante en el sistema.

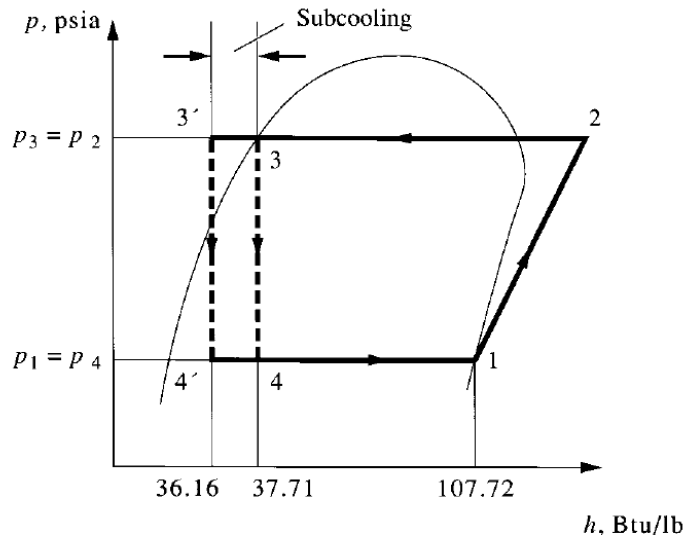


Figura 3.6. Subenfriamiento en el diagrama de presión-entalpía

Fuente: *Handbook of air conditioning and refrigeration* (2° ed)

Resulta obvio por tanto, que cualquier cambio en el ciclo que involucre un aumento en la cantidad de calor absorbido en el espacio refrigerado, si genera un incremento en la demanda de energía, resulta en un aumento de los coeficientes COP e EER, así el subenfriamiento en los sistemas de refrigeración resulta en una práctica común.

Desde el punto de vista de conservación de la energía, el subenfriamiento puede fácilmente reducir el consumo de energía de un 5% a un 15% (Pita, 2008). Además, el subenfriamiento constituye un método eficaz para evitar la generación de *vapor flash* antes de ingresar a la válvula de control del refrigerante.

3.4 Sistemas de refrigeración en tiendas de conveniencia

Un gran porcentaje de las ventas de alimentos dentro de las tiendas minoristas o de conveniencia, está compuesto por productos perecederos, los cuales requieren

condiciones de almacenamiento refrigerado, tales como carnes, embutidos, mariscos, productos lácteos, helados, alimentos congelados, panadería, productos delicatessen y comida preparada. Todos ellos requieren condiciones de temperatura específicas, las cuales deben mantenerse durante toda la cadena de frío, la cual incluye el transporte, almacenamiento, procesamiento y exhibición de los alimentos; esto para procurar la seguridad del consumidor final, la venta y la calidad del producto alimenticio.

La tabla 3.3 muestra los rangos de temperatura y humedad relativa que deben mantenerse para el adecuado almacenaje de ciertos productos, los cuales pueden encontrarse comúnmente dentro de supermercados y tiendas de conveniencia.

Tabla 3.3. Condiciones de almacenaje para algunos productos refrigerados

Producto	Temperatura (°F)	Humedad relativa (%)
Brócoli	32	95-100
Zanahoria	32	98-100
Lechuga	32	95-100
Hongos	32	95
Queso procesado	40	65-70
Mantequilla	40	75-85
Helado	-20 a -15	-
Uva tipo americana	31-32	85-90
Fresas frescas	31-31	90-95
Manzana	30-40	90
Carne de res	32-34	82-92
Pescado fresco	30-35	90-95

Fuente: *Commodity Storage requirements, capítulo 10 ASHRAE Refrigeration Handbook*

3.4.1 Estimación carga térmica para muebles refrigerados

La transferencia de calor para un mueble refrigerado, resulta en la interacción del producto y las fuentes de calor internas en el equipo, así como también las fuentes de calor externas del área circundante al sistema.

Para este caso, las fuentes de calor externas incluyen, cargas por transmisión, radiación e infiltración, las cuales dependen de forma directa de las condiciones de temperatura y humedad relativa presentes en los alrededores, mientras que las fuentes de calor internas son básicamente producto de las lámparas y los motores de los ventiladores del evaporador. Además el descongelamiento y las resistencias eléctricas que evitan la formación de condensado, en el caso de los muebles de congelado, representan cargas adicionales.

La tabla 3.4 presenta los elementos o componentes que interactúan para dar con el cálculo de carga de enfriamiento de un mueble refrigerado típico, siendo estos divididos en ganancias por calor sensible y calor latente.

Tabla 3.4. Componentes de ganancia de calor para muebles refrigerados

Ganancia de calor	Fuente de calor
Sensible	Luces
	Motores
	Descongelamiento (eléctrico o gas caliente)
	Resistencia eléctrica anti-condensado
	Transmisión (conducción)
	Radiación
	Infiltración
	" <i>Pulldown</i> " de la carga del producto
Latente	Infiltración

	Respiración del producto
--	--------------------------

Fuente: Autor (Word 2013).

Efecto de las condiciones ambientales.

Los gabinetes o muebles de exhibición para productos refrigerados se ven afectados significativamente por la condiciones de temperatura, humedad y movimiento del aire circundante. Dichos muebles se encuentran diseñados para condiciones standard, asumiendo que, en general, los supermercados o tiendas de conveniencia poseen sistemas de aire acondicionado, condición que dista mucho de la realidad para el caso de Costa Rica.

La tabla 3.5 muestra un estudio tomado del *ASHRAE Refrigeration Handbook- 2010*, que muestra diferentes condiciones ambientales dentro de tiendas minoristas de alimentos y supermercados, con base en mediciones realizadas en Estados Unidos para las distintas estaciones del año.

Tabla 3.5. Condiciones ambientales para tiendas minoristas de alimentos y supermercados

Estación	Temperatura de bulbo seco (°F)	Temperatura de bulbo húmedo (°F)	Libras de humedad por Libra aire seco	Humedad relativa (%)
Invierno	69	54	0.0054	36
Primavera	70	58	0.0079	50
Verano	71	61	0.0091	56
Otoño	70	58	0.0079	50

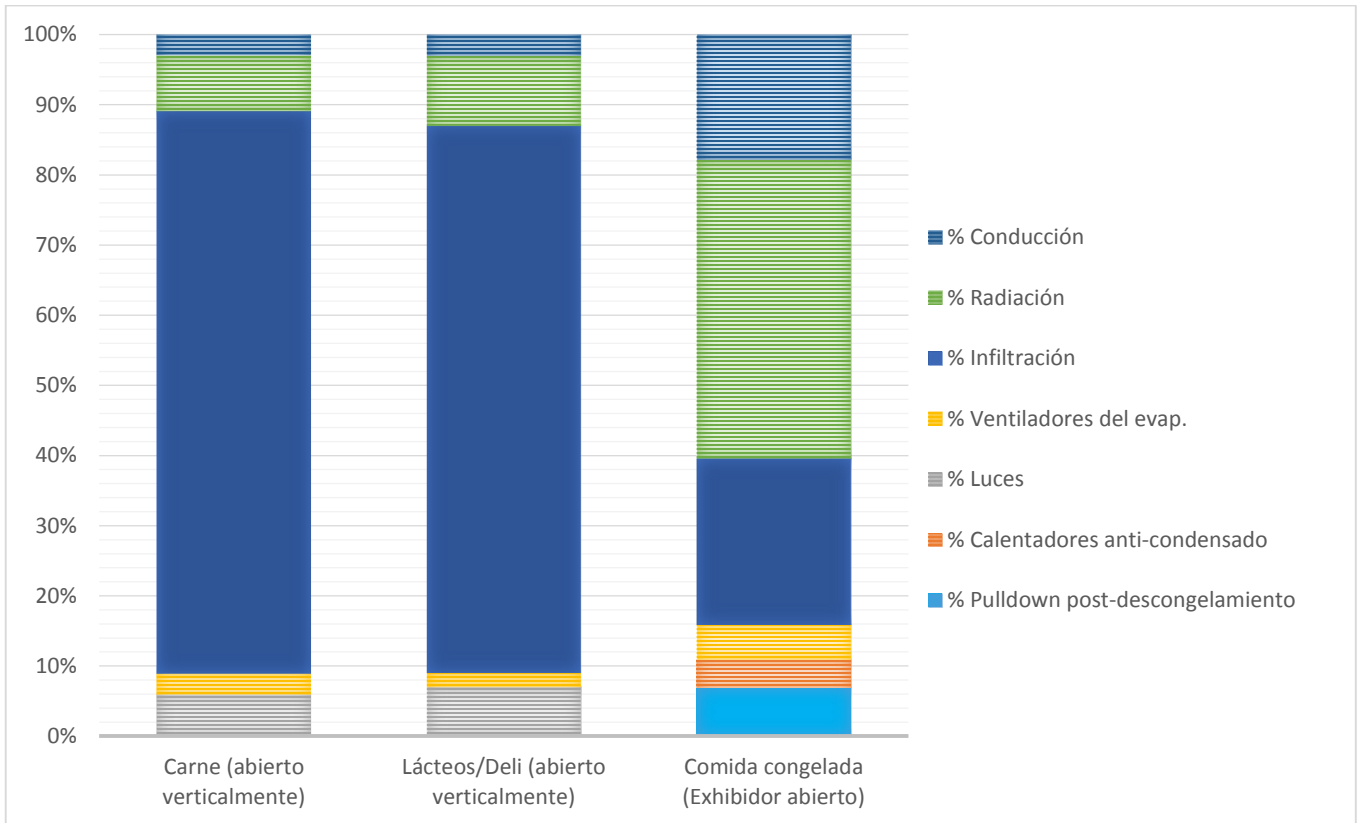
Fuente: *Retail food storage refrigeration and equipment*, capítulo 15 del ASHRAE refrigeration handbook, 2010.

Con base en la información contenida en la tabla anterior, la industria tomo como parámetro 75°F BS, 64°F BH y 55% de humedad relativa, por lo que normalmente estos son los valores empleados por los fabricantes para estimar la carga térmica de los gabinetes de exhibición para refrigeración.

La humedad del local es uno de los factores más importantes, que afecta directamente el rendimiento, consumo energético y carga térmica promedio de los muebles refrigerados. La humedad relativa depende de una serie de variables que deben tomarse en consideración, tales como ubicación geográfica, que determina las condiciones climáticas específicas para una región, los cambios de estación, que para el caso de estudio se cuenta únicamente con estación seca y estación lluviosa, y finalmente, el sistema de des humidificación del local o bien el sistema de HVAC instalado, siendo este el factor más importante a tomar en cuenta.

La gráfica 3.1 muestra claramente que la carga por infiltración representa al menos un 80% de la carga de enfriamiento de un mueble de media temperatura abierto promedio (abierto de forma vertical). Por otro lado, la carga producto de la infiltración para un exhibidor abierto para comida congelada disminuye a un 24%, mientras la radiación representa un 43% (ASHRAE refrigeration handbook 2010).

Gráfica 3.1. Valores porcentuales de ganancia de calor para diferentes configuraciones de muebles refrigerados.



Fuente: Autor (Excel 2012)

Componentes de ganancia de calor para gabinetes de exhibición (muebles refrigerados).

Según Faramarzi (1999) la ganancia de calor total para un mueble refrigerado puede expresarse según la ecuación 3.24.

$$Q_{\text{case}} = (Q_C + Q_R + Q_{\text{is}} + Q_L + Q_F + Q_D + Q_{\text{ASH}} + Q_{\text{pulldown}})\text{sensible} + (Q_{\text{il}} + Q_{\text{pr}})\text{latente}$$

Ecuación 3.24

Donde,

Q_{case} = capacidad de enfriamiento del gabinete de exhibición, (Btu/h)

Q_C = Ganancia de calor por transmisión, (Btu/h)

Q_R = Ganancia de calor por radiación, (Btu/h)

Q_{is} = Ganancia de calor sensible debido a la infiltración, (Btu/h)

Q_L = Ganancia de calor producto de las luces, (Btu/h)

Q_F = Ganancia de calor del motor del ventilador, (Btu/h)

Q_D = Ganancia de calor del calentador de descongelación (resistencia eléctrica) (Btu/h)

Q_{ASH} = Ganancia de calor del calentador anti condensación, (Btu/h)

$Q_{pull\down}$ = Carga debido al *pull down* del producto, (Btu/h)

Q_{il} = Ganancia de calor latente por infiltración, (Btu/h)

Q_{pr} = Calor latente debido a la respiración del producto, (Btu/h)

Por tanto de la ecuación 3.24 se realiza la estimación de cada uno de los componentes de carga térmica para muebles refrigerados según se enumera a continuación:

a) Conducción

La ganancia de calor por conducción a través de las paredes del gabinete se encuentra dada según:

$$Q_c = U A (T_{room} - T_{case})$$

Ecuación 3.25

Donde,

Q_c = Carga del gabinete según transmisión, o conducción,

A = Área total de superficie de las paredes del gabinete que conducen calor, (ft²)

T_{room} = temperatura del bulbo seco del aire en la habitación,(°F)

T_{case} = Temperatura del bulbo seco del aire dentro del gabinete de exhibición, (°F)

b) Carga térmica como consecuencia del *pull down* del producto

Corresponde a la carga térmica requerida para reducir la temperatura del producto, una vez que este ingresa a una temperatura mayor que la de almacenamiento designada, así como la ganancia de calor latente debido a la respiración del producto.

c) Carga de almacenamiento del producto

$$Q_{ps} = m C_p (T_s - T_f)/dT$$

Ecuación 3.26

Donde,

Q_{ps} = carga de *pull down* debido al almacenamiento del producto (Btu/h)

m = Masa del producto, (lb)

C_p = Calor específico del producto, (Btu/lb·°F)

T_s = Temperatura al momento de almacenaje,(°F)

T_f = Temperatura final, (°F)

dT = Tiempo requerido para reducir la temperatura del producto, (h)

d) Carga térmica post-descongelamiento

Durante el período de descongelamiento, la temperatura del producto almacenado aumenta, por lo que el sistema deberá poseer la capacidad suficiente para alcanzar

la temperatura de diseño rápidamente, una vez concluido el período de descongelamiento, según se observa en la ecuación siguiente:

$$Q_{pd} = m C_p (T_{pd} - T_i) / dT$$

Ecuación 3.27

Donde,

Q_{pd} = Carga *pull-down* debido al descongelamiento, (Btu/h)

m = Masa del producto, (lb)

C_p = Calor específico del producto, (Btu/lb·°F)

T_{pd} = Temperatura después del descongelamiento, (°F)

T_i = Temperatura final deseada, (°F)

dT = Intervalo de tiempo para bajar la temperatura del producto, (h)

Para muebles refrigerados de media temperatura, el aire de retorno al evaporador se encuentra entre 35 y 25 °F normalmente, por lo cual se emplea descongelamiento por aire. Por otro lado, para el caso de los muebles de congelado, es necesario emplear descongelamiento por medio de resistencia eléctrica, de modo que la ganancia de calor se calcula según:

$$Q_{E-Defrost} = (W k_1) - Q_{im}$$

Ecuación 3.28

Donde,

W = Entrada de calor por descongelamiento eléctrico, (w)

k_1 = Factor de conversión de watts a Btu/h

Q_{im} = Calor requerido para derretir el hielo como función de masa congelada, calor de fusión del hielo y el tiempo, Btu/(h)

e) Carga térmica del calentador de anti-condensación

Para el caso de los muebles refrigerados con puertas, se suele utilizar un sistema de anti empañamiento, el cual se instala directamente en el marco del gabinete de exhibición. La carga térmica producto del calentador se estima según la ecuación 3.29.

$$Q_{ASH} = W k_1 k_2$$

Ecuación 3.29

Donde,

W = Carga eléctrica conectada, (w)

k_1 = Fracción (%) de disipación de calor dentro del gabinete

k_2 = Factor de conversión de watts a Btu/(h)

f) Carga térmica por Radiación

La carga térmica producto de la radiación para un mueble refrigerado está en función de las condiciones internas del gabinete, tales como la temperatura en las paredes, emisividad de la superficie, área efectiva y las condiciones de los alrededores, tales como emisividad de paredes, techo y cualquier otra superficie adyacente. La ecuación 3.30 provee un método de cálculo de la ganancia de calor por radiación.

$$Q_{\text{rad}} = \int (T_w^4 - T_c^4) / [(1 - \sum_w) \sum_w A_w + 1/A_w F_{c-w} + (1 - \sum_c) / \sum_c A_c]$$

Ecuación 3.30

Donde,

Q_{rad} = Radiación de calor que se transfiere entre las paredes de la habitación y el gabinete de exhibición Btu/h

\int = Constante Stefan-Boltzmann, $0.1714 \times 10^{-8} (\text{Btu}/\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{R}^4)$

T_w = Temperatura en la superficie de las paredes de habitación, ($^{\circ}\text{R}$)

T_c = Temperatura en la superficie del gabinete de exhibición en el interior, ($^{\circ}\text{R}$)

\sum_w = Emisividad de las paredes de la habitación.

A_w = Área total de las superficies de la habitación, (ft^2)

\sum_c = Emisividad de las paredes internas del gabinete de exhibición

A_c = Área total de las paredes internas del gabinete, (ft^2)

g) Cargas Internas

La ganancia de calor producto de las cargas internas para el gabinete o mueble refrigerado, incluye el calor producto de las luces y el motor de los evaporadores, según las ecuaciones 3.31 y 3.32.

$$Q_{\text{fans}} = W_{\text{fans}} k$$

Ecuación 3.31

$$Q_{\text{lights}} = W_{\text{lights}} k k_1$$

Ecuación 3.32

Donde,

Q_{fans} = Carga en el gabinete por los motores del ventilador, (Btu/h)

Q_{lights} = Carga en el gabinete por la iluminación, (Btu/h)

W_{fans} = Watts consumidos por los motores de ventilación, (W)

W_{lights} = Watts consumidos por los accesorios de iluminación en el gabinete, (W)

k = Factor de conversión, 3.413 (Btu/h/W)

k1 = Porcentaje de calor que entra al gabinete como función del balastro y la ubicación de la luminaria.

h) Carga de Infiltración

La carga por infiltración, para el caso de muebles refrigerados abiertos, corresponde al paso de aire cálido y húmedo a través de la cortina de aire, hacia el espacio refrigerado. El rendimiento de la cortina de aire y la cantidad de calor transferido a través de esta, depende de gran cantidad de factores:

- La velocidad de la cortina de aire y perfil de temperatura
- Espesor y anchura del chorro de aire
- La temperatura y humedad relativa del local y la vitrina de exhibición
- El rango de agitación de la cortina de aire causado por los compradores al pasar
- Características dimensionales del panel de aire de descarga
- Número de orificios de descarga del chorro de aire

Para estimar la componente sensible de ganancia de calor producto de la infiltración se puede emplear la ecuación siguiente:

$$Q_{senseinf} = \rho v C_p k (T_{room} - T_{case})$$

Ecuación 3.33

Donde,

$Q_{senseinf}$ = Porción sensible de la carga de infiltración, (Btu/h)

ρ = Densidad del aire, (lb/ft³)

V = Volumen del flujo de aire que entra en el gabinete, (ft³/min)

C_p = Calor específico del aire, (Btu/lb)

k = Factor de conversión, (60 min/h)

Finalmente la carga de enfriamiento total para un gabinete de exhibición de productos refrigerados se define como la suma de las componentes de calor sensible y latente para lo cual se tiene:

$$Q_{total} = Q_{sensible} + Q_{latente}$$

Ecuación 3.34

3.5 Compresores

La función principal de un compresor de refrigeración es aumentar la presión de evaporación, hasta la presión a la cual el gas puede ser condensado (Pita 2008).

De modo que la presión debe aumentarse hasta alcanzar la presión de saturación correspondiente a la temperatura de condensación, el vapor a alta temperatura permite la transferencia de calor con el medio circundante, ya sea aire o agua, para finalmente ser condensado. Por otro lado, el proceso de compresión genera algunas otras funciones secundarias, como hacer que el refrigerante circule a través de la tubería y el equipo como resultado de las altas presiones de descarga, por tanto el compresor suministra la razón de flujo necesario para generar el efecto refrigerante requerido. Los compresores de vapor empleados en refrigeración suelen ser de tres tipos principales: reciprocantes, rotatorios y centrífugos.

3.5.1 Compresor reciprocante

También llamados alternativos, el funcionamiento de un compresor reciprocante para refrigeración, está dado por el trabajo realizado por el pistón, el eje de

transmisión y las válvulas de succión y descarga. Las figuras 3.5 y 3.6 representan el ciclo de compresión desde la carrera de admisión de vapor, proveniente de la línea de succión, hasta la carrera de compresión y descarga efectuada por el pistón.

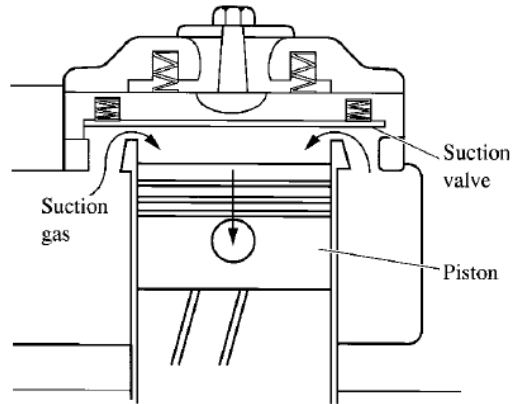


Figura 3.7. Carrera de admisión del compresor recíprocante

Fuente: *Handbook of air conditioning and refrigeration (2° ed)*

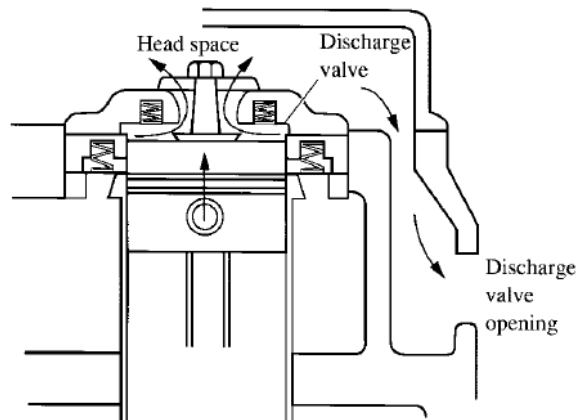


Figura 3.8. Proceso de compresión y carrera de descarga de compresor recíprocante

Fuente: *Handbook of air conditioning and refrigeration (2° ed)*

Desplazamiento del pistón

El desplazamiento del pistón de un compresor recíproco es el volumen total barrido en el cilindro por el pistón en un cierto intervalo de tiempo, generalmente se expresa en pies cúbicos por minuto (pies^3/min) o centímetros cúbicos por segundo (cm^3/s).

$$V_p = \frac{(0.7854D^2)(L)(N)(n)}{1728}$$

Ecuación 3.35

En donde:

V_p = desplazamiento del pistón (pies³/min)

D = diámetro del cilindro (agujero) en pulgadas

L = longitud de la carrera en pulgadas

N = revoluciones por minuto del cigüeñal (rpm)

n = número de cilindros

Eficiencia volumétrica total

El volumen real del vapor succionado por unidad de tiempo, proveniente de la línea de succión es el desplazamiento real del compresor.

La relación del desplazamiento real del compresor al desplazamiento del pistón es conocido como eficiencia volumétrica total o real del compresor. Para lo cual se tiene:

$$E_r = \frac{V_a}{V_p} \times 100$$

Ecuación 3.36

En donde:

E_r = eficiencia volumétrica total (%)

V_a = volumen real del vapor succionado y comprimido en la unidad del tiempo

V_p = desplazamiento del pistón del compresor.

Al conocer la eficiencia volumétrica del compresor, podrá obtenerse el desplazamiento real y la capacidad refrigerante como sigue:

$$V_a = V_p \times \frac{E_v}{100}$$

Ecuación 3.37

$$\text{Capacidad de refrigeración real} = \text{Capacidad de refrigeración teórica} \times \frac{E_v}{100}$$

Ahora bien, diferentes factores influyen para limitar el volumen del vapor succionado por carrera de trabajo del pistón, tales como:

- El claro del compresor.
- Estrangulamiento.
- Calentamiento en el cilindro.
- Fugas por el pistón y válvulas.

Otra variable importante que determina el funcionamiento de un compresor corresponde a la relación de compresión, la cual se define según la ecuación 3.38.

$$R = \frac{\text{Presión absoluta en la descarga (psia)}}{\text{Presión absoluta en la succión (psia)}}$$

Ecuación 3.38

Bajas presiones de succión dan como resultado una relación de compresión alta lo cual va en detrimento de la eficiencia del compresor.

Análisis Isentrópico

La eficiencia isentrópica η_{isen} de un compresor se define como:

$$\eta_{isen} = \frac{h_2 - h_1}{h_{2'} - h_1}$$

Ecuación 3.39

Donde:

$h_{2'}$ =entalpia del gas caliente descargado si el proceso de compresión no es isentrópico Btu/lb (kJ/kg).

La eficiencia isentrópica es igual a la eficiencia del compresor, o $\eta_{isen} = \eta_{com}$.

La potencia puesta al compresor P_{com} , hp, se puede calcular de la siguiente manera:

$$P_{com} = \frac{\dot{m}_r (h_{2'} - h_1)}{42.41} = \frac{\dot{m}_r (h_2 - h_1)}{42.41 \eta_{isen}} = \frac{\dot{m}_r (h_2 - h_1)}{42.41 \eta_{com}}$$

Ecuación 3.40

De esta forma \dot{m}_r representa la tasa de flujo másico del refrigerante, dada en lb/min (kg/min).

Para compresores recíprocantes, \dot{m}_r se puede calcular así

$$\dot{m}_r = \dot{V}_p \eta_v \rho_{suc}$$

Ecuación 3.41

Donde:

\dot{V}_p = desplazamiento del pistón, cfm (m^3/min)

ρ_{suc} = densidad del vapor succionado, lb/ft³ (kg/m³)

3.5.2 Compresor Scroll

Llamado compresor de espiras, su funcionamiento está dado por el acople cara a cara de dos espirales idénticas, llamadas espiral fija y orbitante, cada una unida por un lado a una placa plana. La espiral superior (fija) contiene el puerto de descarga, mientras la inferior (orbitante) se mueve en una órbita alrededor del centro del eje del motor. El perfil de las dos espiras es de tal forma que permite que la espira móvil gire, sin rozar sobre la espira fija. La figura 3.7 muestra el proceso de succión y descarga según el movimiento de la espiral orbitante, así como la composición general de un compresor scroll típico. Durante la succión, el refrigerante en forma de vapor entra al espacio entre las dos espirales, a través de las aberturas laterales. Las aberturas son entonces selladas para formar bolsas de vapor atrapadas, completando así el proceso de admisión.

Durante las sucesivas revoluciones del eje del motor, el volumen del vapor atrapado entre las paredes de contacto se reduce, y el proceso de compresión se completa cuando el refrigerante gaseoso se comprime a su presión máxima, para finalmente abrir el puerto de descarga. La secuencia de admisión, compresión, y descarga se produce simultáneamente en los dos volúmenes de gas atrapados.

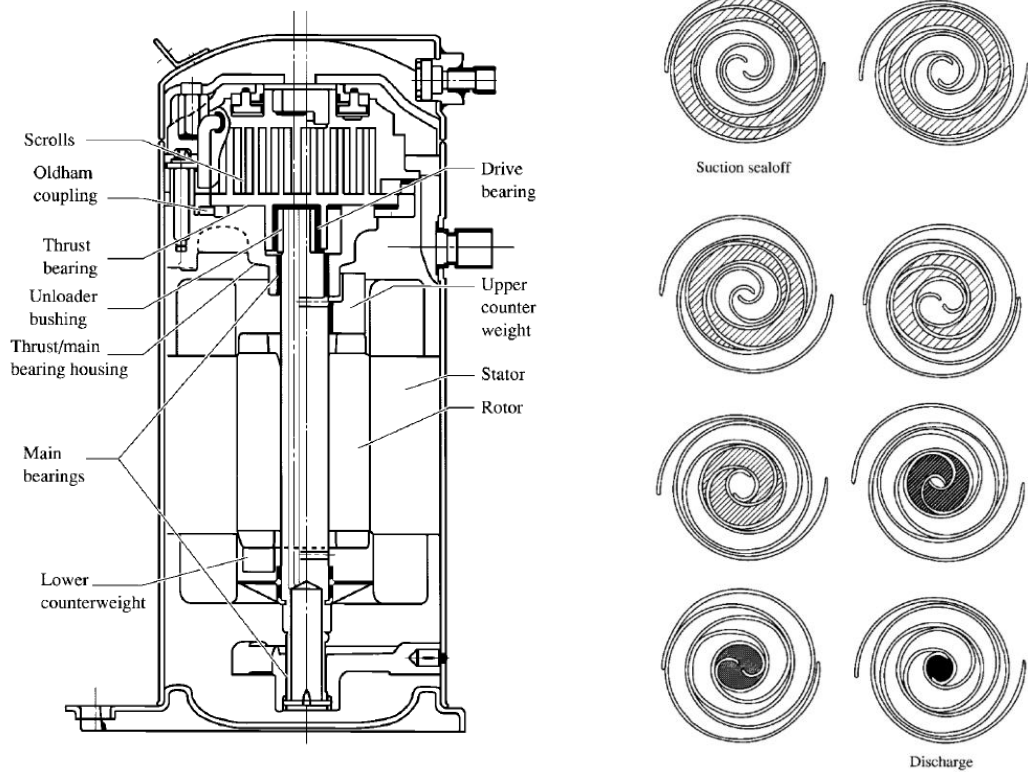


Figura 3.9. Composición general del compresor scroll, y proceso de compresión dado en las espirales

Fuente: *Handbook of air conditioning and refrigeration (2° ed)*

Los compresores scroll presentan eficiencias volumétricas altas, debido a que no existe el efecto de re expansión típico de un compresor recíprocante, ni las pérdidas dadas en las válvulas de succión, ya que éstas no son necesarias. En efecto, se menciona que la eficiencia volumétrica varía entre un 96,9% y un 93,6%, cuando se registra un cambio en la relación de compresión de 2,77 a 3,58 según Wang (2001). Además, presenta valores superiores en cuanto a sus coeficientes COP e EER con respecto a otras tecnologías de compresores.

3.6 Condensadores

El condensador es un intercambiador de calor, cuya función dentro del sistema de refrigeración, es la de remover el calor del vapor refrigerante que sale del

compresor, de manera tal que éste se condense por completo a su estado líquido. Para esto, el calor se transfiere a un medio condensante, ya sea agua o aire según la aplicación. En primera instancia, el refrigerante sale del compresor sobrecalentado, por lo que se da la remoción de calor sensible llevando el vapor hasta su temperatura de saturación, seguidamente se da la remoción de calor latente, produciendo una condensación gradual del refrigerante. Finalmente, se da lugar al subenfriamiento del refrigerante por debajo de su temperatura de saturación antes de salir del condensador.

El condensador debe extraer todo el calor adquirido por el refrigerante en el sistema de refrigeración, de manera tal que la totalidad de calor removido para llevar el vapor a su condición saturada, condensarlo y subenfriarlo, se denomina calor total de rechazo y se expresa como:

$$Q_{re} = 60\dot{m}_r(h_2 - h_3)$$

Ecuación 3.42

Donde,

\dot{m}_r = Flujo másico de refrigerante en el condensador (lb/min).

$h_2 - h_3$ = Entalpía de gas sobrecalentado que entra al condensador menos la entalpía de líquido sub enfriado que deja el condensador (Btu/lb).

3.6.1 Condensador enfriado por aire

La circulación del aire a través de la superficie de intercambio de calor, puede ser por convección natural o por la acción de un ventilador o soplador. La figura 3.10 muestra un típico condensador enfriado por aire de tres abanicos.



Figura 3.10. Condensador enfriado por aire de tres abanicos

Fuente: <http://www.directindustry.es/prod/heatcraft>

Para los condensadores enfriados por aire, se tiene una relación definida entre el tamaño del condensador y la cantidad de aire que circula, dentro de ciertos límites. Diseños eficientes prescriben la velocidad mínima de aire que producirá flujo turbulento y alto coeficiente de transferencia. Al aumentar la velocidad del aire a un valor más alto causará una caída excesiva de presión a través del condensador dando como resultado un aumento innecesario en los requerimientos de potencia del ventilador para la circulación del aire (Dossat, 2009). Así, la velocidad del aire que está pasando a través del condensador enfriado con aire, es función del área que está al frente del condensador y de la cantidad de aire que circula, para lo cual se enuncia la siguiente ecuación:

$$\text{Velocidad del aire (pies/min)} = \frac{\text{Cantidad de aire (pies}^3\text{/min)}}{\text{área del frente (pies)}}$$

Ecuación 3.43

Normalmente, la velocidad del aire que pasa a través de los condensadores enfriados con aire, está entre los 500 y 100 pies por minuto. El flujo de aire y el flujo

de refrigerante se encuentran por lo general en una disposición de contracorriente y flujo transversal. El aire entra en el serpentín del condensador a una temperatura igual a la de diseño al aire libre (temperatura de bulbo seco). Si el condensador se encuentra ubicado sobre el techo, deberá considerarse añadir 3 o 5 °F más, como resultado de la ganancia de calor debido a la exposición solar.

En la figura 3.9 se evidencia el proceso de remoción de calor ocurrido en el condensador, para un sistema operando con refrigerante R-22, así como el aumento de temperatura del aire de enfriamiento.

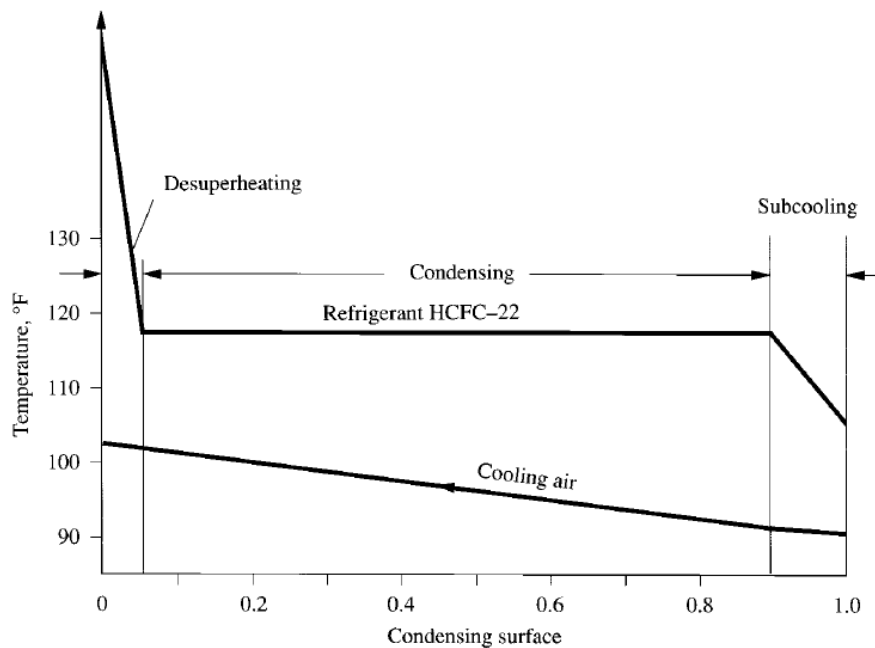


Figura 3.11. Curvas de temperatura para refrigerante R-22 y aire de enfriamiento

Fuente: *Handbook of air conditioning and refrigeration* (2° ed)

Diferencial de temperatura (DT)

La diferencia de temperatura del condensador (DT) para un condensador enfriado por aire, se define como la diferencia en la temperatura de condensación saturada

correspondiente a la presión del refrigerante en la entrada, y la temperatura de bulbo seco del aire circundante. El calor total de rechazo de un condensador enfriado por aire es directamente proporcional a su DT.

Así, el calor de rechazo de un condensador enfriado por aire que funciona a una DT de 30 ° F (16,7 ° C) es de aproximadamente 50 por ciento mayor que si el mismo condensador se opera a una DT de 15 ° F (8,3 ° C). Por otro lado, para un valor específico de calor de rechazo, un condensador enfriado por aire seleccionado con un DT de 15 ° F (8,3 ° C) es de mayor tamaño que un condensador elegido con un DT de 30 ° F (16,7 ° C) (Wang, 2001).

Por lo general, se suele determinar un valor específico de DT según la aplicación específica del sistema y la temperatura de evaporación dada.

$T_{ev}, ^\circ\text{F}$	CTD, °F
45, for air conditioning	20 to 30
20	15 to 20
-20 to -40	10 to 15

Figura 3.12. Valores de DT típicos para condensadores enfriados por aire

Fuente: *Handbook of air conditioning and refrigeration* (2° ed)

3.7 Recibidor de líquido

El recibidor de líquido consiste un recipiente para contener el exceso de refrigerante a lo largo del sistema. Este proporciona una capacidad de almacenamiento total del refrigerante, en el caso de que algún elemento deba recibir mantenimiento o reparación, o incluso cuando el sistema debe ser apagado por un tiempo prolongado. Además, maneja el exceso de carga de refrigerante que se produce con condensadores enfriados por aire, esto debido a las cargas fluctuantes en el lado de baja, de modo que se drena el condensador de líquido para mantener una

superficie de condensación efectiva, principalmente en sistemas donde la carga de funcionamiento en el evaporador y / o condensador varía para diferentes condiciones de carga. Así, cuando aumenta la demanda de refrigeración, la carga de funcionamiento en el evaporador disminuye, y el receptor debe almacenar el exceso de refrigerante. La figura 3.13 muestra una configuración típica para la conexión del receptor de líquido tipo pasante.

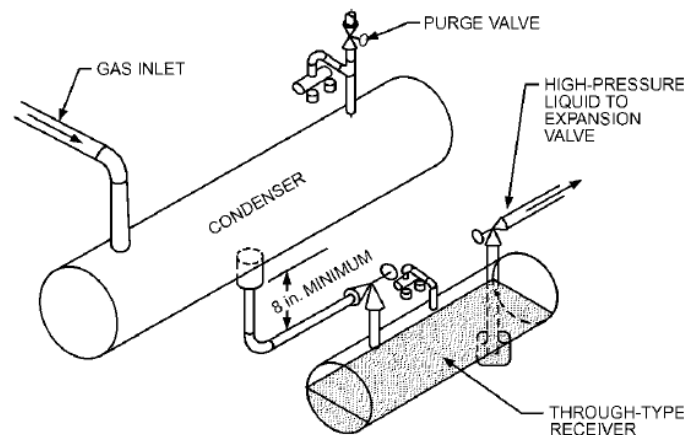


Figura 3.13. Conexión de receptor de líquido tipo pasante

Fuente: *ASHRAE Refrigeration handbook*, 2010

Cuando se utiliza un receptor de tipo pasante, el líquido siempre debe fluir del condensador hacia el receptor. Por tanto la presión en el receptor debe ser menor que en la salida del condensador. Si no se utiliza un orificio de ventilación, la tubería entre el condensador y el receptor (línea de condensado) deberá dimensionarse de manera que el líquido fluya en una única dirección. Así, dimensionar la línea de condensado para una velocidad de líquido equivalente a 100 pies por minuto, es generalmente adecuado para lograr este flujo. La tubería debe inclinarse al menos en 0,25 in/ft (*ASHRAE Refrigeration Handbook*, 2010).

3.8 Control de nivel de aceite

El aceite resulta un elemento fundamental en el funcionamiento de cualquier sistema de refrigeración, ya que garantiza la lubricación de los elementos móviles

del compresor. Todos los compresores pierden un poco de aceite lubricante durante su funcionamiento normal, dado que el lubricante deja inevitablemente el compresor junto con el gas de descarga, por tanto los sistemas que utilizan refrigerantes halocarbonos deben retornar este aceite a la misma velocidad con que deja el cárter del compresor. Así, cuando un compresor es puesto en operación se inicia su proceso de lubricación, y es casi imposible, evitar que parte del aceite sea bombeado junto con el vapor de refrigerante comprimido y que circule a través del sistema. Uno de los problemas más difíciles en los sistemas de refrigeración de baja temperatura, que utilizan refrigerantes halocarbonos, consiste en el retorno de aceite de lubricación desde el evaporador a los compresores.

Pequeñas cantidades de aceite no son dañinas, y de hecho, pueden ser benéficas al lubricar algunos accesorios como las válvulas. Sin embargo, en otros componentes como el evaporador, el condensador, el recibidor y las válvulas de control, no es necesario ni deseable, y en grandes cantidades crea problemas, la mayor parte de los cuales pueden evitarse.

El aceite se mezcla bien con los refrigerantes de halocarbono a altas temperaturas. Cuando la temperatura disminuye, se reduce la miscibilidad, de esta forma cierta cantidad de aceite se separa para formar una capa cerca de la parte superior del nivel de líquido en un evaporador inundado. Si la temperatura es muy baja, el aceite se convierte en una masa gomosa que impide la transferencia de calor, funcionando como una especie de aislante, además bloquea el flujo de refrigerante en los pasajes del sistema. El manejo adecuado de aceite es a menudo la clave para un sistema que funcione correctamente (ASHRAE *Refrigeration Handbook*, 2010).

3.8.1 Separador de aceite

La forma más común para reducir el aceite en circulación y los problemas que éste conlleva dentro del sistema, es mediante el uso de un dispositivo auxiliar llamado separador de aceite. Su función principal es separar el aceite lubricante del gas

refrigerante, y regresarlo al cárter del compresor antes que llegue a otros componentes del sistema.

El lubricante se separa del gas refrigerante por medio de distintos principios tales como:

- La reducción de la velocidad del gas.
- El cambio de dirección del flujo
- Malla, filtros, almohadillas o pantallas
- La fuerza centrífuga

La figura 3.13 muestra la composición un separador de aceite convencional para ser instalado en la línea de descarga. Una vez que el reservorio de aceite ubicado al fondo del dispositivo alcanza un nivel específico, la válvula tipo boya se abre, dando paso al retorno del lubricante a los compresores.

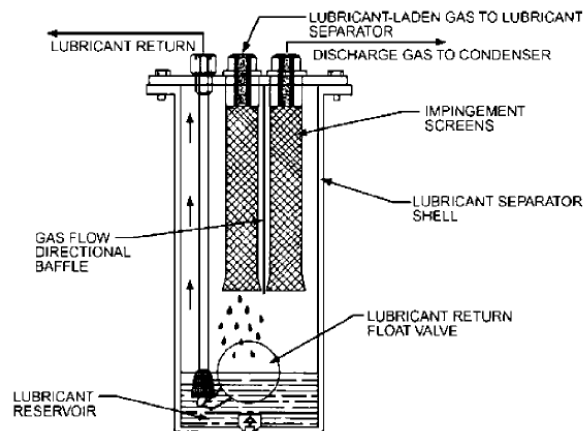


Figura 3.14. Separador de aceite conectado en la línea de descarga

Fuente: ASHRAE Refrigeration handbook, 2010

3.9 Válvulas reguladoras de presión de evaporación

Conocidas como válvulas EPR (por sus siglas en inglés), están diseñadas para regular su propia presión de entrada. Esta se instala en la línea de succión que sale del evaporador, por tanto regula la presión de salida del evaporador, la cual

corresponde a la presión de entrada del regulador. Por esta razón los reguladores de presión de evaporación también se denominan reguladores de presión aguas arriba. Se utilizan con mayor frecuencia para evitar que la presión del evaporador (y temperatura de saturación) caiga por debajo de un mínimo deseado.

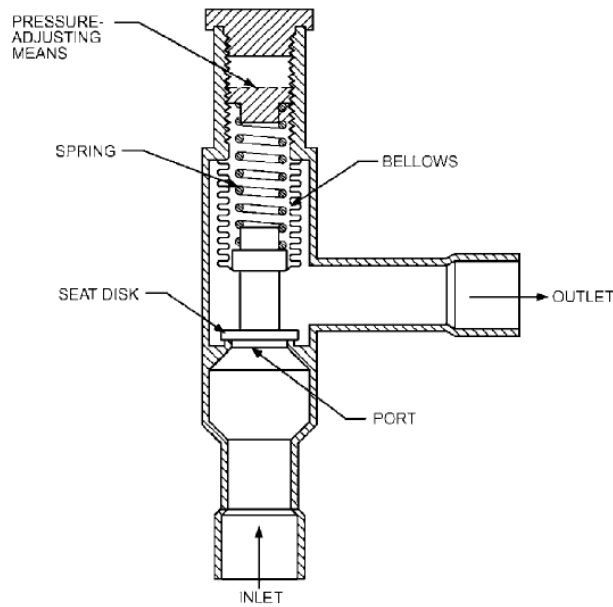


Figura 3.15. Válvula de operación directa para regular la presión de evaporación

Fuente: *ASHRAE Refrigeration handbook, 2010*

Cuando se tienen instalaciones de varios evaporadores (con diferentes temperaturas de evaporación) conectados a una línea de succión común, tal como se observa en la figura 3.16, se deben instalar válvulas EPR de modo que se regula la temperatura y presión de evaporación para cada evaporador, o bien para un grupo específico operando a la misma presión. Así, Los reguladores mantienen la temperatura de saturación deseada en los evaporadores que sirven las cargas de alta y media temperatura; aquellos para cargas de baja temperatura pueden conectarse de forma directa a la aspiración principal.

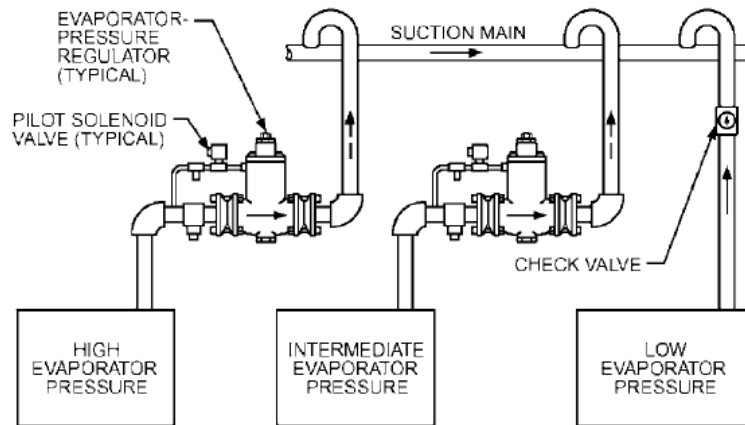


Figura 3.16. Válvulas EPR instaladas en sistema múltiple

Fuente: ASHRAE Refrigeration handbook, 2010

3.10 Dimensionamiento de tuberías

Las tuberías de refrigeración deberán dimensionarse para mantener una caída de presión aceptable a lo largo de cada línea correspondiente a succión, descarga y líquido. Caídas de presión excesivas, pueden provocar daños y reducción de la eficiencia de componentes del sistema, producto de retornos de líquido, generación de *vapor flash*, entre otros. La figura 3.17 muestra el comportamiento de la eficiencia de un compresor operando con refrigerante R-22, al experimentar caídas de presión de la línea de gas.

Line Loss, °F	Capacity, %	Energy, % ^b
Suction Line		
0	100	100
2	96.4	104.8
4	92.9	108.1
Discharge Line		
0	100	100
2	99.1	103.0
4	98.2	106.3

^aFor system operating at 40°F saturated evaporator temperature and 100°F saturated condensing temperature.

^bEnergy percentage rated at hp/ton.

Figura 3.17. Variación en la eficiencia de un compresor con respecto a caídas de presión en las líneas de succión y descarga

Fuente: ASHRAE Refrigeration handbook, 2010

Además, debe garantizarse una velocidad adecuada del refrigerante de modo que el aceite contenido en las líneas retorne a los compresores, evitando las fallas asociadas a la lubricación inadecuada. También se debe seleccionar diámetros adecuado de tubería para prevenir el retorno de líquido hacia los compresores.

La velocidad para la línea de refrigerante está dada según la ecuación 3.39, según se muestra a continuación:

$$v = m_r / (\rho A_i)$$

Ecuación 3.44

En donde

v = velocidad del refrigerante (ft/min)

m_r = tasa de flujo másico del refrigerante (lb/min)

A_i = área interna de la tubería de cobre (ft²)

ρ = densidad del refrigerante (lb/ft³)

Ahora bien, el flujo másico de refrigerante puede estimarse según se muestra a continuación:

$$m_r = Q_{rl}/\Delta h$$

Ecuación 3.45

En donde:

Q_{rl} = carga de refrigeración

Δh = diferencia de la entalpia del refrigerante saliendo y entrando del evaporador

El área interna de la tubería de cobre deberá calcularse empleando la norma ASTM B88 para cobre tipo L empleado en sistemas de refrigeración. Así, se tiene:

$$A_i = \pi D_i^2/4$$

Ecuación 3.46

En donde

D_i = diámetro interno (in²)

Por otro lado, y de acuerdo con la ecuación Darcey-Weisbach, la caída de presión del refrigerante en la tubería se puede expresar de la siguiente manera:

$$\begin{aligned} D &= K \left(\frac{8}{\pi^2 g_c} \frac{f L Q_{rl}^2}{p (\Delta h)^2 \Delta p} \right)^{1/5} \\ &= C_{pipe} \left[\frac{f L Q_{rl}^2}{p (\Delta h)^2 \Delta p} \right]^{1/5} \end{aligned}$$

Ecuación 3.47

En donde:

g_c = constante dimensional 32.2 lb_m ft/lb_f s²

L = largo de la tubería, ft (m)

Q_r = carga de refrigeración Btu/min (W)

Δh = diferencia de la entalpia del refrigerante, Btu/lb (kJ/kg)

Δp = pérdida de presión lb_f/ft² (kPa)

Ecuaciones del cálculo diferencial de temperatura saturada y capacidad de línea según ASHRAE.

ASHRAE brinda métodos de cálculo del diámetro de tuberías para diferentes refrigerantes, con base en las caídas de presión aceptables por tramo equivalente de tubería.

La capacidad de línea para otros valores de diferencial de temperatura saturada Δ_t y longitudes equivalentes L_e se puede calcular según se indica a continuación:

$$\text{Capacidad de línea} = \text{Capacidad de la tabla} \left(\frac{\text{Tabla } L_e}{\text{Actual } L_e} \times \frac{\text{Actual } \Delta_t}{\text{Tabla } \Delta_t} \right)^{0.55}$$

Ecuación 3.48

Por otro lado el diferencial de temperatura de saturación Δ_t para otras capacidades y longitudes equivalentes L_e se calcula según la ecuación siguiente:

$$\Delta_t = \text{Tabla } \Delta_t \left(\frac{\text{Actual } L_e}{\text{Tabla } L_e} \right) \left(\frac{\text{Capacidad actual}}{\text{Capacidad de tabla}} \right)^{1.8}$$

Ecuación 3.49

4 Cálculo de carga de enfriamiento para sistema de aire acondicionado

El cálculo de carga de enfriamiento del sistema se realizó haciendo uso de dos medios diferentes, el primero corresponde al método CLTD de ASHRAE, y el segundo haciendo uso del software de análisis horario (HAP®) de la corporación dedicada al diseño y distribución de sistemas de acondicionamiento de aire Carrier®.

4.1 Condiciones iniciales de diseño

Para la estimación de la carga de enfriamiento promedio de una tienda de conveniencia AMPM, se seleccionan cinco tiendas de conveniencia ubicadas en diferentes zonas del país, según se muestra en la tabla 4.1.

Tabla 4.1. Puntos de venta seleccionados para realizar el estudio de carga térmico

Punto de venta	Provincia	Ubicación	Total área a acondicionar (m ²)
1	Heredia	Aurora	212,59
2	Heredia	Verolís	213,07
3	San José	Montelimar	200,39
4	San José	Coronado	198,11
5	Cartago	Centro	196,74

Fuente: Autor (Word 2013)

Si bien es cierto, cada uno de los establecimientos posee una distinta ubicación geográfica, además de un sistema constructivo ligeramente diferente de los demás, todos comparten una configuración semejante en cuanto a la distribución del espacio, además de que según se observa en la tabla 4.1 son similares en cuanto a su área de local a acondicionar. Por esta razón, se procede a obtener un valor de

carga de enfriamiento promedio según el análisis de cada uno de los puntos de venta seleccionado.

Se inicia un proceso de recolección de información de condiciones iniciales de diseño para cada uno de los cinco focos de estudio, que incluye:

- Planos constructivos de cada uno de los puntos de venta, que incluyan la vista en planta del recinto, así como la sección de corte.
- Orientación específica de cada una las tiendas de conveniencia.
- Características de distribución del espacio, área de local y área de trastienda.
- Materiales constructivos empleados, incluyendo paredes, techo y ventanas.
- Proyección de sombras externas y edificios adyacentes.
- Flujo promedio de personas (incluye personal del local)
- Equipos que contribuyan a la ganancia de calor dentro del recinto.

La información antes mencionada se obtiene de la documentación existente (ver anexos) dentro de la empresa, así como visitas realizadas a cada uno de los puntos de venta.

4.1.1 Características de los edificios.

Según las visitas realizadas a cada uno de los puntos de venta y la información plasmada en los planos constructivos, se realiza una tabla resumen con las diferentes áreas de techo, pared y vidrio, así como sus respectiva orientaciones, según se observa a continuación:

Tabla 4.2. Datos de áreas y orientación de espacios para cada punto de venta seleccionados

Punto de venta	Área de techo (ft ²)*	Orientación	Área de pared (ft ²)	Área de vidrio (ft ²)
Aurora	2292,7	SE	389,1	
		NE	824,5	226
		SW	824,5	
Verolís	2290	W		267,2
		S		214
		E	156,3	
Montelimar	2157	SE		592
		WNW	388	
Coronado	2132,4	WNW	527	904
		NE	775	
		ESE	807	
Cartago	2117	SSW	333,2	92
		SW	541,5	237
		SE	1001,5	

Fuente: Autor (Word 2013)

*El área de techo se considera con orientación horizontal en todos los casos.

Según la recopilación de las características constructivas promedio de los puntos de venta se establecen los valores del coeficiente general de transferencia de calor (U) según se muestra a continuación:

Tabla 4.3. Valores de coeficiente general de transferencia de calor según área

Área	U (BTU/h-ft ² -°F)*	Descripción de la construcción
Techo	0,124	Lámina de metal con aislamiento 1 pulgada
Pared	0,294	Bloque de concreto de 8 pulgadas + 2 pulgadas de Stucco
Vidrio	1,04	Vidrio plano sencillo

Fuente: Autor (Word 2013)

*Valores tomados de “Acondicionamiento de aire, Principios y Sistemas”, Edward. G. Pita.

Condiciones de diseño externas

Se establecen condiciones de diseño externas para cada uno de los puntos de venta según la ubicación geográfica, empleando los valores de la tabla 3.1 y los datos suministrados por Instituto Meteorológico Nacional. Cabe destacar que se establece una temperatura interna de diseño de 75°F.

Tabla 4.4. Condiciones de diseño externas para cada punto de venta

Punto de venta	TBS máxima exterior (°F)	TBS promedio exterior (°F)
Aurora	86	76,5
Verolís	86	76,5
Montelimar	84,2	74,7
Coronado	80,6	71,1
Cartago	80,6	71,1

4.2 Cálculo de carga de enfriamiento según método CLTD

4.2.1 Ganancia de calor producto de alumbrado

Se estima un promedio de 1,5 w/ft² correspondiente a la densidad de alumbrado promedio en supermercados. Además se emplea un factor de balastro (FB) de 1,25, el cual corresponde a un valor típico para unidades fluorescentes.

Tabla 4.5. Valores de ganancia de calor por alumbrado

Punto de venta	Ganancia de calor por efecto de alumbrado (kw)	Ganancia de calor por efecto de alumbrado (Btu/h)
Aurola	4,3	14667,74
Verolís	4,3	14667,74
Montelimar	4,03	13772,53
Coronado	4,07	13886,84
Cartago	3,97	13547,34

Fuente: Autor (Word 2013)

4.2.2 Ganancia de calor producto de ocupantes

Se estima una tasa de ganancia de calor neta producto de los ocupantes del recinto acondicionado, para una actividad de trabajo ligero de una aplicación típica de una tienda minorista, para esto se estima una carga por calor sensible de 315 Btu/h y una carga por calor latente de 325 Btu/h para un total de 640 Btu/h por persona. Los valores totales se encuentran tabulados en la tabla 4.6.

Tabla 4.6. Valores de ganancia de calor por personas

Punto de venta	Cantidad crítica de ocupantes	Ganancia de calor sensible* (BTU/h)	Ganancia de calor latente* (BTU/h)
Aurola	26	8190	8450
Verolís	20	6300	6500
Montelimar	26	8190	8450
Coronado	15	4725	4875
Cartago	15	4725	4875

Fuente: Autor (Word 2013)

*Valores de ganancia total ajustado en el porcentaje de hombres, mujeres y niños promedio en la aplicación que se menciona, asumiendo que la ganancia de una mujer adulta representa el 85% de la de un hombre adulto, y la de un niño el 75%.

Los valores mostrados en la tabla anterior son estimados con base en el tipo de tienda de conveniencia, ya que algunos establecimientos poseen zonas de comida para los clientes, por lo que se estima un mayor flujo de ocupación, tal es el caso de los puntos de venta Aurola, Montelimar y Verolís.

4.2.3 Ganancia de calor producto del equipo eléctrico

Para realizar un cálculo apropiado de la ganancia de calor se establece un conteo de la cantidad y el tipo de elementos eléctricos que aportan carga térmica. Entre ellos se establecen principalmente hornos y urnas para comida caliente, además de las unidades auto contenidas de refrigeración que se ubican dentro del local. Cabe destacar que una tienda AMPM típica, cuenta con un promedio de 6 unidades de refrigeración de este tipo, entre gabinetes de exhibición y muebles refrigerados

abiertos, con potencias que van desde $\frac{1}{4}$ hasta $\frac{3}{4}$ de HP, las cuales bien podrían representar hasta un 60% de la totalidad de la carga por equipos eléctricos dentro del recinto a acondicionar.



Figura 4.1. Típicas unidades auto contenidas de 1/2 y 3/4 de hp respectivamente, instaladas en las tiendas de conveniencia AMPM

La tabla 4.7 muestra el cálculo de carga térmica tomando en cuenta dispositivos eléctricos típicos encontrados dentro de una tienda AMPM, para este caso específicamente del punto de venta La Aurora en Heredia. Para el caso de las unidades auto contenidas se estima la carga térmica para motores eléctricos de $\frac{1}{4}$, $\frac{1}{2}$ y $\frac{3}{4}$ de HP.

Tabla 4.7. Valores de carga térmica para equipos eléctricos ubicados dentro del punto de venta La Aurora

Equipos presentes dentro del local	Cantidad	Carga térmica (Btu/h)	Totales
<i>Coffee Maker</i>	2	5660	11320
Tostador pequeño	2	8430	16860
Horno Microondas	1	2050	2050
Calentador de comida	1	990	990
Computadora (55 w)	4	187	748
Motor eléctrico ¼ hp	2	1180	2360
Motor eléctrico ½ hp	0	2120	0
Motor eléctrico ¾ hp	4	2650	10600

Fuente: Autor (Excel 2013)

Los valores de ganancia de calor en Btu/h corresponden a valores convencionales de aparatos de cocina y oficina, los cuales pueden ser consultados en el anexo 11.4.

4.2.4 Ganancia de calor como consecuencia de la infiltración

Para el cálculo de la infiltración de aire exterior y su consecuencia sobre la carga de enfriamiento, se utiliza el método de las fisuras, basado en una velocidad del aire de 25 MPH, según la tabla 4.8. Para este caso únicamente se realizó el cálculo correspondiente al calor sensible.

Tabla 4.8. Valores de ganancia de calor por infiltración

Punto de venta	Longitud equivalente en ventanas (ft)	Calor sensible (Btu/h)
Aurola	122,00	848,331
Verolís	264,41	1838,94
Montelimar	162,64	946,01
Coronado	450,25	1594,15
Cartago	308,16	1091,05

Fuente: Autor (Word 2013)

4.2.5 Ganancia de calor producto de la radiación solar a través de vidrio

Empleando la ecuación 3.5, se estima la carga térmica producto de la radiación en las ventanas del edificio, para lo cual se obtienen los valores mostrados a continuación:

Tabla 4.9. Valores de ganancia de calor producto de radiación solar a través de vidrio*

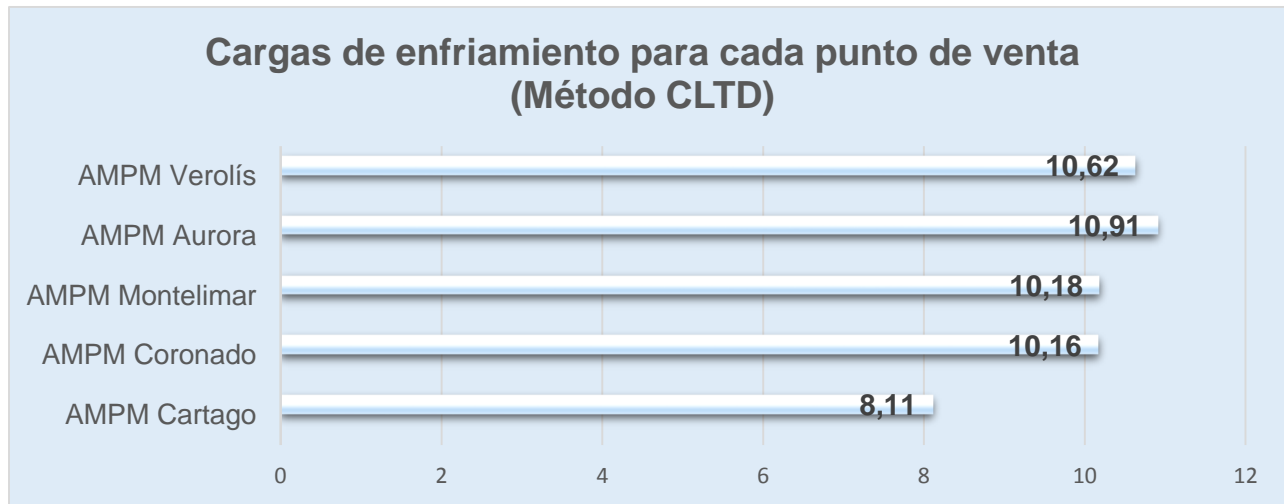
Punto de venta	Factor de ganancia máximo (Btu/h-ft ²)	Factor de carga de enfriamiento	Ganancia de calor total (Btu/h)
Aurola	110	0,58	9950,90
Verolís	156	0,58	21353,01
Montelimar	110	0,40	17973,72
Coronado	156	0,40	33852,34
Cartago	184	0,44	15307,07

Fuente: Autor (Word 2013)

*Para todos los casos se emplea un coeficiente de sombreado (CS) de 0,69.

Finalmente se obtienen los valores totales de carga térmica, empleando el método CLTD, para cada punto de venta según se observa en la gráfica 4.1

Gráfica 4.1. Cargas de enfriamiento en toneladas para los distintos puntos de venta.



Fuente: Autor (Excel 2013)

4.3 Cálculo de carga de enfriamiento según software HAP

El *Hourly Analysis Program* (HAP) corresponde a una herramienta de mucha utilidad que, entre otras funciones permite realizar cálculos de carga térmica para la selección de equipos de aire acondicionado, así como una simulación anual del comportamiento del sistema. De esta forma utiliza los principios y métodos de cálculo de ASHRAE, estimando el flujo de calor a través de todos los elementos del recinto, tales como puertas, ventanas, techo, paredes, luces, personas, equipos eléctricos, equipos no eléctricos, infiltración, pisos y particiones, considerando los factores de hora del día y época del año. La herramienta de análisis permite establecer horarios específicos para distintas variables, tales como alumbrado o uso de equipo eléctrico, estimando una curva de comportamiento a lo largo del día, por lo que permite obtener valores aproximados del comportamiento de la ganancia de

calor. Para efectos de este caso se empleó únicamente para estimar la carga de enfriamiento requerida para cada una de las tiendas de conveniencia.

La interfaz principal de la configuración del espacio del edificio, permite ingresar valores para el cálculo de ganancia a través de paredes, techo, elementos internos, infiltración y particiones, según se observa en la figura 4.2.

The screenshot shows the 'Internals' tab of the HAP software interface. It is divided into several sections for configuring internal gains:

- Overhead Lighting:** Fixture Type is 'Recessed, unvented', Wattage is 1.50 W/ft², Ballast Multiplier is 1.25, and the schedule is 'luminación(1)'.
- Task Lighting:** Wattage is 0.00 W/ft², and the schedule is '(none)'.
- Electrical Equipment:** Wattage is 13200.0 Watts, and the schedule is 'Equipo eléctrico'.
- People:** Occupancy is 25.0 People, Activity Level is 'Office Work', Sensible load is 245.0 BTU/hr/person, and Latent load is 205.0 BTU/hr/person. The schedule is 'Personas'.
- Miscellaneous Loads:** Sensible load is 0 BTU/hr and Latent load is 0 BTU/hr, both with '(none)' schedules.

Figura 4.2. Interfaz principal de software HAP para el cálculo de ganancias de calor de tienda AMPM Montelimar

Los horarios de análisis empleados en la simulación de los AMPM, fueron estimados como una curva de comportamiento típico para una tienda de conveniencia. Los horarios empleados corresponden al comportamiento de la iluminación, flujo de personas y uso de equipos eléctricos dentro del área a acondicionar.

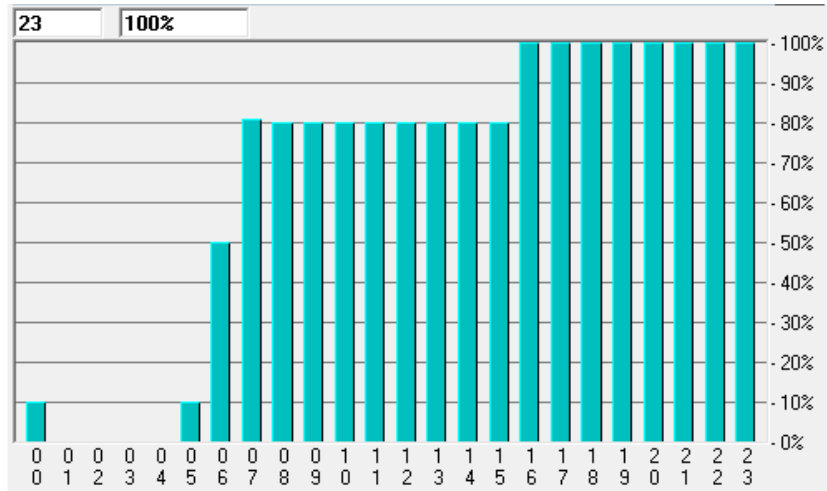


Figura 4.3. Curva de comportamiento estimada de la iluminación de una tienda

En la figura anterior se muestra el comportamiento de la ganancia neta de calor debido al alumbrado en una tienda de conveniencia, para un período total de 24 horas. Se debe tomar en cuenta que la hora de apertura de las tienda AMPM corresponde a la 6 horas, mientras que la hora de cierre de los establecimientos corresponde a las 00 horas. De igual forma se establece la curva de horario del comportamiento de los equipos eléctricos dentro del recinto, tal y como se observa en la figura 4.4. Como se mencionó anteriormente, los equipos presentes dentro del recinto comprenden principalmente las unidades de refrigeración auto contenidas, las cuales aportan gran cantidad de carga térmica al espacio, producto del calor de rechazo de las unidades condensadoras. A esto deberá añadirse la carga térmica producto de los típicos aparatos de cocina comerciales según se menciona en el capítulo 29 de ASHRAE fundamentals handbook.

Se establecen picos específicos en los horarios que comprenden entre las 07-09 horas, las 11-13 horas y las 17-18 horas del día, siendo la menor carga la que ocurre en horas de la madrugada entre las 23 y las 04.

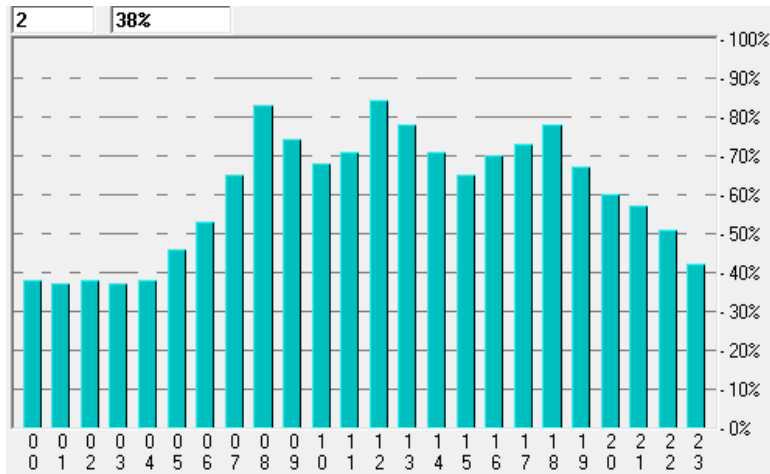


Figura 4.4. . Curva de comportamiento estimada para equipos eléctricos dentro de una tienda AMPM

Finalmente se establece una curva de horario para el flujo de ocupación de personas dentro de un local promedio, asumiendo picos específicos para las horas de comida.

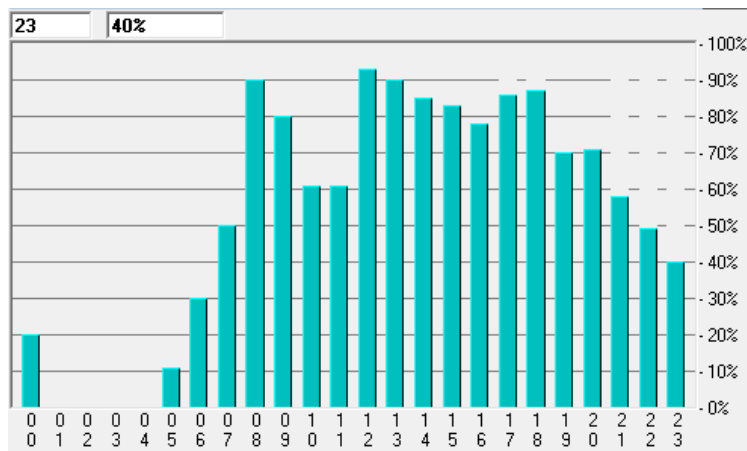


Figura 4.5. Curva de comportamiento estimada para ocupación de una tienda AMPM

Una vez identificadas las áreas externas de exposición solar y su orientación según la ubicación del edificio (ver tabla 4.2) es posible realizar el cálculo de carga térmica por conducción de la estructura exterior de forma simple, según se observa en la

figura 4.6 correspondiente a la simulación realizada para la tienda AMPM Montelimar.

	Exposure	Wall Gross Area ft²	Window 1 Quantity	Window 2 Quantity	Door Quantity
1	SE	592.0	592	0	0
2	WNW	388.0	0	0	0
3	not use				
4	not use				
5	not use				
6	not use				
7	not use				
8	not use				

Construction Types for Exposure: 1 (SE)	
Wall	Stucco + 8" LW Concre
Window 1	Ventanas AMPM
Shade 1	Default Shade Type
Window 2	Ventanas AMPM
Shade 2	(none)
Door	(none)

Figura 4.6. Interfaz de software HAP para el cálculo de cargas por conducción de la estructura exterior

Se determina la reducción de la carga por conducción en ventanas, como consecuencia del uso de aleros y la proyección de sombra, en los casos donde aplica dicha reducción, como por ejemplo el punto de venta AMPM Cartago, lo cual resulta en una disminución considerable de la carga de enfriamiento.

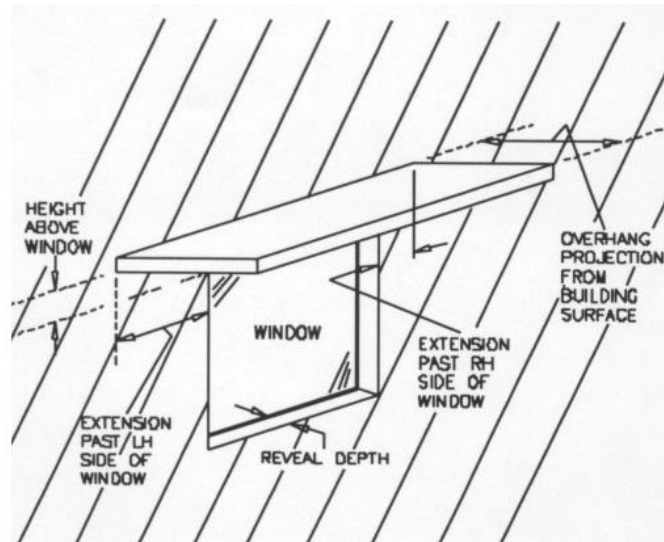


Figura 4.7. Variables de dimensión de aleros según software HAP

En cuanto a la carga producto de infiltración se estima un promedio de 1 cambio de aire por hora, lo que equivale a un rango de infiltración de 0,29 CFM/ft², siendo estos valores aceptables para un edificio comercial, según se muestra en la siguiente figura extraída de la simulación correspondiente al AMPM Cartago.

General Internals Walls, Windows, Doors Roofs, Skylights Infiltration Floors Partitions			
Enter infiltration rate in any column:			
	CFM	CFM/ft ²	ACH
Design Cooling	635.28	0.29	1
Design Heating	0.00	0.00	0.00
Energy Analysis	0.00	0.00	0.00

Infiltration occurs: Only When Fan Off
 All Hours

Figura 4.8. Valores de infiltración estimados para tiendas de conveniencia AMPM

A partir de la simulación generada, se establecen las cargas pico correspondientes a cada uno de los puntos de venta, esto según la época y hora específica del año cuando ocurre la carga máxima.

Tabla 4.10. Mes y hora de cargas pico para cada punto de venta

Punto de venta	Mes de carga máxima	Hora de carga máxima
Aurola	Marzo	13:00
Verolís	Marzo	13:00
Montelimar	Marzo	13:00
Coronado	Abril	14:00
Cartago	Enero	16:00

Fuente: Autor (Word 2013)

Como era de esperarse las cargas máximas se encuentran entre los meses de marzo y abril, siendo estas las épocas de mayor temperatura para nuestra locación, a excepción del punto de venta Cartago, producto de la ligera inclinación sur-oeste del sol durante la época del mes de Enero.

Finalmente se muestra un extracto de los resultados de cálculo de carga de enfriamiento generados por medio del software HAP, en este caso la simulación correspondiente al punto de venta AMPM La Aurora.

Tabla 4.11. . Extracto del cálculo de carga de enfriamiento de AMPM La Aurora según software HAP

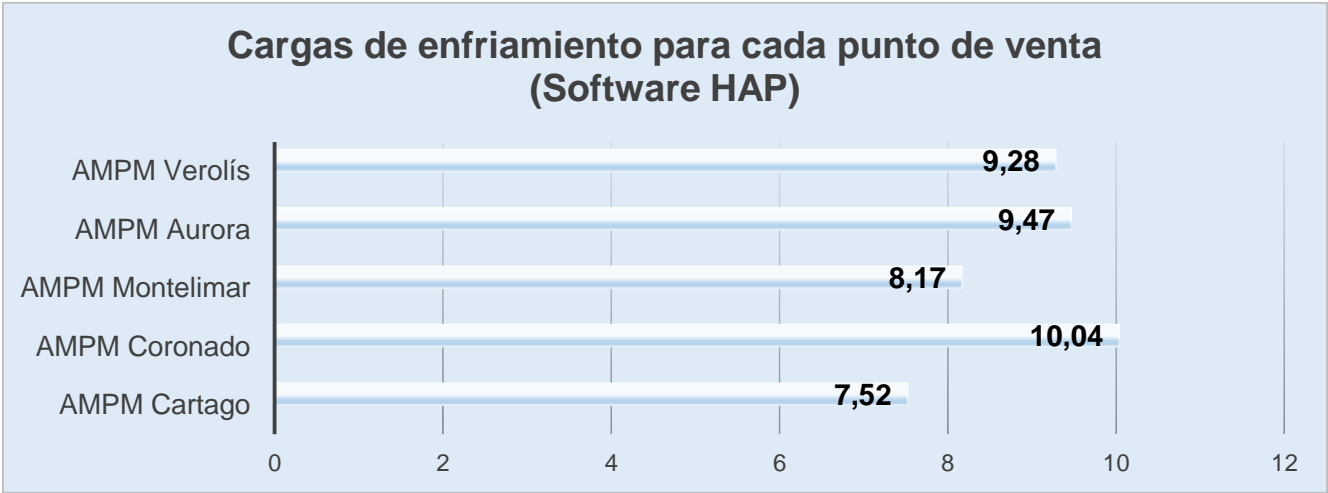
	DESIGN COOLING		
	COOLING DATA AT Mar 1300		
	COOLING OA DB / WB 88,5 °F / 70,1 °F		
ZONE LOADS	Details	Sensible (BTU/hr)	Latent (BTU/hr)
Window & Skylight Solar Loads	346 ft ²	17116	-
Wall Transmission	1812 ft ²	9376	-
Roof Transmission	2173 ft ²	21190	-
Window Transmission	226 ft ²	1271	-
Skylight Transmission	120 ft ²	696	-
Door Loads	0 ft ²	0	-
Floor Transmission	2293 ft ²	0	-
Partitions	601 ft ²	1759	-
Ceiling	0 ft ²	0	-
Overhead Lighting	4299 W	13647	-
Task Lighting	0 W	0	-
Electric Equipment	10703 W	33617	-
People	23	4880	6318
Infiltration	-	1594	772
Miscellaneous	-	0	0
Safety Factor	0% / 0%	0	0

Fuente: Hourly analysis program (HAP®)

Según se observa en la tabla 4.11 se despreciaron las cargas producto de puertas, cielo raso, iluminación de trabajo y misceláneos, así como tampoco se contempló factor de seguridad alguno para los cálculos realizados.

Los valores de carga de enfriamiento obtenidos por medio del software HAP, resultan ser entre un 3% y un 20% menor con respecto al método CLTD, lo cual se debe principalmente al análisis horario de la simulación en HAP.

Tabla 4.12. Cargas de enfriamiento en toneladas para los distintos puntos de venta para método de cálculo HAP



Resulta importante destacar la carga del punto de venta AMPM Coronado, el cuál resultado ser el establecimiento con mayor carga térmica. Esto se debe a que presenta condiciones constructivas diferentes del resto de los casos de análisis, con un área de vidrio de 904 ft² (84 m²) con una orientación Oeste-Norte-Oeste, sin ningún tipo de alero ni sombra adyacente.

De esta forma se tabulan los valores finales de carga térmica para cada uno de los casos de análisis según los dos métodos de cálculo empleados CLTD y HAP, los cuales se observan las tablas 4.12 y 4.13 respectivamente.

Tabla 4.13. Resumen de resultados obtenidos para cálculo de carga térmica según método CLTD

Método CLTD (ASHRAE)					
Tienda	Carga térmica (BTU/h)	Carga térmica (ton)	Área (m ²)	Área (ft ²)	Promedio (BTU/h/ft ²)
AMPM Cartago	97263,02	8,11	196,74	2117,71	45,93
AMPM Coronado	121918,91	10,16	198,11	2132,46	57,17
AMPM Montelimar	122107,60	10,18	200,39	2157,00	56,61
AMPM Aurora	130876,83	10,91	212,59	2288,32	57,19
AMPM Verolís	127498,62	10,62	213,02	2292,95	55,60
Promedio	119932,996	9,99	204,17	2197,69	54,50

Fuente: Autor (Word 2013)

Método HAP (Hourly Analysis Program)					
Tienda	Carga térmica (BTU/h)	Carga térmica (ton)	Área (m ²)	Área (ft ²)	Promedio (BTU/h/ft ²)
AMPM Cartago	90258	7,52	196,74	2117,71	42,62
AMPM Coronado	120445	10,04	198,11	2132,46	56,48
AMPM Montelimar	98018	8,17	200,39	2157,00	45,44
AMPM Aurora	113591	9,47	212,59	2288,32	49,64
AMPM Verolís	111390	9,28	213,02	2292,95	48,58

Promedio	106740,4	8,90	204,17	2197,69	48,55
-----------------	-----------------	-------------	---------------	----------------	--------------

Tabla 4.14. Resumen de resultados obtenidos para el cálculo de carga térmica según método HAP

Fuente: Autor (Word 2013)

Finalmente, para el diseño del sistema propuesto se estima la carga por aire acondicionado en 9 toneladas, con un valor de entre 49-55 Btu/h/ft² lo cual es un valor aceptable para el tipo de aplicación y la localización de los casos de análisis realizados. Por tanto, se establece la tabla 4.14 correspondiente a los resultados finales del estudio de carga térmica.

Tabla 4.15. Resultados finales para carga de enfriamiento promedio en tienda de conveniencia AMPM

Carga térmica producto del sistema de aire acondicionado (Btu/h)	108000,0
Carga térmica producto del sistema de aire acondicionado (Tons)	9,0
Carga térmica producto del sistema de aire acondicionado (kW)	31,7

Fuente: Autor (Word 2013)

5 Cálculo de carga térmica para muebles refrigerados

Las tiendas de conveniencia AMPM, poseen una variedad de productos refrigerados, los cuales usualmente se dividen según se enumera a continuación:

1. Bebidas Carbonatadas.
2. Bebidas no Carbonatadas.
3. Cervezas.
4. Comida preparada y postres.
5. Frutas y verduras.
6. Lácteos.
7. Congelados.
8. Hielo.
9. Congelado de panadería.

En su mayoría, los productos se mantienen refrigerados por medio de muebles auto contenidos, lo que quiere decir que poseen su propio sistema de refrigeración integrado, a excepción de los productos 4, 5 y 9 de la lista mostrada con anterioridad, los cuales son almacenados en muebles refrigerados de la marca *Hussmann®*.

En el caso de comida preparada y postres, además de frutas y verduras, se emplea un mueble de exhibición abierto, modelo D5X, de 2,6 m de longitud, según se muestra en la figura 5.1. En el caso de congelado de panadería, se emplea un mueble con 4 puertas de vidrio, del tipo “*Reach In*”, modelo RL para productos de baja temperatura, según se observa en la figura 5.2. Desde luego el uso de muebles de refrigeración auto contenidos, resulta una opción perjudicial desde el punto de vista de eficiencia energética. Por lo que inicialmente, se realiza la propuesta de

eliminar la unidad auto contenida de productos de baja temperatura, principalmente helados, y reemplazarla por un mueble refrigerado de 4 puertas tipo “Reach In” como se describió anteriormente.



Figura 5.1. Gabinete o mueble de exhibición refrigerado modelo D5X de Hussmann

Fuente: WWW.Hussmann.com/es



Figura 5.2. . Gabinete o mueble de exhibición modelo RLN de Hussmann

Fuente: WWW.Hussmann.com/es

Según se describió en el capítulo número tres, son varias las fuentes de ganancia de calor que actúan sobre un mueble refrigerado, y su cálculo exacto podrá lograrse

únicamente en condiciones controladas de laboratorio. De esta forma, el fabricante proporciona valores de carga térmica para cada modelo según sus dimensiones para condiciones de temperatura y humedad relativa fijadas en 75°F (23,8°C) y 55% respectivamente (ver anexo 11.6 y 11.7). Así, se obtienen los datos mostrados a continuación para un mueble RLN y D5X estándar.

Tabla 5.1. Valores de carga térmica en Btu/h/puerta para muebles de congelado RLN.*

Configuración	Aplicación	
	Comida congelada	Helado
Paralelo	955	1065
Convencional	970	1085

Fuente: Autor (Word 2013)

*Los valores mostrados aplican para muebles de 2,3,4 y 5 puertas.

*Se debe agregar una carga equivalente de 20 Btu/h por cada puerta producto de la iluminación LED.

*Tabla 5.2. Valores de carga térmica Btu/h/pie para muebles de refrigerado D5X**

Configuración	Carga térmica (Btu/h)
Paralelo	1263
Convencional	1338

Fuente: Autor (Word 2013)

*Se debe agregar 10 Btu/h/pie por cada hilera de estantes para iluminación LED.

* Se debe agregar 20 Btu/h/pie por cada hilera de estantes para iluminación fluorescente.

Teniendo los valores específicos de carga térmica para equipo brindados por el fabricante (en condiciones de laboratorio), se procede a realizar el cálculo de carga para condiciones de operación reales.

Cada punto de venta AMPM analizado posee una cantidad específica de muebles refrigerados. En la totalidad de los casos analizados se encontraron únicamente gabinetes de exhibición abiertos modelo D5X de 8 y 12 pies de largo, además de los modelos RLN de 4 puertas. De esta forma se generan las tablas 5.3, 5.4 y 5.5 correspondiente a los valores de carga térmica para cada uno de los equipos mencionados anteriormente.

Tabla 5.3. Valor de carga térmica para mueble de congelado RLN (4 puertas)

Mueble RLN (4 puertas)	
Btu/h/puerta	1065
Carga sin iluminación (Btu/h)	4260
Carga con iluminación (Btu/h)	4340
Consideraciones: Configuración paralelo, aplicación helados, iluminación LED	

Fuente: Autor (Excel 2013)

Tabla 5.4. Valor de carga térmica para mueble abierto de media temperatura D5X-LEP (8pies)

Mueble D5x-LEP (8ft)	
Btu/h/pie	1263
Carga sin iluminación (Btu/h)	10104
Carga con iluminación (Btu/h)	10204

Consideraciones: Configuración paralelo, iluminación fluorescente.

Fuente: Autor (Excel 2013)

Tabla 5.5. Valor de carga térmica para mueble abierto de media temperatura D5XL-LEP (12 pies)

Mueble D5x-LEP (12ft)	
Btu/h/pie	1263
Carga sin iluminación (Btu/h)	15156
Carga con iluminación (Btu/h)	15256
Consideraciones: Configuración paralelo, iluminación fluorescente.	

Fuente: Autor (Excel 2013)

Para la estimación de la carga térmica del modelo RLN de cuatro puertas se emplea la carga dada por el fabricante para configuración en paralelo, debido al tipo de conexión del sistema de refrigeración empleado para este diseño. Por otro lado, para el caso de los modelos D5X de 12 y 8 pies se consideran condiciones críticas de operación correspondientes al uso de iluminación fluorescente, para lo cual se estima una configuración de cinco hileras de estantes en promedio. De esta forma, se calcula la carga térmica producto de los muebles de refrigeración y congelado para cada uno de los casos de análisis, según los equipos instalados actualmente, añadiendo además, un mueble RLN de 4 puertas para congelado, el cual se propone para sustituir la actual unidad auto contenida para exhibición y almacenamiento de helados.

Tabla 5.6. Valores de carga térmica del sistema de refrigeración para condiciones establecidas por el fabricante

Cálculo de carga térmica refrigeración 75°F y 55% RH			
Tienda	Muebles refrigerados Hussmann®	Baja temperatura (Btu/h)	Media temperatura (Btu/h)
AMPM Cartago	(2) RLN IC, (2) D5X-LEP 12ft y (1) D5X-LEP 8ft	8680	40716
AMPM Coronado	(2) RLN IC, (1) D5X-LEP 12ft y (2) D5X-LEP 8ft	8680	35664
AMPM Montelimar	(2) RLN IC y (2) D5X-LEP 8ft	8680	20408
AMPM Aurora	(2) RLN IC y (2) D5X-LEP 8ft	8680	20408
AMPM Verolís	(2) RLN IC y (2) D5X-LEP 8ft	8680	20408

Fuente: Autor (Excel 2013)

Ahora bien, las condiciones ambientales establecidas por el fabricante (75°F y 55% humedad relativa) difícilmente pueden mantenerse a lo largo del tiempo dentro de los establecimientos AMPM, aun empleado un sistema de aire acondicionado que se encuentre bien dimensionado. Esto debido mayoritariamente a las razones que se enumeran a continuación:

1. La gran cantidad de infiltración dada. Esto como consecuencia de la ausencia, o bien, mala utilización de las cortinas de aire al ingreso de las tiendas de conveniencia, esto sin contar las constantes fluctuaciones de las mismas, producto del ingreso de clientes.
2. El porcentaje de humedad relativa promedio para el valle central de nuestro país oscila entre el 60% y el 75%, lo cuál podría ser mucho mayor para la estación lluviosa, según datos de humedad relativa proporcionados por el Instituto meteorológico nacional.
3. Para conseguir un cierto ahorro en cuanto a consumo eléctrico, en varias ocasiones (según las visitas realizadas a los puntos de venta) se encontraron las unidades evaporadoras del sistema de aire acondicionado fuera de operación, por lo que difícilmente se podría asegurar una temperatura constante igual o menor a los 75°F (23,8 °C) dentro del recinto.

De esta forma, es necesario establecer un factor de corrección para la carga térmica estimada con respecto al sistema de refrigeración. Si se analizan los componentes de ganancia de calor para gabinetes de exhibición tanto abiertos como con puertas de vidrio, se llegará a la conclusión de que la mayor cantidad de calor añadido al sistema corresponde a la infiltración, además de ser el único componente que varía de forma proporcional a los cambios de temperatura y humedad relativa del aire interno.

Según la gráfica 3.1 tomada del capítulo 15 del *ASHRAE refrigeration handbook*, el cual corresponde a los requerimientos y equipos en tiendas de exhibición y almacenamiento de alimentos, se tiene que para un mueble abierto la carga térmica por infiltración corresponde a un rango de entre un 78% u 81% de la carga total del equipo. Teniendo en cuenta este principio, se realiza un ejercicio de psicrometría para determinar el cambio porcentual de entalpía del aire circundante, entre las condiciones ideales de operación (laboratorio) y las eventuales condiciones críticas,

las cuales se establecen para una temperatura interna de la tienda de 78°F (25,5°C) y una humedad relativa crítica del 70%.

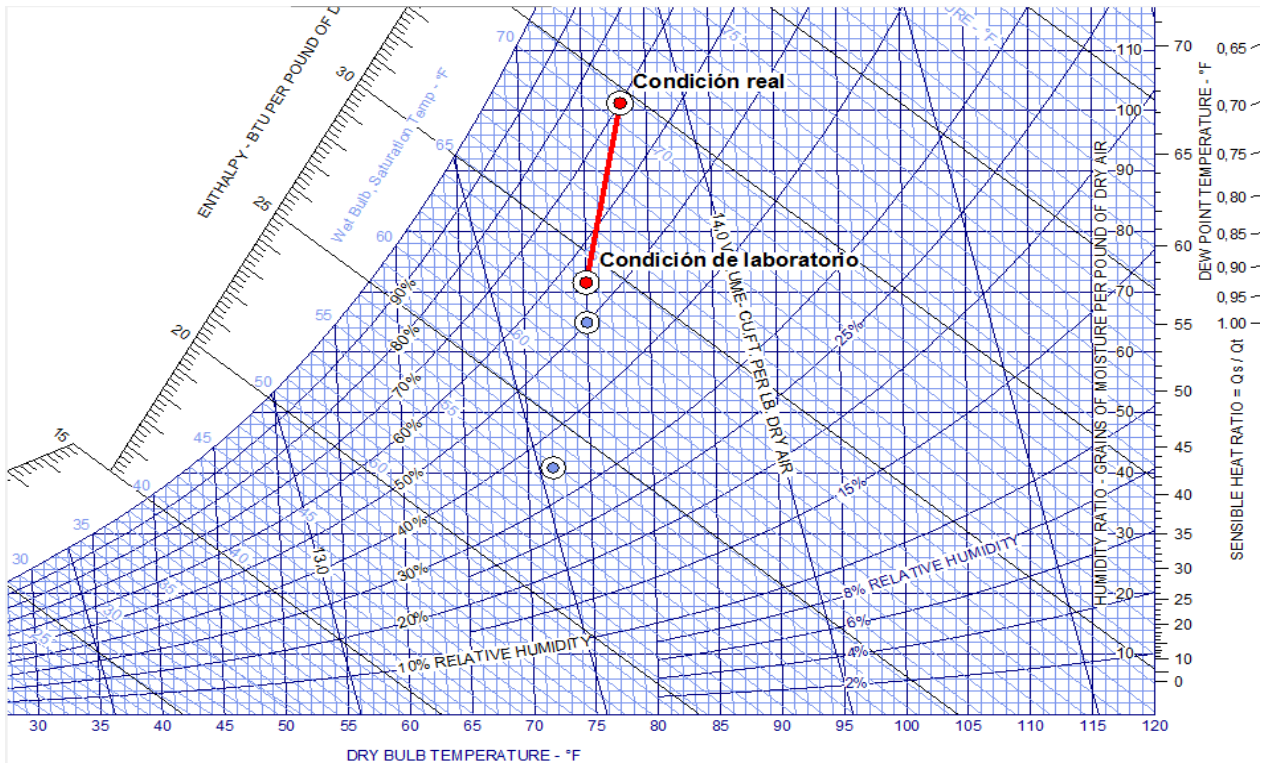


Figura 5.3. Análisis psicrométrico de la variación porcentual de entalpía del aire

Según la figura anterior, la variación de la entalpía del aire interno (Δh) está dada según la tabla 5.7:

Tabla 5.7. Variación de la entalpía según condiciones de laboratorio y condiciones reales de operación.

Variación en la entalpía del aire circundante (Btu/lb)	
Condición de laboratorio (75°F y 55% HR)	29,18
Condición real	34,57

(78°F y 70% HR)	
Diferencia porcentual	18,47%

Fuente: Autor (Excel 2013)

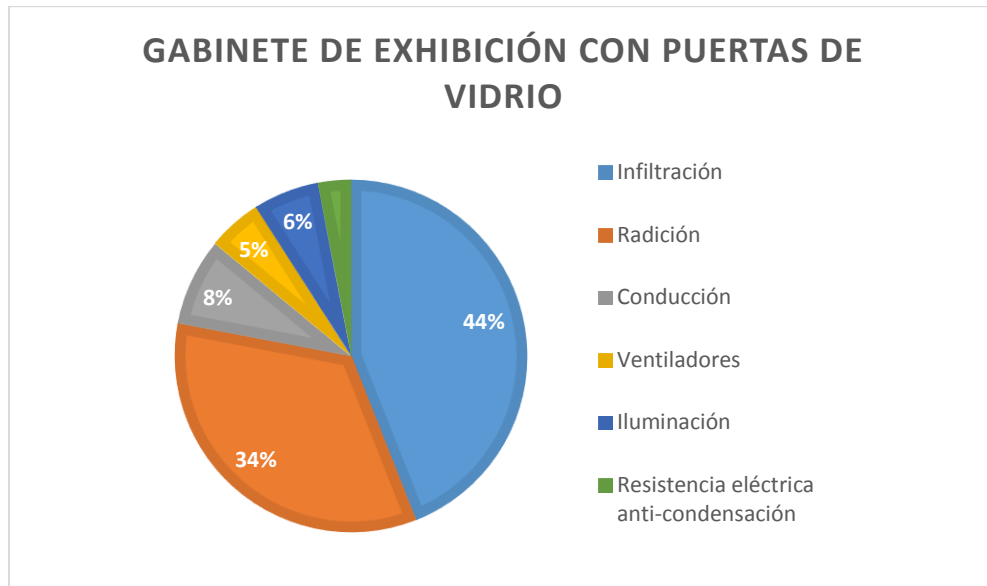
De esta forma es posible relacionar la variación de la entalpía del aire circundante, con el aumento en la ganancia de calor producto de la infiltración para los muebles refrigerados. Así, para efectos de cálculo de carga de refrigeración, se establece que la infiltración representa un 80% de la carga total para muebles abiertos, y un 50% de la carga total para muebles equipados con puertas de vidrio (ver gráficas 5.1 y 5.2). .

Gráfica 5.1. Distribución porcentual de componentes de carga térmica para gabinete de exhibición abierto



Fuente: Carbon Trust, 2010

Gráfica 5.2. Distribución porcentual de componentes de carga térmica para gabinete de exhibición con puertas de vidrio



Fuente: Carbon Trust, 2010

Por tanto, los factores de corrección para la carga térmica de los equipos de refrigeración están dados según se muestra en la tabla 5.8.

Tabla 5.8. Factores de corrección de carga térmica

Factor de corrección porcentual para muebles de refrigeración abiertos (Modelo D5X)	14,78%
Factor de corrección porcentual para muebles de refrigeración con puertas de vidrio tipo Reach-in (RLN)	9,24%

Fuente: Autor (Excel 2013)

Finalmente se realiza el cálculo de los valores de carga térmica finales para cada uno de los casos de análisis, empleando los factores de corrección porcentual,

según el cálculo del diferencial de entalpía (Δh) para las condiciones de operación crítica. Dichos valores se muestran a continuación:

Tabla 5.9. Valores de carga térmica para el sistema de refrigeración según condiciones de operación críticas

Cálculo de carga térmica refrigeración 78°F y 70% RH			
Tienda	Muebles refrigerados Hussmann®	Baja temperature (BTU/h)	Media temperature (BTU/h)
AMPM Cartago	(1) RLN IC, (2) D5X-LEP 12ft y (1) D5X-LEP 8ft	9482	46733
AMPM Coronado	(1) RLN IC, (1) D5X-LEP 12ft y (2) D5X-LEP 8ft	9482	40934
AMPM Montelimar	(1) RLN IC y (2) D5X-LEP 8ft	9482	23424
AMPM Aurora	(1) RLN IC y (2) D5X-LEP 8ft	9482	23424
AMPM Verolís	(1) RLN IC y (2) D5X-LEP 8ft	9482	23424

Fuente: Autor (Excel 2013)

Desde luego es importante destacar que no es recomendable de ninguna forma, desde el punto de vista de eficiencia energética, la operación de los sistemas de refrigeración bajo las condiciones establecidas en la tabla 5.9, por tanto es importante garantizar un sistema de acondicionamiento de aire adecuado que garantice condiciones de operación óptimas. De lo contrario, podrían darse algunas de las situaciones que se exponen a continuación:

- Aumento de la frecuencia de ciclos de descongelamiento diario de los equipos, lo que evidentemente se traduce a un mayor consumo energético.
- Condensación interna.
- Aumento de la carga térmica del sistema, lo que se traduce en un aumento de la operación de los compresores.

6 Diseño del sistema de refrigeración

El sistema propuesto consiste en grupos de compresores conectados en paralelo (rack de compresores) operando a diferentes presiones de succión y con un cabezal de descarga común, el cual finalmente estará dirigido hacia un condensador remoto enfriado por aire. De manera tal que se cuenta con dos cabezales de succión distintos, uno de baja temperatura para manejar la carga de los muebles de productos congelados, y uno de media temperatura para manejar la carga de los equipos de aire acondicionado y muebles de productos varios. El ciclo estará operando con refrigerante R404a. La figura 6.1 muestra un esquema gráfico del sistema propuesto para un primer prototipo.

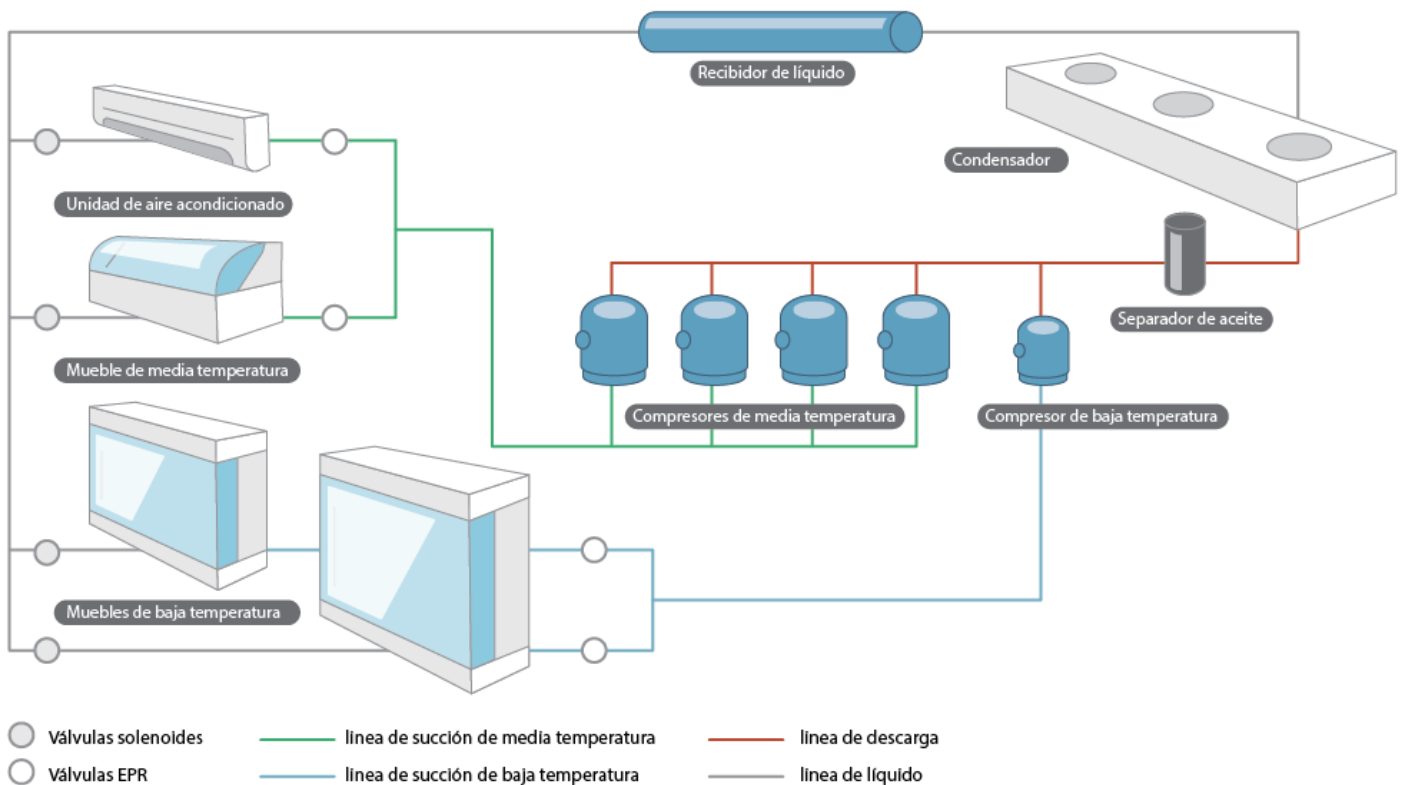


Figura 6.1. Esquema conceptual de sistema propuesto para manejar la carga térmica de aire acondicionado y refrigeración de tiendas AMPM

Para el diseño de un primer prototipo se establecen las cargas de enfriamiento para el sistema de aire acondicionado y las cargas térmicas de baja y media temperatura, las cuales serán empleadas para realizar los cálculos correspondientes al ciclo de compresión simple.

Tabla 6.1. Valores de carga térmica para diseño del sistema de refrigeración.

Componente de carga térmica	Valor de carga térmica
Aire acondicionado (Btu/h)	108000
Media temperatura ^a (Btu/h)	46733
Baja temperatura (Btu/h)	9482
Total (Btu/h)	164215
Total (Tons)	13,7

^a Se emplea el valor de carga máxima según la tabla 5.9, la cual corresponde a la tienda AMPM Cartago.

6.1 Análisis del ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor saturado.

En primera instancia se realiza un análisis del ciclo ideal por compresión de vapor tanto para compresión de baja como para compresión de media temperatura.

Dicho análisis de los procesos ideales, permite determinar una primera condición de diseño, como un método introductorio al funcionamiento del ciclo real, originando conclusiones generales acerca del funcionamiento del sistema, el cual en última instancia deberá corregirse según las consideraciones de diseño finales. Se emplea refrigerante R-404a, operando bajo las condiciones descritas en las tablas 6.2 y 6.3, asumiendo que el refrigerante sale del condensador como un líquido saturado y del evaporador como vapor saturado. Se desprecian las caídas de presión a través de las líneas del sistema, producto de la fricción, además, se asume que no ocurre

intercambio de calor alguno con el medio circundante, y que los rendimientos volumétricos e isentrópicos del compresor son del 100%.

Se establecen las condiciones de diseño iniciales, para realizar el cálculo de las variables involucradas en el ciclo de compresión de vapor, tanto para media temperatura como para baja temperatura, según se muestra en las tablas siguientes:

Tabla 6.2. Condiciones de diseño inicial para ciclo de compresión en baja

Temperatura de evaporación (°F) ^a	-19
Temperatura de condensación (°F) ^b	105
Carga máxima de refrigeración (Btu/h)	9482

^a Valor de temperatura de evaporación para almacenamiento de helados según catálogo del fabricante Hussmann® (modelo RLN).

^b Valor de temperatura de condensación promedio empleada para sistemas de refrigeración utilizando halocarbonos.

Tabla 6.3. Condiciones de diseño inicial para ciclo de compresión en media

Temperatura de evaporación (°F) ^a	25
Temperatura de condensación (°F) ^b	105
Carga máxima de refrigeración (Btu/h)	154733

^a Valor de temperatura de evaporación, para equipo con iluminación, según catálogo de fabricante Hussmann® (modelo D5X).

^b Valor de temperatura de condensación promedio empleada para sistemas de refrigeración utilizando halocarbonos.

Se detallan los procesos termodinámicos involucrados en el ciclo ideal de compresión según se muestran a continuación:

Tabla 6.4. Descripción de procesos termodinámicos para ciclo ideal de compresión en baja temperatura

Línea	Proceso termodinámico	Equipo donde ocurre
a-b	Entalpía constante	Dispositivo de control de flujo
b-c	Presión constante	Evaporador
c-d	Entropía constante	Compresor
d-a	Presión constante	Condensador

Fuente: Autor (Word 2013)

6.1.1 Análisis del funcionamiento del ciclo ideal para baja temperatura.

Para este análisis se hace referencia a la figura 6.2, correspondiente al diagrama de presión-entalpía del ciclo de baja temperatura, bajo las condiciones descritas en la tabla 6.2. (baja temperatura).

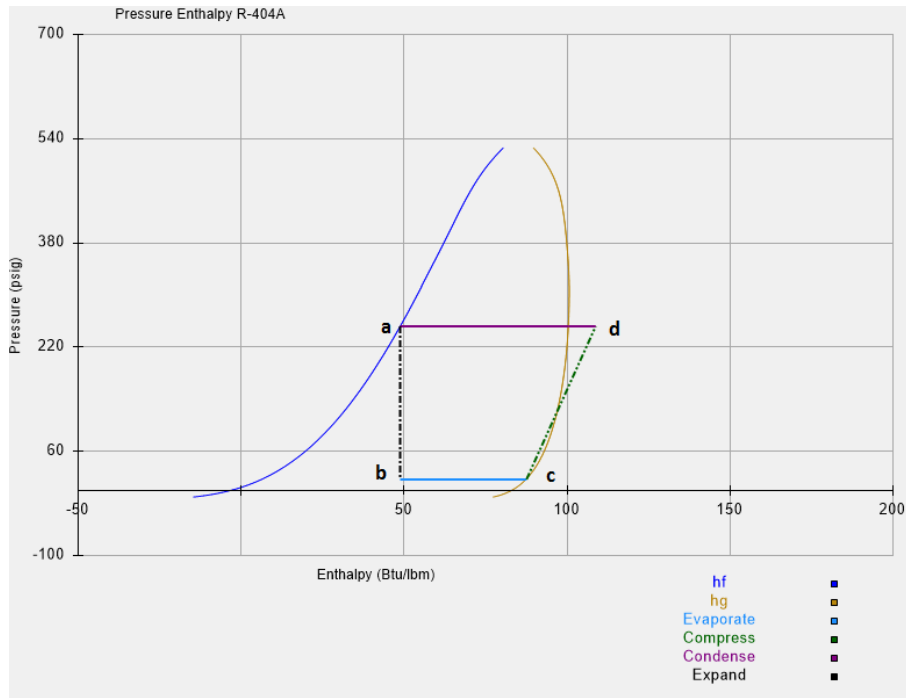


Figura 6.2. Diagrama de presión-entalpía R404a para ciclo ideal de baja temperatura

Fuente: Autor (RefrigerantCode® 4.2.6)

Se obtienen las propiedades del refrigerante R-404a según los puntos correspondientes a cada uno de los procesos del ciclo de compresión de vapor (ver tabla 6.5).

Tabla 6.5. Propiedades de refrigerante R-404a para análisis del ciclo ideal baja temperatura

Punto	Presión (psia)	Temperatura (°F)	Entalpía (Btu/lb)
a	267,0	105,0	48,7
b	31,4	-19,0	48,7
c	31,4	-19,0	87,4
d	267,0	120,0	105,0

Fuente: Autor (Word 2013)

Las propiedades para los distintos puntos de análisis, se obtienen del diagrama de presión-entalpía correspondiente al refrigerante R-404a, según el anexo 11.8.

De esta forma, se realiza el cálculo de las distintas variables propias del ciclo de refrigeración por compresión de vapor, todo según el diagrama de presión-entalpía mostrado en la figura 6.2. Dichos valores se encuentran registrados en la tabla 6.6.

Tabla 6.6. Análisis de variables de operación para ciclo ideal en baja temperatura

Variable	Valor	Observaciones
Calidad X (%)	52,50	
Efecto Refrigerante (Btu/lb)	38,70	Según ecuación 3.12
Flujo másico (lb/min)	4,09	Según ecuación 3.13
Calor de compresión (Btu/lb)	17,60	Según ecuación 3.14
Calor de rechazo (Btu/h)	14011,00	Según ecuación 3.16
Potencia teórica requerida por el compresor (kw)	1,33	Según ecuación 3.17
Desplazamiento del compresor (ft ³ /min)	5,82	Según ecuación 3.18
Tasa de compresión	8,49	P_2/P_1
Coficiente de rendimiento (COP)	2,20	Según ecuación 3.23

Fuente: Autor (Word 2013)

6.1.2 Análisis del funcionamiento del ciclo ideal para media temperatura.

Para este análisis se hace referencia a la figura 6.3, correspondiente al diagrama de presión-entalpía del ciclo de media temperatura, bajo las condiciones descritas en la tabla 6.3. (Media temperatura).

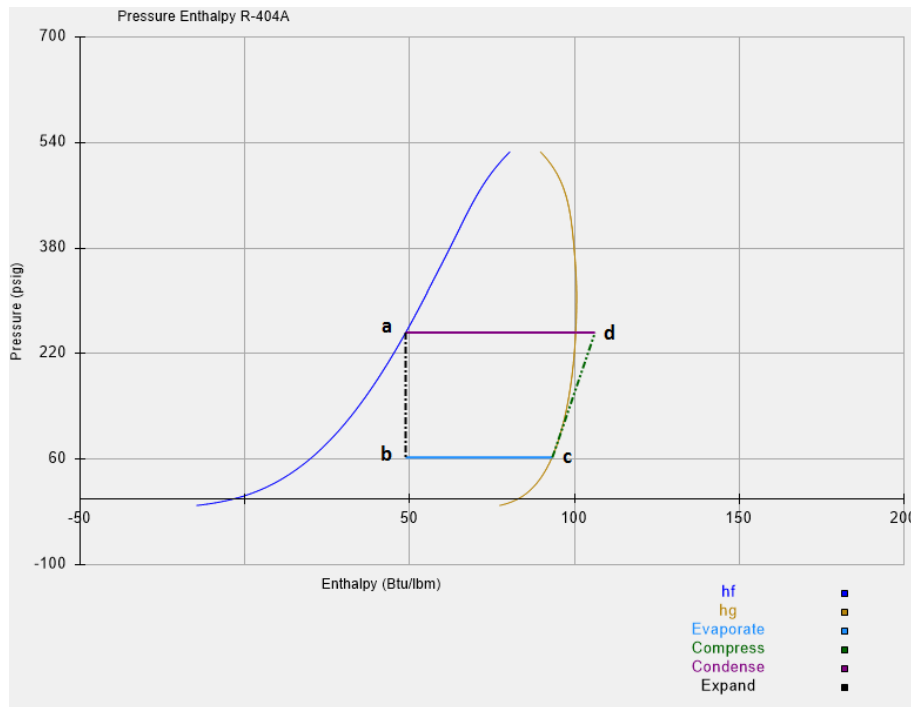


Figura 6.3. Diagrama de presión-entalpía R-404a para ciclo ideal de media temperatura

Fuente: Autor (RefrigerantCode® 4.2.6)

Se obtienen las propiedades del refrigerante R-404a según los puntos correspondientes a cada uno de los procesos del ciclo de compresión de vapor (ver tabla 6.7). Las propiedades para los distintos puntos de análisis, se obtienen del diagrama de presión-entalpía correspondiente al refrigerante R-404a, según el anexo 11.8.

Tabla 6.7. Propiedades de refrigerante R-404a para análisis del ciclo ideal media temperatura

Punto	Presión (psia)	Temperatura (°F)	Entalpía (Btu/lb)
a	267,0	105,0	48,7
b	77,0	25,0	48,7
c	77,0	25,0	93,0
d	267,0	115	104

Fuente: Autor (Word 2013)

De igual forma se tabulan los valores correspondientes a las variables del ciclo de compresión de vapor para media temperatura, según se indica en la tabla 6.8.

Tabla 6.8. Análisis de variables de operación para ciclo ideal en media temperatura

Variable	Valor	Observaciones
Calidad X (%)	39,20	
Efecto Refrigerante (Btu/lb)	44,30	Según ecuación 3.12
Flujo másico (lb/min)	57,78	Según ecuación 3.13
Calor de compresión (Btu/lb)	11,00	Según ecuación 3.14
Calor de rechazo (Btu/h)	190450,00	Según ecuación 3.16
Potencia teórica requerida por el compresor (kw)	10,68	Según ecuación 3.17

Desplazamiento del compresor (ft ³ /min)	34,4	Según ecuación 3.18
Tasa de compresión	3,47	P ₂ /P ₁
Coefficiente de rendimiento (COP)	4,02	Según ecuación 3.23

Fuente: Autor (Word 2013)

Ahora bien, el ciclo ideal del sistema, dista mucho del que podría darse bajo condiciones de operación reales, ya que para un ciclo real deben tomarse en cuenta ciertos parámetros de diseño tales como:

- Subenfriamiento y sobrecalentamiento del refrigerante.
- Caídas de presión en el sistema.
- Eficiencia del compresor (ver la sección de selección de compresores).

6.2 Análisis del ciclo real de compresión de vapor

6.2.1 Subenfriamiento y sobrecalentamiento del sistema

Parte fundamental del diseño del sistema de refrigeración consiste en estimar el adecuado valor de subenfriamiento de la línea de líquido. Según se mencionó en el capítulo tres, esto evita la generación de *vapor flash*, así como también aumenta el efecto refrigerante dado en el sistema. Por otro lado, el sobrecalentamiento del vapor evita el retorno de líquido al compresor y genera un ligero aumento del efecto refrigerante. Para efectos de diseño se han considerado los valores mostrados en la tabla 6.9.

Tabla 6.9. Valores de diseño correspondientes al subenfriamiento y sobrecalentamiento del sistema

Subenfriamiento (°F)	4
Sobrecalentamiento en el evaporador (°F)	8
Sobrecalentamiento línea de succión (°F)	2

Fuente: Autor (Word 2013)

De la tabla 6.9 se tiene un sobrecalentamiento total de 10°F, dado que para diferenciales de temperatura (DT) de diseño de evaporación correspondientes a 10°F, los fabricantes recomiendan un sobrecalentamiento de entre 6°F y 10°F (Boletín 29, BOHN).

Cálculo del subenfriamiento

Se deben establecer las pérdidas de presión dadas a lo largo de la línea de líquido. Así, se establece una ruta crítica entre la salida inmediata de líquido del condensador, y la entrada a la válvula de expansión del evaporador más lejano (crítico). Para una tienda AMPM común, el recorrido máximo de la línea de líquido se establece para una longitud de 82ft (25m). Además, se estima una altura máxima de ubicación, del evaporador contemplado para la ruta crítica, de 10ft (3m), lo último asumiendo que el condensador se encuentra ubicado por debajo del evaporador.

La caída de presión total, está dada por la suma de la caída de presión producto de la longitud equivalente, más la presión estática de la columna de líquido ($P_e = \rho gh$), correspondiente al *riser* de suministro de líquido al evaporador de la ruta crítica. Asumiendo una densidad de 60,095 lb/ft³ para una temperatura de 105 °F en la línea de líquido, se obtiene la presión estática por cada pie de columna de líquido equivalente a 0,42 psi/ft.

Así, $P_e = 0,42 \text{ psi/ft} \times 10\text{ft} = 4,2 \text{ psi}$. Por tanto, se tiene una caída de presión debido a la columna de líquido de 4,2 psi.

Según se mencionó anteriormente, esto corresponde al caso crítico en el cual el condensador se encuentra por debajo del evaporador, en caso contrario deberá omitirse dicha caída de presión.

Por otro lado, se estima la cantidad de pérdidas de presión producto de los accesorios presentes en la ruta estimada, según se observa en la tabla 6.10.

*Tabla 6.10. Cálculo de la longitud equivalente para accesorios en ruta crítica**

Accesorio	Cantidad (und)	Longitud equivalente (pies)	Total (pies)
Codo 90° radio largo (1 ½")	4	2,6	10,4
Codo 90° radio largo (1")	4	1,7	2,3
Codo radio largo (¾")	2	1,4	2,8
Codo radio largo (½")	2	1	2
Válvula solenoide	1	29	29
Válvula de globo 1 ½"	3	43	129
Mirilla de líquido	1	5	5
Filtro deshidratador	1	150	150
Reducción 1 ½" a 1"	1	3,7	3,7
Reducción 1" a ½"	1	2,6	2,6
Tee 1"	1	5	5
	Total longitud equivalente (pies)		341,8

Fuente: Autor (Excel 2013)

*Valores tomados del anexo 11.10 , “Fitting Losses in Equivalent Feet of Pipe”.

Finalmente se establece una longitud equivalente total $L_e = 423,8$ pies.

Empleando la ecuación 3.49 y los valores dados en el anexo 11.5 correspondiente al refrigerante R-404a, se estima una caída de presión para el nuevo Δt (1,38°F) de 4,97 psi, para una caída total de presión $P_t = 4,2 \text{ psi} + 4,97 \text{ psi} = 9,17 \text{ psi}$.

Así, la presión de saturación a 105 °F es equivalente a 267 psia, por lo que la presión después de la caída total es igual a 257,83 psia, para una temperatura de saturación de 101,8 °F. Por tanto, se tiene que el subenfriamiento mínimo requerido para superar la caída de presión en la línea de líquido, y así evitar la generación de *vapor flash* antes del elemento de expansión, corresponde a 3,2°F.

6.2.2 Caídas de presión en el sistema

En cuanto a las caídas de presión del sistema, éstas se establecen según los valores recomendados por el *ASHRAE refrigeration handbook*, en su capítulo 1, para diferenciales de temperatura de saturación en cada línea del sistema, empleando refrigerante R-404a. Según se muestra en la tabla 6.11.

Tabla 6.11. Valores de caída de presión para las líneas del sistema según ASHRAE

	Δt saturación (°F) ^a	Caída de presión (psi) ^a
Línea de succión (baja temperatura)	2	1,41
Línea de succión (Media temperatura)	2	2,62
Línea de líquido	1	3,6
Línea de descarga	1	3,55

Fuente: Autor (Word 2013)

^a Valores equivalen a cambio en temperatura de saturación y caídas de presión por cada 100 pies (30m) de longitud de línea equivalente.

Una vez establecidas las variables reales de operación, se realiza el análisis correspondiente del sistema, tanto para el ciclo de compresión de baja como el de media temperatura. Para esto se añaden los valores de subenfriamiento y sobrecalentamiento, así como las caídas de presión a través de las líneas mencionadas anteriormente.

6.2.3 Análisis del funcionamiento del ciclo real para baja temperatura.

Se emplea el software Duprex® 3.2 para generar los datos finales de análisis del ciclo de compresión para baja temperatura. Las condiciones iniciales de diseño se mantienen según se establecieron en el análisis del ciclo ideal de compresión para baja temperatura, según se observa en la tabla 6.12

Tabla 6.12. Valores de diseño iniciales para el análisis del ciclo real de compresión de baja temperatura

Temperatura de condensación (°F)	105,00
Temperatura media de condensación (°F)	105,70
Presión de condensación (psia)	266,74
Temperatura de evaporación (°F)	-19,00
Temperatura media de evaporación (°F)	-20,70
Presión de evaporación (psia)	31,40

Fuente: Autor (Excel 2013)

En primera instancia, se realiza el cálculo de las condiciones de operación del proceso de compresión, para lo cual se genera la tabla 6.13.

Tabla 6.13. Condiciones de operación dadas en el proceso de compresión para el ciclo de baja temperatura

Rendimiento volumétrico (%)	50,00
Rendimiento isentrópico (%)	65,00
Tasa de Compresión p_2/p_1	9,84
Diferencia de Presión p_2-p_1 (psi)	247,73
Volumen desplazado (ft ³ /h)	751,82
Caudal de masa (lb/h)	228,59

Fuente: Autor (Excel 2013)

El cálculo de los valores de rendimiento volumétrico e isentrópico para el sistema de compresión, se encuentran en la sección 6.4 correspondiente a la selección de compresores. Desde luego, la alta tasa de compresión del sistema, da como resultado una reducción significativa del rendimiento volumétrico.

Por otro lado, se tabulan las propiedades del refrigerante para cada uno de los puntos de análisis, tomando como referencia la figura 6.4.

Tabla 6.14. Propiedades de refrigerante R-404 según cada punto de análisis para ciclo real de operación en baja temperatura

Punto de análisis	Temperatura (°F)	Presión (psia)	Entalpía (btu/lb)	Entropía (btu/lb°R)	Volumen específico (ft ³ /lb)	Calidad (%)
1a	-13,890	29,408	88,650	0,203	1,551	
1	-11,890	28,008	89,180	0,205	1,644	
2	155,780	275,745	115,580	0,214	0,190	
3	100,40	266,745	47,150	0,095	0,016	
4	-19,580	31,408	47,150	0,107	0,724	50,50

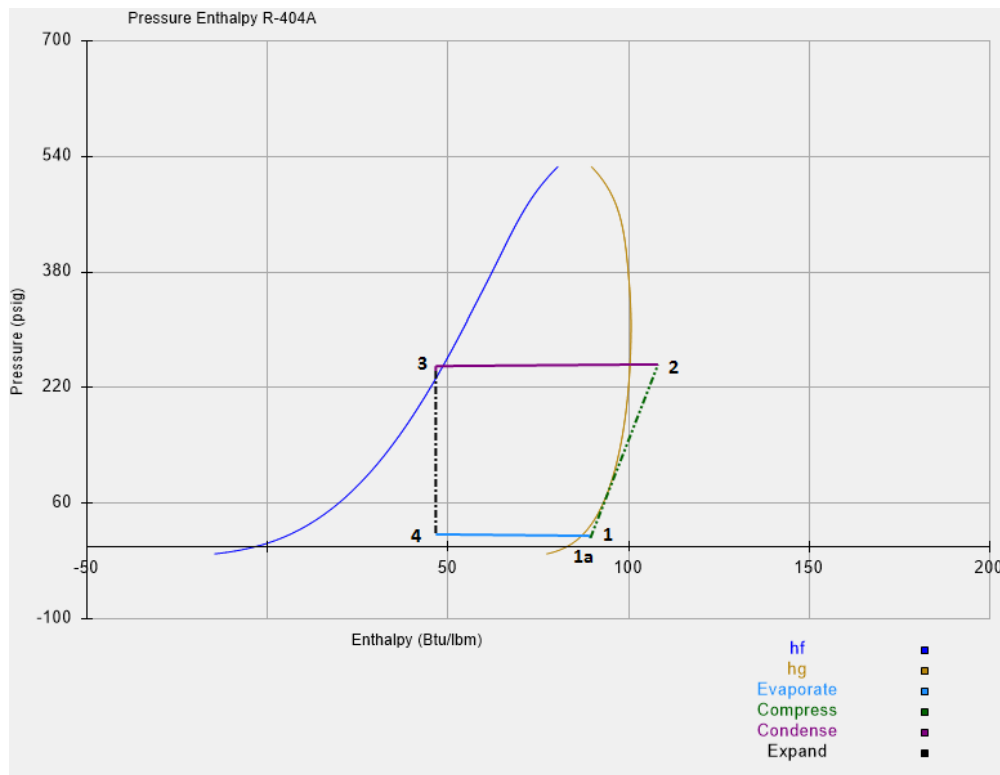


Figura 6.4. Diagrama de presión-entalpía para ciclo real de compresión de baja temperatura

Fuente: Autor (RefrigerantCode® 4.2.6)

En la figura 6.4 se observa el proceso de subenfriamiento de 4°F, según los cálculos realizados, el cual ocurre en la línea de líquido, precisamente en el punto de análisis número 3. De igual manera se evidencia el proceso de sobrecalentamiento, el cual ocurre entre los puntos de análisis 4 y 1_a, correspondiente al aumento de 8°F del vapor saturado que ingresa dentro evaporador, además del aumento final de 2°F que se da entre los puntos 1_a y 1, siendo esta sección correspondiente a la línea de succión, para un sobrecalentamiento total de 10°F. Además se observa la caída de presión correspondiente a los puntos de análisis entre 2 y 3 (proceso de

condensación + línea de líquido), y entre 4 y 1 (proceso de evaporación + línea de succión).

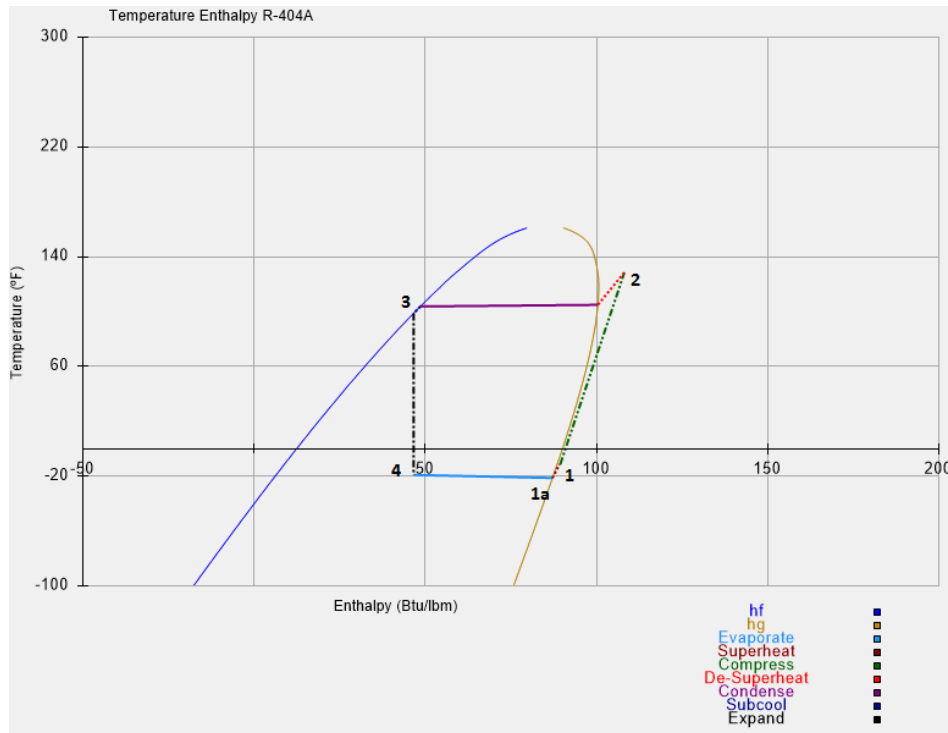


Figura 6.5. Diagrama de temperatura-entalpía para el ciclo real de compresión en baja temperatura

Fuente: Autor (RefrigerantCode® 4.2.6)

De esta forma, se realiza una comparación entre las variables de operación del ciclo real, y las correspondientes al ciclo ideal según el análisis realizado inicialmente. Para lo cual se tiene la tabla 6.15.

Tabla 6.15. Análisis comparativo entre las variables de operación del ciclo ideal y el ciclo real para baja temperatura

Variable	Valor según análisis ciclo ideal	Valor según análisis ciclo real
Calidad X (%)	52,50	50,5
Efecto Refrigerante (Btu/lb)	38,70	42,03
Flujo másico (lb/min)	4,09	3,81
Calor de compresión (Btu/lb)	17,60	26,40
Calor de rechazo (Btu/h)	14011,00	15633
Potencia teórica requerida por el compresor (kw)	1,33	1,76
Desplazamiento del compresor (ft ³ /min)	5,82	12,53
Tasa de compresión	8,49	9,84
Coefficiente de rendimiento (COP)	2,20	1,59

Fuente: Autor (Word 2013)

De la tabla anterior, se realizan importantes conclusiones, las cuales resultan información importante para el proceso de diseño del sistema, de modo que posteriormente, este pueda optimizarse al máximo. En primera instancia se da un aumento en el efecto refrigerante, debido al subenfriamiento del líquido ocurrido en el punto 3 de la figura 6.4, lo cual se traduce en una disminución del flujo másico necesario para manejar la misma carga térmica.

Por último, se establecen los valores finales de potencia del compresor y calor de rechazo total del sistema según se observa en la tabla 6.16.

Tabla 6.16. Variables finales del análisis del ciclo de compresión en baja temperatura

Capacidad de carga térmica del sistema (Btu/h)	9482,04
Potencia del compresor (kW)	1,77
Calor de rechazo total (Btu/h)	15633,00
EER (Btu/Wh)	5,36

Fuente: Autor (Word 2013)

6.2.4 Análisis del funcionamiento del ciclo real para media temperatura.

De igual forma se realiza el análisis del ciclo de media temperatura según las condiciones de diseño de la tabla 6.17.

Tabla 6.17. Valores de diseño iniciales para el análisis del ciclo real de compresión de media temperatura

Temperatura de condensación (°F)	105,00
Temperatura media de condensación (°F)	105,70
Presión de condensación (psia)	266,74
Temperatura de evaporación (°F)	25,00
Temperatura media de evaporación (°F)	24,00
Presión de evaporación (psia)	76,77

Fuente: Autor (Excel 2013)

Se generan los datos correspondientes al proceso de compresión en el ciclo de media temperatura según se muestra a continuación:

Tabla 6.18. Valores correspondientes al proceso de compresión en media temperatura

Rendimiento volumétrico (%)	80,00
Rendimiento isentrópico (%)	81,00
Tasa de Compresión p2/p1	3,76
Diferencia de Presión p2-p1 (psi)	202,37
Volumen desplazado (ft ³ /h)	2875,53
Caudal de masa (lb/h)	3242,14

Fuente: Autor (Excel 2013)

Los valores de rendimiento volumétrico e isentrópico se encuentran en la sección de selección de compresores. Por otro lado, se muestran las propiedades del refrigerante para cada uno de los puntos de análisis según la figura 6.6.

Tabla 6.19. Propiedades de refrigerante R-404 según cada punto de análisis para ciclo real de operación en media temperatura

Punto de análisis	Temperatura (°F)	Presión (psia)	Entalpía (btu/lb)	Entropía (btu/lb°R)	Volumen específico (ft ³ /lb)
1a	31,56	74,7725	94,89	0,1992	0,6292
1	33,56	73,3725	95,45	0,2006	0,6475
2	138,11	275,7454	110,43	0,2062	0,1774
3	100,4	266,7454	47,15	0,095	0,0164
4	24,4	76,7725	47,15	0,1001	0,2292

Fuente: Autor (Excel 2013)

Se hace el trazado del proceso en el diagrama de presión-entalpía y temperatura-entalpía según se muestra a continuación:

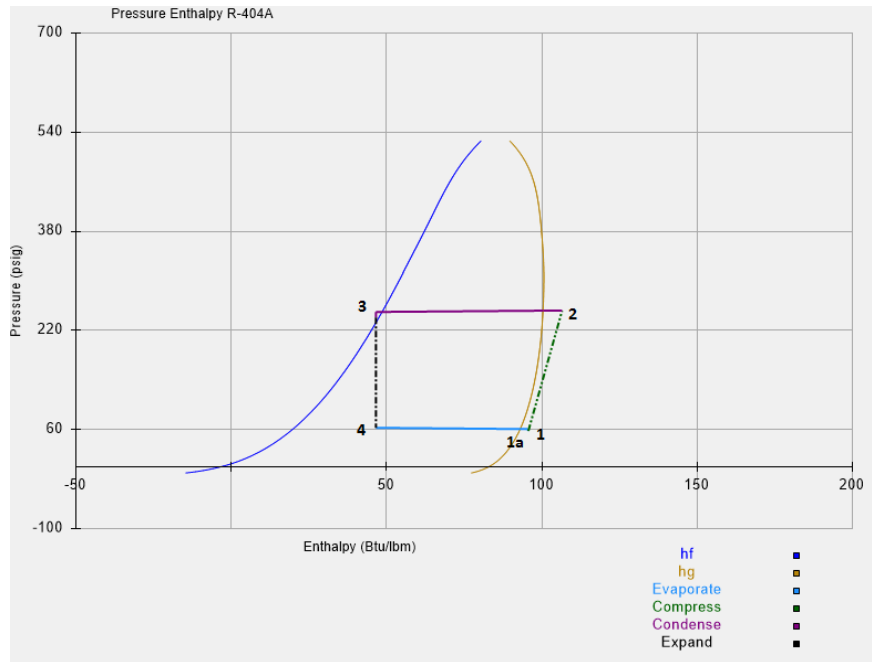


Figura 6.6. Diagrama de presión-entalpía para ciclo real de compresión de media temperatura

Fuente: Autor (RefrigerantCode® 4.2.6)

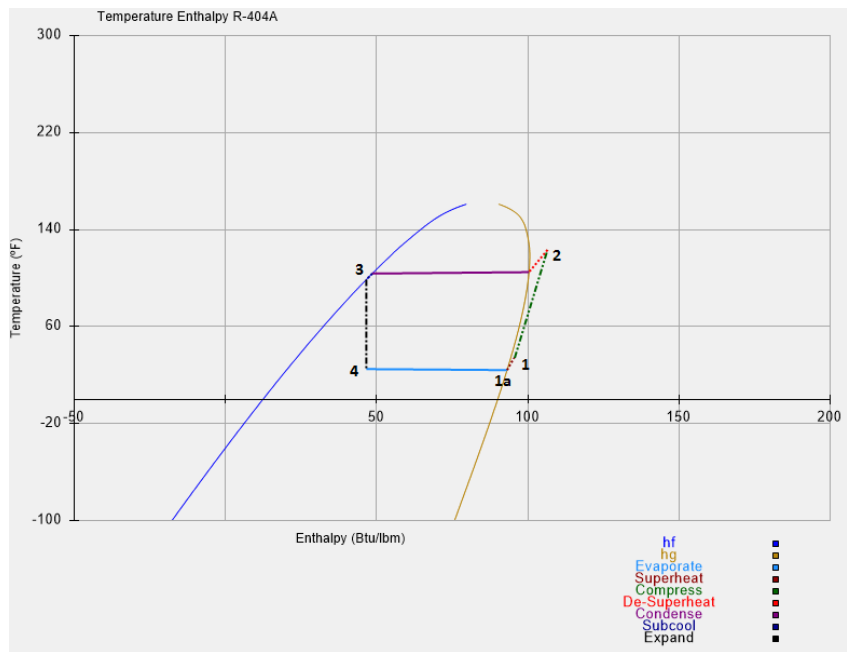


Figura 6.7. Diagrama de temperatura-entalpía para el ciclo real de compresión en media temperatura

Fuente: Autor (RefrigerantCode® 4.2.6)

Así, al igual que en la sección anterior, se establece una comparación entre los resultados del análisis anterior y los obtenidos con el ciclo ideal, para lo cual se tiene:

Tabla 6.20. Análisis comparativo entre las variables de operación del ciclo ideal y el ciclo real para media temperatura

Variable	Valor según análisis ciclo ideal	Valor según análisis ciclo real
Calidad X (%)	39,20	37,00
Efecto Refrigerante (Btu/lb)	44,30	47,74
Flujo másico (lb/min)	57,78	54,04
Calor de compresión (Btu/lb)	11,00	14,98
Calor de rechazo (Btu/h)	190450,00	205030,00
Potencia teórica requerida por el compresor (kW)	10,68	14,22
Desplazamiento del compresor (ft ³ /min)	34,4	43,73
Tasa de compresión	3,47	9,84
Coefficiente de rendimiento (COP)	4,02	3,18

Fuente: Autor (Excel 2013)

6.3 Dimensionamiento de tuberías

Para esta sección se emplean las ecuaciones 3.46 y 3.47, además de la norma ASTM B88 correspondiente a tubería de cobre tipo L (ver anexo 11.12).

6.3.1 Línea de líquido

Para este caso se toma en cuenta únicamente la línea de líquido que comprende el tramo entre el condensador y el receptor de líquido. Para dicho tramo en específico,

el *ASHRAE Refrigeration Handbook 2010*, en su capítulo 1, recomienda una velocidad menor o igual a 100 ft/min, esto para asegurar un flujo positivo sin incurrir en un posible retorno de líquido.

Por tanto, se establecen las condiciones de operación para las cuales se dimensiona la línea.

Tabla 6.21. Condiciones de operación para dimensionamiento de tubería de líquido

Carga enfriamiento Q (Btu/h)	164215
Temperatura (°F)	90
Densidad R404 líquido (lb/ft³)	60,224
Temperatura de evaporación (°F)	-19
Temperatura de condensación (°F)	105

Fuente: Autor (Excel 2013)

Así, se estima el diámetro de la línea según se observa en la tabla 6.19:

Tabla 6.22. Dimensionamiento de línea de líquido

Diámetro (in)	Diámetro interno (in)	Longitud (ft)	Cantidad de accesorios (und)	DT (°F)	DP (psi)	V (ft/min)
1 3/8	1,265	10	6	0	0,1	110,05

Fuente: Autor (Excel 2013)

6.3.2 Cabezal de succión baja temperatura.

De igual forma para las líneas de succión del sistema, se emplean los valores de velocidad recomendados por ASHRAE según se observa en la siguiente figura, correspondiente a la tabla 1 del capítulo 1 del *refrigeration handbook 2010*.

Table 1 Recommended Gas Line Velocities

Suction line	900 to 4000 fpm
Discharge line	2000 to 3500 fpm

Figura 6.8. Velocidades recomendadas para líneas de succión y descarga en sistemas de refrigeración

Con base en las consideraciones recomendadas y los valores de pérdida de presión máxima permitida, se dimensiona la línea correspondiente a la succión de baja temperatura según:

Tabla 6.23. Condiciones de operación para dimensionamiento de tubería de succión en baja temperatura

Carga enfriamiento Q (Btu/h)	9482
Densidad R404 succión (lb/ft³)	0,7267
Temperatura de evaporación (°F)	-19
Temperatura de condensación (°F)	105

Fuente: Autor (Excel 2013)

Tabla 6.24. Dimensionamiento de línea de succión de baja temperatura

Diámetro (in)	Diámetro interno (in)	Longitud (ft)	Cantidad de accesorios (und)	DT (°F)	DP (psi)	V (ft/min)
1 1/8	1,025	10	6	0,1	0,1	914,93

Fuente: Autor (Excel 2013)

6.3.3 Cabezal de succión media temperatura.

Se establecen las condiciones de diseño para el cabezal de succión de la línea de media temperatura según se observa a continuación:

Tabla 6.25. Condiciones de operación para dimensionamiento de tubería de succión en media temperatura

Carga enfriamiento Q (Btu/h)	154733
Densidad R404 succión (lb/ft³)	1,712
Temperatura de evaporación (°F)	25
Temperatura de condensación (°F)	105

Fuente: Autor (Excel 2013)

Por tanto, se dimensiona el cabezal de succión de media temperatura como sigue:

Tabla 6.26. Dimensionamiento de línea de succión de media temperatura

Diámetro (in)	Diámetro interno (in)	Longitud (ft)	Cantidad de accesorios (und)	DT (°F)	DP (psi)	V (ft/min)
1 5/8	1,505	10	4	0,5	0,7	2554,92

Fuente: Autor (Excel 2013)

6.3.4 Cabezal de descarga común.

Se establecen las condiciones de diseño para la línea de descarga:

Tabla 6.27. Condiciones de operación para dimensionamiento de tubería de descarga

Carga enfriamiento Q (Btu/h)	164215
Densidad R404 descarga (lb/ft³)	6,45
Temperatura de evaporación (°F)	-19
Temperatura de condensación (°F)	105

Con base en la figura 6.8 y las caídas de presión mínimas establecidas en la tabla 6.11, se dimensiona la sección del cabezal de descarga común del sistema según se observa en la siguiente tabla:

Tabla 6.28. Dimensionamiento de línea de descarga

Diámetro (in)	Diámetro interno (in)	Longitud (ft)	Cantidad de accesorios (und)	DT (°F)	DP (psi)	V (ft/min)
1 1/8	1,025	10	4	0,9	3,1	2196

6.4 Selección de compresores

Una vez estimados los valores de carga térmica totales, tanto para el ciclo de baja temperatura, como para el ciclo de media temperatura, según se observa en la tabla 6.26, se realiza la selección de los compresores para manejar dicha carga específica.

Tabla 6.29. Valores de carga térmica totales para selección de compresores

Carga térmica compresión media temperatura (Btu/h)	154733
Carga térmica compresión baja temperatura (Btu/h)	9482

Fuente: Autor (Word 2013)

Como parte de los criterios generales del proyecto, se decide optar por compresores de la marca Maneurop®, de fabricación Danfoss®. Esto debido a que la empresa Refrimundo S.A (empresa miembro de Grupo Clima), y principal proveedor de equipos y materiales de refrigeración para Transclima de Centroamérica S.A, es el distribuidor único de equipos Danfoss para Costa Rica.

Así, en primera instancia, se opta por emplear el tipo de compresor hermético recíprocante, esto debido principalmente a que representan una opción más robusta que su equivalente en tecnología Scroll.

6.4.1 Selección de compresor para ciclo de baja temperatura.

Se realiza un análisis de los diferentes modelos de compresores herméticos recíprocos para aplicaciones de baja temperatura en refrigeración. Para este caso se tiene una carga máxima total de 9482 Btu/h, de modo que se emplea este valor como un parámetro inicial de selección. Además, se establecen las condiciones de operación requeridas para el compresor según se muestra en la tabla 6.30.

Tabla 6.30. Condiciones de operación del compresor requeridas para el sistema de baja temperatura

Tipo de refrigerante	R-404a
Tipo de compresor	Recíproco hermético
Voltaje de línea	208-230 v/ Trifásico/ 60 Hz
Capacidad requerida (Btu/h)	9482
Temperatura de evaporación (°F)	-19
Temperatura de condensación (°F)	105
Valor de subenfriamiento (°F)	4
Valor de sobrecalentamiento en el evaporador (°F)	8
Valor de sobrecalentamiento total (°F)	10

Fuente: Autor (Word 2013)

Según los requerimientos dados en la anterior, se realiza la selección del modelo apropiado de compresor. Para esto se emplea la información suministrada por el fabricante, así como la respectiva hoja de cálculo para los modelos **Maneurop® NTZ**, que corresponde a la línea de modelos para aplicaciones en baja temperatura. De esta forma, se selecciona el modelo **NTZ068-3**, cuyos parámetros de operación se encuentran en la tabla 6.28, según se muestra a continuación:

Tabla 6.31. Parámetros de operación para compresor de baja temperatura modelo NTZ068-3 Maneurop*

Tecnología	Reciprocante
Modelo	NTZ068-3
Frecuencia (Hz)	60
Velocidad (rpm)	3500
Refrigerante	R-404a
Voltaje (v)	208-230/trifásico
Capacidad de enfriamiento (Btu/h)	9301
Potencia de entrada (kW)	2,18
EER	4,75
Corriente (A)	7,26
Flujo másico (lb/h)	184

Fuente: Autor (Word 2013)

*Valores obtenidos de la hoja de cálculo para coeficientes polinomiales suministrada por el fabricante.

De los datos anteriores se tiene que para la carga máxima de 9482 Btu/h el compresor estará operando a un porcentaje de 102% de su capacidad neta. Desde luego el pico carga térmica será alcanzado durante pocas veces al año, por lo que de ninguna manera debe entenderse como un porcentaje de operación constante.

Una vez seleccionado el compresor, se debe realizar la corrección respectiva de los valores de rendimiento isentrópico (η_{isen}) (eficiencia del compresor) y el rendimiento volumétrico (η_v).

Cálculo teórico del rendimiento iséntropico para el compresor de baja temperatura modelo NTZ068-3.

De ecuación 3.40, se tiene que:

$$\eta_{isen} = \frac{3,066 \text{ lb/min} \times (115,58 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}} - 89,180 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}})}{42,4 \times 2,92 \text{ hp}}$$

$$\eta_{isen} = 0,6537 \times 100\% = 65,4\%$$

Asumiendo que los valores de entalpía h_2 y h_1 corresponden a los mostrados en la tabla 6.14.

Cálculo teórico del rendimiento volumétrico para el compresor de baja temperatura modelo NTZ068-3.

Según los datos obtenidos por parte del fabricante, el desplazamiento real del compresor corresponde a 505 ft³/h. Por tanto, se realiza el cálculo de la eficiencia volumétrica para las condiciones de operación.

De la ecuación 3.36, se tiene que:

$$\eta_v = \frac{253,01 \text{ ft}^3/\text{h}}{505 \text{ ft}^3/\text{h}} = 0,501$$

$$\eta_v = 0,501 \times 100\% = 50,1 \%$$

6.4.2 Selección de compresor para ciclo de media temperatura.

Se realiza el análisis respectivo para los diferentes modelos de compresores recíprocos, para aplicaciones de aire acondicionado y refrigeración en media temperatura. Para este caso, se tiene una carga máxima total de 154733 Btu/h, la cual se emplea como un primer parámetro de selección del compresor. De esta forma, se decide distribuir la carga total entre cuatro compresores operando en paralelo, para lo cual se tiene una carga térmica para cada compresor de 38683,25 Btu/h.

Se establecen las condiciones de operación requeridas según se observa en la tabla 6.32.

Tabla 6.32. Condiciones de operación del compresor requeridas para el sistema de media temperatura

Tipo de refrigerante	R-404a
Tipo de compresor	Recíproco hermético
Voltaje de línea	208-230 v/ Trifásico/ 60 Hz
Capacidad requerida (Btu/h)	38683,25
Temperatura de evaporación (°F)	25
Temperatura de condensación (°F)	105
Valor de subenfriamiento (°F)	4
Valor de sobrecalentamiento en el evaporador (°F)	8
Valor de sobrecalentamiento total (°F)	10

Fuente: Autor (Word 2013)

Según los requerimientos dados en la tabla 6.29, se realiza la selección del modelo apropiado de compresor. Para esto se emplea la información suministrada por el fabricante, así como la respectiva hoja de cálculo para los modelos **Maneurop® MTZ**, que corresponde a la línea de modelos para aplicaciones en media temperatura. De esta forma, se selecciona el modelo **MTZ050-3**, cuyos parámetros de operación se encuentran en la tabla 6.30 , según se muestra a continuación:

*Tabla 6.33. Parámetros de operación para compresor de media temperatura modelo MTZ050-3 Maneurop**

Tecnología	Reciprocante
Modelo	MTZ050-3
Frecuencia (Hz)	60
Velocidad (rpm)	3500
Refrigerante	R-404 ^a
Voltaje (v)	208-230/trifásico
Capacidad de enfriamiento (Btu/h)	39495
Potencia de entrada (kw)	4,23
EER	9,32
Corriente (A)	13,52
Flujo másico (lb/h)	807

Fuente: Autor (Word 2013)

*Valores obtenidos de la hoja de cálculo para coeficientes polinomiales suministrada por el fabricante

Por tanto, se seleccionan cuatro compresores MTZ050-3, operando bajo las condiciones descritas en la tabla anterior, para una capacidad total de 157980 Btu/h. De esto se deduce que durante la carga pico, cada compresor estará

aproximadamente operando a un porcentaje del 98% de su capacidad dadas las condiciones de trabajo.

Cálculo teórico del rendimiento iséntropico para el compresor de media temperatura modelo MTZ050-3.

De ecuación 3.40, se tiene que:

$$\eta_{isen} = \frac{13,45 \text{ lb/min} \times (110 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}} - 95,5 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}})}{42,4 \times 5,67 \text{ hp}}$$

$$\eta_{isen} = 0,8112 \times 100\% = 81\%$$

Asumiendo que los valores de entalpía h_2 y h_1 corresponden a los mostrados en la tabla 6.17.

Cálculo teórico del rendimiento volumétrico para el compresor de media temperatura modelo MTZ050-3.

Según los datos obtenidos por parte del fabricante, el desplazamiento real del compresor corresponde a 653 ft³/h.

Por tanto, se realiza el cálculo de la eficiencia volumétrica para las condiciones de operación.

De la ecuación 3.36, se tiene que:

$$\eta_v = \frac{522,54 \text{ ft}^3/\text{h}}{653 \text{ ft}^3/\text{h}} = 0,80$$

$$\eta_v = 0,80 \times 100\% = 80\%$$

6.5 Selección del condensador enfriado por aire

Para la selección del condensador se emplean los valores de calor de rechazo totales tanto para el ciclo de compresión en baja, como el ciclo de compresión de media temperatura.

Tabla 6.34. Calor de rechazo total del sistema

Calor de rechazo para ciclo de baja temperatura (Btu/h)	15633,00
Calor de rechazo para ciclo de media temperatura (Btu/h)	205030,00
Calor de rechazo total del sistema	220663,00

Fuente: Autor (Word 2013)

Para este caso se decide realizar la selección del equipo con base en los condensadores remotos enfriando por aire marca Krack®, específicamente los modelos *Levitor*, para una descarga de aire vertical.

Por otro lado, para una selección adecuada del modelo, deben establecerse las condiciones de operación del equipo.

Tabla 6.35. Condiciones de operación críticas para selección del condensador

Temperatura de condensación (°F)	105
Temperatura de máxima de bulbo seco para el valle central (°F)	90
Diferencial de temperatura (Δt) crítico (°F)	15

Altitud promedio para el valle central (m.s.n.m)	1500
--	------

Fuente: Autor (Word 2013)

En la tabla anterior se observan las condiciones críticas de temperatura de bulbo seco para el valle central (90°F), para lo cual se tiene un diferencial de temperatura $\Delta t = 105^\circ\text{F} - 90^\circ\text{F} = 15^\circ\text{F}$.

Desde luego estas condiciones no corresponden al promedio de operación, dado que la temperatura de bulbo seco en regiones de Cartago y regiones altas de San José difícilmente podrían alcanzar temperaturas de bulbo seco mayores a 85°F. Por tanto, esta selección corresponde únicamente a un caso crítico y deberá ser re-evaluada según la zona donde se instale el equipo.

Otro factor importante para la selección de la unidad corresponde a la altura (m.s.n.m) donde esta será instalada. De la tabla 6.32 se tiene que dicha altura corresponde en promedio a 1500 m sobre el nivel del mar, lo que finalmente equivale a 4920 pies.

Empleando la tabla de corrección suministrada por el fabricante (figura 6.9) para la capacidad de calor de rechazo total se tiene:

$$\text{Calor de rechazo total} = 220663 \text{ Btu/h} \times 1,10 = 242729,3 \text{ Btu/h}$$

TABLE 3			
ALTITUDE			
FEET	FACTOR	FEET	FACTOR
1,000	1.02	5,000	1.12
2,000	1.05	6,000	1.15
3,000	1.07	7,000	1.17
4,000	1.10	8,000	1.24

Figura 6.9. Factores de corrección como consecuencia de la altitud para condensadores enfriados por aire marca Krack

Una vez corregida la capacidad del condensador para las condiciones de altitud específicas, se realiza la selección del mismo con base en el diferencial de temperatura de la tabla 6.32.

De esta forma se selecciona el modelo **LAVE 134 10**, el cual presenta una capacidad total de calor de rechazo de 244500 Btu/h para un diferencial de temperatura de 15°F, operando con refrigerante R-404a (ver anexo 11.13).

Tabla 6.36. Datos técnicos del condensador enfriado por aire

Modelo	LAVE 134 10
Tipo de refrigerante	R-404a
Diferencial de temperatura (°F)	15
Calor de rechazo total (Btu/h)	244500
Flujo de aire (CFM)	17925
Cantidad de aletas por pulgada	10
Diámetro de tubería	3/8 O.D
Nivel de ruido (dBA)	57
Peso (lb)	1223
Carga de refrigerante (lb)	23
Velocidad de abanicos (RPM)	575
Dimensiones de abanico (in)	30
Potencia de cada motor (hp)	1/2

Fuente: Autor (Word 2013)

El modelo seleccionado cuenta con una única fila de abanicos, para un total de tres abanicos distribuidos en línea a lo largo del área de transferencia de calor. De la

tabla anterior cabe destacar el bajo nivel de ruido del equipo (57 dBA) a una distancia de 10 pies, tomando en cuenta que los puntos de venta AMPM suelen establecerse dentro de zonas residenciales, y que los niveles máximos de ruido durante la noche no deben sobrepasar los 55 dBA. Dado que corresponde a un condensador de descarga vertical, deberá tomarse en cuenta la ubicación de techos y superficies adyacentes que puedan limitar el flujo de aire, a la hora de realizar el montaje del mismo.

6.6 Selección del sistema de control de aceite

Un control de aceite adecuado, resulta fundamental para la configuración de compresores operando en paralelo, de modo que se garantice un nivel de aceite adecuado dentro del cárter de cada uno de los compresores en todo momento. Para esto, se realiza un análisis de los diferentes métodos de control, identificando el que mejor se adapte a las condiciones de trabajo dadas. La separación adecuada del aceite del flujo de refrigerante también resulta de gran importancia, evitando que grandes cantidades de aceite se acumulen en el resto de equipos del que componen el sistema, causando fallas comunes y reducción en la eficiencia de los equipos, así como impidiendo un adecuado retorno del aceite al compresor.

Para el sistema de compresores dado, se opta por emplear un único separador de aceite conectado al cabezal de descarga común, el cual finalmente estará conectado a un receptor de aceite ubicado sobre los compresores, garantizando el adecuado retorno del aceite por gravedad, según se observa en la figura 6.10, correspondiente a una de las configuraciones de control de aceite recomendadas por el fabricante para compresores Maneurop operando en paralelo.

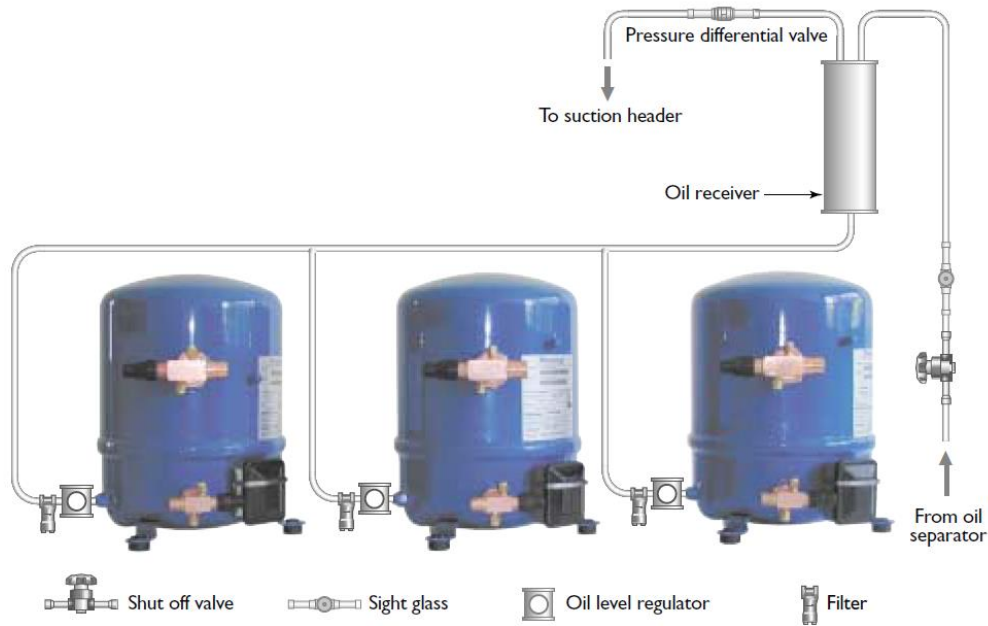


Figura 6.10. Configuración de control del nivel de aceite seleccionada

6.6.1 Selección del separador de aceite

Dado que la capacidad total del sistema en toneladas corresponde a 13,68, se debe seleccionar un separador de aceite capaz de operar bajo estas condiciones. Para lo cual se selecciona el modelo **A-W 559011** de *Emerson®*, de unión soldada, dado que para condiciones de temperatura de evaporación de 40°F, tiene una capacidad equivalente para ser conectado a un sistema de 14 toneladas de carga térmica total (ver anexo 11.14).

Tabla 6.37. Datos de selección de separador de aceite

Modelo	Capacidad a 40°F TSS (Tons)	Capacidad a -40°F TSS (Tons)	Tipo de unión	Diámetro de conexión (in)	Precarga de aceite (oz)	Presión máxima de operación (psi)
A-W 559011	14	10,5	Soldada	1 3/8 O.D	17	450

Fuente: Autor (Word 2013)



Figura 6.11. Separador de aceite seleccionado modelo A-W de Emerson

Fuente: <http://www.emersonclimate.com/en-US/pages/default.asp>

6.6.2 Selección del recibidor de aceite

En cuanto a la selección del recibidor de aceite, se debe contemplar la cantidad total de aceite contenido dentro el sistema. Para lo cual se tabulan las cantidades de aceite requerido (galones) para cada compresor, así como la precarga de aceite necesaria para el separador seleccionado en la sección anterior.

Tabla 6.38. Cantidad de aceite total contenida en el sistema

Equipo	Cantidad de aceite (gal)
Compresor modelo NTZ068-3	0,48
(X4) Compresor modelo MTZ050-3	1,92
Separador de aceite A-W559011	0,13

Fuente: Autor (Word 2013)

De la tabla anterior se concluye que el recibidor de aceite deberá tener una capacidad de almacenamiento igual o mayor a 2,53 galones. Por tanto, se selecciona el modelo **AOR-3** de Emerson®, para una capacidad volumétrica total de 3 galones de aceite.

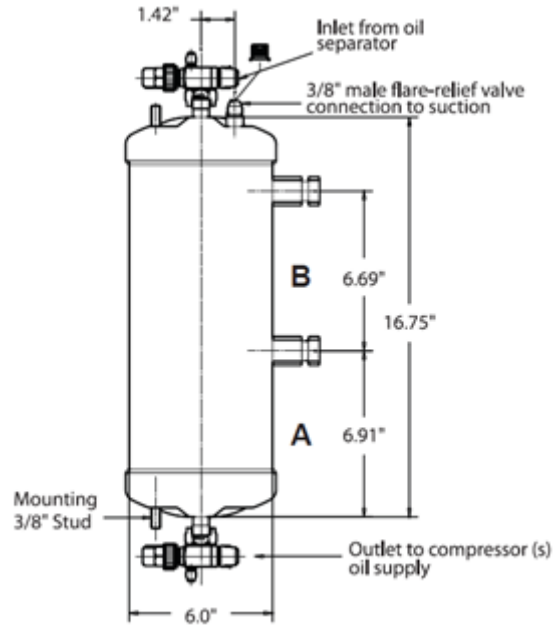


Figura 6.12. Dimensiones del recibidor de aceite seleccionado modelo AOR-3

Fuente: <http://www.emersonclimate.com/en-US/pages/default.aspx>

6.6.3 Selección de regulador de nivel de aceite

Finalmente, para garantizar el adecuado nivel de aceite dentro del cárter de cada compresor, así como una distribución regulada del aceite proveniente del recibidor, se seleccionan los reguladores electrónicos de nivel modelo **OMB** de Emerson®.



Figura 6.13. Regulador de nivel electrónico OMB de Emerson

El regulador seleccionado permite la apertura de la válvula solenoide cuando se detecta una disminución del nivel de aceite del compresor, permitiendo la entrada de aceite proveniente del receptor, para finalmente cerrar el paso del flujo una vez alcanzado el nivel óptimo establecido. Además, cuenta con una alarma que permite sacar al compresor de funcionamiento si el nivel de aceite no alcanza el punto estipulado, en un tiempo determinado.

6.7 Dimensionamiento y selección del receptor de líquido

El receptor de líquido deberá dimensionarse para albergar la totalidad de la carga en libras de refrigerante contenido en el sistema. Así, deberá considerarse el volumen total de refrigerante contenido en el condensador, evaporadores y línea de líquido. Por tanto, se establece que el volumen total del receptor corresponde a:

$$V_t = V_{cond} + V_{evap} + V_{Ll}$$

6.7.1 Cálculo teórico del volumen total de refrigerante en la línea de líquido

Se establecen condiciones específicas del refrigerante en la línea de líquido, según los valores mostrados a continuación:

Temperatura líquido (°F)	95
Densidad (lb/ft³)	62,19

Se establecen dimensiones probables para las tuberías y longitudes de los tramos, con base en las dimensiones promedio de un local AMPM, para lo cual se genera la tabla 6.39 correspondiente al cálculo de la cantidad de libras de refrigerante R-404a promedio contenidas en las líneas de líquido del sistema.

Tabla 6.39. Cálculo de cantidad de libras promedio de refrigerante contenidas en la línea de líquido.

Diámetro nominal (in)	Diámetro interno (in)	Área interna (in ²)	Longitud estimada (ft)	Refrigerante (lb)
1 1/8	1,03	0,825	35	12,47
7/8	0,83	0,541	50	11,68
5/8	0,54	0,230	50	4,96
1/2	0,42	0,139	35	2,09
3/8	0,305	0,073	35	1,10
Totales			205	32,32

Fuente: Autor (Excel 2013)

Por otro lado, y con base en la información brindada por el fabricante, se establece la cantidad teórica de libras de refrigerante contenidas en el resto del sistema (condensador y evaporadores), según se observa en la tabla 6.40.

Tabla 6.40. Carga de refrigerante dada en libras según cada equipo contenido en el sistema

Equipo	Carga de refrigerante unitaria (lb)	Carga de refrigerante total (lb)
Condensador LAVE 134 10	23	23

Evaporador mueble refrigerado D5X (12 pies)	5,1	10,2
Evaporador mueble refrigerado D5X (8 pies)	3,7	3,7
Evaporador mueble refrigerado RLN (4 puertas)	3,6	7,2
Evaporador de unidad de aire acondicionado 42FLC036 (3 tons)	5,34	16,02
	Total	60,12

Fuente: Autor (Word 2013)

Por último, se realiza la suma de libras de refrigerante total, para lo cual se utilizan los valores obtenidos en las tablas 6.36 y 6.37 respectivamente, $V_t = 32,32 \text{ lb} + 60,12 \text{ lb} = 92,44$ libras de refrigerante totales.

Teniendo la capacidad total expresada en libras de refrigerante R-404^a, se selecciona el recipiente de líquido horizontal modelo **S-8670** marca Henry®, para una capacidad de *pump down* correspondiente a 101,5 libras empleando refrigerante R-404a (ver anexo 11.15). Cabe destacar que dicha capacidad corresponde al 90% del volumen del recipiente, asumiendo una temperatura del líquido correspondiente a 90°F (32°C), según la información suministrada por el fabricante.



Figura 6.14. Recibidor de líquido seleccionado modelo S-8670

6.8 Selección de válvulas EPR (Reguladoras de presión del evaporador)

Debido a que se tienen cabezales de succión comunes, tanto para baja, como para media temperatura, es necesaria la instalación de válvulas EPR para regular la temperatura de evaporación en los diferentes equipos que se encuentran conectados a la línea de succión común.

Las temperaturas de evaporación de los diferentes equipos se encuentran dadas por el tipo de producto que se almacena (en el caso de los muebles refrigerados) y la temperatura que se desea mantener en el recinto (en el caso de las unidades de aire acondicionado). Desde luego, la temperatura de succión del cabezal común estará dada por la menor de las temperaturas de evaporación de los equipos conectados.

En el caso de los muebles refrigerados los productos almacenados corresponden a los siguientes grupos generales:

- Frutas
- Comida preparada
- Bebidas
- Congelado de panadería
- Helados

Para establecer una temperatura de evaporación promedio específica para cada uno de los elementos del sistema, se hace uso de la tabla 1 del capítulo 15 del ASHRAE *refrigeration handbook*, la cual hace referencia a las temperaturas máximas y mínimas en diferentes configuraciones de gabinetes de exhibición.

Table 1 Air Temperatures in Display Refrigerators

Type of Fixture	Air Discharge Temperatures, °F ^a	
	Minimum	Maximum
Dairy		
Multideck	34	38
Produce, packaged		
Single-deck	35	38
Multideck	35	38
Meat, unwrapped (closed display)		
Display area	36 ^b	38 ^b
Deli smoked meat		
Multideck	32	36
Meat, wrapped (open display)		
Single-deck	24	26
Multideck	24	26
Frozen food		
Single-deck	^c	-13 ^c
Multideck, open	^c	-10 ^c
Glass door reach-in	^c	-5 ^c
Ice cream		
Single-deck	^c	-24 ^c
Glass door reach-in	^c	-13 ^c

Figura 6.15. Temperaturas de aire de descarga para diferentes configuraciones de gabinetes de exhibición

En primera instancia las temperaturas saturadas de succión corresponden a 25°F y -19°F para las líneas de media y baja respectivamente. Por otro lado, la temperatura de evaporación de las unidades de aire acondicionado se establece en 35°F, el cual es un valor estándar de operación, ya que para este caso se requieren diferenciales de temperatura Δt de 15°F en promedio, entre la temperatura de evaporación y la temperatura de descarga del aire, esto para garantizar una reducción en la humedad relativa y generar las condiciones de confort adecuadas.

Para el caso de los muebles refrigerados se asume un diferencial promedio de temperatura Δt de 10 °F, entre la temperatura de descarga del aire y la temperatura de evaporación (el cual podría incluso llegar a 9°F o bien 8 °F para las condiciones que requieran una mayor humedad relativa) se establecen las temperaturas de evaporación según se observa en la tabla siguiente:

Tabla 6.41. Valores de temperatura de evaporación para las distintas secciones

Equipo	Temperatura de evaporación (°F)	Presión de saturación correspondiente (psia)
Frutas (mueble refrigeración abierto D5X)	25	76,78
Comida preparada (Mueble refrigeración abierto D5X)	25	76,78
Bebidas (Mueble de refrigeración abierto D5X)	28	81,07
Congelado panadería (Mueble puertas RLN)	-15	34,35
Congelado helados (Mueble de puertas RLN)	-19	31,41
Unidad evaporadora de aire acondicionado	35	91,79

Fuente: Autor (Word 2013)

En la tabla anterior se observa que es necesario seleccionar tres válvulas EPR, correspondientes a los equipos de aire acondicionado, bebidas y congelado de panadería. Se decide emplear válvulas modelo **KVP** de Danfoss®, para lo cual se establecen factores de corrección para la temperatura de líquido y la capacidad del evaporador, según figuras 6.16 y 6.17. Para todos los casos se asume una temperatura de la línea de líquido de 95°F.

Correction factors for liquid temperature t_l

t_l [°C]	50	60	70	80	90	100	110	120
R404A/R507	0.71	0.75	0.80	0.85	0.92	1.0	1.10	1.24
R407C	0.78	0.81	0.85	0.89	0.94	1.0	1.07	1.15

Figura 6.16. Factores de corrección para diferentes temperaturas de línea de líquido

Correction factors for offset

Offset [psi]	3	6	9	12	15	18	21
KVP 12	2.5	1.4	1.0	0.77	0.67	0.59	—
KVP 15	2.5	1.4	1.0	0.77	0.67	0.59	—
KVP 22	2.5	1.4	1.0	0.77	0.67	0.59	—
KVP 28	—	1.4	1.0	0.77	0.67	0.59	0.53
KVP 35	—	1.4	1.0	0.77	0.67	0.59	0.53

Figura 6.17. Factores de corrección para el desplazamiento dado

Por tanto, se genera la tabla 6.39, correspondiente a las condiciones de operación para los tres casos mencionados anteriormente.

Tabla 6.42. Variables de selección de válvulas reguladoras de presión de evaporación

Sección	Capacidad del evaporador (Btu/h)	Factor de corrección temperatura de líquido	Desplazamiento $P_{\text{evap}} - P_{\text{min}}$ (psia)	Factor corrección según desplazamiento	Capacidad el evaporador corregida (Btu/h)
Bebidas	15256,0	0,92	4,29	1,4	19649,72
Aire acondicionado	36000,0	0,92	15,01	0,67	22190,4
Congelado de panadería	4847,0	0,92	2,94	2,5	11148,1

Fuente: Autor (Word 2013)

Finalmente, se emplea la tabla de selección dada por fabricante para las condiciones descritas en la tabla 6.39, según se describe a continuación:

Tabla 6.43. Capacidades de válvulas EPR modelo KVP para operar con R-404/R507

Maximum regulator capacity Q_e ¹⁾

Type	Pressure drop in regulator Δp [psi]	Capacity Q_e in tons at evaporating temperature t_e [°F]									
		-20	-10	0	10	20	30	40	50	60	70
R404A/R507											
KVP 12 KVP 15 KVP 22	2	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5
	4	0.7	0.8	0.9	1.1	1.3	1.4	1.6	1.8	1.9	2.2
	6	0.8	1.0	1.1	1.3	1.5	1.7	1.9	2.1	2.4	2.6
	10	1.0	1.2	1.3	1.6	1.9	2.0	2.4	2.8	3.0	3.4
	20	1.0	1.3	1.6	1.9	2.3	2.7	3.2	3.6	4.1	4.5
KVP 28 KVP 35	2	1.1	1.3	1.5	1.8	2.0	2.2	2.4	2.8	3.0	3.4
	4	1.5	1.8	2.0	2.4	2.7	3.1	3.4	3.9	4.3	4.8
	6	1.8	2.1	2.4	2.9	3.2	3.7	4.1	4.7	5.1	5.7
	10	2.1	2.5	2.9	3.5	4.1	4.6	5.2	5.9	6.5	7.2
	20	2.1	2.7	3.4	4.3	5.2	5.9	6.8	7.8	8.8	9.8

Tabla 6.44. Selección de válvulas reguladoras de presión de evaporación modelo KVP

Sección	Modelo seleccionado	Diámetro de conexión (in)	Capacidad aproximada (Tons)
Bebidas	KVP22	7/8	1,7
Congelado de panadería	KVP 15	5/8	0,8
Aire acondicionado	KVP 22	7/8	2

Fuente: Autor (Word 2013)

7 Análisis de consumo energético

Una de las ventajas principales de emplear un sistema de compresores en paralelo, es la reducción en el consumo energético producto de la modulación de la carga que se logra. Dicha modulación se logra haciendo salir de operación los compresores conforme disminuye la demanda, y haciendo entrar en operación los mismos de manera paulatina conforme aumenta la carga del sistema. No se posee esta ventaja al emplear unidades condensadoras individuales, ya que el compresor y abanico deberán operar de igual manera, aun si la carga se disminuye.

La disminución y el aumento de la carga durante un período de tiempo específico, corresponden a parámetros sumamente complejos de estimar, ya que estos dependen de varios factores específicos tales como:

- Número y duración de ciclos de descongelamiento.
- Tiempo de *pull down*.
- Condiciones ambientales.
- Aumento o disminución de la ganancia de calor por producto.

Ahora bien, los puntos de venta AMPM usualmente cuentan con sistemas de refrigeración en configuraciones uno a uno o bien dos a uno, lo cual quiere decir que se instala una única unidad condensadora para manejar la carga ya sea de un mueble refrigerado o bien dos muebles refrigerados según sea el caso. Se manejan ciertos modelos de unidades condensadoras Danfoss® comúnmente instaladas en los puntos de venta AMPM, tal es el caso de los modelos HCZ 22 y HCZ 36 para media temperatura, y LCZ 22 para los equipos de baja temperatura.



Figura 7.1. Selección de válvulas reguladoras de presión de evaporación modelo KVP

Fuente: <http://www.danfoss.com/Spain/Products/Categories/Group/RA/Condensing-Units>

Para el caso del sistema de aire acondicionado, comúnmente se instalan unidades piso-cielo. Para efectos de diseño y estimación de consumo, se seleccionaron unidades evaporadoras y condensadoras de uso estándar en sistemas de acondicionamiento de aire comerciales ligeros.



Figura 7.2. Unidad evaporadora Carrier® modelo 42FLC036 típicamente empleada en aplicaciones comerciales

Fuente: http://www.carriercca.com/products_brands_general.cfm



Figura 7.3. Unidad condensadora Carrier® modelo 24ABB típicamente empleada en aplicaciones comerciales

Fuente: http://www.carriercca.com/products_brands_general.cfm

Por tanto, se determinó el uso de una unidad HCZ036 para manejar la carga térmica total de un mueble abierto D5X de 12 y uno de 8 pies, una unidad HCZ022 para manejar la carga de un mueble abierto D5X de 12 pies, una unidad LCZ022 para manejar la carga de los dos muebles con puertas de congelado RLN y finalmente 3 unidades 24ABB para manejar la carga total de aire acondicionado del recinto. La tabla 7.1 muestra las características y cantidad de los equipos usualmente instalados en los diferentes casos de análisis.

Tabla 7.1. Datos generales de equipos instalados comúnmente en tiendas AMPM

Equipo	Modelo	Capacidad (Btu/h)	Cantidad (und)	Voltaje	Compresor RLA	Ventilador FLA
Unidad condensadora aire acondicionado	24ABB	36000	3	208-230/1/60	15,3	1,4
Unidad condensadora de media temperatura	HCZ 036	24010	1	208-230/1/60	21,4	3,6
Unidad condensadora de media temperatura	HCZ 022	14741	1	208-230/1/60	12,1	1,2
Unidad condensadora de baja temperatura	LCZ 022	10390	1	208-230/1/60	12,1	0,5

Fuente: Autor (Word 2013)

7.1 Tiempo de operación promedio

Para realizar una estimación del consumo energético de los equipos, es necesario realizar con un cálculo aproximado de las horas de operación de cada equipo. Las horas de operación dependen principalmente de los períodos de descongelamiento y *pull down*, ya que una vez alcanzada la temperatura de diseño en el mueble refrigerado, el compresor saldrá de operación. La figura 7.4 corresponde a una gráfica del comportamiento de la temperatura para un mueble refrigerado abierto

común, lo cual genera brinda una idea del comportamiento de operación del sistema.

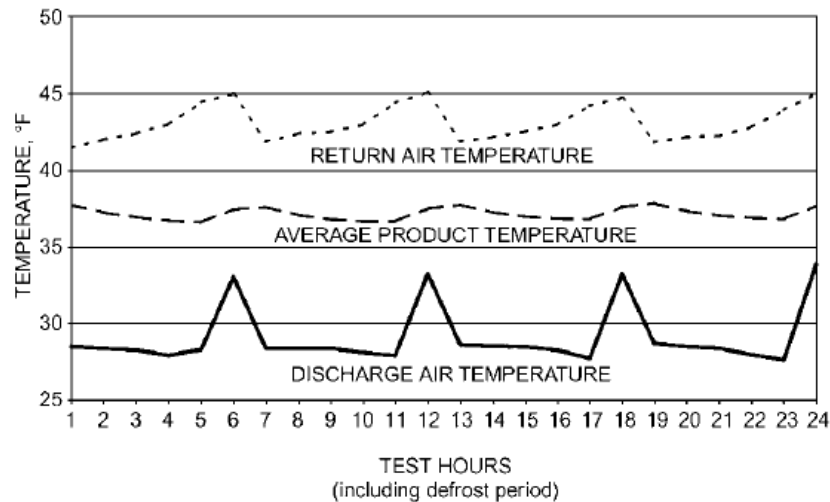


Figura 7.4. Comportamiento de la temperatura en un mueble abierto refrigerado incluyendo los periodos de descongelamiento

En el diseño de sistemas de refrigeración, comúnmente se emplean tiempos de operación diarios para las unidades condensadoras de entre 18 y 20 horas para sistemas tanto de baja como de media temperatura. Para el caso de los sistemas de refrigeración en tiendas de conveniencia, es importante tomar en cuenta los periodos nocturnos, ya que el uso común de cortinas plegables (cobertores nocturnos) durante 6 horas, produce una reducción de la carga térmica del 8%, además de una disminución en la potencia del compresor de un 9% (Faramarzi, 1997). Por tanto, el periodo de operación para las unidades condensadoras del sistema de refrigeración se estima en 18 horas diarias.

Por otro lado, el uso del sistema de aire acondicionado, comúnmente corresponde a un horario de 12 horas, aproximadamente desde las 6 horas del día y hasta las 18 horas del día. Desde luego, este período no comprende un tiempo de operación continuo de la unidad condensadora, ya que se tienen respectivos tiempos de paro

una vez alcanzada la temperatura de diseño en el recinto, además de que su rango de operación varía considerablemente con respecto a las condiciones ambientales y la época del año. Sin embargo, para efectos del cálculo del consumo energético del sistema para este diseño, se decide emplear 12 horas de operación para el sistema de aire acondicionado, siendo este un valor aproximado que se ajusta bien a las condiciones críticas de trabajo.

Ahora bien, se realiza una estimación de las horas de operación para el sistema de compresores en paralelo propuesto, para lo cual se determina un tiempo de operación continuo para el caso del ciclo de compresión en baja, ya que solo se cuenta con un único compresor, mientras que para el ciclo de compresión de media temperatura, se establecen los siguientes rangos de operación:

Tabla 7.2. Rangos de operación para compresión de media temperatura según la variación de la carga

Porcentaje del total de horas de operación	Porcentaje de carga estimado	Valor de la carga (Btu/h)	Numero de compresores en operación
10%	25%	38675	1
25%	50%	77350	2
50%	75%	116025	3
15%	100%	154700	4

Fuente: Autor (Word 2013)

Dado que el tiempo de operación del sistema de aire acondicionado está establecido en 12 horas y que el tiempo de operación del sistema de refrigeración esta establecido en 18 horas, se estipula un periodo de operación neto para el sistema en general de 18 horas totales. Por tanto, el tiempo de operación de cada uno de los compresores de media temperatura de calcula como sigue:

Tabla 7.3. Tiempo de operación estimado para compresores de media temperatura

Horas de operación correspondientes a los porcentajes de carga	Horas de operación efectivas
2,7 horas al 100%	2,7
9 horas al 75%	6,75
4,5 horas al 50%	2,25
1,8 horas al 25%	0,45
Total	12

Fuente: Autor (Word 2013)

De esta forma se establece que para el sistema de compresores en paralelo de media temperatura, se tendrá un período de operación aproximado de 12 horas por cada compresor.

Además, para establecer el rango de operación de los abanicos del condensador, se realiza la siguiente estimación de variación de la carga, para un mismo tiempo de operación correspondiente a 18 horas diarias:

Tabla 7.4. Rangos de operación para los abanicos del condensador enfriado por aire

Porcentaje del total de horas de operación	Porcentaje de carga estimado	Valor de la carga (Btu/h)	Numero de abanicos en operación
20%	33%	54190	1
50%	66%	108381	2
30%	100%	164215	3

Fuente: Autor (Word 2013)

De igual forma, y con base en la tabla anterior, se determinan las horas de operación de cada abanico según:

Tabla 7.5. Tiempo de operación estimado para abanicos de condensador

Horas de operación correspondientes a los porcentajes de carga	Horas de operación efectivas
5,4 horas al 100%	5,4
9 horas al 66%	5,94
3,6 horas al 33%	1,18
Total	12,5

Fuente: Autor (Word 2013)

Así, se tiene que en promedio, cada uno de los abanicos del condensador operaría 12,5 horas diarias.

Teniendo en cuenta los parámetros de cálculo antes mencionados, se realiza el cálculo de consumo energético anual para una tienda AMPM típica empleando unidades condensadoras individuales (sistema actual). Para esto se emplea el valor de las tarifas de consumo energético publicadas por el Instituto Costarricense de electricidad, para el período de vigencia entre los meses Julio y Setiembre del 2014, según se observa en la figura 7.4.

Para consumos mayores de 3 000 kWh	
Cargo por energía, por cada kWh	¢ 82
Cargo por potencia, por cada kW	¢ 13 604

Figura 7.5. Tarifas de consumo energético estipuladas por el I.C.E para consumos mensuales mayores a 3000 kWh

Tabla 7.6. Valores de consumo energético para unidades condensadoras individuales en tiendas de conveniencia AMPM (sistema actual)

Equipo	Energía (kW)	Horas de operación promedio (h)	Total (kWh/día)	Total anual (kWh)
24ABB	10,8216	12	129,86	47399,00
LCZ022	2,7216	18	48,99	17881,00
HCZ036	5,4	18	97,20	35478,00
HCZ022	2,8728	18	51,71	18875,00

Fuente: Autor (Word 2013)

Así, para los valores de consumo de la tabla 7.6, se calcula el costo aproximado anual en dólares, para la operación de los sistemas de refrigeración y aire acondicionado, según los equipos instalados actualmente, para esto se toma en cuenta tanto el cargo por energía, como el cargo por potencia (ver tabla 7.7).

Tabla 7.7. Costo anual aproximado correspondiente al consumo energético de los sistemas de aire acondicionado y refrigeración para tienda AMPM convencional

Total de energía utilizada (kWh)	119633
Cargo por energía (\$)	\$18.509,26
Cargo por potencia (\$)	\$6.719,66
Monto anual total estimado	\$25.228,91

Fuente: Autor (Word 2013)

Para estimar el valor del consumo energético del sistema de compresores paralelo (sistema propuesto) se realiza la tabla 7.8 que resume el proceso de cálculo empleado.

Tabla 7.8. Valores de consumo energético para compresores recíprocos en paralelo

Equipo compresor/ ventilador	Corriente (A)	Cantidad (und)	Energía (kW)	Horas de operación promedio (h)	Total (kWh/día)	Total anual (kwh)
NTZ068-3	7,26	1	2,35	18	42,37	15466,00
MTZ050-3	13,52	4	17,53	12	210,41	76801,00
Condensador	3,4	3	3,31	12,5	41,34	15089,00

Fuente: Autor (Word 2013)

Por tanto, para el valor de consumo de energía determinado, se realiza el cálculo del costo anual de operación del sistema en dólares, según se describe a continuación:

Tabla 7.9. Costo anual aproximado correspondiente al consumo energético de los sistemas de aire acondicionado y refrigeración empleando el sistema propuesto con compresores recíprocos

Total de energía utilizada (kWh)	107356
Cargo por energía (\$)	\$16.609,80
Cargo por potencia (\$)	\$7.144,55
Monto anual total estimado	\$23.754,34

Fuente: Autor (Word 2013)

De modo que en efecto es posible reducir el consumo energético del sistema de cierta forma y lograr un ahorro anual correspondiente a \$1474,57 que corresponde a un ahorro mensual en pagos de consumo de energía de \$122,88. Sin embargo, esta reducción del monto anual por concepto de consumo energético, no resulta verdaderamente viable, ni corresponde a una reducción significativa para el cliente.

Por tanto, se decide realizar un nuevo análisis del sistema propuesto, para obtener un mayor grado de eficiencia y una reducción significativa del costo anual de operación del equipo propuesto, con respecto al equipo instalado.

Una revisión detallada de los componentes del sistema y de los equipos disponibles en el mercado, lleva a la conclusión de cambiar el tipo de tecnología de los compresores (reciprocantes) por su equivalente en unidades tipo scroll, dado que bajo las mismas condiciones de operación, los compresores scroll demandan un menor valor de consumo energético, debido a una reducción considerable en su corriente nominal.

Tabla 7.10. Parámetros de operación para un compresor de media temperatura modelo MLZ Scroll Maneurop®

Tecnología	Scroll
Modelo	MLZ030T2
Frecuencia (Hz)	60
Refrigerante	R-404 ^a
Voltaje (v)	208-230/trifásico
Capacidad de enfriamiento (Btu/h)	38860,0
Potencia de entrada (kw)	3,57
EER	10,88
Corriente (A)	11,2
Flujo másico (lb/h)	729

Fuente: Autor (Word 2013)

Tabla 7.11. *Parámetros de operación para un compresor de baja temperatura modelo LLZ Scroll Maneurop®*

Tecnología	Scroll
Modelo	LLZ013T2
Frecuencia (Hz)	60
Refrigerante	R-404a
Voltaje (v)	208-230/trifásico
Capacidad de enfriamiento (Btu/h)	15200,00
Potencia de entrada (kw)	3,08
EER	4,96
Corriente (A)	9,69
Flujo másico (lb/h)	274

Fuente: Autor (Word 2013)

Con base en el desempeño de los equipos según las condiciones dadas, se realiza el cálculo del consumo energético del sistema operando con compresores Scroll, para lo cual se tiene:

Tabla 7.12. Valores de consumo energético para compresores Scroll operando en paralelo

Equipo compresor/ ventilador	Corriente (A)	Cantidad (und)	Energía (kW)	Horas de operación promedio (h)	Total (kWh/día)	Total anual (kWh)
LLZ013T2	9,69	1	3,14	18	56,55	20642
MLZ030T2	11,2	4	14,52	12	174,31	63622
Condensador	3,4	3	3,31	12,5	41,34	15089

Fuente: Autor (Word 2013)

Finalmente se estima el costo anual de operación en dólares del sistema para lo cual se tiene:

Tabla 7.13. Costo anual aproximado correspondiente al consumo energético de los sistemas de aire acondicionado y refrigeración empleando el sistema propuesto con compresores scroll

Total de energía utilizada (kWh)	99353
Cargo por energía (\$)	\$15.371,60
Cargo por potencia (\$)	\$6.460,45
Monto anual total estimado	\$21.832,05

Fuente: Autor (Word 2013)

De la tabla anterior se determina que con el sistema de compresores scroll operando en paralelo, se logra una reducción en el costo anual de operación del sistema de aproximadamente \$3400 en comparación con el sistema actualmente instalado, lo cual además corresponde a una disminución de 2,3 veces la obtenida operando el sistema con compresores recíprocos.

8 Cotización del sistema propuesto

Antes de determinar el costo aproximado del sistema propuesto, es conveniente presentar el costo total del sistema convencional empleando unidades condensadoras individuales, para lo cual se tiene la siguiente tabla:

Tabla 8.1 Cotización de unidades condensadoras instaladas convencionalmente en tiendas AMPM

Equipo	Cantidad (und)	Precio unitario	Precio total
Unidad condensadora Carrier 24ABB	3	\$980,00	\$2940,00
Unidad condensadora Danfoss HCZ036	1	\$2017,33	\$2017,33
Unidad condensadora Danfoss HCZ022	1	\$1692,00	\$1692,00
Unidad condensadora Danfoss LCZ022	1	\$1717,33	\$1717,33
		Total	\$8366,66
		i.v (13%)	\$9454,32

De la tabla anterior, se obtiene un valor total del sistema de refrigeración convencional correspondiente a \$9454,32.

Por otro lado, se determina el costo específico para el sistema propuesto, para lo cual se emplean cotizaciones de diferentes proveedores para los equipos seleccionados, así como también precios promedio de materiales y consumibles para la construcción final del sistema.

Tabla 8.2. Cotización del sistema de compresores en paralelo propuesto

Cantidad (und)	Elemento	Precio unitario (\$)	Subtotal (\$)
4	Compresor media temp. MLZ030T2	\$847,06	\$3.388,24
1	Compresor baja temp. LLZ013T2	\$1.864,71	\$1.864,71
1	Condensador remoto LAVE 134 10	\$7.552,94	\$7.552,94
1	Recibidor de líquido S-8670	\$983,49	\$983,49
1	Separador de aceite A-W 559011	\$177,88	\$177,88
5	Regulador de nivel de aceite OMB	\$132,67	\$663,35
1	Recibidor de aceite AOR-3	\$241,18	\$241,18
2	Válvula KVP 22	\$192,18	\$384,35
1	Válvula KVP15	\$142,76	\$142,76
1	Tubería 1 5/8" (6m)	\$162,35	\$162,35
1	Tubería 1 3/8" (6m)	\$105,88	\$105,88
2	Tubería 1 1/8" (6m)	\$72,94	\$145,88
4	Cañuela 1 5/8" 3/4"	\$16,47	\$65,88
4	Cañuela 1 1/8" 1"	\$17,65	\$70,59
1	Accesorios de cobre	\$76,47	\$76,47
20	Varillas soldadura plata 15%	\$7,06	\$141,18
25	Tubo estructural cuadrado 2"X2" x 1/8"	\$5,65	\$141,18

8	Lámina HG # 24	\$19,41	\$155,29
15	Soldadura 6013	\$2,98	\$44,65
1	Controlador	\$1.411,76	\$1.411,76
1	Materiales eléctricos	\$705,88	\$705,88
	Mano de obra		\$1200,00
	Indirectos		\$1.000,00
	Total		\$19.625,91
	Impuesto de venta (13%)		\$22.177,27

De la tabla anterior, se determina un precio total para el sistema propuesto de \$22177,27. Para lo cual se determina un período de retorno de la inversión, empleando la reducción de los costos anuales calculada en la sección anterior, para lo cual se tiene:

$$P.R = \frac{\$ 22177,27}{\$ 3400/año} = 6,5 \text{ años}$$

Ahora bien, si se toma en cuenta el precio de los equipos convencionales según el cálculo realizado, se tiene una diferencia con el sistema propuesto correspondiente a \$22177,27- \$9454,32 = **\$12722,95**.

Para lo cual, finalmente, se calcula un período de retorno de inversión según se muestra a continuación:

$$P.R = \frac{\$ 12722,95}{\$ 3400/año} = 3,7 \text{ años}$$

9 Conclusiones y recomendaciones

9.1 Conclusiones

- a) Los sistemas de compresores en paralelo para aplicaciones tales como tiendas de conveniencia, representan una opción eficiente y de menor consumo energético, que los sistemas convencionales que emplean unidades condensadoras individuales.
- b) Los compresores scroll presentan ventajas significativas en eficiencia y en consumo energético con respecto a los reciprocantes.
- c) Es posible manejar la carga de aire acondicionado y refrigeración de forma simultánea con un mismo sistema, si y solo si se garantiza una presión de evaporación constante en las unidades evaporadoras.
- d) Asegurar valores adecuados de subenfriamiento y sobrecalentamiento del refrigerante, aumenta la eficiencia del ciclo y mantiene las condiciones de operación óptimas.
- e) El calor de rechazo de las unidades auto contenidas, podría llegar a representar hasta un 60% de la carga de enfriamiento total producto de equipos eléctricos ubicados dentro del área a acondicionar.
- f) Se deben garantizar condiciones óptimas de operación en cuanto a temperatura y humedad relativa presentes en las tiendas de conveniencia, con el objetivo de asegurar un funcionamiento eficiente de los equipos.

9.2 Recomendaciones

- a) Emplear un regulador de nivel de aceite electrónico, para garantizar el adecuado flujo de lubricante hacia los compresores.
- b) En los sistemas constructivos donde se utilice vidrio con orientaciones este y oeste, principalmente, se debe garantizar el uso de aleros o bien vidrio con espacio de aire de doble capa.
- c) Evitar la ubicación de muebles refrigerados en espacios sin acondicionar y con alta humedad relativa. Además de colocar los mismos lejos de fuentes de calor, tales como hornos, calentadores y dispositivos eléctricos.
- d) Realizar un estudio de consumo energético en campo y con condiciones de operación reales, para determinar el costo de operación real de los sistemas.
- e) Se debe optar por la construcción y ensamble de los equipos con mano de obra propia, de modo que se obtenga una reducción significativa del costo del equipo.

10 Bibliografía

- A. R. Trott, T. W. (2000). *Refrigeration and Air-Conditioning*. Gran Bretaña: Butterworth-Heinemann.
- ASHRAE. (2009). *2009 ASHRAE Handbook, Fundamentals, IP Edition*. Atlanta, GA: American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers.
- ASHRAE. (2010). *2010 ASHRAE Handbook, Refrigeration, IP Edition*. Atlanta, GA: American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers Inc.
- BOHN. (2005). *Manual de Ingeniería*. México: Frigus Bohn.
- Brian Fricke, B. B. (2010). Energy Use of Doored and Open Vertical Refrigerated Display Cases. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference* (págs. 1-8). Kansas City, Missouri: Perdue e-Pubs.
- Buqué, F. (2006). *Manuales Prácticos de Refrigeración*. España: Marcombo.
- Dossat, R. J. (2009). *Principios de Refrigeración*. México: Patria.
- Espinoza, S. F. (2010). *Los Proyectos de Inversión*. Cartago, Costa Rica: Editorial Tecnológica de Costa Rica.
- Faramarzi, R. (1999). Efficient Display Case Refrigeration. *ASHRAE Journal*, 46-52.
- Gomez, A. L. (1992). *Las Instalaciones Frigoríficas en las Bodegas (Manual de diseño)*. Madrid, España: A. Madrid Vicente.
- JR., A. A. (2006). *HVAC Equations Data and Rules of Thumb*. Nueva York, NY: McGraw-Hill.
- P. J. Rapin, P. J. (2003). *Instalaciones Frigoríficas, Tomo II*. Barcelona, España: Marcombo.
- Pita, E. G. (2004). *Acondicionamiento de Aire*. México: Continental.
- Pita, E. G. (2008). *Principios y Sistemas de Refrigeración*. México, D.F.: LIMUSA S.A.

Stoecker, W. F. (1998). *Industrial Refrigeration Handbook*. Nueva York, N.Y.: McGraw-Hill.

Wang, S. K. (2000). *Handbook of Air Conditioning and Refrigeration*. Nueva York, NY: McGraw-Hill.

William C. Whitman, W. M. (2009). *Tecnología de Refrigeración y Aire Acondicionado, Tomo I*. Mexico, D.F.: Delmar.

William C. Whitman, W. M. (2009). *Tecnología de Refrigeración y Aire Acondicionado, Tomo II*. Mexico, D.F.: Delmar.

William C. Whitman, W. M. (2009). *Tecnología de Refrigeración y Aire Acondicionado, Tomo III*. Mexico, D.F.: Delmar.

11 Anexo

11.1. Valores de CLTD para el cálculo de cargas debido a paredes externas en Latitud Norte.

CLTD for Calculating Sensible Cooling Loads from Sunlit Walls of North Latitude, °F

Facing	Solar time, h																								Hours of maximum CLTD	Minimum CLTD	Maximum CLTD	Difference in CLTD
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24				
Group C walls: typical, outside 1-in. stucco, 2-in. insulation (5.7lb/ft ³), 4-in. concrete, 0.75-in. plaster or gypsum, inside $U = 0.119 \text{ Btu/h}\cdot\text{ft}^2\cdot\text{°F}$; mass, 63 lb/ft ²																												
N	15	14	13	12	11	10	9	8	8	7	7	8	8	9	10	12	13	14	15	16	17	17	17	16	22	7	17	10
NE	19	17	16	14	13	11	10	10	11	13	15	17	19	20	21	22	22	23	23	23	23	22	21	20	20	10	23	13
E	22	21	19	17	15	14	12	12	14	16	19	22	25	27	29	29	30	30	30	29	28	27	26	24	18	12	30	18
SE	22	21	19	17	15	14	12	12	13	16	19	22	24	26	28	29	29	29	29	28	27	26	24	19	12	29	17	
S	21	19	18	16	15	13	12	10	9	9	9	10	11	14	17	20	22	24	25	26	25	25	24	22	20	9	26	17
SW	29	17	25	22	20	18	16	15	13	12	11	11	11	13	15	18	22	26	29	32	33	33	32	31	22	11	33	22
W	31	29	27	25	22	20	18	16	14	13	12	12	12	13	14	16	20	24	29	32	35	35	35	33	22	12	35	23
NW	25	23	21	20	18	16	14	13	11	10	10	10	10	11	12	13	15	18	22	25	27	27	27	26	22	10	27	17
Group D walls: typical, outside 1-in. stucco, 4-in. concrete, 1- or 2-in. insulation (2 lb/ft ³), 0.75-in. plaster or gypsum, inside $U = 0.119\text{--}0.20 \text{ Btu/h}\cdot\text{ft}^2\cdot\text{°F}$; mass, 63 lb/ft ²																												
N	15	13	12	10	9	7	6	6	6	6	6	7	8	10	12	13	15	17	18	19	19	19	18	16	21	6	19	13
NE	17	15	13	11	10	8	7	8	10	14	17	20	22	23	23	24	24	25	25	24	23	22	20	18	19	7	25	18
E	19	17	15	13	11	9	8	9	12	17	22	27	30	32	33	33	32	32	31	30	28	26	24	22	16	8	33	25
SE	20	17	15	13	11	10	8	8	10	13	17	22	26	29	31	32	32	32	31	30	28	26	24	22	17	8	32	24
S	19	17	15	13	11	9	8	7	6	6	7	9	12	16	20	24	27	29	29	29	27	26	24	22	19	6	29	23
SW	28	25	22	19	16	14	12	10	9	8	8	8	10	12	16	21	27	32	36	38	38	37	34	31	21	8	38	30
W	31	27	24	21	18	15	13	11	10	9	9	9	10	11	14	18	24	30	36	40	41	40	38	34	21	9	41	32
NW	25	22	19	17	14	12	10	9	8	7	7	8	9	10	12	14	18	22	27	31	32	32	30	27	22	7	32	25
Group G walls: typical, outside 1-in. stucco, airspace; 1-, 2-, or 3-in. insulation (2 lb/ft ³); 0.75-in. plaster or gypsum, inside $U = 0.081\text{--}0.78 \text{ Btu/h}\cdot\text{ft}^2\cdot\text{°F}$; mass, 16 lb/ft ²																												
N	3	2	1	0	-1	2	7	8	9	12	15	18	21	23	24	24	25	26	22	15	11	9	7	5	18	-1	26	27
NE	3	2	1	0	-1	9	27	36	39	35	30	26	26	27	27	26	25	22	18	14	11	9	7	5	9	-1	39	40
E	4	2	1	0	-1	11	31	47	54	55	50	40	33	31	30	29	27	24	19	15	12	10	8	6	10	-1	55	56
SE	4	2	1	0	-1	5	18	32	42	49	51	48	42	36	32	30	27	24	19	15	12	10	8	6	11	-1	51	52
S	4	2	1	0	-1	0	1	5	12	22	31	39	45	46	43	37	31	25	20	15	12	10	8	5	14	-1	46	47
SW	5	4	3	1	0	0	2	5	8	12	16	26	38	50	59	63	61	52	37	24	17	13	10	8	16	0	63	63
W	6	5	3	2	1	1	2	5	8	11	15	19	27	41	56	67	72	67	48	29	20	15	11	8	17	1	72	71
NW	5	3	2	1	0	0	2	5	8	11	15	18	21	27	37	47	55	55	41	25	17	13	10	7	18	0	55	55

11.2. Valores de CLTD para el cálculo de cargas debido a techos planos

CLTD for Calculating Sensible Cooling Loads from Flat Roofs, °F

Description of construction	Weight, lb/ft ²	U value, Btu/h·ft ² ·°F	Solar time, h																								Hours of maximum CLTD	Minimum CLTD	Maximum CLTD	Difference in CLTD
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24				
Without suspended ceiling																														
2.5-in. wood with 2-in. insulation	13	0.093	30	26	23	19	16	13	10	9	8	9	13	17	23	29	36	41	46	49	51	50	47	43	39	35	19	8	51	43
4-in. wood with 2-in. insulation	18	0.078	38	36	33	30	28	25	22	20	18	17	16	17	18	21	24	28	32	36	39	41	43	43	42	40	22	16	43	27
With suspended ceiling																														
1-in. wood with 2-in. insulation	10	0.083	25	20	16	13	10	7	5	5	7	12	18	25	33	41	48	53	57	57	56	52	46	40	34	29	18	5	57	52
2.5-in. wood with 1-in. insulation	15	0.096	34	31	29	26	23	21	18	16	15	15	16	18	21	25	30	34	38	41	43	44	44	42	40	37	21	15	44	29
8-in. lightweight concrete	33	0.093	39	36	33	29	26	23	20	18	15	14	14	15	17	20	25	29	34	38	42	45	46	45	44	42	21	14	46	32
4-in. heavyweight concrete with 2-in. insulation	54	0.090	30	29	27	26	24	22	21	20	20	21	22	24	27	29	32	34	36	38	38	38	37	36	34	33	19	20	38	18
2.5-in. wood with 2-in. insulation	15	0.072	35	33	30	28	26	24	22	20	18	18	18	20	22	25	28	32	35	38	40	41	41	40	39	37	21	18	41	23
Roof terrace system	77	0.082	30	29	28	27	26	25	24	23	22	22	22	23	23	25	26	28	29	31	32	33	33	33	33	32	22	33	22	11
6-in. heavyweight concrete with 2-in. insulation	77	0.088	29	28	27	26	25	24	23	22	21	21	22	23	25	26	28	30	32	33	34	34	34	33	32	31	20	21	34	13
4-in. wood with 2-in. insulation	19	0.082	35	34	33	32	31	29	27	26	24	23	22	21	22	22	24	25	27	30	32	34	35	36	37	36	23	21	37	16
	20	0.064																												

Fuente: ASHRAE Fundamentals Handbook 2009

11.3. Valores de ganancia de calor producto de motores eléctricos producto de motores eléctricos para diferentes configuraciones

**Table 3A Average Efficiencies and Related Data
Representative of Typical Electric Motors**

Motor Name- plate or Rated Horse- power	Motor Type	Nominal rpm	Full Load Motor Effi- ciency, %	Location of Motor and Driven Equipment with Respect to Conditioned Space or Airstream		
				A	B	C
				Motor in, Driven Equip- ment in, Btu/h	Motor out, Driven Equip- ment in, Btu/h	Motor in, Driven Equip- ment out, Btu/h
0.05	Shaded pole	1500	35	360	130	240
0.08	Shaded pole	1500	35	580	200	380
0.125	Shaded pole	1500	35	900	320	590
0.16	Shaded pole	1500	35	1,160	400	760
0.25	Split phase	1750	54	1,180	640	540
0.33	Split phase	1750	56	1,500	840	660
0.50	Split phase	1750	60	2,120	1,270	850
0.75	3-phase	1750	72	2,650	1,900	740
1	3-phase	1750	75	3,390	2,550	850
1.5	3-phase	1750	77	4,960	3,820	1,140
2	3-phase	1750	79	6,440	5,090	1,350
3	3-phase	1750	81	9,430	7,640	1,790
5	3-phase	1750	82	15,500	12,700	2,790
7.5	3-phase	1750	84	22,700	19,100	3,640
10	3-phase	1750	85	29,900	24,500	4,490
15	3-phase	1750	86	44,400	38,200	6,210
20	3-phase	1750	87	58,500	50,900	7,610
25	3-phase	1750	88	72,300	63,600	8,680
30	3-phase	1750	89	85,700	76,300	9,440
40	3-phase	1750	89	114,000	102,000	12,600
50	3-phase	1750	89	143,000	127,000	15,700
60	3-phase	1750	89	172,000	153,000	18,900
75	3-phase	1750	90	212,000	191,000	21,200
100	3-phase	1750	90	283,000	255,000	28,300
125	3-phase	1750	90	353,000	318,000	35,300
150	3-phase	1750	91	420,000	382,000	37,800
200	3-phase	1750	91	569,000	509,000	50,300
250	3-phase	1750	91	699,000	636,000	62,900

Fuente: ASHRAE Fundamentals Handbook 2009

11.4. Valores de ganancia de calor recomendados para equipos de aplicaciones de cocina comercial

Table 5 Recommended Rates of Heat Gain From Typical Commercial Cooking Appliances

Appliance	Size	Energy Rate, Btu/h		Recommended Rate of Heat Gain, ^a Btu/h			
		Rated	Standby	Without Hood		With Hood	
				Sensible	Latent	Total	Sensible
Electric, No Hood Required							
Barbeque (pit), per pound of food capacity	80 to 300 lb	136	—	86	50	136	42
Barbeque (pressurized), per pound of food capacity	44 lb	327	—	109	54	163	50
Blender, per quart of capacity	1 to 4 qt	1,550	—	1,000	520	1,520	480
Braising pan, per quart of capacity	108 to 140 qt	360	—	180	95	275	132
Cabinet (large hot holding)	16.2 to 17.3 ft ³	7,100	—	610	340	960	290
Cabinet (large hot serving)	37.4 to 406 ft ³	6,820	—	610	310	920	280
Cabinet (large proofing)	16 to 17 ft ³	693	—	610	310	920	280
Cabinet (small hot holding)	3.2 to 6.4 ft ³	3,070	—	270	140	410	130
Cabinet (very hot holding)	17.3 ft ³	21,000	—	1,880	960	2,830	850
Can opener		580	—	580	—	580	0
Coffee brewer	12 cup/2 burners	5,660	—	3,750	1,910	5,660	1,810
Coffee heater, per boiling burner	1 to 2 burners	2,290	—	1,500	790	2,290	720
Coffee heater, per warming burner	1 to 2 burners	340	—	230	110	340	110
Coffee/hot water boiling urn, per quart of capacity	11.6 qt	390	—	256	132	388	123
Coffee brewing urn (large), per quart of capacity	23 to 40 qt	2,130	—	1,420	710	2,130	680
Coffee brewing urn (small), per quart of capacity	10.6 qt	1,350	—	908	445	1,353	416
Cutter (large)	18 in. bowl	2,560	—	2,560	—	2,560	0
Cutter (small)	14 in. bowl	1,260	—	1,260	—	1,260	0
Cutter and mixer (large)	30 to 48 qt	12,730	—	12,730	—	12,730	0
Dishwasher (hood type, chemical sanitizing), per 100 dishes/h	950 to 2000 dishes/h	1,300	—	170	370	540	170
Dishwasher (hood type, water sanitizing), per 100 dishes/h	950 to 2000 dishes/h	1,300	—	190	420	610	190
Dishwasher (conveyor type, chemical sanitizing), per 100 dishes/h	5000 to 9000 dishes/h	1,160	—	140	330	470	150
Dishwasher (conveyor type, water sanitizing), per 100 dishes/h	5000 to 9000 dishes/h	1,160	—	150	370	520	170
Display case (refrigerated), per 10 ft ³ of interior	6 to 67 ft ³	1,540	—	617	0	617	0
Dough roller (large)	2 rollers	5,490	—	5,490	—	5,490	0
Dough roller (small)	1 roller	1,570	—	140	—	140	0
Egg cooker	12 eggs	6,140	—	2,900	1,940	4,850	1,570
Food processor	2.4 qt	1,770	—	1,770	—	1,770	0
Food warmer (infrared bulb), per lamp	1 to 6 bulbs	850	—	850	—	850	850
Food warmer (shelf type), per square foot of surface	3 to 9 ft ²	930	—	740	190	930	260
Food warmer (infrared tube), per foot of length	39 to 53 in.	990	—	990	—	990	990

Fuente: ASHRAE Fundamentals Handbook 2009

11.5. Capacidades en toneladas para líneas de succión, descarga y líquido empleando R-404a

Line Size	Suction Lines ($\Delta t = 2^\circ\text{F}$)						Discharge Lines ($\Delta t = 1^\circ\text{F}, \Delta p = 3.55 \text{ psi}$)						Liquid Lines			
	Saturated Suction Temperature, $^\circ\text{F}$						Saturated Suction Temperature, $^\circ\text{F}$						See note a			
	-60	-40	-20	0	20	40	-60	-40	-20	0	20	40	Velocity = 100 fpm	$\Delta t = 1^\circ\text{F}$ Drop $\Delta p = 3.6$	$\Delta t = 5^\circ\text{F}$ Drop $\Delta p = 17.4$	
Type L Copper, OD	Corresponding Δp , psi/100 ft						Corresponding Δp , psi/100 ft									
	0.64	0.97	1.41	1.96	2.62	3.44	3.55	3.55	3.55	3.55	3.55	3.55				
1/2	0.05	0.09	0.15	0.24	0.36	0.53	0.56	0.61	0.65	0.70	0.75	0.79	1.3	2.6	6.09	
5/8	0.09	0.16	0.28	0.44	0.68	1.00	1.04	1.14	1.23	1.31	1.40	1.48	2.1	4.9	11.39	
3/4	0.15	0.28	0.47	0.76	1.15	1.70	1.77	1.93	2.09	2.23	2.38	2.51	3.1	8.1	18.87	
7/8	0.24	0.43	0.73	1.17	1.78	2.63	2.73	2.98	3.22	3.44	3.66	3.87	4.4	12.8	29.81	
1 1/8	0.49	0.88	1.49	2.37	3.61	5.31	5.52	6.01	6.49	6.96	7.40	7.81	7.5	25.9	60.17	
1 3/8	0.86	1.54	2.59	4.13	6.28	9.23	9.60	10.46	11.29	12.10	12.87	13.58	11.4	45.2	104.41	
1 5/8	1.36	2.44	4.10	6.53	9.92	14.57	15.14	16.49	17.80	19.07	20.28	21.41	16.1	71.4	164.68	
2 1/8	2.83	5.07	8.52	13.53	20.51	30.06	31.29	34.08	36.80	39.43	41.93	44.26	28.0	147.9	339.46	
2 5/8	5.03	8.97	15.07	23.88	36.16	52.96	55.04	59.95	64.74	69.36	73.76	77.85	43.2	261.2	597.42	
3 1/8	8.05	14.34	24.02	38.05	57.56	84.33	87.66	95.48	103.11	110.47	117.48	124.00	61.7	416.2	950.09	
3 5/8	11.98	21.31	35.73	56.53	85.39	125.18	129.88	141.46	152.76	163.67	174.05	183.71	83.5	618.4	1407.96	
4 1/8	16.93	30.09	50.32	79.66	120.39	176.20	182.83	199.13	215.05	230.40	245.01	258.61	108.5	871.6	1982.40	
5 1/8	30.35	53.85	89.97	142.32	214.82	313.91	325.75	354.81	383.16	410.51	436.55	460.78	169.1	1554.2	3525.99	
6 1/8	48.89	86.74	144.47	228.50	344.70	502.77	521.74	568.28	613.69	657.49	699.20	738.00	243.1	2497.7	5648.67	
8 1/8	101.60	179.88	299.39	472.46	710.75	1037.34	1076.62	1172.66	1266.36	1356.75	1442.81	1522.89	424.6	5159.7	11660.71	
Steel																
IPS SCH																
3/8	80	0.04	0.07	0.11	0.18	0.27	0.39	0.40	0.44	0.47	0.51	0.54	0.57	1.3	1.9	4.3
1/2	80	0.08	0.14	0.22	0.35	0.53	0.76	0.79	0.86	0.93	0.99	1.06	1.12	2.1	3.8	8.5
3/4	80	0.18	0.31	0.51	0.79	1.18	1.71	1.78	1.93	2.09	2.24	2.38	2.51	3.9	8.6	19.2
1	80	0.35	0.60	0.99	1.55	2.32	3.36	3.48	3.79	4.09	4.38	4.66	4.92	6.5	16.9	37.5
1 1/4	80	0.75	1.30	2.13	3.33	4.97	7.20	7.45	8.12	8.77	9.39	9.99	10.54	11.6	36.3	80.3
1 1/2	80	1.14	1.98	3.26	5.08	7.57	10.96	11.35	12.37	13.35	14.31	15.21	16.06	16.0	55.3	122.3
2	40	2.65	4.61	7.55	11.78	17.57	25.45	26.36	28.71	31.01	33.22	35.33	37.29	30.4	128.4	283.5
2 1/2	40	4.23	7.34	12.04	18.74	27.94	40.49	41.93	45.67	49.32	52.84	56.19	59.31	43.3	204.7	450.9
3	40	7.48	12.98	21.26	33.11	49.37	71.55	74.10	80.71	87.16	93.38	99.31	104.82	66.9	361.6	796.8
4	40	15.30	26.47	43.34	67.50	100.66	145.57	150.75	164.20	177.32	189.98	202.03	213.24	115.3	735.6	1623.0
5	40	27.58	47.78	78.24	121.87	181.32	262.52	272.21	296.49	320.19	343.04	364.80	385.05	181.1	1328.2	2927.2
6	40	44.58	77.26	126.52	197.09	293.24	424.04	439.72	478.94	517.21	554.13	589.28	621.99	261.7	2148.0	4728.3
8	40	91.40	158.09	258.81	402.66	599.91	867.50	898.42	978.56	1056.75	1132.18	1203.99	1270.82	453.2	4394.4	9674.1
10	40	165.52	286.19	468.14	728.40	1083.73	1569.40	1625.34	1770.31	1911.78	2048.23	2178.15	2299.05	714.4	7938.5	17,477.4
12	ID ^b	264.36	457.37	748.94	1163.62	1733.87	2507.30	2600.54	2832.50	3058.84	3277.16	3485.04	3678.47	1024.6	12,681.8	27,963.7
14	30	342.81	592.13	968.21	1506.59	2244.98	3246.34	3362.07	3661.96	3954.59	4236.83	4505.59	4755.67	1249.2	16,419.6	36,152.5
16	30	493.87	852.84	1395.24	2171.13	3230.27	4678.48	4845.26	5277.44	5699.16	6105.92	6493.24	6853.65	1654.7	23,662.2	52,101.2

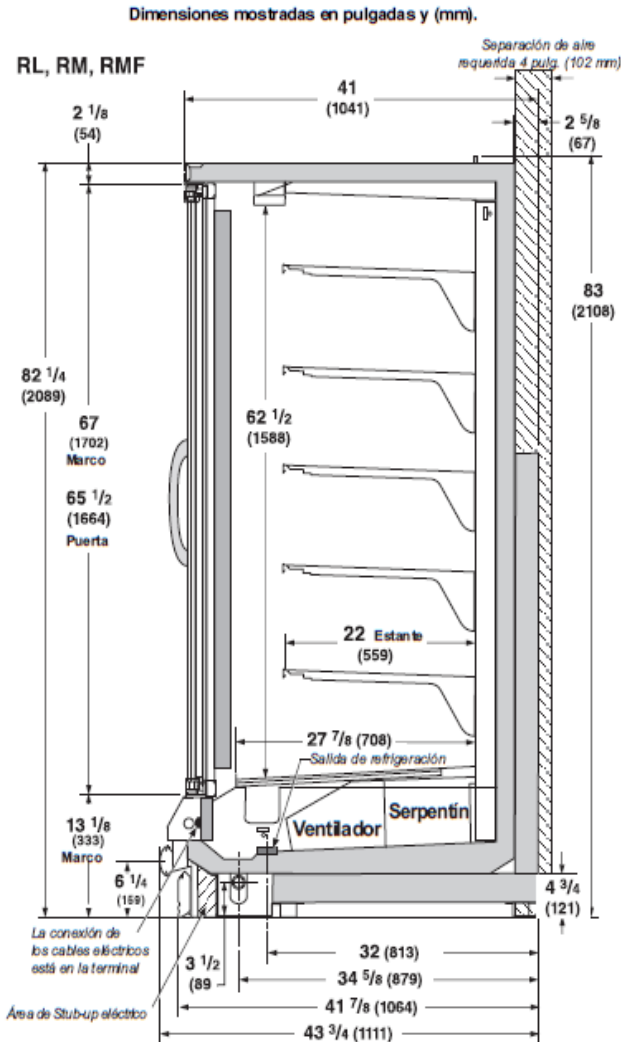
11.6. Ficha técnica de mueble refrigerado modelo RLN

Modelos Reach-In de 2, 3, 4 y 5 puertas



Los exhibidores refrigerados Hussmann configurados para venta y uso en los Estados Unidos cumplen o exceden los requisitos de las normas para economizar energía de 2012 del Departamento de Energía.

La configuración estándar "Reach-In" tiene puertas Innovator I, motores de ventilador economizadores de energía y luces LED verticales EcoShine II.



Certificación NSF

Este modelo de exhibidor se fabrica para cumplir con los requisitos del Estándar No. 7 de ANSI/NSF (National Sanitation Foundation) en cuanto a construcción, materiales y facilidad de limpieza.

RL con Puertas Innovator o Puertas Innovator III Baja temperatura

DATOS DE REFRIGERACIÓN

Nota: Los datos se basan en una temperatura de almacenamiento y una humedad que no excedan los 75°F (23.89°C) y una H.R. del 55%.

	2, 3, 4, 5 puertas		1 puerta	
	FF	IC	FF	IC
Aire de descarga (°F)	-5	-12	2	-5
Evaporador (°F)	-11	-19	-11	-19
Capacidad de la unidad (°F)	-14	-22	-14	-22
Btu/hr/puerta*				
INNOVATOR				
Paralelo	955	1065	1095	1200
Convencional	970	1085	1115	1225
INNOVATOR III				
Paralelo	935	1035	1075	1165
Convencional	955	1055	1100	1190

* LED opcional EcoShine 27W agregue 20 Btu/hr/puerta.

DATOS DE DESCONGELAMIENTO

TODOS	FF	IC
Frecuencia (hr)	24	24
Agua de descongelamiento (libra/puerta/día)	1.2	1.2

(± 15% está basado en la configuración del gabinete y el aprovisionamiento del producto).

ELÉCTRICO	FF	IC
Temp Term (°F)	48°	48°
Protección contra fallas (minutos)	45	45

GAS	FF	IC
Duración (minutos)	20	20

TIEMPO DE APAGADO No recomendado

CONTROLES CONVENCIONALES

Control de contraflujo de presión baja	FF	IC
C/CO (Temp °F)**	-18° -34°	-26° -45°

Solamente la unidad de interiores, terminación de descongelamiento a presión (Temp °F)** No recomendado

**Use una tabla de presión de temperatura para determinar las conversiones PSIG.

Carga estimada ***	RL
1 puerta	0.9 lb 14 oz 0.4 kg
2 puertas	1.8 lb 29 oz 0.8 kg
3 puertas	2.7 lb 43 oz 1.2 kg
4 puertas	3.6 lb 58 oz 1.6 kg
5 puertas	4.6 lb 74 oz 2.1 kg

***Este es un promedio para todos los tipos de refrigerantes. La carga de refrigerante real puede variar en aproximadamente media libra (8 oz / 0.2 kg).

Fuente: WWW.Hussmann.com/es

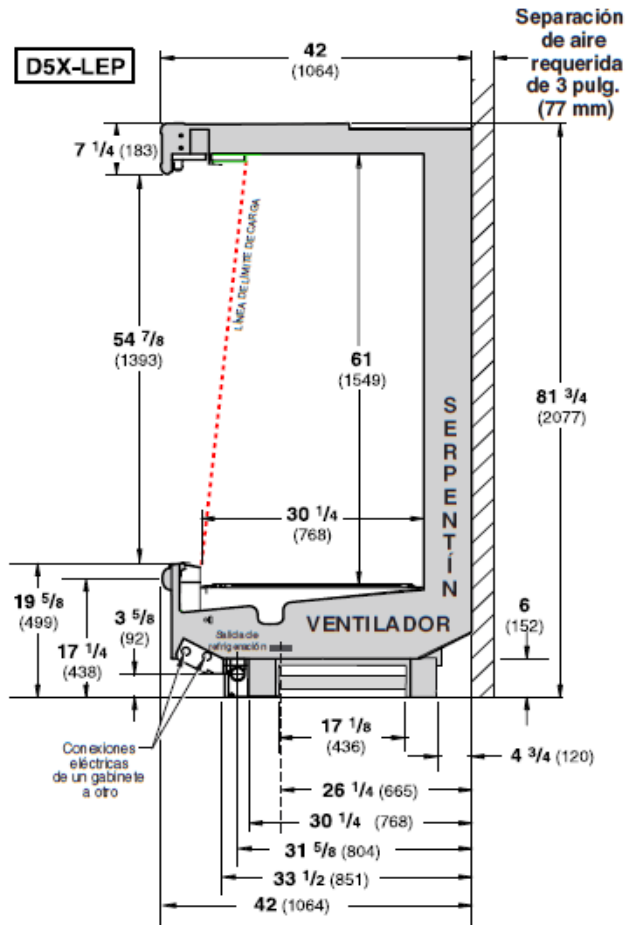
11.7. Ficha técnica de mueble refrigerado D5X-LEP

Exhibidor de múltiples plataformas, 5 niveles de exhibición y frente bajo



Los exhibidores refrigerados Hussmann configurados para venta y uso en los Estados Unidos cumplen o exceden los requisitos de las normas para economizar energía de 2012 del Departamento de Energía (DOE).

Dimensiones mostradas en pulg. y (mm).



Certificación NSF

Este modelo de exhibidor se fabrica para cumplir con los requisitos del Estándar N° 7 de ANSI/NSF (National Sanitation Foundation) en cuanto a construcción, materiales y facilidad de limpieza.

Excel D5X-LEP

Productos lácteos y deli

DATOS DE REFRIGERACIÓN

Nota: Los datos se basan en una temperatura y humedad en la tienda que no exceden los 75°F y una H.R. del 55%.

D5X-LEP	SI ILUMINACIÓN	CI ILUMINACIÓN	PEG*
Aire de descarga °F	32	30	30
Evaporador °F	28	26	26
Capacidad de la unidad °F	26	24	24

Btu/hr/pie — Estantes sin iluminación†

D5X-LEP	Paralelo	Convencional
SIN ILUMINACIÓN	1263	1338
PEG*	1418	1503

* Estantes Peg de Hussmann (solo Deli).

† Agregue 10 Btu/hr/pie por hilera de estantes para los accesorios LED.
Agregue 20 Btu/hr/pie por hilera de estantes para las lámparas fluorescentes.

DATOS DE DESCONGELAMIENTO

Frecuencia (hr)	8
Agua de descongelamiento (lb/pie/día)	10.5
(± 15% está basado en la configuración de los gabinetes y el aprovisionamiento del producto).	

TIEMPO DE APAGADO	D5X-LEP
Tiempo (minutos)	30

ELÉCTRICO O A GAS No se recomienda

CONTROLES CONVENCIONALES

Control de contraflujo de presión baja	
CI/CO**	D5X-LEP 19 °F / 9 °F

Solo unidad en interiores, terminación de descongelamiento a presión** 48°F

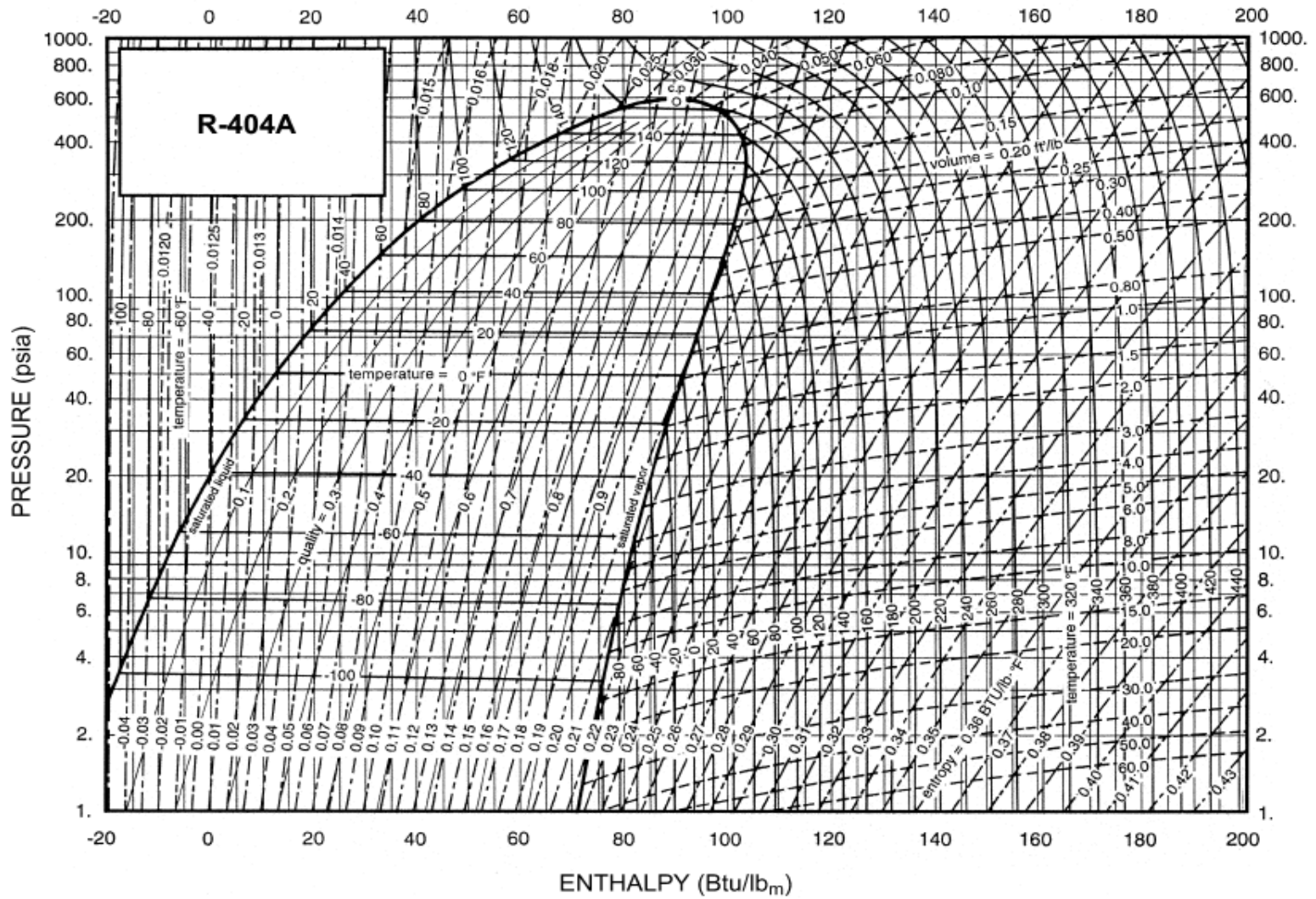
** Use un a tabla de presión de temperatura para determinar las conversiones PSIG.

Carga estimada ***	D5X-LEP	
4 pies	1.9 lb	30 oz
6 pies	2.8 lb	45 oz
8 pies	3.7 lb	59 oz
10 pies	4.7 lb	75 oz
12 pies	5.1 lb	82 oz

*** Este es un promedio para todos los tipos de refrigerantes. La carga de refrigerante real puede variar en aproximadamente media libra (8 oz/0.2 kg).

Fuente: WWW.Hussmann.com/es

11.8. Diagrama de presión – entalpía para refrigerante R404a



11.9. Propiedades termodinámicas del refrigerante 404a








Thermophysical Properties of Refrigerants

20.25

Refrigerant 404A [R-125/143a/134a (44/52/4)] Properties of the Liquid on the Bubble Line and Vapor on the Dew Line

Pres- sure, psia	Temp., °F		Density, Volume lb/R ³ ft ³ /lb		Enthalpy, Btu/lb		Entropy, Btu/lb·°F		Specific Heat c_p Btu/lb·°F		c_p/c_v	Vel. of Sound, ft/s		Viscosity, lb _m /ft·h		Thermal Cond., Btu/h·ft·°F		Surface Tension, dyne/cm	Pres- sure, psia
	Bubble	Dew	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor		Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor		
1.00	-130.39	-128.34	89.49	36.1508	-25.77	71.14	-0.06894	0.22484	0.2751	0.1549	1.161	3077.	43.94	1.6838	0.0178	0.0701	0.00360	17.40	1.00
1.50	-120.83	-118.88	88.56	24.7288	-23.13	72.51	-0.06105	0.22074	0.2766	0.1584	1.160	2987.	44.42	1.5074	0.0183	0.0684	0.00378	16.90	1.50
2.00	-113.63	-111.76	87.86	18.8932	-21.14	73.55	-0.05522	0.21796	0.2779	0.1610	1.159	2921.	44.77	1.3938	0.0187	0.0671	0.00391	16.51	2.00
2.50	-107.80	-105.98	87.29	15.3350	-19.51	74.39	-0.05057	0.21588	0.2790	0.1633	1.159	2867.	45.04	1.3116	0.0191	0.0661	0.00403	16.19	2.50
3.00	-102.86	-101.09	86.81	12.9318	-18.13	75.11	-0.04667	0.21424	0.2801	0.1652	1.158	2822.	45.26	1.2478	0.0193	0.0652	0.00412	15.92	3.00
4.00	-94.72	-93.02	86.00	9.8828	-15.84	76.30	-0.04033	0.21175	0.2819	0.1685	1.158	2749.	45.61	1.1529	0.0198	0.0638	0.00429	15.47	4.00
5.00	-88.09	-86.45	85.34	8.0221	-13.97	77.26	-0.03525	0.20991	0.2835	0.1712	1.159	2689.	45.87	1.0837	0.0202	0.0627	0.00442	15.09	5.00
6.00	-82.47	-80.87	84.78	6.7646	-12.37	78.08	-0.03099	0.20847	0.2849	0.1737	1.159	2639.	46.08	1.0299	0.0205	0.0618	0.00451	14.77	6.00
7.00	-77.56	-75.99	84.28	5.8562	-10.97	78.80	-0.02730	0.20729	0.2862	0.1758	1.160	2596.	46.25	0.9860	0.0207	0.0610	0.00462	14.48	7.00
8.00	-73.18	-71.65	83.84	5.1681	-9.71	79.43	-0.02403	0.20630	0.2874	0.1778	1.161	2557.	46.39	0.9493	0.0210	0.0603	0.00471	14.22	8.00
10.00	-65.59	-64.12	83.06	4.1930	-7.52	80.53	-0.01843	0.20472	0.2895	0.1813	1.162	2491.	46.62	0.8902	0.0214	0.0591	0.00488	13.77	10.00
12.00	-59.13	-57.70	82.39	3.5336	-5.64	81.47	-0.01371	0.20349	0.2914	0.1844	1.164	2434.	46.79	0.8440	0.0217	0.0581	0.00503	13.38	12.00
14.00	-53.48	-52.08	81.79	3.0571	-3.99	82.28	-0.00962	0.20250	0.2931	0.1872	1.166	2385.	46.93	0.8063	0.0220	0.0572	0.00516	13.04	14.00
14.70b	-51.66	-50.27	81.60	2.9207	-3.45	82.55	-0.00813	0.20220	0.2937	0.1881	1.166	2369.	46.97	0.7947	0.0221	0.0569	0.00520	12.93	14.70
16.00	-48.43	-47.06	81.26	2.6959	-2.50	83.01	-0.00599	0.20168	0.2947	0.1898	1.168	2341.	47.03	0.7745	0.0223	0.0564	0.00527	12.73	16.00
18.00	-43.85	-42.51	80.77	2.4125	-1.14	83.66	-0.00273	0.20098	0.2962	0.1922	1.169	2302.	47.12	0.7473	0.0225	0.0557	0.00538	12.45	18.00
20.00	-39.65	-38.34	80.32	2.1840	0.10	84.26	0.00025	0.20038	0.2977	0.1945	1.171	2265.	47.18	0.7234	0.0227	0.0551	0.00548	12.18	20.00
22.00	-35.77	-34.48	79.90	1.9956	1.26	84.81	0.00298	0.19985	0.2990	0.1966	1.173	2232.	47.23	0.7022	0.0230	0.0545	0.00558	11.94	22.00
24.00	-32.16	-30.89	79.50	1.8376	2.35	85.32	0.00552	0.19938	0.3003	0.1986	1.175	2201.	47.27	0.6831	0.0231	0.0540	0.00566	11.71	24.00
26.00	-28.77	-27.52	79.13	1.7031	3.37	85.79	0.00789	0.19896	0.3015	0.2006	1.177	2172.	47.31	0.6659	0.0233	0.0535	0.00575	11.50	26.00
28.00	-25.58	-24.35	78.78	1.5872	4.33	86.24	0.01011	0.19858	0.3027	0.2024	1.179	2144.	47.33	0.6502	0.0235	0.0530	0.00583	11.29	28.00
30.00	-22.56	-21.35	78.44	1.4862	5.25	86.66	0.01221	0.19824	0.3038	0.2042	1.181	2118.	47.34	0.6357	0.0237	0.0526	0.00590	11.10	30.00
32.00	-19.69	-18.49	78.12	1.3974	6.13	87.05	0.01419	0.19793	0.3049	0.2059	1.183	2093.	47.35	0.6224	0.0238	0.0521	0.00598	10.92	32.00
34.00	-16.96	-15.77	77.81	1.3186	6.96	87.43	0.01607	0.19764	0.3060	0.2076	1.185	2070.	47.36	0.6100	0.0240	0.0517	0.00605	10.74	34.00
36.00	-14.35	-13.18	77.51	1.2484	7.77	87.78	0.01787	0.19738	0.3071	0.2093	1.187	2048.	47.35	0.5984	0.0241	0.0514	0.00611	10.57	36.00
38.00	-11.85	-10.69	77.22	1.1852	8.54	88.12	0.01959	0.19713	0.3081	0.2108	1.189	2026.	47.35	0.5876	0.0243	0.0510	0.00617	10.41	38.00
40.00	-9.44	-8.30	76.94	1.1282	9.28	88.45	0.02123	0.19690	0.3091	0.2124	1.191	2005.	47.34	0.5774	0.0244	0.0507	0.00624	10.25	40.00
42.00	-7.13	-5.99	76.68	1.0764	10.00	88.76	0.02281	0.19669	0.3101	0.2139	1.193	1985.	47.33	0.5677	0.0244	0.0503	0.00638	10.10	42.00
44.00	-4.90	-3.77	76.41	1.0291	10.69	89.06	0.02433	0.19649	0.3110	0.2154	1.195	1966.	47.31	0.5586	0.0245	0.0500	0.00644	9.96	44.00
46.00	-2.74	-1.63	76.16	0.9858	11.36	89.35	0.02579	0.19630	0.3120	0.2168	1.197	1948.	47.29	0.5500	0.0247	0.0497	0.00650	9.82	46.00
48.00	-0.66	0.44	75.91	0.9460	12.02	89.62	0.02721	0.19612	0.3129	0.2183	1.199	1930.	47.27	0.5418	0.0248	0.0494	0.00656	9.68	48.00
50.00	1.36	2.45	75.67	0.9092	12.65	89.89	0.02858	0.19595	0.3138	0.2197	1.202	1912.	47.25	0.5340	0.0249	0.0491	0.00661	9.55	50.00
55.00	6.15	7.22	75.10	0.8286	14.16	90.52	0.03181	0.19557	0.3160	0.2231	1.207	1871.	47.18	0.5159	0.0252	0.0485	0.00675	9.23	55.00
60.00	10.62	11.67	74.55	0.7610	15.58	91.09	0.03482	0.19523	0.3182	0.2263	1.212	1833.	47.10	0.4996	0.0255	0.0478	0.00688	8.93	60.00
65.00	14.82	15.85	74.04	0.7035	16.92	91.63	0.03763	0.19493	0.3203	0.2295	1.217	1796.	47.02	0.4849	0.0257	0.0473	0.00700	8.66	65.00
70.00	18.78	19.79	73.54	0.6538	18.20	92.12	0.04028	0.19466	0.3223	0.2326	1.223	1762.	46.92	0.4714	0.0260	0.0467	0.00712	8.39	70.00
75.00	22.53	23.52	73.06	0.6106	19.41	92.59	0.04278	0.19441	0.3244	0.2357	1.228	1730.	46.82	0.4589	0.0262	0.0462	0.00723	8.14	75.00
80.00	26.09	27.07	72.61	0.5725	20.58	93.02	0.04516	0.19417	0.3264	0.2387	1.234	1699.	46.71	0.4473	0.0264	0.0457	0.00735	7.91	80.00
85.00	29.50	30.46	72.16	0.5388	21.69	93.43	0.04742	0.19396	0.3283	0.2416	1.239	1669.	46.60	0.4366	0.0267	0.0452	0.00746	7.68	85.00
90.00	32.75	33.70	71.73	0.5087	22.76	93.82	0.04958	0.19376	0.3303	0.2445	1.245	1641.	46.48	0.4265	0.0269	0.0448	0.00756	7.46	90.00
95.00	35.87	36.81	71.32	0.4816	23.80	94.18	0.05165	0.19357	0.3322	0.2474	1.251	1613.	46.36	0.4170	0.0271	0.0444	0.00767	7.25	95.00
100.00	38.87	39.79	70.91	0.4572	24.80	94.53	0.05364	0.19339	0.3341	0.2503	1.257	1587.	46.23	0.4081	0.0273	0.0440	0.00777	7.05	100.00
110.00	44.55	45.45	70.13	0.4147	26.71	95.16	0.05739	0.19305	0.3380	0.2559	1.269	1537.	45.97	0.3917	0.0276	0.0432	0.00798	6.67	110.00
120.00	49.86	50.73	69.39	0.3790	28.51	95.74	0.06089	0.19274	0.3418	0.2616	1.282	1490.	45.70	0.3768	0.0280	0.0425	0.00818	6.32	120.00
130.00	54.84	55.69	68.67	0.3487	30.22	96.26	0.06418	0.19245	0.3457	0.2673	1.296	1446.	45.42	0.3632	0.0284	0.0418	0.00838	5.99	130.00
140.00	59.55	60.37	67.97	0.3225	31.85	96.74	0.06728	0.19217	0.3496	0.2730	1.310	1403.	45.13	0.3508	0.0287	0.0412	0.00858	5.68	140.00
150.00	64.01	64.81	67.30	0.2996	33.41	97.17	0.07022	0.19189	0.3535	0.2789	1.324	1363.	44.83	0.3392	0.0291	0.0406	0.00877	5.38	150.00
160.00	68.25	69.04	66.64	0.2795	34.91	97.57	0.07302	0.19163	0.3576	0.2848	1.340	1325.	44.53	0.3285	0.0294	0.0400	0.00897	5.10	160.00
170.00	72.30	73.07	66.00	0.2616	36.36	97.93	0.07570	0.19136	0.3617	0.2909	1.356	1288.	44.22	0.3184	0.0297	0.0395	0.00917	4.84	170.00
180.00	76.18	76.93	65.37	0.2457	37.75	98.25	0.07826	0.19110	0.3659	0.2972	1.373	1252.	43.91	0.3090	0.0301	0.0390	0.00937	4.58	180.00
190.00	79.89	80.63	64.75	0.2313	39.11	98.55	0.08073	0.19083	0.3703	0.3036	1.391	1218.	43.60	0.3000	0.0304	0.0385	0.00958	4.34	190.00
200.00	83.47	84.18	64.14	0.2183	40.42	98.82	0.08311	0.19057	0.3748	0.3103	1.410	1185.	43.27	0.2916	0.0307	0.0380	0.00979	4.11	200.00
220.00	90.23	90.91	62.95	0.1957	42.95	99.29	0.08762	0.19002	0.3844	0.3246	1.452	1121.	42.62	0.2759	0.0314	0.0371	0.01022	3.68	220.00
240.00	96.54	97.20	61.78	0.1767	45.36	99.66	0.09187	0.18944	0.3948	0.3402	1.499	1060.	41.95	0.2615	0.0320	0.0362	0.01067	3.28	240.00
260.00	102.47	103.10	60.62	0.1604	47.67	99.94	0.09590	0.188											

11.10. Pérdidas por accesorios en pies de tubería equivalente

Nominal pipe or tube size, in.	Smooth bend elbows							Smooth bend tees		
	90° Std*	90° Long-radius†	90° Street*	45° Std*	45° Street*	180° Std*	Flow-through branch	Straight-through flow		
								No reduction	Reduced 1/4	Reduced 1/2
3/8	1.4	0.9	2.3	0.7	1.1	2.3	2.7	0.9	1.2	1.4
1/2	1.6	1.0	2.5	0.8	1.3	2.5	3.0	1.0	1.4	1.6
3/4	2.0	1.4	3.2	0.9	1.6	3.2	4.0	1.4	1.9	2.0
1	2.6	1.7	4.1	1.3	2.1	4.1	5.0	1.7	2.2	2.6
1 1/4	3.3	2.3	5.6	1.7	3.0	5.6	7.0	2.3	3.1	3.3
1 1/2	4.0	2.6	6.3	2.1	3.4	6.3	8.0	2.6	3.7	4.0
2	5.0	3.3	8.2	2.6	4.5	8.2	10.0	3.3	4.7	5.0
2 1/2	6.0	4.1	10.0	3.2	5.2	10.0	12.0	4.1	5.6	6.0
3	7.5	5.0	12.0	4.0	6.4	12.0	15.0	5.0	7.0	7.5
3 1/2	9.0	5.9	15.0	4.7	7.3	15.0	18.0	5.9	8.0	9.0
4	10.0	6.7	17.0	5.2	8.5	17.0	21.0	6.7	9.0	10.0
5	13.0	8.2	21.0	6.5	11.0	21.0	25.0	8.2	12.0	13.0
6	16.0	10.0	25.0	7.9	13.0	25.0	30.0	10.0	14.0	16.0
8	20.0	13.0	—	10.0	—	33.0	40.0	13.0	18.0	20.0
10	25.0	16.0	—	13.0	—	42.0	50.0	16.0	23.0	25.0
12	30.0	19.0	—	16.0	—	50.0	60.0	19.0	26.0	30.0
14	34.0	23.0	—	18.0	—	55.0	68.0	23.0	30.0	34.0
16	38.0	26.0	—	20.0	—	62.0	78.0	26.0	35.0	38.0
18	42.0	29.0	—	23.0	—	70.0	85.0	29.0	40.0	42.0
20	50.0	33.0	—	26.0	—	81.0	100.0	33.0	44.0	50.0
24	60.0	40.0	—	30.0	—	94.0	115.0	40.0	50.0	60.0

Fuente: ASHRAE Refrigeration Handbook 2010

11.11. Pérdidas por válvulas en pies de tubería equivalente

Nominal pipe or tube size, in.	Globe*	60°-Y	45°-Y	Angle*	Gate†	Swing check‡	Lift check
3/8	17	8	6	6	0.6	5	
1/2	18	9	7	7	0.7	6	Globe and vertical lift same as globe valves§
3/4	22	11	9	9	0.9	8	
1	29	15	12	12	1.0	10	
1 1/4	38	20	15	15	1.5	14	
1 1/2	43	24	18	18	1.8	16	
2	55	30	24	24	2.3	20	
2 1/2	69	35	29	29	2.8	25	
3	84	43	35	35	3.2	30	
3 1/2	100	50	41	41	4.0	35	
4	120	58	47	47	4.5	40	
5	140	71	58	58	6	50	
6	170	88	70	70	7	60	
8	220	115	85	85	9	80	
10	280	145	105	105	12	100	Angle lift same as angle valve
12	320	165	130	130	13	120	
14	360	185	155	155	15	135	
16	410	210	180	180	17	150	
18	460	240	200	200	19	165	
20	520	275	235	235	22	200	
24	610	320	265	265	25	240	

Fuente: ASHRAE Refrigeration Handbook 2010

11.12. Información técnica para tubería de cobre tipo L sin costura según norma ASTM B88

ASTM B88 – TYPE L – DRAWN											
Nominal Size	Actual Size	Outside Diameter		Wall Thickness		Lineal Weight		Form	Temper	Safe Working Pressure	
		in	[mm]	in	[mm]	lb/ft	[kg/m]			@≤250°F	@≤121°C
¼"	⅜"	0.375	[9.52]	0.030	[0.76]	0.126	[0.187]	5.8m Straight	Drawn	1569	[10824]
⅜"	½"	0.5	[12.7]	0.035	[0.89]	0.198	[0.295]	5.8m Straight	Drawn	1341	[9249]
½"	⅝"	0.625	[15.9]	0.040	[1.02]	0.285	[0.425]	5.8m Straight	Drawn	1242	[8564]
½"	⅝"	0.625	[15.9]	0.040	[1.02]	0.285	[0.425]	6.1m Straight	Drawn	1242	[8564]
⅝"	¾"	0.75	[19.1]	0.042	[1.07]	0.362	[0.54]	5.8m Straight	Drawn	1086	[7492]
¾"	7⁄8"	0.875	[22.2]	0.045	[1.14]	0.453	[0.676]	5.8m Straight	Drawn	1002	[6908]
¾"	7⁄8"	0.875	[22.2]	0.045	[1.14]	0.453	[0.676]	6.1m Straight	Drawn	1002	[6908]
1"	1 1⁄8"	1.125	[28.6]	0.050	[1.27]	0.654	[0.975]	5.8m Straight	Drawn	850	[5863]
1"	1 1⁄8"	1.125	[28.6]	0.050	[1.27]	0.654	[0.975]	6.1m Straight	Drawn	850	[5863]
1 ¼"	1 3⁄8"	1.375	[34.9]	0.055	[1.40]	0.881	[1.31]	5.8m Straight	Drawn	755	[5206]
1 ½"	1 5⁄8"	1.625	[41.3]	0.060	[1.52]	1.142	[1.70]	5.8m Straight	Drawn	702	[4844]
2"	2 1⁄8"	2.125	[54.0]	0.070	[1.78]	1.749	[2.61]	5.8m Straight	Drawn	625	[4310]
2 ½"	2 5⁄8"	2.625	[66.7]	0.080	[2.03]	2.475	[3.69]	5.8m Straight	Drawn	577	[3981]
3"	3 1⁄8"	3.125	[79.4]	0.090	[2.29]	3.320	[4.95]	5.8m Straight	Drawn	545	[3758]
3 ½"	3 5⁄8"	3.625	[92.1]	0.100	[2.54]	4.284	[6.39]	5.8m Straight	Drawn	522	[3597]
4"	4 1⁄8"	4.125	[104.8]	0.110	[2.79]	5.368	[8.01]	6.1m Straight	Drawn	504	[3475]
5"	5 1⁄8"	5.125	[130.2]	0.125	[3.18]	7.596	[11.33]	6.1m Straight	Drawn	462	[3187]
6"	6 1⁄8"	6.125	[155.6]	0.140	[3.56]	10.183	[15.19]	6.1m Straight	Drawn	431	[2971]
8"	8 1⁄8"	8.125	[206.4]	0.200	[5.08]	19.261	[28.72]	6.1m Straight	Drawn	465	[3203]

11.13. Datos de fabricante para condensadores enfriados por aire modelos LAVE de Krack®

1/2 H.P. 575 RPM - ONE FAN WIDE														
MODEL	TOTAL HEAT OF REJECTION (MBH)								AIR FLOW (CFM)	CONDENSER CHARGE R-404A (LBS)		EST SOUND 10' (dBA)	SHIP WEIGHT (LBS)	AVAIL CIRCUITS
	R-22				R-404A, R-507					SUMMER	WINTER			
	TEMPERATURE DIFFERENCE				TEMPERATURE DIFFERENCE									
	10°F	15°F	20°F	25°F	10°F	15°F	20°F	25°F						
LAVE 112 08	33.2	49.8	66.4	83.0	32.3	48.4	64.6	80.7	6480	5	17	52	437	34
LAVE 112 10	37.2	55.8	74.4	93.0	36.2	54.3	72.4	90.5	6420	5	17	52	439	34
LAVE 112 12	40.4	60.6	80.8	101.0	39.3	58.9	78.6	98.2	6360	5	17	52	444	34
LAVE 113 08	43.8	65.7	87.6	109.5	42.6	63.9	85.2	106.5	6300	7	24	52	466	34
LAVE 113 10	47.9	71.8	95.8	119.7	46.6	69.9	93.2	116.5	6200	7	24	52	469	34
LAVE 113 12	50.6	75.9	101.2	126.5	47.2	70.8	94.4	118.0	6100	7	24	52	478	34
LAVE 114 08	53.1	79.6	106.2	132.7	51.7	77.5	103.4	129.2	6105	8	31	52	495	34
LAVE 114 10	55.9	83.8	111.8	139.7	54.4	81.6	108.8	136.0	5975	8	31	52	499	34
LAVE 114 12	58.1	87.1	116.2	145.2	56.6	84.9	113.2	141.5	5835	8	31	52	508	34
LAVE 122 08	66.5	99.7	133.0	166.2	64.7	97.0	129.4	161.7	12960	9	31	55	718	34
LAVE 122 10	74.4	111.6	148.8	186.0	72.3	108.4	144.6	180.7	12840	9	31	55	721	34
LAVE 122 12	80.9	121.3	161.8	202.2	78.7	118.0	157.4	196.7	12720	9	31	55	729	34
LAVE 123 08	87.5	131.2	175.0	218.7	85.1	127.6	170.2	212.7	12600	12	45	55	773	34
LAVE 123 10	95.8	143.7	191.6	239.5	93.2	139.8	186.4	233.0	12400	12	45	55	779	34
LAVE 123 12	101.2	151.8	202.4	253.0	98.4	147.6	196.8	246.0	12200	12	45	55	792	34
LAVE 124 08	106.3	159.4	212.6	265.7	103.4	155.1	206.8	258.5	12260	15	58	55	830	34
LAVE 124 10	111.7	167.5	223.4	279.2	108.7	163.0	217.4	271.7	11950	15	58	55	838	34
LAVE 124 12	116.3	174.4	232.6	290.7	113.2	169.8	226.4	283.0	11670	15	58	55	855	34
LAVE 132 10	111.5	167.2	223.0	278.7	108.5	162.7	217.0	271.2	19260	14	46	57	1041	34
LAVE 132 12	121.3	181.9	242.6	303.5	118.0	177.0	236.0	295.0	19080	14	46	57	1060	34
LAVE 133 08	138.1	207.1	276.2	345.2	134.3	201.4	268.6	335.7	18900	18	67	57	1126	34
LAVE 133 10	143.6	215.4	287.2	359.0	139.8	209.7	279.6	349.5	18600	18	67	57	1135	34
LAVE 133 12	152.0	228.0	304.0	380.0	147.9	221.8	295.8	369.7	18300	18	67	57	1153	34
LAVE 134 08	159.6	239.4	319.2	399.0	155.3	232.9	310.6	388.2	18315	23	87	57	1210	34
LAVE 134 10	167.6	251.4	335.2	419.0	163.0	244.5	326.0	407.5	17925	23	87	57	1223	34
LAVE 134 12	174.7	262.0	349.4	436.7	170.0	255.0	340.0	425.0	17505	23	87	57	1247	34
LAVE 143 08	174.8	262.2	349.6	437.0	170.0	255.0	340.0	425.0	25200	23	87	58	1437	34
LAVE 143 10	191.5	287.2	383.0	478.7	186.3	279.4	372.6	465.7	24800	23	87	58	1449	34
LAVE 143 12	202.4	303.6	404.8	506.0	197.0	295.5	394.0	492.5	24400	23	87	58	1474	34
LAVE 144 08	212.5	318.7	425.0	531.2	206.8	310.2	413.6	517.0	24420	29	114	58	1550	34
LAVE 144 10	223.4	335.1	446.8	558.5	217.4	326.1	434.8	543.5	23900	29	114	58	1566	34
LAVE 144 12	233.1	349.6	466.2	582.7	226.8	340.2	453.6	567.0	23340	29	114	58	1599	34
LAVE 153 08	231.9	347.8	463.8	579.7	225.6	338.4	451.2	564.0	31500	27	107	59	2020	34
LAVE 153 10	254.0	381.0	508.0	635.0	247.1	370.6	494.2	617.7	31000	27	107	59	2035	34
LAVE 153 12	270.3	405.4	540.6	675.7	263.0	394.5	526.0	657.5	30500	27	107	59	2066	34
LAVE 154 08	270.9	406.3	541.8	677.2	263.6	395.4	527.2	659.0	30525	35	141	59	2160	34
LAVE 154 10	289.8	434.7	579.6	724.5	282.0	423.0	564.0	705.0	28875	35	141	59	2181	34
LAVE 154 12	300.3	450.4	600.6	750.7	292.2	438.3	584.4	730.5	29175	35	141	59	2222	34

Fuente: <http://www.krack.com/en/tech-info/Pages/default.aspx>

11.14. Ficha técnica de separador de aceite seleccionado

Nomenclature example: AW 5582 4

A	W	5582	4
Series	W = Welded F = Flanged	Model Number	Connection Size (in 1/8")

Specifications

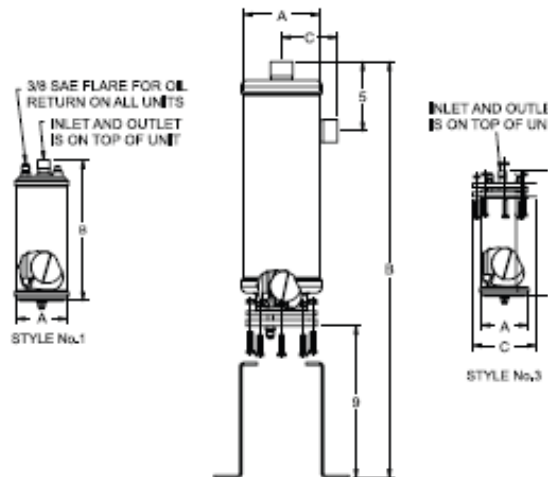
- Maximum working pressure: 450 psi
- UL/CUL file number: SA10468

Ordering Information* and Capacity Table

Description				R-12				R-22/R-407C				R-502				R-134a				R-404A/R-507			
FLANGED	PCN	SEALED	PCN	-40 FIC		40F (4C)		-40FIC		40F (4C)		-40FIC		40F (4C)		-40FIC		40F (4C)		-40FIC		40F (4C)	
				Tons	kW	Tons	kW	Tons	kW	Tons	kW	Tons	kW	Tons	kW	Tons	kW	Tons	kW	Tons	kW	Tons	kW
A-F 58824	060877	A-W 55824	060933	1	3.5	1.5	5.3	1.5	5.3	2	7.1	1.5	5.3	2	7.08	1	3.5	1.8	6.2	1.5	5.3	2	7.0
A-F 58855	060878	A-W 55855	060934	3	10.6	4	14.2	4.5	15.9	5.5	19.5	4.8	16.8	5.8	20.4	3.3	11.5	4.5	15.9	4	14.2	5.5	19.0
A-F 58877	060879	A-W 55877	060931	4.5	15.9	5.5	19.5	7	24.8	8	28.3	7.5	26.6	8.5	30.1	4.8	16.8	6.5	23	6.5	23	8.5	30.0
A-F 58889	060759	A-W 55889	060974	6	21.2	7.5	26.6	9	31.9	11	37.2	9.5	33.6	11.5	40.7	6.5	23	8.5	30.1	8.5	30.1	11	38.0
A-F 589011	060760	A-W 559011	060930	7.5	26.6	10	35.4	11.5	40.7	14	47.8	12	42.5	14.5	51.3	8	28.3	11.5	40.7	10.5	37.2	14	49.0
A-F 589213	060761	A-W 559213	060975	9	31.9	11.5	40.7	14	49.6	18	62	16	56.6	17.5	62	9.5	33.6	13.3	46.9	14	49.6	17	60.0
-	-	A-W 569011	060978	9	31.7	12	42.3	13	45.8	14	49.8	15	52.8	20	70.4	9.5	33.4	13.7	48.2	11	38.7	19	66.9
A-F 579213	060875	A-W 569213	060979	11	38.9	14	49.6	16	56.6	18	63.7	20	70.8	24	85	11.8	41.6	16	56.6	17.5	62	23	81
A-F 579417	060876	A-W 569417	060980	17	60.2	22	77.9	25	88.5	30	106	30	106	35	124	18	63.7	25.6	89.4	26	92	34	121

*See replacement parts page. Repair kits for style 2 only.

Dimensional Data



Seal Units: A-W

Description	Style No.	Connection Size	Dimensions (in)		Replaceable Float PCN	Oil Pre-charge Amount (lb)
			A	B		
A-W 55824	1	1/2 ODF	4.0	10.75	N/A	17
A-W 55855		5/8 ODF		13.2		
A-W 55877		7/8 ODF		15.0		
A-W 55889		1-1/8 ODF		16.25		
A-W 559011		1-3/8 ODF		19.5		
A-W 559213		1-5/8 ODF		19.88		
A-W 569011	2	1-3/8 ODF	6.0	15.75	N/A	20
A-W 569213		1-5/8 ODF		19.0		
A-W 569417		2-1/8 ODF		19.5		

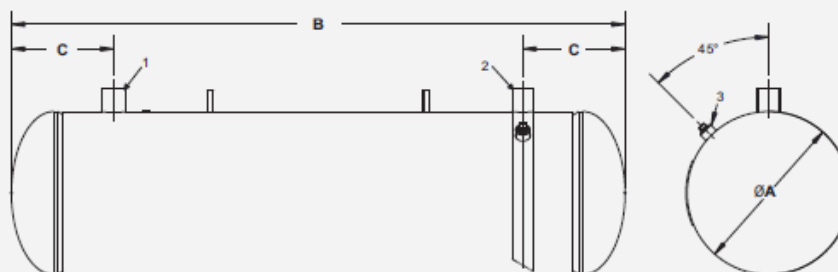
Flanged Units: A-F

Description	Style No.	Connection Size	Dimensions (in)			Replaceable Float PCN	Oil Pre-charge Amount (lb)
			A	B	C		
A-F 58824	3	1/2 ODF	4.0	10.5	5.5	N/A	17
A-F 58855		5/8 ODF		15.0			
A-F 58877		7/8 ODF		18.0			
A-F 58889		1-1/8 ODF		21.25			
A-F 589011		1-3/8 ODF		21.37			
A-F 589213	1-5/8 ODF	21.75	6.0	20.12	4.37	065847	20
A-F 579213	1-5/8 ODF	20.31					
A-F 579417	2-1/8 ODF	4.63					

Fuente: <http://www.emersonclimate.com/en-US/pages/default.aspx>

11.15. Ficha técnica de recipiente de líquido seleccionado

- ❶ ODS Inlet
- ❷ ODS Outlet
- ❸ NPT Relief Device Fitting



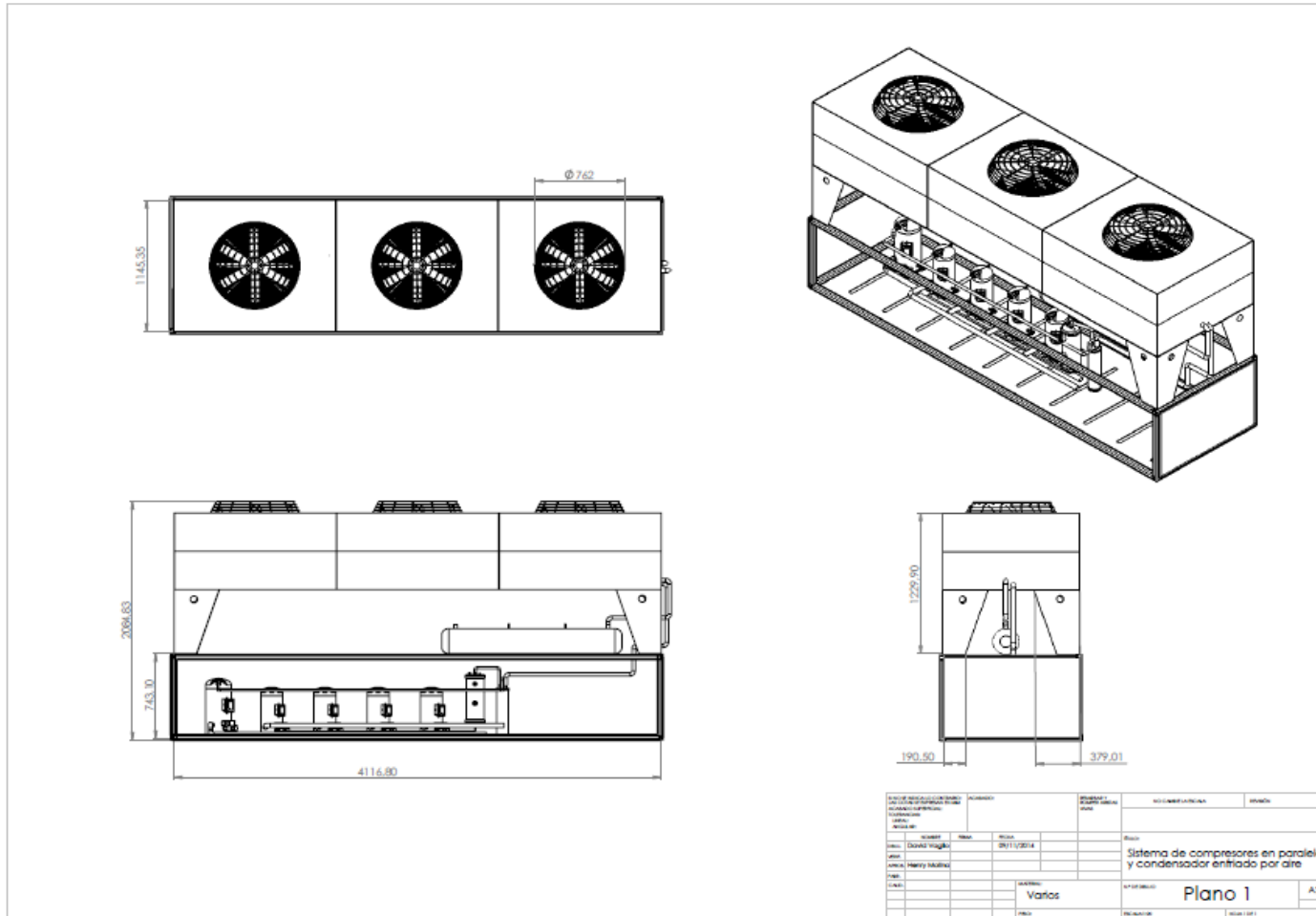
Part No	ODS (inch)		Dimensions (inch)			Pump Down Capacity* (lbs)				Internal Volume (ft ³) at 90%	Weight (lbs)
	Inlet	Outlet	ØA	B	C	R134a	R22	R404A	R407		
S-8639	7/8	7/8	6.63	36.0	4.63	40.9	40.3	34.9	39.2	0.56	44
S-8640	1-1/8	7/8	8.63	36.0	4.63	70	69	59.8	37.1	0.95	65
S-8650	1-1/8	7/8	8.63	42.0	4.63	82.2	81.1	70.3	78.8	1.12	71
S-8660	1-1/8	1-1/8	8.63	48.0	4.63	94.4	93.1	80.7	90.5	1.28	77
S-8670	1-1/8	1-1/8	8.63	60.0	4.63	118.8	117.1	101.5	113.8	1.61	108
S-8680	1-1/8	1-1/8	8.63	72.0	4.63	142.9	140.8	122.1	136.9	1.94	127
S-8690	1-3/8	1-3/8	10.75	36.0	6.50	106.9	105.3	91.3	102.4	1.45	115
S-8700	1-3/8	1-3/8	10.75	48.0	6.50	144.8	142.7	123.7	138.8	1.97	138
S-8710	1-3/8	1-3/8	10.75	60.0	6.50	182.8	180.1	156.2	175.1	2.48	166
S-8720	1-3/8	1-3/8	10.75	72.0	6.50	220.7	217.5	188.6	211.5	3.00	196
S-8730	1-5/8	1-3/8	10.75	84.0	6.50	258.7	254.9	221	247.9	3.52	255
S-8740	1-5/8	1-3/8	10.75	96.0	6.50	296.6	292.3	253.4	284.2	4.03	288
S-8750	1-5/8	1-3/8	12.75	48.0	8.00	205.4	202.4	175.5	196.8	2.79	128
S-8760	1-5/8	1-3/8	12.75	60.0	8.00	259.5	255.8	221.7	248.7	3.53	218
S-8770	2-1/8	1-3/8	12.75	72.0	8.00	313.7	309.2	268.0	300.6	4.26	260
S-8780	2-1/8	1-3/8	12.75	96.0	8.00	422.1	416.0	360.7	404.5	5.74	360

*All Pump Down Capacities calculated at 90% of receiver volume at 90°F (32°C)

Fuente: <http://www.henrytech.com/>

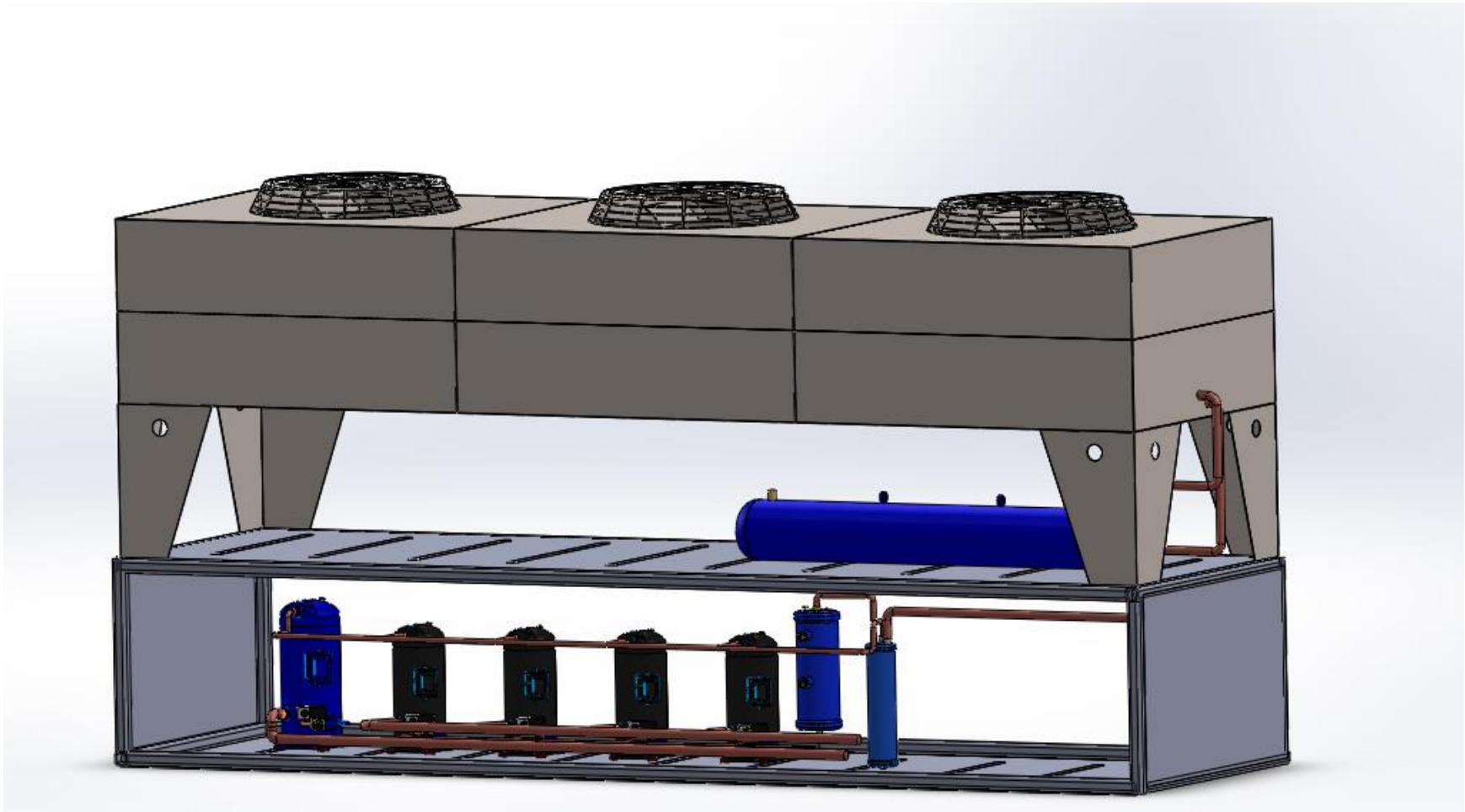
12 Apéndices

12.1. Plano número uno de diseño del equipo.



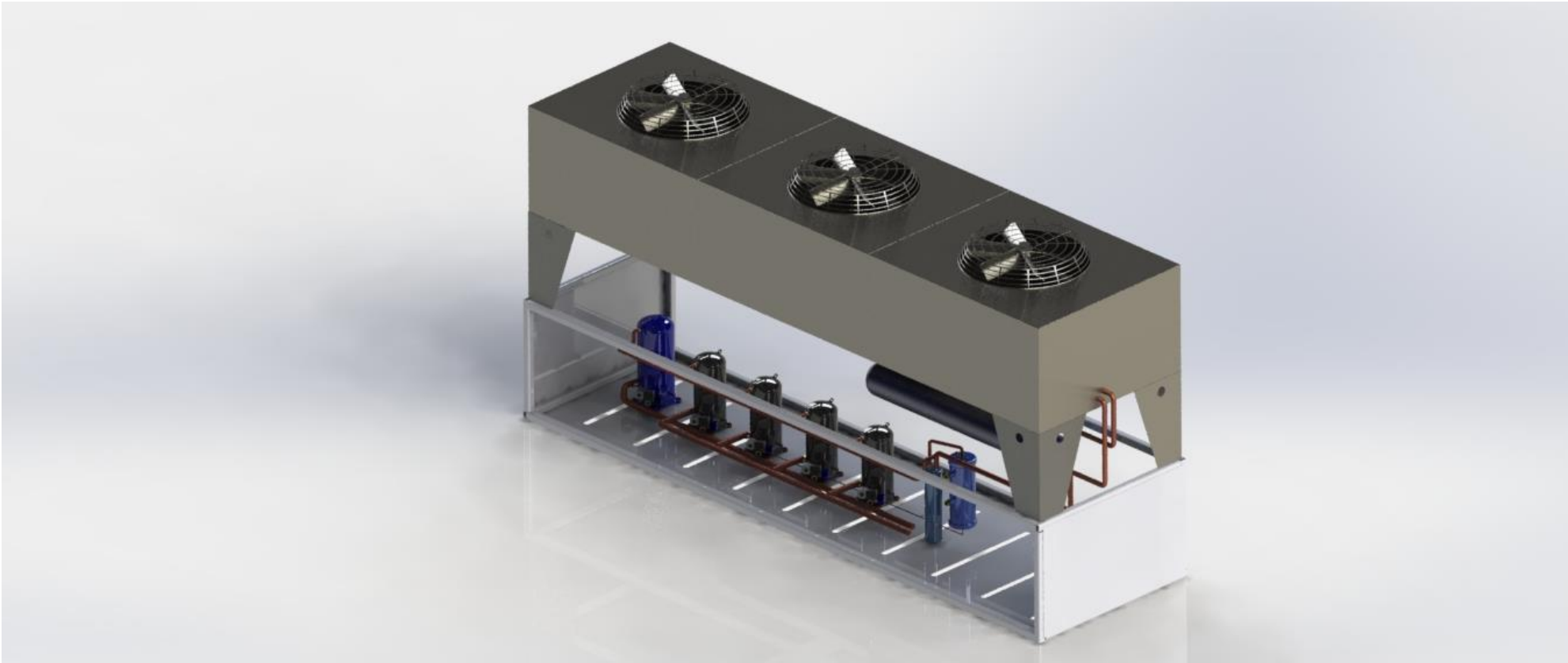
Fuente: Autor (Solidworks 2014)

12.3. Imagen de equipo propuesto



Fuente: Autor (Solidworks 2014)

12.4. Render del equipo propuesto



Fuente: Autor (Solidworks 2014)

