

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

ESTUDIO DEL EMPLEO DE HIDROCARBUROS COMO REFRIGERANTES ECOLÓGICOS EN REFRIGERACIÓN DOMÉSTICA

PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO
MECÁNICO

ERAZO HERMOSA BYRON BOANERGES

byron.erazo.147@hotmail.com

ZÚÑIGA PUEBLA HUGO FRANCISCO

hfrancisco36@hotmail.com

DIRECTOR: Ing. Miguel Darío Ortega López, Msc.

migueldarioortega@hotmail.com

Quito, Febrero 2012

DECLARACIÓN

Nosotros, Byron Boanerges Erazo Hermosa y Hugo Francisco Zúñiga Puebla, declaramos bajo juramento que el trabajo aquí escrito es de nuestra autoría, que no ha sido previamente presentada para ningún grado o calificación profesional; y, que hemos consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedemos nuestros derechos de propiedad intelectual correspondientes a este trabajo, a la Escuela Politécnica Nacional, según lo establecido por la ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normatividad institucional vigente.

Byron Erazo

Hugo Zúñiga

CERTIFICACIÓN

Certificamos que el presente trabajo fue desarrollado por los señores Byron Boanerges Erazo Hermosa y Hugo Francisco Zúñiga Puebla, bajo nuestra supervisión.

Ing. Miguel Ortega, Msc.

DIRECTOR DE PROYECTO

Ing. Adrian Peña, Msc

COLABORADOR DE PROYECTO

Dr. Álvaro Aguinaga PhD.

COLABORADOR DE PROYECTO

AGRADECIMIENTOS

A Dios por brindarme salud y por permitirme tener a mi familia siempre a mi lado.

A mi familia entera por apoyarme siempre en mis estudios y en todas las actividades que realizo en mi diario vivir.

A todos mis amigos que estuvieron conmigo en los buenos y malos momentos, gracias por su amistad sincera y por todas las aventuras vividas.

A mi amigo y compañero de tesis Hugo, por el esfuerzo y empeño entregado para la construcción total de este trabajo.

Al Ing. Miguel Ortega, por su apoyo, guía y amistad incondicional durante todo el desarrollo de este proyecto.

Al Ing. Adrián Peña y al Ing. Carlos Valladares por sus inquietudes y sugerencias que contribuyeron a la realización de esta tesis.

Byron

A Dios por bendecirme en cada momento de mi vida, por permitirme lograr este sueño y poder compartirlo con mi familia y con el amor de mi vida

A mis padres Juan Carlos y Amparito por estar a mi lado todo el tiempo y brindarme su amor y cariño, gracias por ustedes he podido salir adelante y quiero ser su orgullo

A Evelyn Catalina por su apoyo incondicional, su paciencia y su amor para ayudarme a salir adelante en cada circunstancia y acompañarme en cada sueño

A mis hermanitas Dianita y Eli por ser mis compañeras en cada momento de mi vida

A mi tía Tati y a mis abuelitas Mimi y Ceci por estar siempre pendientes de mi

Al Ing. Miguel Ortega por enseñarme tantas cosas, por ser un gran amigo y por haberme guiado y apoyado en el desarrollo de este proyecto

Al Ing. Adrián Peña y al Ing. Carlos Valladares por sus sugerencias y apoyo incondicional en el desarrollo de este proyecto

A mis amigos y amigas que me han apoyado siempre, en especial a mi compañero de tesis Byron por la constancia y perseverancia para realizar este proyecto

Hugo Francisco

DEDICATORIA

A mi madre, este trabajo es apenas una pequeña retribución a todo el amor que me has brindado durante toda mi vida.

A mi padre, indiscutible maestro de todos los valores que poseo, el esfuerzo realizado para darme mi educación está rindiendo frutos.

A mis hermanos, Juan y Xavier, verdaderos ejemplos a seguir por su calidad humana y profesional, gracias por sus consejos y acertadas enseñanzas.

A mi abuelito, Miguel, modelo de moral, rectitud y sencillez.

A mis sobrinas, Isabel y Danaé, mi fuente de cariño y amor incondicional.

Byron

A mis padres, el mayor regalo que Dios me ha dado, gracias por estar a mi lado siempre y darme su amor en cada momento de vida

A mi angelita que Dios ha puesto en mi camino, Evelyn Catalina, el amor de mi vida, mi mejor amiga y mi compañera incondicional

A mi abuelita Mimi y mi tía Tati, su amor y cariño me han permitido seguir adelante ante toda circunstancia

A mis hermanitas, que han estado a mi lado siempre y quiero ser su apoyo en cada momento que ustedes me necesiten

Al Ing. Miguel Ortega por ser un amigo incondicional y guiarme como jefe y director de este proyecto de tesis

Hugo Francisco

CONTENIDO

	pág.
CERTIFICACIÓN	ii
AGRADECIMIENTOS	iii
DEDICATORIA.....	iv
CONTENIDO.....	v
LISTA DE ANEXOS	viii
LISTA DE TABLAS.....	ix
LISTA DE FIGURAS	xi
RESUMEN	xvi
PRESENTACIÓN.....	xvii
CAPÍTULO 1	1
FUNDAMENTOS.....	1
1.1 CICLO DE REFRIGERACIÓN	1
1.2 ELEMENTOS PRINCIPALES DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN.....	10
1.3 FUNCIONAMIENTO BÁSICO DE UN REFRIGERADOR DOMÉSTICO.	27
1.4 PROPIEDADES Y RELACIONES TERMODINÁMICAS DE LAS SUSTANCIAS	28
1.5 HERRAMIENTAS MATEMÁTICAS.....	38
CAPÍTULO 2	39
REDISEÑO Y/O ADAPTABILIDAD DE PROPANO (R-290) A PARTIR DE R-134A	39
2.1 COMPARACIÓN ENTRE EL R-134a Y EL PROPANO (R-290)	39
2.2 POSIBLES ALTERNATIVAS PARA EL EMPLEO DEL R-290 EN EL COMPRESOR DE R-134A.....	46
2.3 ANÁLISIS DE CALOR RECHAZADO Y CALOR ABSORBIDO CONSIDERANDO LA REDUCCIÓN DE RPM DEL COMPRESOR.....	51
2.4 REDUCCIÓN DE LA VELOCIDAD DEL MOTOR EN UN 30%	52
2.5 ANÁLISIS DEL COMPRESOR Y DEL TUBO CAPILAR DE LA REFRIGERADORA OBJETO DE PRUEBAS.....	55
2.6 DETERMINACIÓN DEL FLUJO MÁSSICO CON R-134A.....	56
2.7 DISEÑO DEL TUBO CAPILAR	67

CAPÍTULO 3	70
HERRAMIENTAS DE PROGRAMACIÓN	70
3.1 ASPECTOS FUNDAMENTALES	70
3.2 FUNCIONES GENERALES PARA EL CÁLCULO DE PROPIEDADES..	70
3.3 FUNCIONES ESPECÍFICAS PARA EL CÁLCULO DE LAS PROPIEDADES DEL PROPANO	83
3.4 FUNCIONES ESPECÍFICAS PARA EL CÁLCULO DE LAS PROPIEDADES DEL ISOBUTANO	91
3.5 GENERACIÓN DE GRÁFICOS DEL PROPANO (R-290).....	96
3.6 GENERACIÓN DE GRÁFICOS DEL ISOBUTANO (R-600A).....	126
3.7 ANÁLISIS DE ERRORES DE LAS PROPIEDADES CALCULADAS	132
CAPÍTULO 4	147
SOFTWARE PARA EL ESTUDIO DE LOS HIDROCARBUROS COMO REFRIGERANTES.....	147
4.1 ALCANCE DEL SOFTWARE	147
4.2 ESTRUCTURA GENERAL DEL SOFTWARE	148
4.3 CARACTERÍSTICAS GENERALES DE LAS PANTALLAS	148
4.4 PANTALLAS DEL SOFTWARE DESARROLLADO.....	149
4.5 PRESENTACIÓN Y ANÁLISIS DE RESULTADOS DEL SOFTWARE .	159
CAPÍTULO 5	176
INSTALACIÓN Y COSTOS DEL EQUIPO DE PRUEBAS	176
5.1 FACTIBILIDAD DEL CAMBIO DE R-12 A R-134A.....	176
5.2 PREPARACIÓN PARA LA REALIZACIÓN DE CAMBIOS EN EL SISTEMA	177
5.3 CAMBIOS EN EL SISTEMA ORIGINAL.....	178
5.4 CAMBIO DE R-12 A R-134A.....	182
5.5 CAMBIO DE R-134a A PROPANO (R-290)	186
5.6 COSTOS DE INSTALACIÓN DEL EQUIPO	188
CAPÍTULO 6	190
ANÁLISIS DE PRUEBAS DEL EQUIPO	190
6.1 ANÁLISIS DEL PORCENTAJE DE PROPANO	190
6.2 COMPARACIÓN DE FUNCIONAMIENTO CON R-290 Y R-134A	193
6.3 ANÁLISIS DE FUNCIONAMIENTO DEL EQUIPO CON PROPANO	199

CAPÍTULO 7	211
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	211
7.1 CONCLUSIONES.....	211
7.2 RECOMENDACIONES	213
REFERENCIA BIBLIOGRÁFICA.....	214

LISTA DE ANEXOS

Anexo 1.- PROPIEDADES Y RELACIONES TERMODINÁMICAS PARA EL PROPANO E ISOBUTANO

Anexo 2.- CONSTANTES PARA LAS ECUACIONES DE VISCOSIDAD

Anexo 3.- CATÁLOGO DEL COMPRESOR DE LA REFRIGERADORA DE PRUEBAS

Anexo 4.- DESCRIPCIÓN DE LAS PRUEBAS REALIZADAS EN EL EQUIPO

Anexo 5.- DATOS OBTENIDOS DE LAS PRUEBAS DEL EQUIPO

Anexo 6.- MANUAL DE USUARIO DEL SOFTWARE HIDROCARBUROS-REFRIGERANTES 1.0

Anexo 7.- CATÁLOGO DE TUBERÍA DE CAPILAR

Anexo 8.- TABLAS DE PROPIEDADES DEL PROPANO, ISOBUTANO, BUTANO, R-12 Y R-134A

LISTA DE TABLAS

<i>Tabla 1.1. Contribuciones estructurales para el cálculo de θ</i>	35
<i>Tabla 1.2. Viscosidad Seudocrítica $\mu +$</i>	36
<i>Tabla 1.3. Contribuciones estructurales para J</i>	36
<i>Tabla 2.1. Presiones de condensación y evaporación para el R-134a y el R-290</i>	40
<i>Tabla 2.2. Características básicas del compresor AE 1343A</i>	56
<i>Tabla 2.3. Capacidades frigoríficas del compresor AE 1343A</i>	57
<i>Tabla 2.4. Flujo másico R-12, $mR12$ [kg/h]</i>	58
<i>Tabla 2.5. Factor global para la prueba A1 ($T_{\text{exterior}} = 14,5^{\circ}\text{C}$)</i>	62
<i>Tabla 2.6. Flujos másicos de R-12 por la prueba A1 ($T_{\text{exterior}} = 14,5^{\circ}\text{C}$)</i>	62
<i>Tabla 2.7. Flujos másicos de R-134a por la prueba A1 ($T_{\text{exterior}} = 14,5^{\circ}\text{C}$)</i>	63
<i>Tabla 2.8. Calores exteriores del R-12 ($T_{\text{exterior}} = 14,5^{\circ}\text{C}$)</i>	64
<i>Tabla 2.9. Propiedades del R-12 para cada punto de los incrementos sucesivos de longitud</i>	65
<i>Tabla 2.10. Cálculos para determinar el tubo capilar del R-12 por incrementos sucesivos de longitud</i>	66
<i>Tabla 2.11. Propiedades del R-134a para cada punto de los incrementos sucesivos de longitud</i>	68
<i>Tabla 2.12. Cálculos para determinar el tubo capilar del R-134a por incrementos sucesivos de longitud</i>	68
<i>Tabla 3.1. Constantes para el cálculo de la presión de saturación del propano</i>	84
<i>Tabla 3.2. Constantes para el cálculo del volumen específico del propano líquido</i>	84
<i>Tabla 3.3. Constantes para la ecuación $P - \rho - T$ del propano</i>	85
<i>Tabla 3.4. Constantes para el cálculo del C_v del propano</i>	86
<i>Tabla 3.5. Constantes para el cálculo del gas propano diluido</i>	90
<i>Tabla 3.6. Constantes para el cálculo del gas propano denso</i>	90
<i>Tabla 3.7. Constantes para el cálculo de la presión de saturación del isobutano</i>	91
<i>Tabla 3.8. Constantes para el cálculo del volumen específico del isobutano líquido</i>	92
<i>Tabla 3.9. Constantes para la ecuación $P - \rho - T$ del isobutano</i>	92
<i>Tabla 3.10. Constantes para el cálculo del C_v del isobutano</i>	93
<i>Tabla 3.11. Constantes para el cálculo del gas isobutano diluido</i>	95
<i>Tabla 3.12. Constantes para el cálculo del gas isobutano denso</i>	95
<i>Tabla 3.13. Errores para la presión de saturación del R-290</i>	133
<i>Tabla 3.14. Errores para el volumen específico del líquido saturado del R-290</i>	133
<i>Tabla 3.15. Errores para el volumen específico del vapor saturado del R-290</i>	133
<i>Tabla 3.16. Errores para el volumen específico en la zona de sobrecalentado del R-290</i>	134
<i>Tabla 3.17. Errores para la entalpía del líquido saturado del R-290</i>	135
<i>Tabla 3.18. Errores para la entalpía del vapor saturado del R-290</i>	135
<i>Tabla 3.19. Errores para la entalpía en la zona de sobrecalentado del R-290</i>	135

<i>Tabla 3.20. Errores para la entropía del líquido saturado del R-290.....</i>	<i>136</i>
<i>Tabla 3.21. Errores para la entropía del vapor saturado del R-290.....</i>	<i>136</i>
<i>Tabla 3.22. Errores para la entropía en la zona de sobrecalentado del R-290.....</i>	<i>137</i>
<i>Tabla 3.23. Errores para la viscosidad del líquido saturado del R-290.....</i>	<i>138</i>
<i>Tabla 3.24. Errores para la viscosidad del vapor saturado del R-290.....</i>	<i>138</i>
<i>Tabla 3.25. Viscosidad del vapor sobrecalentado del R-290.....</i>	<i>139</i>
<i>Tabla 3.26. Errores para la presión de saturación del R-600a.....</i>	<i>139</i>
<i>Tabla 3.27. Errores para el volumen específico del líquido saturado del R-600a.....</i>	<i>140</i>
<i>Tabla 3.28. Errores para el volumen específico del vapor saturado del R-600a.....</i>	<i>140</i>
<i>Tabla 3.29. Errores para el volumen específico en la zona de sobrecalentado del R-600a.....</i>	<i>141</i>
<i>Tabla 3.30. Errores para la entalpía del líquido saturado del R-600a.....</i>	<i>141</i>
<i>Tabla 3.31. Errores para la entalpía del vapor saturado del R-600a.....</i>	<i>142</i>
<i>Tabla 3.32. Errores para la entalpía en la zona de sobrecalentado del R-600a.....</i>	<i>142</i>
<i>Tabla 3.33. Errores para la entropía del líquido saturado del R-600a.....</i>	<i>143</i>
<i>Tabla 3.34. Errores para la entropía del líquido saturado del R-600a.....</i>	<i>143</i>
<i>Tabla 3.35. Errores para la entropía en la zona de sobrecalentado del R-600a.....</i>	<i>144</i>
<i>Tabla 3.36. Errores para la viscosidad del líquido saturado del R-600a.....</i>	<i>144</i>
<i>Tabla 3.37. Errores para la viscosidad del vapor saturado del R-600a.....</i>	<i>145</i>
<i>Tabla 3.38. Viscosidad del vapor sobrecalentado del R-600a.....</i>	<i>145</i>
<i>Tabla 4.1. Resultados del dimensionamiento de capilares.....</i>	<i>165</i>
<i>Tabla 5.1. Presiones de trabajo para el R-12 y el R-134a.....</i>	<i>177</i>
<i>Tabla 5.2. Costos de adecuación del equipo original para las pruebas.....</i>	<i>189</i>
<i>Tabla 6.1. Análisis de sensibilidad respecto a la presión.....</i>	<i>191</i>
<i>Tabla 6.2. Análisis de sensibilidad respecto de la temperatura.....</i>	<i>192</i>
<i>Tabla 6.3. Factor externo y flujo de calor exterior en función de m y Δh para las pruebas con R-134a.....</i>	<i>194</i>
<i>Tabla 6.4. Factor externo y flujo de calor exterior en función de m y Δh para las pruebas con R-290.....</i>	<i>194</i>
<i>Tabla 6.5. Datos para el cálculo del flujo de calor absorbido y flujo másico de las pruebas con R-134a.....</i>	<i>195</i>
<i>Tabla 6.6. Datos para el cálculo del flujo de calor absorbido y flujo másico de las pruebas con R-290.....</i>	<i>195</i>
<i>Tabla 6.7. Resultados de los cálculos del flujo de calor absorbido y flujo másico de las pruebas con R-134a.....</i>	<i>196</i>
<i>Tabla 6.8. Resultados de los cálculos del flujo de calor absorbido y flujo másico de las pruebas con R-134a.....</i>	<i>196</i>
<i>Tabla 6.9. Flujo de calor exterior de las pruebas con R-134a.....</i>	<i>197</i>
<i>Tabla 6.10. Flujo de calor exterior de las pruebas con R-290.....</i>	<i>197</i>
<i>Tabla 6.11. Condiciones de trabajo con propano para los capilares de 2,25 m, 4,75 m y 6,5 m.....</i>	<i>200</i>
<i>Tabla 6.12. Condiciones de trabajo con propano para el capilar de 3,5 m.....</i>	<i>200</i>
<i>Tabla 6.13. Caídas de presión y temperatura para incrementos de longitud del capilar.....</i>	<i>203</i>

LISTA DE FIGURAS

<i>Figura 1.1. Esquema de un sistema de compresión de vapor mostrando las partes principales</i>	<i>1</i>
<i>Figura 1.2. Diagrama Presión entalpía de un ciclo de refrigeración saturado simple</i>	<i>4</i>
<i>Figura 1.3. Esquema del ciclo saturado simple.....</i>	<i>6</i>
<i>Figura 1.4. Diagrama P-h de un ciclo de refrigeración real</i>	<i>6</i>
<i>Figura 1.5. Diagrama Presión entalpía de un ciclo de refrigeración real A'B'C'D' mostrando subenfriamiento del líquido y sobrecalentamiento del vapor</i>	<i>8</i>
<i>Figura 1.6. Esquema del ciclo de refrigeración representando las caídas de presión</i>	<i>9</i>
<i>Figura 1.7. Diagrama P-h comparativo entre un ciclo ideal simple de refrigeración y un ciclo de refrigeración con caídas de presión</i>	<i>9</i>
<i>Figura 1.8. Evaporador de superficie de placa</i>	<i>11</i>
<i>Figura 1.9. Evaporador aleteado</i>	<i>12</i>
<i>Figura 1.10. Corte de un compresor recíproco empleado en refrigeración</i>	<i>13</i>
<i>Figura 1.11. Compresor rotatorio</i>	<i>14</i>
<i>Figura 1.12. Vista en Corte de un Compresor Centrífugo</i>	<i>15</i>
<i>Figura 1.13. Diagrama P-V de un ciclo de compresión típico</i>	<i>16</i>
<i>Figura 1.14. Condensador enfriado con aire forzado</i>	<i>25</i>
<i>Figura 1.15. Condensador acorazado con enfriamiento con agua.....</i>	<i>26</i>
<i>Figura 1.16. Esquema de un condensador evaporativo.....</i>	<i>27</i>
<i>Figura 1.17. Sistema básico de refrigeración doméstica.....</i>	<i>28</i>
<i>Figura 1.18. Viscosidad vs Temperatura para un n-Butano</i>	<i>32</i>
<i>Figura 1.19. Rangos de temperaturas y presiones reducidas para separar gases densos y diluidos</i>	<i>33</i>
<i>Figura 1.20. Viscosidades experimentales del propano líquido.....</i>	<i>37</i>
<i>Figura 2.1. Diagrama P-h para el R-134a (azul) y para el R-290 (rojo)</i>	<i>41</i>
<i>Figura 2.2. Comparación del tiempo de encendido del compresor empleando R-134a y R-290</i>	<i>47</i>
<i>Figura 2.3. Diagrama T-s del ciclo de refrigeración ideal en el que se incluye un capilar a la salida del evaporador</i>	<i>48</i>
<i>Figura 2.4. Circuito electrónico con control SPWM para un motor monofásico.....</i>	<i>55</i>
<i>Figura 2.5. Compresor del refrigerador objeto de pruebas</i>	<i>55</i>
<i>Figura 2.6. Curvas de desempeño del compresor AE 1343A.....</i>	<i>57</i>
<i>Figura 2.7. Periodos de encendido y apagado del compresor durante la prueba A1</i>	<i>62</i>
<i>Figura 2.8. Parte del tubo capilar original enrollada en la tubería que sale del evaporador</i>	<i>65</i>
<i>Figura 3.1. Diagrama P-V mostrando la dependencia lineal asumida para la interpolación</i>	<i>75</i>

Figura 3.2. Diagrama T-s mostrando los caminos a seguir para calcular la entalpía.....	77
Figura 3.3. Explicación del cálculo de la entalpía en el tramo 1-2.....	78
Figura 3.4. Diagrama T-s mostrando el recorrido que sigue la sustancia como gas real para calcular la entropía	80
Figura 3.5. Diagrama T-s mostrando el recorrido que sigue la sustancia como gas ideal para calcular la entropía	80
Figura 3.6. Diagrama T-s mostrando la trayectoria seguida para el cálculo de la entropía del propano	87
Figura 3.7. Fórmula estructural del Propano.....	89
Figura 3.8. Diagrama T-s del propano codificado la presión (V.C.)	96
Figura 3.9. Diagrama T-P del propano codificado la entropía (V.C.).....	97
Figura 3.10. Diagrama T-P del propano codificado la entropía y pintados los valores erróneos (V.C.)	98
Figura 3.11. Diagrama T-P del propano codificado la entropía, recortada la zona errónea (V.C.)	98
Figura 3.12. Diagrama T-s del propano codificada la presión en la zona de sobrecalentado (V.C.)	99
Figura 3.13. Diagrama T-s del propano codificada la presión incluyendo la campana y la zona de sobrecalentado (V.C.)	99
Figura 3.14. Esquema Representativo para la obtención de diagramas Temperatura vs. Entropía del Propano	100
Figura 3.15. T vs P del propano, codificado en colores la entropía en kJ/kg.Km (V.C.)	101
Figura 3.16. T vs P del propano, codificado en colores la entalpía específica en kJ/kg (V.C.)	102
Figura 3.17. T vs P del propano, codificado en colores el volumen específico en m ³ /kg (V.C.).....	102
Figura 3.18. T vs s del propano, codificado en colores la presión kPa (V.C.)	103
Figura 3.19. T vs s del propano, codificado en colores la calidad (V.C.)	104
Figura 3.20. T vs s del propano, codificado en colores la entalpía específica (V.C.)	104
Figura 3.21. T vs s del propano, codificado en colores el volumen específico en m ³ /kg.....	105
Figura 3.22. T vs s final con líneas constantes de las diferentes propiedades para el Propano (V.C.).....	105
Figura 3.23. T vs P del propano, codificado en colores la entropía en kJ/kg.K (V.F.).....	106
Figura 3.24. T vs P del propano, codificado en colores la entalpía en kJ/kg (V.F.)	107
Figura 3.25. T vs P del propano, codificado en colores el volumen en m ³ /kg (V.F.)	107
Figura 3.26. T vs P del propano, codificado en colores la viscosidad en microPoisés.....	108
Figura 3.27. T vs s del propano, codificado en colores la presión en kPa (V.F.).....	109
Figura 3.28. T vs s del propano, codificado en colores la calidad (V.F.).....	109
Figura 3.29. T vs s del propano, codificado en colores la entalpía específica en kJ/kg (V.F.)	110
Figura 3.30. T vs s del propano, codificado en colores el volumen específico en m ³ /kg (V.F.)	110
Figura 3.31. T vs s del propano, codificado en colores la viscosidad en microPoisés (V.F.).....	111
Figura 3.32. T vs s final con líneas constantes de las diferentes propiedades para el Propano (V.F.).....	111
Figura 3.33. Diagrama P vs T del propano, codificado la entalpía (V.C.)	112
Figura 3.34. Diagrama P vs T (h) del propano, pintado la zona donde no cumple la tendencia de h (V.C.)..	113

<i>Figura 3.35. Diagrama P vs T del propano codificado h, recortada la zona del problema (V.C.)</i>	113
<i>Figura 3.36. Esquema representativo para la obtención de Diagramas Presión vs Entalpía del Propano</i>	114
<i>Figura 3.37. P vs T del propano, codificada en colores la entropía en kJ/kg.K (V.C.)</i>	115
<i>Figura 3.38. P vs T del propano, codificada en colores la entalpía en kJ/kg (V.C.)</i>	116
<i>Figura 3.39. P vs T del propano, codificado en colores el volumen específico en m³/kg (V.C.)</i>	116
<i>Figura 3.40. P vs h del propano, codificado en colores la temperatura en K (V.C.)</i>	117
<i>Figura 3.41. P vs h del propano, codificado en colores la calidad (V.C.)</i>	118
<i>Figura 3.42. P vs h del propano, codificado en colores la entropía en kJ/kg.K (V.C.)</i>	118
<i>Figura 3.43. P vs h del propano, codificado en colores el volumen específico en m³/kg (V.C.)</i>	119
<i>Figura 3.44. P vs h final con líneas constantes de las diferentes propiedades para el Propano (V.C.)</i>	119
<i>Figura 3.45. P vs T del propano, codificado en colores la entropía en kJ/kg.K (V.F.)</i>	120
<i>Figura 3.46. P vs T del propano, codificado en colores la entalpía en kJ/kg (V.F.)</i>	121
<i>Figura 3.47. P vs T del propano, codificado en colores el volumen específico en m³/kg (V.F.)</i>	121
<i>Figura 3.48. P vs T del propano, codificado en colores la viscosidad en microPoisés (V.F.)</i>	122
<i>Figura 3.49. P vs h del propano, codificado en colores la Temperatura en K (V.F.)</i>	123
<i>Figura 3.50. P vs h del propano, codificado en colores la calidad (V.F.)</i>	123
<i>Figura 3.51. P vs h del propano, codificado en colores la entropía en kJ/kg.K (V.F.)</i>	124
<i>Figura 3.52. P vs h del propano, codificado en colores el volumen específico en m³/kg (V.F.)</i>	124
<i>Figura 3.53. P vs h del propano, codificado en colores la viscosidad en microPoisés (V.F.)</i>	125
<i>Figura 3.54. P vs h final con líneas constantes de las diferentes propiedades para el Propano (V.F.)</i>	125
<i>Figura 3.55. Diagrama T vs P del Isobutano codificado el volumen específico (V.C.)</i>	126
<i>Figura 3.56. Diagrama T-s final con líneas constantes para el Isobutano (V.C.)</i>	127
<i>Figura 3.57. Diagrama T-s final con líneas constantes para el Isobutano (V.F.)</i>	127
<i>Figura 3.58. Esquema representativo para la obtención de diagramas Temperatura vs entropía del Isobutano</i>	128
<i>Figura 3.59. Diagrama P vs T del Isobutano codificado el volumen específico (V.C.)</i>	129
<i>Figura 3.60. Diagrama P-h final con líneas constantes para el Isobutano (V.C.)</i>	130
<i>Figura 3.61. Diagrama P-h final con líneas constantes para el Isobutano (V.F.)</i>	130
<i>Figura 3.62. Esquema representativo para la obtención de diagramas Presión vs entalpía del Isobutano</i> ..	131
<i>Figura 4.1. Esquema general del programa</i>	148
<i>Figura 4.2. Pantalla inicial del programa</i>	150
<i>Figura 4.3. Zonas de la pantalla Menú Principal</i>	151
<i>Figura 4.4. Pantalla Menú Principal</i>	151
<i>Figura 4.5. Pantalla Ciclo de refrigeración ideal con R290</i>	152
<i>Figura 4.6. Pantalla Diseño del capilar para el ciclo con propano</i>	153
<i>Figura 4.7. Pantalla Comparación del ciclo con R134a y R-290</i>	154
<i>Figura 4.8. Pantalla Comparación del ciclo R134a-R290 indicando los gráficos de resultados</i>	155

<i>Figura 4.9. Pantalla Redimensionamiento de RPM del compresor</i>	<i>156</i>
<i>Figura 4.10. Pantalla Ciclo de refrigeración con R-600a</i>	<i>157</i>
<i>Figura 4.11. Pantalla Diseño de capilar con R-600a</i>	<i>158</i>
<i>Figura 4.12. Pantalla: Características del ciclo con diferentes refrigerantes.....</i>	<i>159</i>
<i>Figura 4.13. Ciclo de refrigeración con $T_{evap}=-23.3^{\circ}\text{C}$ y $T_{cond}=43.3^{\circ}\text{C}$ en diagramas T-s</i>	<i>160</i>
<i>Figura 4.14. Ciclo de refrigeración con $T_{evap}=-23.3^{\circ}\text{C}$ y $T_{cond}=43.3^{\circ}\text{C}$ en diagramas P-h.....</i>	<i>160</i>
<i>Figura 4.15. Valores de las propiedades en los puntos intermedios de cada proceso termodinámico</i>	<i>161</i>
<i>Figura 4.16. Características del ciclo ideal con propano</i>	<i>161</i>
<i>Figura 4.17. Capilar con $T_c=43.3^{\circ}\text{C}$; $T_e=-23.3^{\circ}\text{C}$; flujo R134a=3.907 kg/h; Red. 30%; Diam. QCT-31</i>	<i>163</i>
<i>Figura 4.18. Capilar con $T_c=43.3^{\circ}\text{C}$; $T_e=-23.3^{\circ}\text{C}$; flujo R134a=3.27 kg/h; Red. 30%; Diam. QCT-31</i>	<i>163</i>
<i>Figura 4.19. Capilar con $T_c=43.3^{\circ}\text{C}$; $T_e=-23.3^{\circ}\text{C}$; flujo R134a=3.907 kg/h; Red. 0%; Diam. QCT-31</i>	<i>164</i>
<i>Figura 4.20. Capilar con $T_c=43.3^{\circ}\text{C}$; $T_e=-23.3^{\circ}\text{C}$; flujo R134a=3.27 kg/h; Red. 0%; Diam. QCT-31</i>	<i>164</i>
<i>Figura 4.21. Comparación entre el R-134a y R-290.....</i>	<i>166</i>
<i>Figura 4.22. Comparación de las características del ciclo para cada refrigerante por unidad de masa</i>	<i>166</i>
<i>Figura 4.23. Variación de presión para el ciclo con el R134a y R290.....</i>	<i>167</i>
<i>Figura 4.24. Comparación del flujo másico</i>	<i>167</i>
<i>Figura 4.25. Comparación de las características del ciclo en kW</i>	<i>168</i>
<i>Figura 4.26. Redimensionamiento de RPM</i>	<i>169</i>
<i>Figura 4.27. Ciclo de refrigeración con isobutano para $T_c=43.3^{\circ}\text{C}$ y $T_e=-23.3^{\circ}\text{C}$</i>	<i>170</i>
<i>Figura 4.28. Resultados del ciclo de refrigeración con R-600^a</i>	<i>170</i>
<i>Figura 4.29. Capilar con $T_c=43.3^{\circ}\text{C}$; $T_e=-23.3^{\circ}\text{C}$; flujo R134a=2.363 kg/h; Diam. QCT-31</i>	<i>171</i>
<i>Figura 4.30. Capilar con $T_c=43.3^{\circ}\text{C}$; $T_e=-23.3^{\circ}\text{C}$; flujo R134a=2.363 kg/h; Diam. QCT-36</i>	<i>172</i>
<i>Figura 4.31. Ciclo de refrigeración en diagramas T-s para R-290, R-134 a, R-600 a.</i>	<i>173</i>
<i>Figura 4.32. Características del ciclo de refrigeración por unidad de masa para los 3 refrigerantes.....</i>	<i>173</i>
<i>Figura 4.33. Densidad, variación de presión y COP del ciclo para los 3 refrigerantes</i>	<i>174</i>
<i>Figura 4.34. Características del ciclo de refrigeración en kW para los 3 refrigerantes</i>	<i>174</i>
<i>Figura 5.1. Compresor con la tubería de carga original</i>	<i>178</i>
<i>Figura 5.2. Esquema del nuevo sistema del refrigerador</i>	<i>178</i>
<i>Figura 5.3. Capilares en paralelo instalados en el refrigerador.....</i>	<i>179</i>
<i>Figura 5.4. Válvulas de paso instaladas en el refrigerador.....</i>	<i>180</i>
<i>Figura 5.5. Filtro original del equipo a ser reemplazado</i>	<i>180</i>
<i>Figura 5.6. Manómetro de alta instalado en el sistema.....</i>	<i>181</i>
<i>Figura 5.7. Manómetro de baja instalado en el sistema</i>	<i>181</i>
<i>Figura 5.8. Válvula de aguja en la zona de alta.....</i>	<i>182</i>
<i>Figura 5.9. Válvula de aguja en la zona de baja.....</i>	<i>182</i>
<i>Figura 5.10. Aceite sintético para R-134a</i>	<i>183</i>
<i>Figura 5.11. Agente de limpieza 141b</i>	<i>183</i>

<i>Figura 5.12. Presurización con N₂.....</i>	<i>184</i>
<i>Figura 5.13. Carga de refrigerante R-134a.....</i>	<i>185</i>
<i>Figura 5.14. Filtro secador para el R-290</i>	<i>186</i>
<i>Figura 5.15. Cilindro de gas propano.....</i>	<i>187</i>
<i>Figura 5.16. Carga del propano.....</i>	<i>187</i>
<i>Figura 6.1. Gráfico % de propano vs Presión medida ± 1 psig.....</i>	<i>192</i>
<i>Figura 6.2. Gráfico % de propano vs Temperatura medida ± 1 °C</i>	<i>193</i>
<i>Figura 6.3. Porcentaje de longitud en función del %ΔP y el %ΔT</i>	<i>203</i>
<i>Figura 6.4. Ciclo de refrigeración considerando el enrollamiento de capilar en un diagrama T-s</i>	<i>204</i>
<i>Figura 6.5. Ciclo de refrigeración considerando el enrollamiento de capilar en un diagrama P-h.....</i>	<i>205</i>
<i>Figura 6.6. Ciclo de refrigeración ideal (rojo) y considerando el enrollamiento de capilar en diagrama T-s</i>	<i>207</i>
<i>Figura 6.7. Ciclo de refrigeración ideal (rojo) y considerando el enrollamiento de capilar en diagrama P-h</i>	<i>208</i>

RESUMEN

Ante la evidente necesidad de la reducción de emisiones contaminantes a la atmósfera en los equipos de refrigeración doméstica de nuestro país, se ha realizado una investigación acerca del empleo de los hidrocarburos como refrigerantes ecológicos opcionales; en la que se contempla un análisis detallado de cada una de las semejanzas y diferencias que se tienen en el uso de los hidrocarburos, respecto de los refrigerantes tradicionales, dentro de un ciclo de refrigeración tanto real como ideal.

Para la ejecución de esta investigación inicialmente se efectúa una comparación del ciclo termodinámico ideal entre los refrigerantes: propano (R-290), isobutano (R-600a) y R-134a. Este propósito es llevado a cabo mediante el desarrollo de un programa denominado Hidrocarburos-Refrigerantes 1.0, el cual dentro de sus funciones permite el cálculo de propiedades como: la presión de saturación, el volumen específico, la entalpía, la entropía y la viscosidad para cada una de las 3 sustancias mencionadas. Luego se realizan también plantillas gráficas donde se codifica la información obtenida de estas propiedades para la elaboración de diagramas T-s y P-h dentro de los cuales se dibuja cada uno de los ciclos ideales de refrigeración. Como herramienta adicional del software también se genera una pantalla para el dimensionamiento de los capilares para los nuevos sistemas de refrigeración con hidrocarburos.

Del análisis termodinámico realizado en el software y de las consideraciones hechas en el segundo capítulo se establece que un refrigerador doméstico que usa originalmente R-134a puede utilizar propano, modificando las dimensiones de sus capilares y con la reducción de la velocidad de giro del compresor. De esta manera, se efectúan pruebas con el nuevo refrigerante en un refrigerador original de R-12. Por lo que se realiza la instalación de nuevos componentes en el sistema como tubos capilares y válvulas; los cuales sirven para cambiar en un inicio el R-12 a R-134a y luego para implementar R-290 en lugar del R-134a.

Una vez realizadas pruebas en vacío y con carga se compara el desempeño del propano y del R-134a, obteniendo como resultado final comportamientos similares para el funcionamiento del refrigerador en los dos casos.

PRESENTACIÓN

Desde la emisión del protocolo de Montreal, se incrementó la utilización de los HCFCs como refrigerantes de transición, sin embargo estas sustancias siguen contribuyendo a la generación del efecto invernadero. Por lo que, organizaciones internacionales promovieron el protocolo de Kioto sobre el cambio climático, en donde la gran mayoría de países se comprometieron a la reducción de la emisión de estos gases; siendo este acuerdo el punto de partida para el estudio (a nivel mundial) del empleo de refrigerantes alternativos. El desarrollo de esta investigación ha concluido que los hidrocarburos son las sustancias refrigerantes más amigables con el ambiente, por lo que en varios países ya se puso en práctica la utilización de los mismos.

Sin embargo en el Ecuador no se ha investigado acerca de este tema, a pesar del hecho de poder obtener directamente estas sustancias en nuestras refinerías. Por esta razón se ha optado por realizar un estudio acerca del uso de los hidrocarburos en refrigeración, enfocándose principalmente en equipos de refrigeración doméstica.

Es así, como en el presente proyecto se realiza un análisis termodinámico comparativo del comportamiento de los hidrocarburos, propano (R-290) e isobutano (R600a), respecto del refrigerante tradicional R-134a utilizado en refrigeradores domésticos. La ejecución de esta comparación se la aprecia fácilmente a través del programa Hidrocarburos-Refrigerantes 1.0, el mismo que contiene el desarrollo total de las propiedades de cada una de estas 3 sustancias y a su vez la simulación de sus ciclos ideales de refrigeración.

El análisis del comportamiento real de los hidrocarburos en un refrigerador doméstico se lo efectúa en base a la adecuación de un refrigerador con R-12 al propano. Donde, mediante la comparación del comportamiento de las pruebas con lo simulado en el software se obtiene en principio resultados satisfactorios al usar el R-290 como refrigerante. Los interesantes resultados obtenidos amplían aún más el espectro para investigaciones futuras respecto a este tema.

NOMENCLATURA

A	Sección transversal del tubo [m^2]
A_{ev}	Área exterior del evaporador [m^2]
A_{cd}	Área exterior del condensador [m^2]
b_i	Contribuciones estructurales
COP	Coficiente de Rendimiento
C_p	Calor específico de gas ideal a presión constante [$kJ/kg.K$]
C_v	Calor específico de gas ideal a volumen constante [$kJ/kg.K$]
D	Diámetro del tubo capilar [m]
D_{cd}	Diferencia de temperaturas media logarítmica en el condensador [$^{\circ}C$]
D_{ev}	Diferencia de Temperaturas media logarítmica en el evaporador [$^{\circ}C$]
dL	Longitud de un elemento diferencial [m]
dp	Diferencial de presión [kg/cm^2]
dV	Diferencial de velocidad [m/s]
F	Frecuencia de trabajo [Hz]
f	Coficiente de rozamiento adimensional
f_e	Factor externo de encendido para la prueba A0
f_g	Factor global de encendido para la prueba A1
f_m	Coficiente medio de rozamiento
g	Constante de la gravedad [m/s^2]
h_{fg}	Entalpía de vaporización [kJ/kg]
h_f	Entalpía del líquido saturado [kJ/kg]

h_g	Entalpía del vapor saturado [kJ/kg]
J	Función estructural
J_t	Equivalente de energía mecánica en energía térmica [pies-lb/Btu]
M	Peso molecular [g/mol]
m	Masa del refrigerante contenido en la cámara de admisión [kg]
\dot{m}	Flujo másico de refrigerante [kg/h]
\dot{m}_t	Flujo másico de refrigerante por tonelada de refrigeración [lb/min-ton]
P	Presión [Pa]
P_c	Presión crítica [Pa]
P_e	Número de pares de polos
P_r	Presión reducida
P_{sat}	Presión de saturación [Pa]
q_{abs}	Calor absorbido en el ciclo de refrigeración
Q_{cd}	Calor rechazado en el condensador [W]
$q_{entrada}$	Calor que entra al sistema
Q_{ev}	Calor transferido al evaporador [W]
$q_{exteriores}$	Ganancia de calor por exteriores en el condensador
q_{salida}	Calor que sale del sistema
\dot{q}_{abs}	Tasa de calor absorbido en el evaporador [kW]
\dot{q}_{rech}	Tasa de calor rechazado en el condensador [kW]
\dot{q}_{ext}	Tasa de calor absorbido del exterior [kW]
R	Constante del gas ideal [kJ/kg.K]

Re	Número de Reynolds adimensional
s_{fg}	Entropía de vaporización [kJ/kg.K]
s_f	Entropía del líquido saturado [kJ/kg.K]
s_g	Entropía del vapor saturado [kJ/kg.K]
T	Temperatura [K]
T_c	Temperatura crítica [K]
T_e	Temperatura de entrada de aire al serpentín [°C]
T_i	Temperatura de salida de aire del serpentín [°C]
T_{sat}	Temperatura de saturación [K]
T_r	Temperatura reducida
T_{re}	Temperatura de refrigerante en los tubos [°C]
t_{OFF}	Tiempo de apagado del compresor [s]
t_{ON}	Tiempo de encendido del compresor [s]
$\frac{Thp}{ton}$	Potencia teórica en hp/tonelada de refrigeración
T^*	Temperatura adimensional
U_{cd}	Coefficiente de transferencia de calor en el condensador [W/(m ² . °C)]
U_{ev}	Coefficiente de transferencia de calor en el evaporador [W/(m ² . °C)]
V	Volumen de la cámara de admisión del compresor [cm ³]
v	Velocidad [m/s]
v_m	Velocidad media [m/s]
\dot{V}	Flujo volumétrico [cm ³ /s]
w_{comp}	Trabajo de compresión en el ciclo de refrigeración

$w_{entrada}$	Trabajo que entra al sistema
w_{salida}	Trabajo que sale del sistema
\dot{w}_{comp}	Potencia en el compresor [kW]
Δh_t	Diferencia de entalpías en las que trabaja el compresor [Btu/lb]
ΔL	Intervalo de longitud [m]
Δp	Intervalo de presión [kg/cm ²]
η	Rpm del compresor
θ	Constante de la viscosidad
μ	Viscosidad dinámica del gas [cP]
μ_L	Viscosidad del líquido [cP]
μ^0	Viscosidad del gas a baja presión [μP]
μ^+	Viscosidad pseudocrítica [cP]
v	Volumen específico [m ³ /kg]
v_{fg}	Volumen específico de vaporización [m ³ /kg]
v_f	Volumen específico del líquido saturado [m ³ /kg]
v_g	Volumen específico del vapor saturado [m ³ /kg]
ξ	Factor de viscosidades residuales
ρ	Densidad del gas [kg/m ³]
ρ_L	Densidad del líquido [g/cm ³]
ρ_c	Densidad crítica del gas [kg/m ³]
ρ_r	Densidad reducida del gas
Ω_v	Integral de colisión

CAPÍTULO 1

FUNDAMENTOS

1.1 CICLO DE REFRIGERACIÓN

El ciclo de refrigeración tiene 4 elementos constitutivos importantes: 1) el dispositivo de expansión que se encarga del control del flujo, 2) el evaporador que realiza la vaporización del refrigerante, 3) el compresor o bomba de vapor que se encarga de controlar la temperatura y 4) el condensador que realiza la recuperación del refrigerante.

El ciclo de refrigeración maneja 2 presiones: una presión alta en la que se puede ubicar a la tubería de descarga, compresor, condensador, tanque y tubo del líquido; y una presión baja en la que se tiene al dispositivo de control de flujo de refrigerante, tubo de succión y evaporador.

La ubicación de cada uno de los elementos que constituyen el ciclo de refrigeración se encuentra ilustrada en la Figura 1.1.

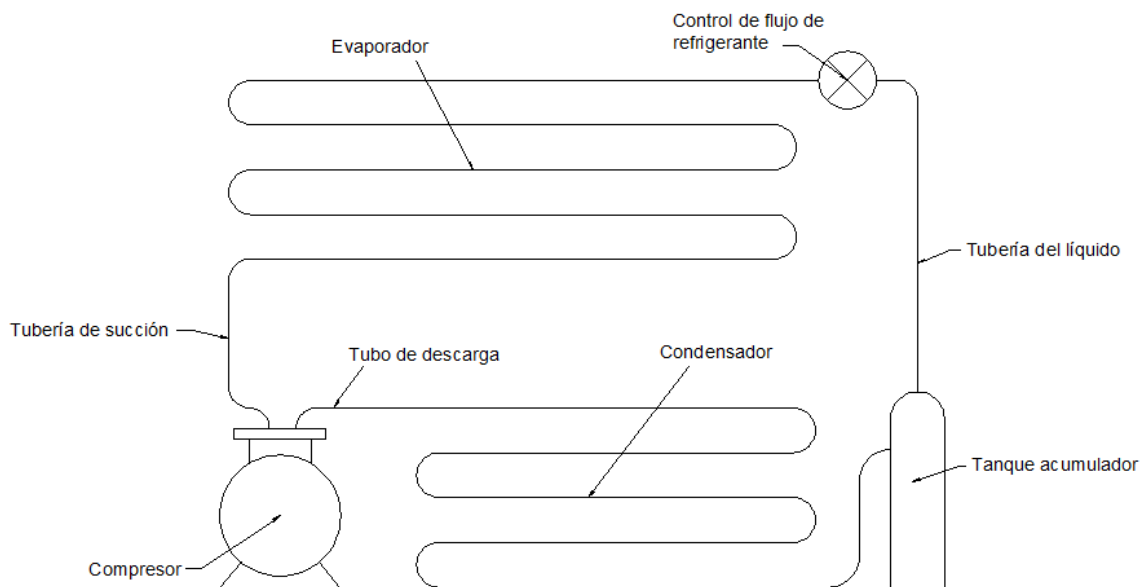


Figura 1.1. Esquema de un sistema de compresión de vapor mostrando las partes principales

1.1.1 APLICACIÓN DE LA PRIMERA LEY DE LA TERMODINÁMICA EN UN CICLO DE REFRIGERACIÓN

El enunciado de la primera ley de la Termodinámica dice que *la energía no se puede crear ni destruir durante un proceso; solo puede cambiar de forma*¹. Por lo que a la primera ley también se le conoce como principio de conservación de la energía, debido a que relaciona las diferentes formas de energía.

Conociendo lo que la primera ley de la Termodinámica dice, se la puede relacionar con el ciclo de refrigeración, ya que sus 4 componentes que lo integran son dispositivos de flujo estacionario. Es así como para la ecuación de energía del ciclo se encuentran términos como: la energía cinética, la energía potencial, el trabajo y la transferencia de calor; sin embargo ambos cambios de energía potencial y cinética suelen ser muy pequeños en relación a los otros, por lo que se suelen despreciar, dejando en términos generales la aplicación de la primera ley al ciclo de refrigeración tal y como se tiene en la Ecuación 1.1.

$$q_{entrada} - q_{salida} = w_{salida} - w_{entrada} \quad 1.1$$

Como se puede observar en secciones posteriores, en el ciclo de refrigeración el calor de entrada se denomina “calor absorbido”, el calor de salida se lo llama “calor rechazado” y el trabajo de entrada es conocido como “trabajo de compresión”; entonces ajustando la Ecuación 1.1 a las nuevas denominaciones se obtiene la Ecuación 1.2.

$$q_{abs} + w_{comp} = q_{rech} \quad 1.2$$

1.1.2 TÉRMINOS GENERALES UTILIZADOS EN UN CICLO DE REFRIGERACIÓN

Efecto refrigerante: Es el calor por unidad de masa que se extrae del espacio refrigerado. En ciclos reales el efecto refrigerante por unidad de masa de líquido circulado siempre es menor que el calor latente de vaporización, esto se

¹ CENGEL, Yunus; Termodinámica; pág: 70.

debe a que la temperatura que llega al dispositivo de control es mayor que la temperatura de vaporización en el evaporador.

Capacidad del sistema: Es la rapidez con la cual se elimina el calor del espacio refrigerado. Se expresa en BTU/h.

Potencia Teórica: Es la necesaria para impulsar al compresor por cada tonelada de refrigeración de capacidad y se obtiene con la Ecuación 1.3.

$$\frac{Thp}{ton} = \frac{J_t \dot{m}_t \Delta h_t}{33000} \quad 1.3$$

En donde J_t es el equivalente de energía mecánica igual a 778 pies-lb/Btu.

Coficiente de rendimiento (COP): En refrigeración es la expresión que da la eficiencia del ciclo, así en general el COP se determina mediante la siguiente fórmula:

$$COP = \frac{\text{Calor absorbido en el espacio refrigerado}}{\text{Energía suministrada al compresor}} \quad 1.4$$

1.1.3 CICLO DE REFRIGERACIÓN SATURADO SIMPLE

Es un ciclo teórico en cual el vapor refrigerante que sale del evaporador y entra al compresor es vapor saturado a una temperatura y presión vaporizante y el líquido refrigerante que sale del condensador y llega al control del refrigerante es un líquido saturado a presión y temperatura condensante.

En un ciclo saturado simple la energía solo se incrementará en 2 puntos: a) calor absorbido en el espacio refrigerado conforme se vaporiza el refrigerante en el evaporador, b) la energía equivalente debido al trabajo mecánico en el compresor.

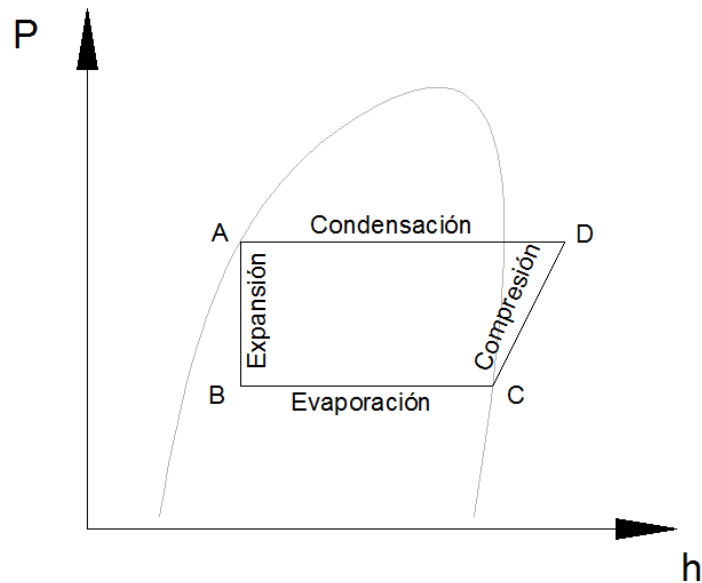


Figura 1.2. Diagrama Presión entalpía de un ciclo de refrigeración saturado simple

Proceso de expansión: Como se puede observar la Figura 1.2, entre los puntos A y B sucede un proceso de expansión en el cual se disminuye desde la temperatura del Condensador hasta la temperatura del Evaporador y como se puede observar una parte del líquido se transforma en vapor, este proceso de expansión es netamente adiabático.

Proceso de evaporación: En la Figura 1.2, el proceso de evaporación es el BC, en el mismo se tiene el cambio de mezcla a vapor saturado y como se puede ver esta variación se realiza tan sólo con una adición de calor latente por lo que se tiene que este proceso es tanto isotérmico como isobárico.

Así durante el paso del refrigerante por el evaporador, éste absorbe calor del espacio refrigerado, por lo que en el movimiento BC se incrementará la entalpía. Consecuentemente la cantidad de calor absorbido por el refrigerante en el evaporador está definida por la Ecuación 1.5:

$$q_{abs} = h_C - h_B \quad 1.5$$

En donde: h_B = Entalpía a la entrada del evaporador

h_C = Entalpía a la salida del evaporador

Proceso de compresión: El proceso CD mostrado en la Figura 1.2 es el de compresión, en este se aumenta la presión vaporizante del refrigerante hasta la

presión condensante. Este proceso es netamente isentrópico, por lo que en el punto D se tiene ya vapor sobrecalentado pero con la misma entropía del punto C.

En el transcurso del proceso CD se da un incremento de la energía del vapor que es debida al trabajo mecánico realizado sobre el mismo, a esto se le conoce como trabajo de compresión realizado sobre el refrigerante y es equivalente a la diferencia de entalpías entre los puntos de entrada y salida del compresor, es decir que la relación queda:

$$w_{comp} = h_D - h_C \quad 1.6$$

En donde: h_C = Entalpía a la entrada del compresor

h_D = Entalpía a la salida del compresor

Proceso de condensación: Tal como se ve en la Figura 1.2, el proceso DA transforma el vapor sobrecalentado en líquido saturado, pero para ello se hace necesario una extracción de calor sensible y luego una de calor latente. El refrigerante sufre este proceso tanto en la tubería de descarga del compresor como también en el condensador.

Es decir la expulsión de calor que realiza el refrigerante lo realiza tanto al ambiente como al medio condensante del condensador, por lo que el calor rechazado total del ciclo va estar definido por la diferencia de entalpías entre los puntos D y A de la Figura 1.2, quedando la Ecuación 1.7:

$$q_{rech} = h_D - h_A \quad 1.7$$

En donde: h_A = Entalpía a la salida del compresor

h_D = Entalpía a la salida del condensador

Finalmente la Figura 1.3 presenta un esquema explicativo de los diferentes puntos en los que se encuentra el refrigerante durante el ciclo de refrigeración saturado simple.

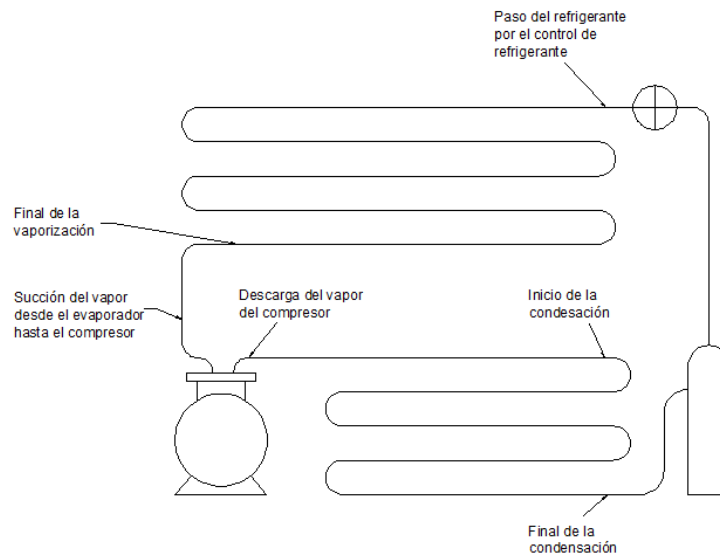


Figura 1.3. Esquema del ciclo saturado simple

1.1.4 CICLO REAL DE REFRIGERACIÓN

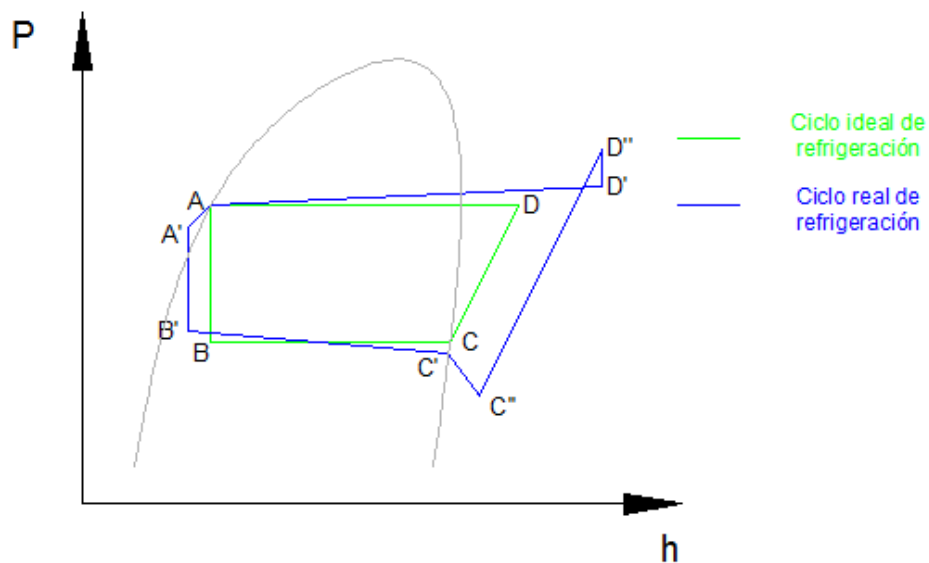


Figura 1.4. Diagrama P-h de un ciclo de refrigeración real

Hay ciertas diferencias entre este ciclo y el saturado simple debido a ciertas consideraciones que se hacen en los ciclos ideales como el hecho de despreciar las caídas de presión, considerar sistemas totalmente aislados, etc.

Entre los efectos más importantes que se consideran en un ciclo real y no en un ciclo ideal está el sobrecalentamiento a la salida del evaporador, el subenfriamiento en la línea de líquido y el efecto de las caídas de presión.

Así para entender mejor estas diferencias en la Figura 1.4 se observan cada uno de los procesos en un ciclo de refrigeración real en azul y todos los procesos del ciclo ideal en verde. A continuación se detallan cada uno de los procesos:

- A-A': Efecto de subenfriamiento a la salida del condensador y caída de presión en el depósito receptor y en la tubería de líquido.
- A'-B': Estrangulación real (No es totalmente isoentálpico).
- B'-C': Proceso de evaporación con caída de presión
- C'-C'': Efecto de sobrecalentamiento a la salida del evaporador y caída de presión en la tubería de succión.
- C''-D'': Proceso de compresión real (No es isentrópico).
- D''-D': Caída de presión necesaria para forzar la apertura de las válvulas de descarga.
- D'-A: Proceso de condensación y caída de presión en el condensador y la tubería de descarga.

1.1.4.1 Efecto del sobrecalentamiento en el vapor de succión

Después de la salida del evaporador, el vapor saturado frío continúa absorbiendo calor volviéndose sobrecalentado en el compresor; lo que es contribuido además con la presentación de pequeñas caídas de presión después del evaporador hasta llegar a la succión del compresor. El mismo se muestra en la Figura 1.5 en el proceso C'-C''. A continuación se presentan algunas diferencias entre el ciclo que tiene efecto de sobrecalentamiento y el ciclo saturado.

- El trabajo de compresión necesario para el ciclo sobrecalentado es ligeramente mayor que para el ciclo saturado.
- A una misma temperatura y presión condensante, la temperatura del vapor a la salida del compresor es mayor con el efecto de sobrecalentamiento que en el ciclo saturado.

- Para ambos ciclos se debe eliminar la misma cantidad de calor latente, pero para el ciclo sobrecalentado se tiene que eliminar mayor calor sensible.

1.1.4.2 Subenfriamiento en el líquido

Se obtiene mediante enfriadores por los que circula agua y están conectados en serie o en paralelo al condensador. Con el subenfriamiento del líquido se obtiene un mayor efecto refrigerante, se requiere una menor potencia del compresor y por ende un mayor coeficiente de rendimiento. Se puede observar en Figura 1.5 en A-A'.

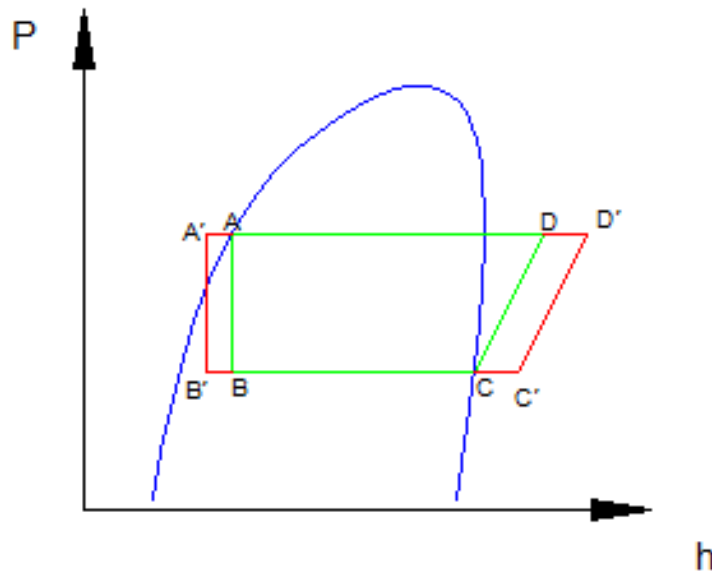


Figura 1.5. Diagrama Presión entalpía de un ciclo de refrigeración real A'B'C'D' mostrando subenfriamiento del líquido y sobrecalentamiento del vapor

1.1.4.3 Efecto de las caídas en presión el ciclo de refrigeración

Principalmente las caídas de presión se dan debido a que el refrigerante debe contrarrestar la fricción que genera su paso a través de tuberías, válvulas, evaporador, condensador, compresor y demás componentes del ciclo. Las pérdidas más representativas se pueden observar en el diagrama del ciclo de la Figura 1.6.

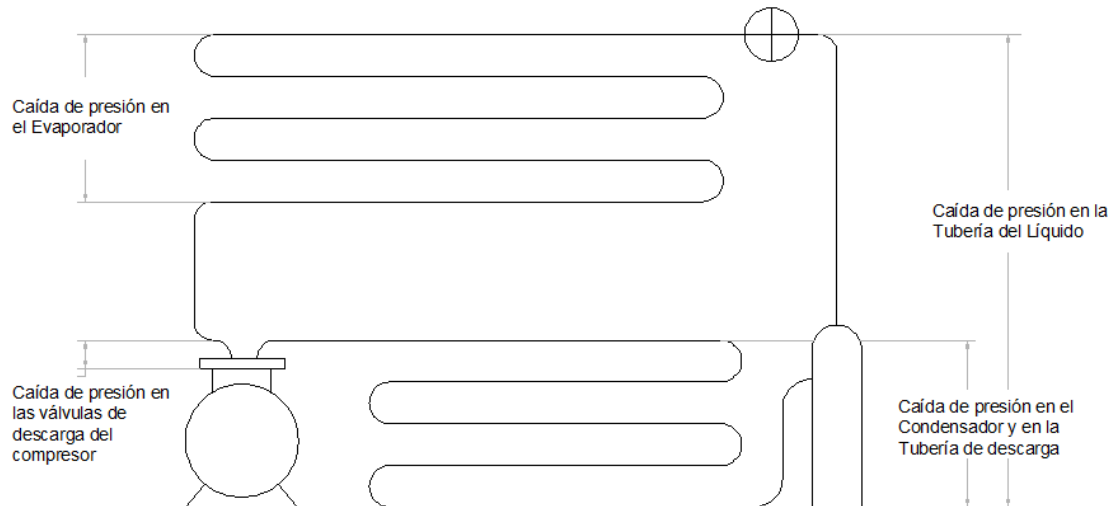


Figura 1.6. Esquema del ciclo de refrigeración representando las caídas de presión

Además el efecto causado por las caídas de presión se puede visualizar de mejor manera en un diagrama P-h como el de la Figura 1.7, en donde hay que mencionar que tan solo se han considerado las caídas de presión para un ciclo ideal de refrigeración sin subenfriamiento ni sobrecalentamiento.

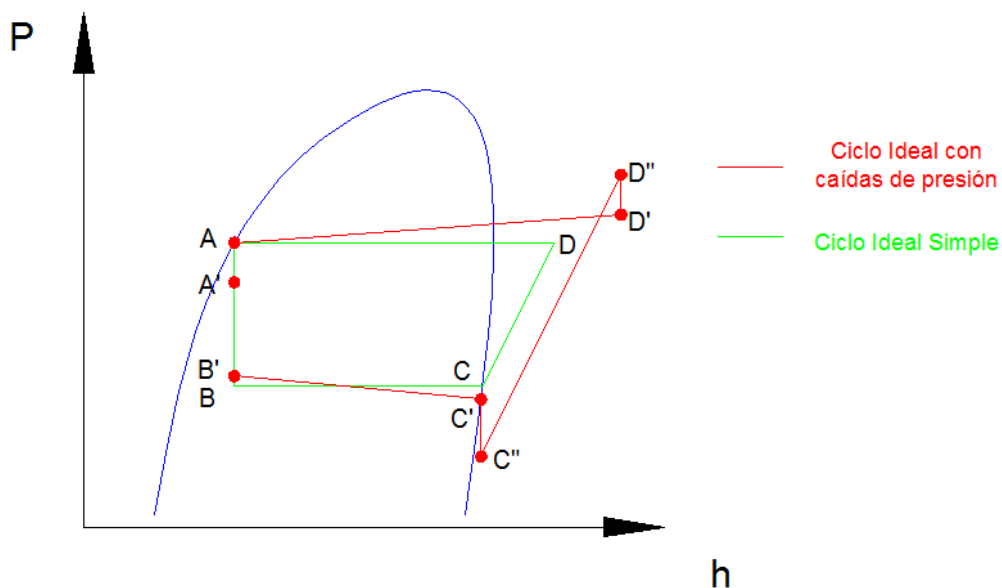


Figura 1.7. Diagrama P-h comparativo entre un ciclo ideal simple de refrigeración y un ciclo de refrigeración con caídas de presión

Tal y como se puede ver en la Figura 1.7, en la zona del evaporador B'C' se tiene que el refrigerante sale a una temperatura y presión menor, pero con un volumen específico mayor que el que se tiene en un ciclo ideal; esto provoca que el compresor deba manejar un flujo másico menor en su succión y además

se incrementa la diferencia de presiones en el compresor lo que genera que sea mayor la potencia unitaria necesaria para el ciclo con caídas de presión. Sin embargo hay que decir que las caídas de presión para un evaporador bien diseñado no llegan a ser superiores a 3 psi. Para la salida del evaporador se tienen las tuberías de succión y las válvulas de succión del compresor en las cuales el refrigerante también sufre caídas de presión al igual que en el evaporador.

En la Figura 1.7 también se puede ver en los puntos D'D" una caída de presión en las válvulas de descarga del compresor, esta se presenta para forzar la salida del vapor refrigerante del compresor contra la acción de los resortes de las válvulas. Estas caídas de presión junto a las producidas en la tubería de descarga y en el condensador, provocan un aumento en la presión de descarga dando como efecto un incremento del trabajo de compresión y por ende de la potencia por tonelada.

Finalmente se aprecia en los puntos AA' una caída de presión que se da en la tubería de líquido y en el depósito receptor, normalmente esta caída no genera ningún efecto en la eficiencia del sistema, pero si puede afectar la capacidad individual tanto de la tubería de líquido como de la válvula de control, ya que como se ve parte de la expansión la estaría realizando la tubería dando como entrada una mezcla líquido – vapor a la válvula de control afectando seriamente a las partes internas de la misma. Por ello se debe prevenir este hecho generando el suficiente subenfriamiento de líquido a la salida del condensador.

1.2 ELEMENTOS PRINCIPALES DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN

1.2.1 EVAPORADORES

El evaporador es aquella superficie en la que se produce una transferencia de calor para transformar el líquido refrigerante en vapor con el propósito de quitar el calor del espacio refrigerado.

1.2.1.1 Tipos de evaporadores según su construcción

Los tipos de evaporadores que se encuentran en esta clasificación son: de tubo descubierto, de superficie de placa y aleteados.

1.2.1.1.1 Evaporadores de tubo descubierto

La superficie de estos evaporadores puede decirse que tiene contacto directo con el refrigerante vaporizado en su interior. Comúnmente son empleados en aplicaciones con enfriamiento de líquido y con enfriamiento de aire. La acumulación de escarcha sobre la superficie del evaporador es muy complicada de evitarla, ya que se procura mantener la temperatura del espacio bajo 0°C.

1.2.1.1.2 Evaporadores de superficie de placa

Al igual que en los evaporadores de tubo descubierto, el refrigerante en su interior queda casi totalmente en contacto con la superficie. Este tipo de evaporador es usualmente empleado en aplicaciones de enfriamiento con líquido en donde las cargas pico anormales ocurren periódicamente, como por ejemplo en cuartos congelados, exhibidores de alimentos, etc.



Figura 1.8. Evaporador de superficie de placa²

1.2.1.1.3 Evaporadores aleteados

Los evaporadores aleteados son serpentines de tubo descubierto en los cuales se colocan aletas, estas placas metálicas o aletas tienen la función de aumentar el área de transferencia de calor; es decir incrementan la eficiencia para enfriar aire u otros.

² <http://spanish.alibaba.com/products/tube-on-plate-evaporator.html>

Entonces en estos evaporadores no conviene la acumulación de escarcha por lo que se recomienda su utilización en aplicaciones donde la temperatura este por encima de 0 °C.

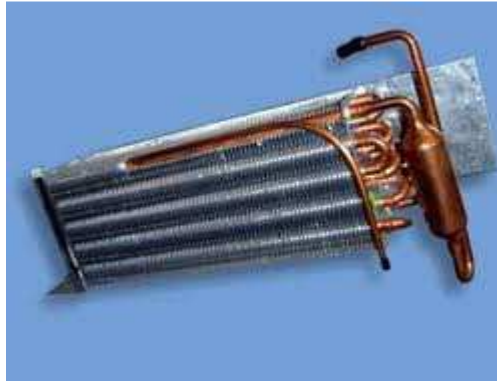


Figura 1.9. Evaporador aleteado³

1.2.1.2 Capacidad de un Evaporador

La capacidad del evaporador es la tasa de calor que pasa a través de las paredes.

$$Q_{ev} = U_{ev} \times A_{ev} \times D_{ev} \quad 1.8$$

En donde: D_{ev} es la diferencia de temperatura media logarítmica entre la temperatura exterior del evaporador y la temperatura del refrigerante en el evaporador en °C. Para determinar D_{ev} se emplea la Ecuación 1.9.

$$D_{ev} = \frac{(T_e - T_{re}) - (T_i - T_{re})}{\ln \frac{(T_e - T_{re})}{(T_i - T_{re})}} \quad 1.9$$

Para obtener una mayor cantidad de calor transferido se busca tener un factor de conductancia U grande, por lo cual primeramente los evaporadores son construidos de metal (que no reaccione con el refrigerante) como latón, acero, cobre, aluminio; además se procura tener una mejor transferencia de calor inundando los evaporadores con líquido ya que eso facilita más el intercambio de calor que si se tuviera gases en el evaporador.

³ [http:// alan-refrigeracion.blogspot.com/2009/11/que-es-y-tipos-de-evaporadores.html](http://alan-refrigeracion.blogspot.com/2009/11/que-es-y-tipos-de-evaporadores.html)

1.2.2 COMPRESORES PARA REFRIGERACIÓN

Existen 2 tipos de clasificaciones para los compresores en refrigeración: 1) por el funcionamiento y 2) por el tipo de ensamblaje.

Los compresores por el tipo de funcionamiento se dividen en:

- Recíprocos o alternativos
- Rotatorios
- Centrífugos

Los compresores por la manera de ensamblaje son:

- Herméticos
- Semi – herméticos

1.2.2.1 Compresores Recíprocos

Este tipo de compresor consiste en un pistón o émbolo que tiene un movimiento alternativo dentro de un cilindro, el cual posee tanto válvulas de admisión como de escape que posibilitan que el proceso de compresión de refrigerante se dé. El compresor recíproco es una bomba de desplazamiento positivo, por lo que es muy conveniente para el manejo de volúmenes de desplazamiento reducido así como también para los casos en los que se tiene presiones de condensación elevadas.

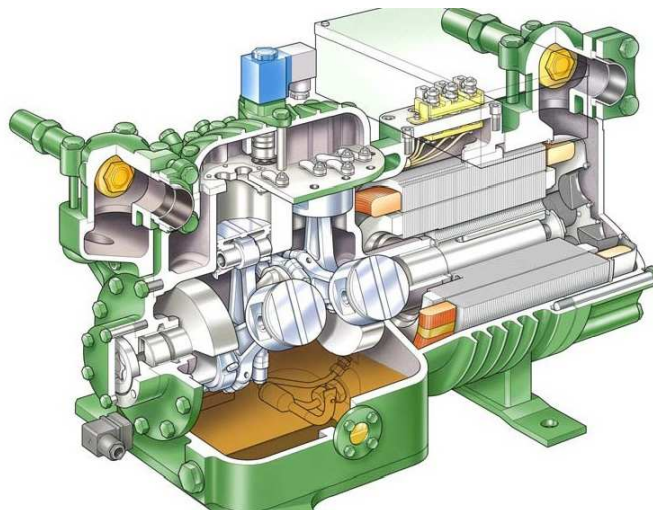


Figura 1.10. Corte de un compresor recíproco empleado en refrigeración⁴

⁴ <http://losmejorestecnicosjunior.blogspot.com/2010/11.html>

1.2.2.2 Compresores Rotatorios

En los compresores rotatorios la compresión es realizada por un sistema de pistón – cilindro el mismo que usa un movimiento del tipo circular. Este tipo de compresor es del tipo volumétrico, ya que el trabajo de la máquina se realiza en un recinto con un volumen variable. Los compresores rotatorios son empleados en refrigeración de aparatos domésticos, especialmente por el hecho de que son compactos y poseen poca vibración.



Figura 1.11. Compresor rotatorio⁵

1.2.2.3 Compresores Centrífugos

Al igual que el compresor rotatorio, estos tienen un órgano giratorio pero a diferencia de los anteriores los compresores centrífugos funcionan por efecto de una fuerza centrífuga. Los compresores centrífugos son máquinas de una elevada capacidad como las que se encuentra entre 50 y 3000 toneladas de refrigeración, por lo que se usan ampliamente en grandes centrales de acondicionamiento de aire.

⁵ <http://news.nauticexpo.es/press/vitrifrigo/.html>

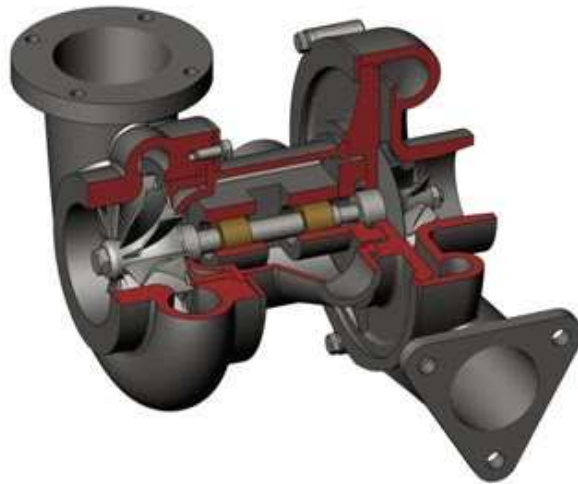


Figura 1.12. Vista en Corte de un Compresor Centrífugo⁶

1.2.2.4 Compresores Herméticos

Este tipo de compresores son ensamblados en conjunto con su motor impulsor dentro de una carcasa soldada, lo que hace imposible la apertura de los mismos para reparación o mantenimiento. La construcción de un compresor hermético es básicamente para evitar fugas en las juntas.

1.2.2.5 Compresores Semi – herméticos

Este tipo de ensamblaje es similar al de los compresores herméticos, pero se diferencia en que la carcasa es atornillada en lugar de ser soldada, por lo que a un compresor semi – hermético es posible abrirlo para efectuar reparaciones o mantenimiento.

1.2.2.6 Compresor utilizado en un Refrigerador Doméstico

Los compresores usados en refrigeradores domésticos son los recíprocos, que basan su funcionamiento en un conjunto de cilindro y pistón, este último realiza un movimiento alternativo dentro de la cámara lo que permite la compresión del refrigerante.

Así para entender de mejor manera el proceso de compresión que se da en un refrigerador doméstico es conveniente analizar en la Figura 1.13 el movimiento del pistón entre el punto muerto superior (Ps) y el punto muerto inferior (Pi).

⁶ <http://raa-juarez-ocaguera-jovany.blogspot.com/2010/10/compresor-centrifugo.html>

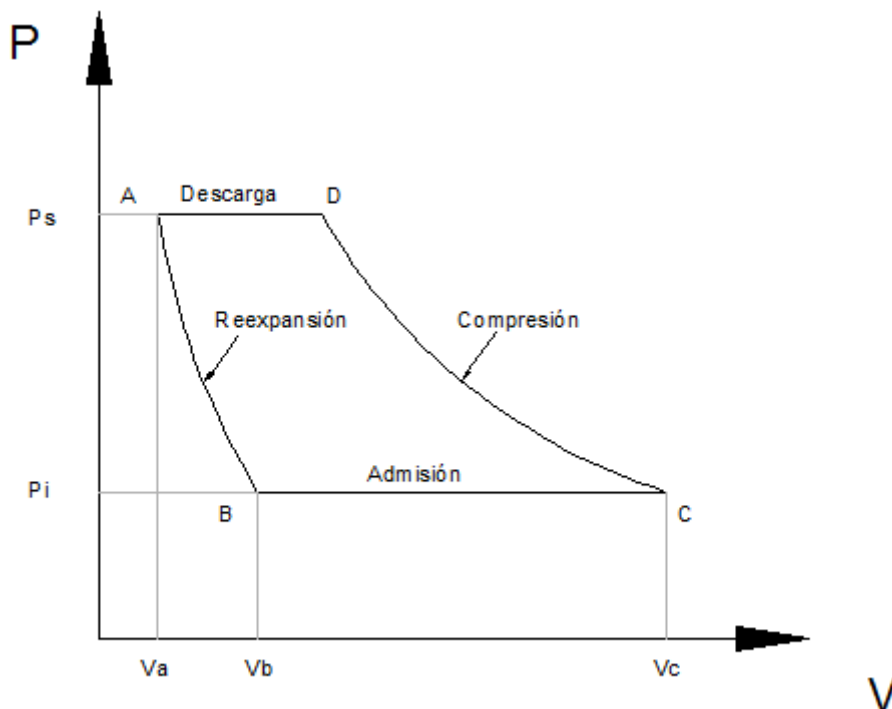


Figura 1.13. Diagrama P-V de un ciclo de compresión típico

Como se aprecia en la Figura 1.13 durante el movimiento ABC se produce la carrera de admisión del pistón, en el mismo se hace el traslado AB denominado reexpansión, en el cual el pistón inicia su descenso de tal manera que la presión en el interior del cilindro disminuye conforme va incrementándose el volumen del claro de la cámara hasta un punto en donde la presión generada por el vapor existente en la tubería de succión es mayor a la del interior del cilindro, lo que fuerza a la apertura de las válvulas permitiendo en el proceso de admisión BC el ingreso de vapor refrigerante hasta que el pistón llegue al punto muerto inferior. Ya para el movimiento CDA se da la carrera de descarga, en la cual para el traslado CD se tiene el proceso de compresión en donde se eleva la presión del vapor en el interior de la cámara hasta llegar a superar la contrapresión ejercida por el cabezal del compresor forzando la apertura de las válvulas de descarga durante el traslado DA, posibilitando de esta manera el paso del vapor de alta presión hacia la tubería de gas caliente.

Como se puede apreciar la esencia del funcionamiento de un compresor recíproco se encuentra en el pistón, por lo que resulta importante cuantificar su desplazamiento a través de lo que se llama el volumen del cilindro. Este volumen es el barrido por el pistón en cada carrera y resulta de la diferencia

entre el volumen cuando el pistón está en el punto muerto inferior menos el volumen cuando se encuentra en el punto muerto superior.

Es decir el volumen del cilindro es la cantidad de refrigerante que se comprime en cada vuelta del cigüeñal, por lo que para determinar el total de vapor comprimido por minuto se puede multiplicar el volumen del cilindro por las rpm del cigüeñal del compresor y por la densidad del vapor en la admisión.

1.2.2.7 Factores que influyen la selección de un compresor

Entre los principales factores a considerar para la selección de un compresor están: el elemento de control de flujo, la temperatura de evaporación y el tipo de fluido refrigerante.

1.2.2.7.1 Elemento de control de flujo o dispositivo de expansión

Para refrigeradoras domésticas dotadas de tubo capilar, durante la parada del compresor las presiones de succión y descarga se igualan por lo que el motor del compresor requiere un bajo torque de arranque.

Mientras tanto que a los refrigeradores comerciales dotados de válvula de expansión el flujo refrigerante sólo circula mientras el compresor está conectado, por lo que las presiones de succión y descarga no se igualan es decir el motor requiere un alto torque de arranque.

Es decir para refrigeradoras domésticas se debe aplicar un compresor con motor LST (Low Starting Torque) y para los refrigeradores comerciales se hace necesario usar un compresor con motor HST (High Starting Torque).

1.2.2.7.2 Temperatura de Evaporación

Básicamente el calor absorbido va a estar en función de la temperatura de evaporación. Así se tiene que para un compresor con alta temperatura de evaporación el trabajo realizado por el motor es menor que el trabajo realizado por el mismo compresor pero con bajas temperaturas de evaporación.

Es así como según este criterio se tienen los siguientes tipos de compresores:

- HBP (High Back Pressure) es decir de alta presión de retorno, usados para altas temperaturas de evaporación que están entre -5°C a 15°C ,

aplicados por ejemplo a deshumecedores, enfriadores de líquidos y bebederos.

- MBP (Medium Back Pressure) es decir de media presión de retorno, empleados para temperaturas medias de evaporación que están entre -25°C a -5°C , aplicados en mostradores comerciales.
- LBP (Low Back Pressure) es decir de baja presión de retorno, utilizados para bajas temperaturas de evaporación que están entre -35°C a -10°C , aplicados en congeladores y refrigeradores.

1.2.2.7.3 Tipo de Refrigerante

El tipo de refrigerante empleado en el compresor provoca que se fabriquen unidades específicas para cada uno de los refrigerantes existentes, ya que dependiendo de las propiedades, características físicas y químicas de los mismos se harán variaciones en el diseño del compresor hermético; estos cambios son internos y entre ellos pueden encontrarse alteraciones en el motor, en la bomba, en el tipo de aceite, etc. Las variaciones mostradas principalmente buscan dar al compresor un alto desempeño y una gran confiabilidad.

1.2.3 DISPOSITIVOS DE EXPANSIÓN

Los dispositivos de expansión son los elementos más fundamentales después del compresor y el condensador. Los propósitos fundamentales de estos dispositivos son: reducir la presión del líquido refrigerante y regular el paso del refrigerante al evaporador.

Entre los tipos de dispositivos de expansión se tienen: el tubo capilar, la válvula de expansión termostática, la válvula de flotador, la válvula de expansión a presión constante.

1.2.3.1 Tubo Capilar

Los tubos capilares se emplean en casi todos los sistemas de potencias menores a 1 CV, pero además también se los usan en sistemas de hasta 5 HP. Por lo regular los tubos capilares tienen longitudes de entre 0,5 m hasta 5 m y poseen un diámetro interior de 0,6 mm a 2,3 mm.

En estos dispositivos el líquido refrigerante entra al tubo y pierde presión debido a las fricciones y a la aceleración del refrigerante, por lo que una parte se transforma en vapor.

Un tubo capilar seleccionado no puede ajustarse a sí mismo variaciones a la presión de escape, admisión y carga, es decir se debe tener un flujo equilibrado entre el compresor y el evaporador, los flujos desequilibrados solo pueden ser temporales.

Casi todos los tubos capilares se instalan de manera que son parte de un intercambiador de calor (se une la tubería de admisión al tubo capilar), el gas de admisión frío procedente del evaporador retarda la evaporación del líquido que pasa por el capilar.

Entre las ventajas que poseen los capilares están: la simplicidad, la ausencia de partes móviles, el bajo costo. Además se puede contar con que se pueden igualar las presiones del sistema durante el tiempo que el ciclo está cortado, por lo que el motor puede ser de un bajo par de arranque.

Sin embargo existen desventajas con el uso de capilares entre las que se cuentan: que se pueden obstruir con sustancias extrañas, no es posible ajustarlos a las variaciones de carga y además el peso de carga del refrigerante se debe procurar que se mantenga dentro de los límites.

1.2.3.1.1 Dimensionamiento de tubos capilares

Uno de los métodos de selección de tubos capilares es mediante prueba y error que se realizan con un diámetro determinado y diferentes longitudes a ser probadas, sin embargo este método resulta ser empírico. Por ello, se ha considerado una serie de métodos para el dimensionamiento de un tubo capilar determinado entre los que se encuentran algunos que se basan en ecuaciones empíricas mientras otros aplican principios de la dinámica de fluidos.

El método a emplear se vale de principios de la mecánica de fluidos en donde básicamente se pretende determinar la longitud requerida de un tubo capilar de cierto diámetro, con el fin de reducir un caudal en masa de refrigerante, desde la presión del condensador hasta la presión del evaporador. Esta determinación del tubo capilar necesario se lo realiza mediante pequeños descensos de

presión que generan incrementos sucesivos de longitud, los cuales serán sumados al final para obtener la dimensión deseada que satisfaga las condiciones.

El procedimiento para la selección de tubos capilares es el siguiente:

- Se determina una pequeña caída de presión.
- Se establecen las propiedades del refrigerante en el punto inicial y final.
- Se determinan la calidad y el volumen específico mediante el gráfico P-h obtenido en el Software del propano.
- Se determina la velocidad mediante la Ecuación 1.10.

$$v = \frac{\dot{m}v}{3600A} \quad 1.10$$

- Se encuentra la caída de presión debida a la aceleración del refrigerante. La caída total de la presión debida a la aceleración y al rozamiento se determina mediante la Ecuación 1.11.

$$10^4 v dp + \frac{v dv}{g} + \frac{f v^2 dL}{2gD} = 0 \quad 1.11$$

En donde g es la constante de la gravedad igual a $9,8 \text{ m/s}^2$.

Por lo que despejando el diferencial de presión de la Ecuación 1.11 queda:

$$dp = -\frac{v dv}{10^4 v g_c} - \frac{f v^2 dL}{2v D g_c} \left(\frac{1}{10^4} \right) \quad 1.12$$

De donde se obtiene que la caída de presión por aceleración corresponde a la Ecuación 1.13.

$$dp = -\frac{v dv}{10^4 v g_c} \quad 1.13$$

Mientras que la caída de presión por rozamiento es igual a:

$$dp = -\frac{fv^2 dL}{2vDg_c} \left(\frac{1}{10^4} \right) \quad 1.14$$

Considerando las pequeñas caídas de presión estimadas provocadas por los incrementos diferenciales de longitudes inicial y final, y reemplazando la Ecuación 1.10 de la velocidad y la Ecuación 1.13 la caída de presión debido al rozamiento en el intervalo 0-1 (inicial y final) es igual a:

$$\Delta p_{0-1} = \frac{\dot{m}}{2Dg_c(10^4)(3600A)} \int_0^1 fvdL \quad 1.15$$

De donde la integral resulta de difícil resolución porque tanto f como V varían respecto de la longitud L , así para simplificar la resolución de la misma se considera que los valores medios de estas permanecen constantes, quedando la Ecuación 1.13 de la caída de presión por rozamiento de esta manera:

$$\Delta p_{0-1} = \frac{\dot{m}}{2Dg_c(10^4)(3600A)} f_m v_m \Delta L_{0-1} \quad 1.16$$

En la Ecuación 1.16, f_m y v_m son los valores medios del coeficiente de rozamiento y de la velocidad respectivamente.

Para determinar el valor del coeficiente de rozamiento se emplea la Ecuación 1.17.

$$f = \frac{0,32}{Re^{0,25}} \quad 1.17$$

De donde el número de Reynolds (Re) que es adimensional se calcula con la Ecuación 1.18.

$$Re = \frac{vD}{v\mu} \quad 1.18$$

Siendo μ la viscosidad dinámica del refrigerante en [kgm/s] en las condiciones dadas inicial y final.

- Se obtiene el valor de la caída de presión por rozamiento restando el valor de la caída de presión por la aceleración del valor de la caída de presión total supuesta.
- Se determina la longitud del intervalo 0-1 del tubo despejando de la Ecuación 1.16 ΔL_{0-1} .

1.2.3.2 Válvula de Expansión a presión constante

La válvula de expansión a presión constante mide la presión en el evaporador y cuando esta desciende bajo el punto de control, la válvula se abre más, mientras que cuando se sube por encima del punto de control la válvula se cierra parcialmente.

El uso de este tipo de válvulas se encuentra limitado a sistemas de menos de 10 ton en los que la carga crítica es empleada para evitar inundaciones del evaporador, es decir se usa principalmente cuando la temperatura de evaporación debe mantenerse en un cierto punto para controlar la humedad o para prevenir el congelamiento de agua que se enfría. La limitación de presión de estas válvulas puede usarse ventajosamente cuando se necesita una protección contra la sobrecarga del compresor debida a una presión de admisión alta.

1.2.3.3 Válvulas de Flotador

Este tipo de válvula de expansión mantiene un nivel constante de líquido en los recipientes que contienen refrigerante. Específicamente las válvulas consideradas de este tipo en refrigeración son las que poseen apertura lateral inferior, las mismas que mediante pequeñas aperturas o cierres mantienen el nivel requerido de refrigerante en el evaporador.

Por consecuencia del nivel constante de líquido la válvula de flotador siempre establece unas condiciones de flujo equilibrado entre el compresor y la válvula, es decir que la apertura o cierre de dispositivos se da en segundos por lo que no es apreciable.

Combinaciones de válvulas de flotador y solenoides de cierre se usan ampliamente en grandes instalaciones en las que pueden regular el flujo de

evaporadores del tipo inundado en respuesta del nivel del líquido refrigerante en la envuelta del evaporador. No deben usarse estas válvulas en evaporadores del tipo de tubo continuo en donde no es posible establecer el nivel del líquido refrigerante para el control.

1.2.3.4 Válvula de Expansión Termostática

En los sistemas de refrigeración de tamaño medio, la válvula de expansión termostática es la más empleada ya que regula el flujo del líquido refrigerante en función de la razón de evaporación en el evaporador, es decir actúa de acuerdo al grado de recalentamiento del gas de admisión que sale del evaporador.

A pesar de que el recalentamiento del gas de admisión es el elemento de control en la válvula expansión termostática, no se mantiene un recalentamiento fijo. Por lo que en una válvula pueden ser necesarios 5°C de recalentamiento para que se inicie la apertura y un recalentamiento adicional de 2°C para abrir la válvula con la amplitud suficiente para dar el caudal preciso.

La válvula de expansión termostática es frecuentemente requerida para operar en un amplio rango de temperaturas de evaporación. Así para sistemas de refrigeración con bajas temperaturas no solo se debe controlar el flujo de refrigerante a la temperatura de diseño sino que también debe ser capaz de alimentar al evaporador durante la operación del descenso de la temperatura por ejemplo al empezar a funcionar el sistema.

1.2.4 CONDENSADORES

El condensador es otra superficie de transferencia de calor, en la que se efectúa un intercambio energético entre el refrigerante vaporizado y el medio condensante. Así cuando el vapor refrigerante caliente atraviesa las paredes del condensador cede calor a otra sustancia como el agua, provocando en primer lugar el enfriamiento hasta el punto de saturación y luego la transformación hacia la fase líquida del refrigerante.

1.2.4.1 Carga del Condensador

La carga del condensador viene asociada directamente con la cantidad de calor rechazado en el sistema. Para un ciclo de refrigeración ideal la carga del condensador viene dada por el calor rechazado definido en la Ecuación 1.2, pero para un ciclo real a este valor hay que agregarle calores absorbidos del exterior por parte del sistema principalmente en la zona de la succión del compresor, por lo que la carga real del condensador está dada por la Ecuación 1.19.

$$\text{Carga condensador} = q_{rech} = q_{abs} + w_{comp} + q_{exteriores} \quad 1.19$$

1.2.4.2 Capacidad del Condensador

Como la transferencia de calor se da por conducción a través de las paredes del condensador, la capacidad de este viene dado por la Ecuación 1.20.

$$Q_{cd} = U_{cd} \times A_{cd} \times D_{cd} \quad 1.20$$

Tanto el coeficiente de transferencia U_{cd} como el área A_{cd} son fijados en la construcción del condensador, por lo que solo se puede variar la capacidad del condensador por la diferencia de temperaturas, en las que normalmente solo cambia la temperatura del refrigerante ya que el medio condensante se encuentra a una temperatura constante.

1.2.4.3 Tipos de Condensadores

La clasificación más general de los condensadores está dada por el tipo de medio condensante, así se tienen a los siguientes tipos:

- Condensadores enfriados con aire
- Condensadores enfriados con agua
- Condensadores evaporativos

1.2.4.3.1 Condensadores enfriados con aire

Como se indica en su nombre, se emplea al aire como medio condensante. En estos condensadores la transferencia de calor generada provoca un incremento de la temperatura del aire. La circulación del aire en este tipo de

condensadores puede ser por convección natural o forzada por efecto de un ventilador.

Cuando se usa convección natural circula poco aire por el condensador, por lo que se hace necesaria una superficie mucho más grande. Normalmente se emplean este tipo de condensadores para unidades pequeñas como los refrigeradores domésticos y pueden ser de superficie de placa o de tubería aleteada, para ambos casos se debe procurar la libre circulación de aire a través del condensador.



Figura 1.14. Condensador enfriado con aire forzado⁷

1.2.4.3.2 Condensadores enfriados con agua

Los condensadores que utilizan agua como medio condensante se subdividen en 3 grupos: 1) de doble tubo, 2) de casco y serpentín y 3) acorazados.

Para los condensadores de doble tubo se tiene a 2 tubos, el uno colocado dentro del otro, en donde por el tubo interior circula agua mientras que por el espacio anular circula en contraflujo el refrigerante a ser enfriado. En cambio para los condensadores de casco y serpentín, el agua circula por el serpentín mientras que el refrigerante, que entra caliente por la parte superior del casco o cilindro, se condensa una vez que haya rodeado la totalidad del serpentín.

⁷ <http://www.alisandesinfecciones.com/contenido.php?lang=es&seccion=5&familia=5&servicio=10>

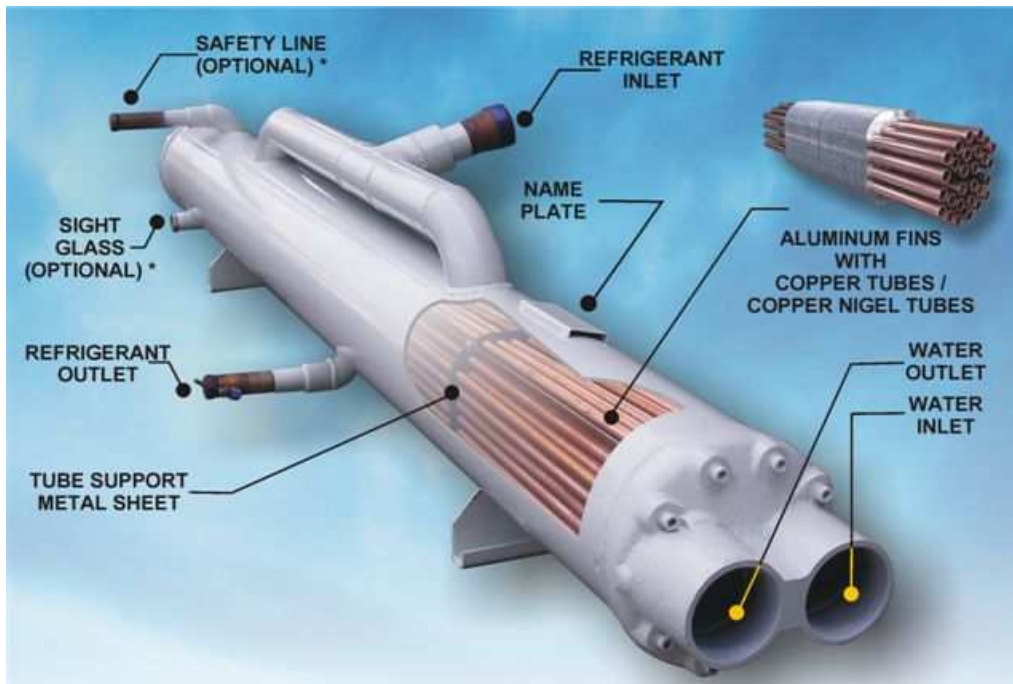


Figura 1.15. Condensador acorazado con enfriamiento con agua⁸

Finalmente los condensadores acorazados son depósitos en forma de cilindro dentro de los cuales están dispuestos paralelamente un número determinado de tubos unidos en los extremos a un cabezal, en estos el agua circula por los tubos mientras el refrigerante está dentro del cilindro entre los cabezales de tubo.

1.2.4.3.3 Condensadores Evaporativos

Este tipo de unidades son el resultado de una combinación entre un condensador y una torre de enfriamiento, con el fin de conservar agua. En estos condensadores el enfriamiento del refrigerante es dado primordialmente por la evaporación del agua atomizada o rociada, pero a su vez también se utiliza aire con el propósito de ir sacando el vapor de agua y así aumentar la velocidad de evaporación.

⁸ [http:// www.coolmangroup.com/coolman_catalog_list.php](http://www.coolmangroup.com/coolman_catalog_list.php)

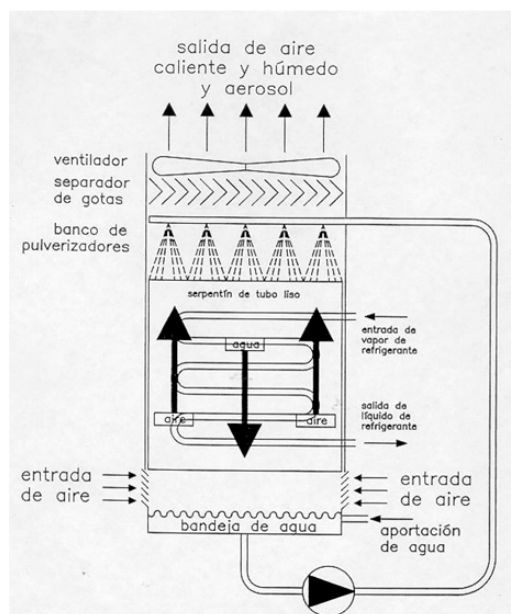


Figura 1.16. Esquema de un condensador evaporativo⁹

1.3 FUNCIONAMIENTO BÁSICO DE UN REFRIGERADOR DOMÉSTICO

El refrigerante succionado desde el evaporador es comprimido en el compresor por lo cual pasa de la presión baja a la presión alta para de allí seguir hacia el condensador. En este componente se produce un intercambio de calor hacia el ambiente transformando el refrigerante vaporizado en líquido. Una vez que el refrigerante se encuentra en estado líquido se reduce la presión del mismo hasta llegar a la presión baja por medio de un tubo capilar, lo que deja en estado de mezcla al refrigerante pasando en este punto al evaporador que transforma en gas nuevamente al fluido y llegando hasta la tubería de succión del compresor completando de esta manera el ciclo de refrigeración.

El calor empleado para cambiar el refrigerante de líquido a vapor en el evaporador es extraído de dentro del sistema de refrigeración es decir de los elementos a refrigerar.

Existen otros elementos adicionales empleados en las refrigeradoras domésticas tales como: el filtro secador que sirve para retener la humedad

⁹ <http://www.directindustry.es/prod/itt-standard/condensadores-de-coraza-y-tubos-25340-236587.html>

residual que se pudiera presentar en el sistema, el tubo enfriador de aceite empleado para reducir la temperatura del compresor y el acumulador de succión que se usa para evaporar los restos de líquido que pudieran existir aún a la salida del evaporador. A continuación en la Figura 1.17 se observa un esquema de una refrigeradora doméstica.

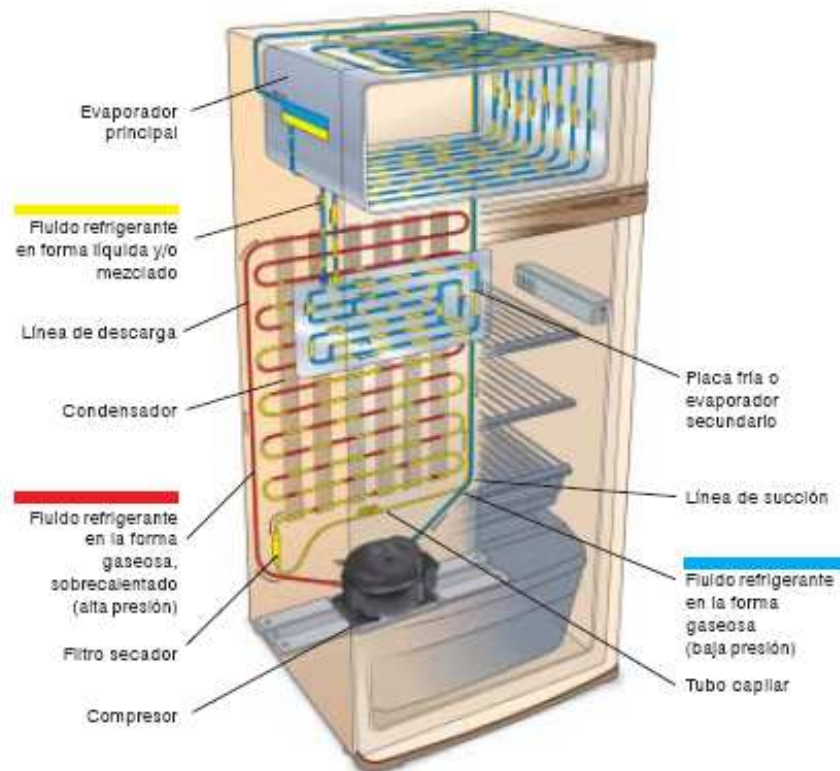


Figura 1.17. Sistema básico de refrigeración doméstica¹⁰

1.4 PROPIEDADES Y RELACIONES TERMODINÁMICAS DE LAS SUSTANCIAS

1.4.1 ENTALPÍA DE VAPORIZACIÓN

El cálculo de la entalpía de vaporización se lo realiza mediante la ecuación de Clapeyron.

$$h_{fg} = T v_{fg} \frac{dP_{sat}}{dT_{sat}} \quad 1.21$$

De donde v_{fg} es calculada con la relación de la Ecuación 1.22.

¹⁰ <http://es.scribd.com/doc/Manual-de-Applicacion-de-Compresores-Embraco-Refrigeracion.html>

$$v_{fg} = v_g - v_f \quad 1.22$$

1.4.2 ENTALPÍA DEL GAS

Para el cálculo de las entalpías se emplea la Ecuación 1.23.

$$dh = C_p \cdot dT + \left[v + T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p \right] dP \quad 1.23$$

El C_p para los gases ideales se calcula con la Ecuación 1.24.

$$C_p = C_v + R \quad 1.24$$

1.4.3 ENTROPÍA DE VAPORIZACIÓN

El cálculo de la entropía de vaporización se lo realiza mediante la Ecuación 1.25.

$$s_{fg} = \frac{h_{fg}}{T} \quad 1.25$$

1.4.4 ENTROPÍA DEL GAS

Para el cálculo de la entropía se emplea la Ecuación 1.26.

$$ds = \frac{C_p}{T} dT - \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p dP \quad 1.26$$

De igual forma que para el caso de las entalpías, las ecuaciones disponibles para encontrar el C_p en este caso son las mismas y por ende sólo son aplicables para gases ideales.

1.4.5 VISCOSIDAD DEL GAS

Cuando un gas es sometido a un esfuerzo cortante se provoca un movimiento a granel, donde las moléculas en cualquier punto tienen un vector de velocidad a granel añadido a su propio vector de velocidad al azar. Las colisiones moleculares causan un intercambio de momentos a lo largo del fluido, por lo que este vector de velocidad a granel se distribuye. Cerca de la fuente de aplicación del esfuerzo, el vector de velocidad a granel es grande, pero conforme el movimiento de las moléculas se aleja de la fuente, estas se

ralentizan (en la dirección del flujo global), causando que las otras secciones del fluido se muevan en esa dirección. Este intercambio de momento molecular, producido al azar, es la causa predominante de la viscosidad del gas.

1.4.5.1 Efecto de fuerzas intermoleculares

Si las moléculas son atraídas o repelidas una a otra por efecto de las fuerzas intermoleculares, se aplica la teoría de Chapman y Enskog. La misma que tiene 4 suposiciones importantes: 1) el gas es suficientemente diluido para que sólo ocurran colisiones binarias, 2) el movimiento de las moléculas durante la colisión puede ser descrito por la mecánica clásica, 3) sólo ocurren colisiones elásticas y 4) las fuerzas intermoleculares sólo actúan entre los centros fijos de las moléculas. Con estas suposiciones el tratamiento de Chapman y Enskog determina que la solución de la viscosidad es dada por la Ecuación 1.27.

$$\mu = 0,002669 \frac{\sqrt{MT}}{\sigma^2 \Omega_v} \quad 1.27$$

El diámetro de la esfera dura σ está en Å y es una constante característica de cada gas¹¹, donde sus valores experimentales se encuentran en el Anexo 2.

1.4.5.2 Estimación de la viscosidad de gases a bajas presiones

1.4.5.2.1 Aproximación teórica

Para aplicar la aproximación teórica se emplea la teoría de Chapman y Enskog, para la cual se debe conocer la integral de colisión Ω_v , la misma que se obtiene mediante la determinación de la temperatura adimensional T^* en la Ecuación 1.28.

$$T^* = \frac{kT}{\epsilon} \quad 1.28$$

Para cada tipo de gas en el Anexo 2 se da el valor de ϵ/k , que viene a ser una constante del gas que tiene como unidades al Kelvin (K).¹²

¹¹ REID, Robert; The properties of gases and liquids; pág: 395.

¹² REID, Robert; The properties of gases and liquids; págs: 678, 679.

En base a la determinación de la temperatura adimensional, Lennard y Jones iniciaron la estimación diferentes potenciales para obtener el integral de colisión Ω_v de gases no polares y en base a estos trabajos Neufeld propuso una ecuación empírica para aplicaciones computacionales, la misma que se observa en la Ecuación 1.29.

$$\Omega_v = \left(\frac{A}{T^{*B}} \right) + \frac{C}{\exp DT^*} + \frac{E}{\exp FT^*} \quad 1.29$$

Donde los valores de las constantes A, B, C, D, E y F; aplicables para todos los gases son los siguientes:

$$A = 1,16145$$

$$B = 0,14874$$

$$C = 0,52487$$

$$D = 0,7732$$

$$E = 2,16178$$

$$F = 2,43787$$

Esta ecuación es aplicable para gases no polares en los que la temperatura adimensional T^* (Ecuación 1.28) se encuentre en el intervalo: $0,3 \leq T^* \leq 10$ con lo que se tiene una desviación promedio del 0,064%.

A su vez para el caso de los gases polares el cálculo de la integral de colisión se ajusta más a una función potencial sugerida por Stockmayer, la misma que es en esencia idéntica a la de Lennard-Jones exceptuando el término adicional que toma en cuenta las interacciones dipolo-dipolo entre moléculas. De esta manera la nueva ecuación propuesta por Stockmayer queda de la siguiente manera:

$$\Omega_v(\text{Stockmayer}) = \Omega_v(\text{Lennard} - \text{Jones}) + \frac{0,2\delta^2}{T^*} \quad 1.30$$

Donde δ es un parámetro de Stockmayer adimensional para cada gas polar y está tabulado.¹³

¹³ REID, Robert; The properties of gases and liquids; pág: 401.

1.4.5.3 Efecto de la presión en gases puros

La viscosidad de los gases solamente es fuertemente influenciada por la presión en ciertas regiones de presión y temperatura. Usualmente, las variaciones de presión no son significantes a temperaturas reducidas muy altas o a bajas presiones reducidas. Para gases donde la temperatura reducida está bien por encima de la unidad, existe un pequeño efecto de la presión; mientras tanto que para presiones muy altas, la viscosidad se espera que incremente fuertemente.

Sin embargo cuando el gas se encuentra cerca del estado de vapor saturado a bajas presiones reducidas si se tiene un efecto apreciable de la presión sobre la viscosidad, como se puede observar en la Figura 1.18 donde se muestra este efecto.

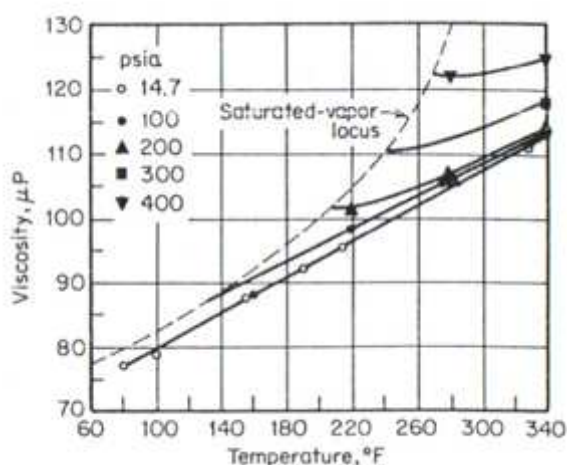


Figura 1.18. Viscosidad vs Temperatura para un n-Butano¹⁴

Por ello, para la determinación más eficaz de la influencia o no de la presión en la viscosidad de un gas, Childs y Hanley dedujeron un criterio en el que se hace factible establecer si la presión es significativa para la obtención del valor de la viscosidad. Este criterio se encuentra simplificado en la Figura 1.19 en el que se relaciona la presión reducida versus la temperatura reducida.

En la Figura 1.19 es posible determinar si el gas es diluido o denso, para el primer caso la influencia de la presión no es significativa por lo que el empleo de la Ecuación 1.27 y de los métodos de aproximación teórica es satisfactoria,

¹⁴ REID, Robert; The properties of gases and liquids; pág: 421.

mientras que para el caso del gas denso se hace necesario aplicar una corrección a las ecuaciones anteriores debida a la presión.

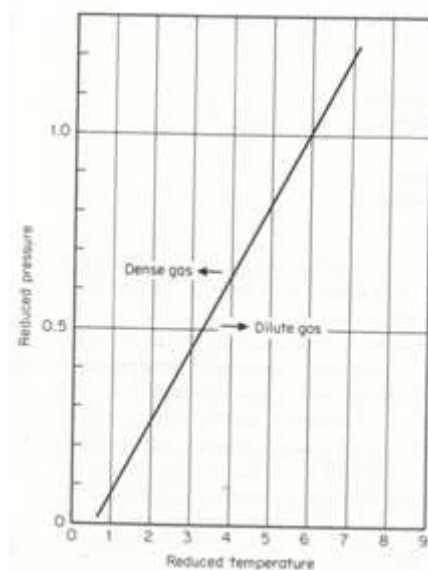


Figura 1.19. Rangos de temperaturas y presiones reducidas para separar gases densos y diluidos¹⁵

1.4.5.4 Correlaciones de viscosidades residuales

Para determinar la viscosidad de un gas denso se tiene un método en el cual se toma en cuenta la función de viscosidad residual $\mu - \mu^0$. Donde μ es la viscosidad del gas denso y μ^0 es la viscosidad del gas diluido a la misma temperatura, esta última puede ser encontrada mediante la Ecuación 1.27 y la aproximación teórica. La aplicabilidad de esta correlación ha tenido éxito en los materiales puros, por lo que se ha generalizado el empleo de la misma.

Así para gases no polares el método reportado por Jossi, Stiel y Thodos deduce la Ecuación 1.31 que es aplicable en el rango $0,1 \leq \rho_r = \frac{\rho}{\rho_c} < 3$ para la determinación de la viscosidad de gases densos:

$$[(\mu - \mu^0)\xi + 1]^{0,25} = 1,023 + 0,23364\rho_r + 0,58533\rho_r^2 - 0,40758\rho_r^3 + 0,093324\rho_r^4 \quad 1.31$$

En donde la viscosidad del gas denso μ está en μP .

Además se encuentra el factor ξ que es un grupo viene dado por la Ecuación 1.32.

¹⁵ REID, Robert; The properties of gases and liquids; pág: 423.

$$\xi = T_c^{1/6} M^{-1/2} P_c^{-2/3} \quad 1.32$$

En donde la presión crítica P_c del gas está en atmósferas [atm].

Mientras tanto que para gases polares densos se tienen las siguientes relaciones:

$$(\mu - \mu^0)\xi = 1,656\rho_r^{1,111} \quad \rho_r \leq 0,1 \quad 1.33$$

$$(\mu - \mu^0)\xi = 0,0607(9,045\rho_r + 0,63)^{1,739} \quad 0,1 \leq \rho_r \leq 0,9 \quad 1.34$$

$$\log\{4 - \log[(\mu - \mu^0)\xi]\} = 0,6439 - 0,1005\rho_r - \Delta \quad 0,9 \leq \rho_r < 2,6 \quad 1.35$$

Donde:

$$\Delta = \begin{cases} 0 & 0,9 \leq \rho_r < 2,2 \\ (4,75)(10^{-4})(\rho_r^3 - 10,65)^2 & 2,2 < \rho_r < 2,6 \end{cases}$$

1.4.6 VISCOSIDAD DE LOS LÍQUIDOS

La viscosidad de los líquidos es considerablemente diferente a la de los gases, es así que la viscosidad de los líquidos disminuye fuertemente con el incremento de temperatura.

En general las teorías que predominan en la viscosidad de los líquidos pueden ser divididas arbitrariamente en aquellas que se basan en líquidos que se comportan como gases y en aquellas basadas en líquidos que se comportan como sólidos. De hecho el líquido se considera ordenado en un corto rango pero desordenado en un largo rango.

1.4.6.1 Efecto de las altas presiones en bajas temperaturas del líquido

La viscosidad del líquido por debajo del punto de ebullición no es afectada particularmente por presiones moderadas, pero bajo presiones altas se tiene incrementos notables. Sin embargo a pesar de las diferentes investigaciones de Bridgman y Andrade no se ha podido determinar aún una correlación aproximada en la que se establezca la influencia de altas presiones a bajas temperaturas.

1.4.6.2 Efecto de la Temperatura en la viscosidad del líquido

1.4.6.2.1 Estimaciones de la viscosidad del líquido para bajas temperaturas

La viscosidad de los líquidos disminuye con la temperatura. Por lo que se ha desarrollado una serie de métodos empíricos que posibilitan la estimación de la viscosidad del líquido en base a la influencia de temperaturas. Los métodos a mostrarse a continuación tienen aplicabilidad para los líquidos que se encuentren por encima del punto de congelamiento hasta un valor de temperatura relativa $T_r = \frac{T}{T_c} \approx 0,75$.

1.4.6.2.2 Método de Thomas

Thomas sugirió que la viscosidad de los líquidos a temperaturas por debajo del punto normal de ebullición puede ser calculada de la expresión empírica mostrada en la Ecuación 1.36 y las constantes de la Tabla 1.1.

Tabla 1.1. Contribuciones estructurales para el cálculo de θ^{16}

Elemento	Contribución	Grupo	Contribución
C	-0,462	Doble Enlace	0,478
H	0,249	C ₆ H ₅	0,385
O	0,054	CO	0,105
Cl	0,340	CN	0,381
Br	0,326		
I	0,335		
S	0,043		

$$\log \left(8,569 \frac{\mu_L}{\rho_L^2} \right) = \theta \left(\frac{1}{T_r} - 1 \right) \quad 1.36$$

1.4.6.2.3 Método de Morris

Morris presentó un método considerando las contribuciones de grupos que tiene cada uno de los líquidos, es así que la viscosidad se calcula con la Ecuación 1.37 y las constantes de la Tabla 1.2.

¹⁶ REID, Robert; The properties of gases and liquids; pág: 441.

Tabla 1.2. Viscosidad Seudocrítica μ^+ ¹⁷

Grupo	μ^+ (cP)	Grupo	μ^+ (cP)
Hidrocarburos	0,0875	Ácidos Orgánicos	0,117
Derivados Halogenados del Benceno	0,123	Éteres, Aldehídos, Acetatos, Cetonas	0,096
Derivados del Benceno	0,0895	Fenoles	0,0126
Hidrocarburos Halogenados	0,148	Misceláneos	0,10
Alcoholes	0,0819		

$$\log \frac{\mu_L}{\mu^+} = J \left(\frac{1}{T_r} - 1 \right) \quad 1.37$$

En donde J es función de la estructura y se obtiene por la Ecuación 1.38.

$$J = \left[0,0577 + \sum_i (b_i n_i) \right]^{1/2} \quad 1.38$$

Donde n_i es el número de apariciones de cada grupo en la molécula de líquido.

Tabla 1.3. Contribuciones estructurales para J¹⁸

Grupo	b_i	Grupo	b_i
CH ₃ , CH ₂ , CH	0,0825	CH ₂ como miembro saturado del anillo	0,1707
Halógeno sustituido CH ₃	0,0	CH ₃ , CH ₂ , CH anillo adyacente	0,0520
Halógeno sustituido CH ₂	0,0893	NO ₂ anillo adyacente	0,4170
Halógeno sustituido CH	0,0667	NH ₂ anillo adyacente	0,7645
Halógeno sustituido C	0,0	F, Cl anillo adyacente	0,0
Br	0,2058	OH para alcoholes	2,0446
Cl	0,1470	COOH para ácidos	0,8896
F	0,1344	C=O para cetonas	0,3217
I	0,1908	O=C-O para acetatos	0,4369
Doble Enlace	-0,0742	OH para fenoles	3,4420
Anillo de Benceno C ₆ H ₄	0,3558	-O- para éteres	0,1090
H Adicional en anillo	0,1446		

¹⁷ REID, Robert; The properties of gases and liquids; pág: 442.

¹⁸ REID, Robert; The properties of gases and liquids; pág: 443.

1.4.6.2.4 Estimaciones de la viscosidad del líquido para altas temperaturas

Para líquidos saturados a altas temperaturas, es factible emplear como bases algunas de las correlaciones ya mencionadas en el caso de los gases densos; es así como Letsou y Stiel han determinado una nueva correlación considerando el factor acéntrico ω como se muestra en la Ecuación 1.39.

$$\mu_L \xi = (\mu_L \xi)^{(0)} + \omega (\mu_L \xi)^{(1)} \quad 1.39$$

Donde los parámetros $(\mu_L \xi)^{(0)}$ y $(\mu_L \xi)^{(1)}$ son funciones de la temperatura reducida. Letsou y Stiel han tabulado estas funciones pero para aproximaciones más cercanas y tomando en cuenta el rango de $0,76 \leq T_r \leq 0,98$ se tiene que:

$$(\mu_L \xi)^{(0)} = 0,015174 - 0,02135T_r + 0,0075T_r^2 \quad 1.40$$

$$(\mu_L \xi)^{(1)} = 0,042552 - 0,07674T_r + 0,034T_r^2 \quad 1.41$$

Donde μ_L esta en centipoises y ξ está definida por la Ecuación 1.32. Cabe mencionar que la relación anterior no es aplicable para el rango de $T_r = 0,98$ hasta 1. Las últimas relaciones representan el mejor método para determinar las viscosidades de líquidos saturados a temperaturas relativas superiores a 0,76. Para el caso del propano en la Figura 1.20 se presentan las viscosidades experimentales del líquido en función de la temperatura reducida.

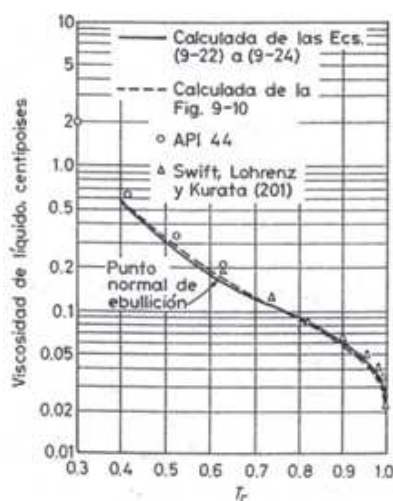


Figura 1.20. Viscosidades experimentales del propano líquido¹⁹

¹⁹ REID, Robert; Propiedades de los gases y líquidos; pág: 492.

1.5 HERRAMIENTAS MATEMÁTICAS

1.5.1 MÉTODO DE ITERACIÓN POR CONVERGENCIA

El método iterativo por convergencia es empleado para la determinación de variables incógnitas en ecuaciones de difícil resolución por métodos convencionales. Así un claro ejemplo de la utilización de esta técnica se encuentra en la sección 3.2.1.3 para la obtención del volumen específico del vapor saturado.

1.5.2 MÉTODO DE DIFERENCIAS FINITAS

Este método es una herramienta aritmética empleada muy frecuentemente para la resolución aproximada de ecuaciones diferenciales de una manera más fácil. La técnica de diferencias finitas es aplicable tanto para las ecuaciones con derivadas totales como para las que poseen derivadas parciales, por lo que resulta de gran interés en casos donde la resolución por los métodos tradicionales es compleja y su ejecución toma un buen tiempo.

El empleo de este método es claramente apreciable en el cálculo de propiedades de los refrigerantes, tales como la entalpía y la entropía que se encuentran en las secciones 3.2.1.5 y 3.2.1.8.

CAPÍTULO 2

REDISEÑO Y/O ADAPTABILIDAD DE PROPANO (R-290) A PARTIR DE R-134A

En el presente capítulo se procede a realizar una comparación del comportamiento termodinámico entre el R 134a y el propano (R-290), a partir de la misma se procede a rediseñar y adaptar los diferentes componentes del sistema de refrigeración para que funcione adecuadamente con propano en lugar del R-134a.

2.1 COMPARACIÓN ENTRE EL R-134A Y EL PROPANO (R-290)

Es importante definir los aspectos principales que se deben analizar para comparar el funcionamiento de un ciclo de refrigeración con R-134a y uno con R-290. Los principales parámetros que se deben comparar son:

- Diferencia entre la presión alta y presión baja del sistema.
- Calor latente en el cambio de estado del refrigerante a la temperatura de evaporación y de condensación.
- Trabajo del compresor por unidad de masa.
- Volumen específico del refrigerante a la succión del compresor.
- Flujo másico de refrigerante.
- Tasas de calor rechazado por el condensador.
- Tasa de calor absorbido por el evaporador.
- Potencia del compresor.

El análisis en un ciclo de refrigeración ideal, se va a realizar con una temperatura de evaporación de -15°C y con una temperatura de condensación de 40°C , se ha escogido estas temperaturas ya que normalmente son las temperaturas críticas para las cuales se diseña un equipo de refrigeración. Es importante destacar también que en el software que se desarrolla puede comparar el comportamiento del R-290 y el R-134a para cualquier temperatura de condensación y de evaporación. Para ello se recomienda referirse al capítulo 4.

2.1.1 DIFERENCIA ENTRE LAS PRESIONES ALTA Y BAJA DEL SISTEMA

Para analizar la posibilidad de utilizar propano (R-290) en un compresor de R-134a, es necesario analizar la variación de presiones para las que está diseñado el compresor (intervalo de presiones con R-134a) y la variación de presiones a la que se sometería al realizar el cambio. En la Tabla 2.1 se puede observar los valores para cada refrigerante.

Tabla 2.1. Presiones de condensación y evaporación para el R-134a y el R-290²⁰

Refrigerante	Presión alta ($T_{sat} = 40^{\circ}\text{C}$) en kpa	Presión baja ($T_{sat} = -15^{\circ}\text{C}$) en kpa	Variación de presiones en kpa	Porcentaje(%)
R-134a	1017,6	169,9	853,7	100%
R-290	1365,95	289,18	1076,76	126,1%

En conclusión de la Tabla 2.1, se puede decir que la variación de presiones con propano es un 26,1% mayor, lo cual se puede considerar que no es un impedimento para utilizar el mismo compresor ya que normalmente en el diseño se sobredimensiona, además se están tomando las temperaturas críticas para las cuales está diseñado el compresor y en la realidad la temperatura de condensación es más baja y la temperatura de evaporación más alta por lo que la variación de presiones disminuye. Pero el elemento que si es importante seleccionar es el dispositivo de expansión o capilar.

2.1.2 COMPARACIÓN EN EL CALOR LATENTE DEL REFRIGERANTE A LA TEMPERATURA DE EVAPORACIÓN Y DE CONDENSACIÓN.

La campana termodinámica de cambio de fase del R-290 es más ancha, por lo cual es calor latente para el cambio de fase de líquido a vapor o viceversa es mayor para el propano, lo expuesto anteriormente se puede observar en la Figura 2.1, donde el gráfico de color azul representa al refrigerante R-134a, mientras que el gráfico de color rojo, representa al propano.

En la Figura 2.1, se puede observar claramente que en el caso del evaporador, al funcionar con propano tendría una mayor capacidad de refrigeración si el flujo másico de refrigerante sería el mismo, además en el caso del

²⁰ Elaborada en base a ASHRAE Fundamentals Handbook 2009; págs: 30.17, 30.45.

condensador el calor rechazado si se usa propano es mayor al calor rechazado respecto al uso del R-134a.

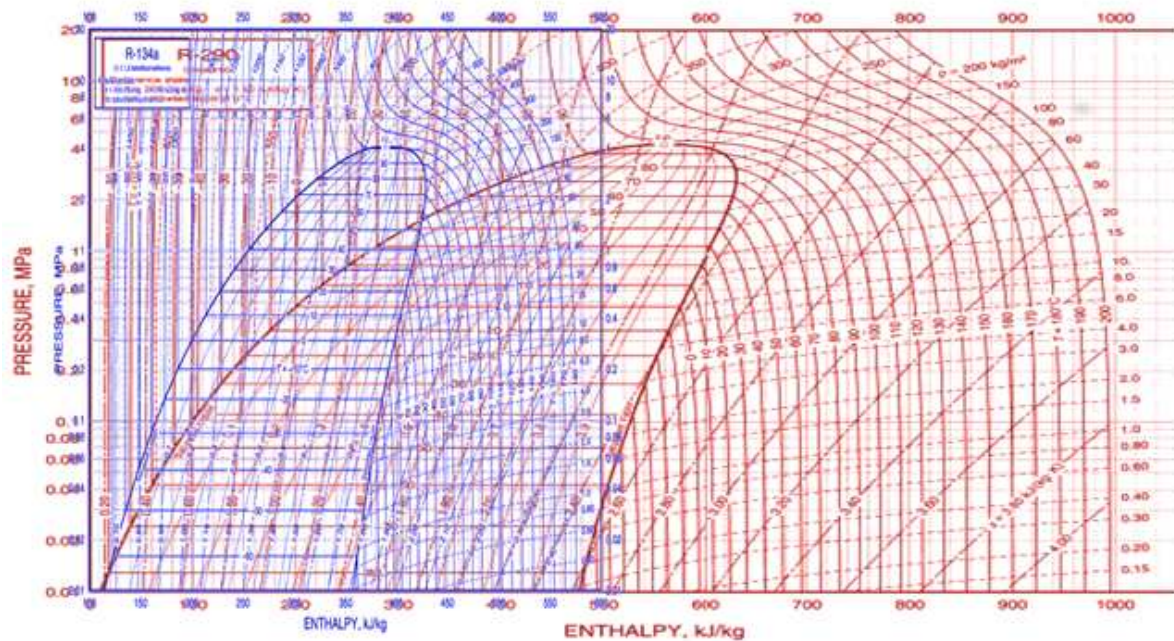


Figura 2.1. Diagrama P-h para el R-134a (azul) y para el R-290 (rojo)²¹

De acuerdo a las temperaturas de evaporación planteadas se procede a calcular como variación de entalpías, entonces los calores absorbidos por unidad de masa para el propano y el refrigerante R-134a son:

- R-134a: $q_{abs} = 134,02 [kJ/kg]$
 $q_{rech} = 172,49 [kJ/kg]$
- R-290: $q_{abs}' = 251,95 [kJ/kg]$
 $q_{rech}' = 324,8 [kJ/kg]$

De los resultados anteriores, se puede observar que en el caso del evaporador el propano tiene mayor capacidad de absorber calor, pero a su vez, también rechaza mayor calor al medio. Por lo que en primera instancia si el flujo másico es el mismo con ambos refrigerantes, se debería diseñar tanto el evaporador como el condensador.

²¹ Elaborada en base a ASHRAE Fundamentals Handbook 2009; págs: 30.16, 30.44.

2.1.3 TRABAJO DEL COMPRESOR POR UNIDAD DE MASA

Se debe analizar el trabajo del compresor, de igual manera se realiza considerando la diferencia de entalpías entre la succión y descarga del compresor tanto para el R-134a y el propano, lo cual para el ejemplo se tiene a continuación:

- R-134a: $w_{comp} = 38,47 [kJ/kg]$
- R-290: $w_{comp}' = 71,85 [kJ/kg]$

Se observa que para comprimir un kilogramo de refrigerante de R-134a se necesita menor energía que para comprimir un kilogramo de R-290, por lo que es un aspecto que se debe tomar muy en cuenta.

2.1.4 VOLUMEN ESPECÍFICO DEL REFRIGERANTE A LA SUCCIÓN DEL COMPRESOR

Esta propiedad de la sustancia es muy importante, debido a que directamente determina la cantidad de refrigerante que ingresa en la cámara de admisión del compresor, lo cual se observa en la Ecuación 2.1.

$$\rho = \frac{1}{v} = \frac{m}{V} \quad 2.1$$

En donde V , el volumen de la cámara de admisión del compresor en éste caso es una constante, debido a que se va a utilizar los compresores ya existentes de refrigerante R-134a, por lo que la masa que ingresaría al compresor depende directamente del volumen específico y su relación es inversamente proporcional. A manera de ejemplo, se va a tomar la temperatura de evaporación crítica para un refrigerador doméstico de $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$, entonces se comparará la masa que se tiene con R-134a y con R-290.

- R-134a:

$$v_{g\ a-15^{\circ}\text{C}} = 0,1206 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \rightarrow m = \left(\frac{1}{0,1206} \right) V [kg] = 8,29 V [kg]$$
- R-290:

$$v_{g\ a-15^{\circ}\text{C}}' = 0,1542 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \rightarrow m' = \left(\frac{1}{0,1542} \right) V [kg] = 6,485 V [kg]$$

De los cálculos anteriores, se puede observar que el volumen específico del R134 a es menor respecto al del propano, por lo que la cantidad de masa que ingresa en la cámara de admisión es mayor con el R-134a.

2.1.5 FLUJO MÁSSICO DE REFRIGERANTE

Para el cálculo del flujo mássico se emplea la Ecuación 2.2 aplicada a la succión del compresor.

$$\dot{m} = \rho \times \dot{V} \quad 2.2$$

Donde, ρ es la densidad en la succión del compresor en kg/m^3 y se determina con la Ecuación 2.1.

Al conocer que el propósito es emplear el mismo compresor del R-134a con el R-290 se ha fijado ya como constante el volumen de la cámara de admisión del compresor de modo que no hay posibilidad de modificarlo, pero se ha podido conocer que el compresor tiene una relación directa en su admisión también con lo que se refiere a la velocidad angular del mismo es decir con el número de revoluciones a las que gira, por lo que considerando tanto las revoluciones por minuto del giro del motor del compresor (rpm) como el volumen de la cámara de admisión se tiene que el flujo mássico es igual a:

$$\dot{m} = \rho \times \eta \times V \quad 2.3$$

Donde η son las rpm a las que gira el compresor y V el volumen de la cámara de admisión en m^3 . Por lo que ajustando a unidades del sistema internacional para obtener el flujo mássico en kg/s se tiene:

$$\dot{m} = \frac{\rho \eta V}{60} \quad 2.4$$

Por lo que para el caso que se está analizando los flujos mássicos que se tienen para el R-134a y el R-290 son:

$$\dot{m}_{R134a} = \frac{8,29\eta V}{60} = 0,14\eta V \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$$

$$\dot{m}_{R290} = \frac{6,485\eta V}{60} = 0,11\eta V \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$$

Entonces en función de las rpm y del volumen de la cámara de admisión el flujo másico de R-134a será mayor al flujo másico de propano.

2.1.6 TASA DE CALOR ABSORBIDO POR EL EVAPORADOR

La tasa de calor absorbido por el evaporador se determina por la Ecuación 2.5.

$$\dot{q}_{abs} = q_{abs} \times \dot{m} \quad 2.5$$

Entonces para el R-134a y para el propano se tiene:

$$\dot{q}_{abs-R134a} = 0,14\eta V \left[\frac{kg}{s} \right] \times 134,02 [kJ/kg] = 18,52\eta V [kW] \rightarrow 100\%$$

$$\dot{q}_{abs-R290} = 0,11\eta V \left[\frac{kg}{s} \right] \times 251,95 [kJ/kg] = 27,23\eta V [kW] \rightarrow 147\%$$

Es decir si se colocaría propano en lugar de R-134a sin realizar ningún cambio, se podría extraer un 47% más de calor, lo cual en parte es una ventaja pero en parte es innecesario ya que únicamente el requerimiento es que tenga la misma capacidad de refrigeración.

2.1.7 TASA DE CALOR RECHAZADO POR EL CONDENSADOR

La tasa de calor rechazado por el evaporador se determina por la Ecuación 2.6.

$$\dot{q}_{rech} = q_{rech} \times \dot{m} \quad 2.6$$

Entonces para el R134a y para el propano se tiene:

$$\dot{q}_{rech-R134a} = 0,14\eta V \left[\frac{kg}{s} \right] \times 172,49 [kJ/kg] = 23,84\eta V [kW] \rightarrow 100\%$$

$$\dot{q}_{rech-R290} = 0,11\eta V \left[\frac{kg}{s} \right] \times 324,8 [kJ/kg] = 35,1\eta V [kW] \rightarrow 147,3\%$$

Es decir si se colocaría propano en lugar de R-134a sin realizar ningún cambio, se debe rechazar un 47,3% más de calor, lo cual es un problema debido a que es condensador actual no estaría diseñado para intercambiar dicha cantidad de calor por lo que se debe ver la manera de adecuar el sistema.

2.1.8 POTENCIA EN EL COMPRESOR

La potencia del compresor se determina por la Ecuación 2.7.

$$\dot{w}_{comp} = w_{comp} \times \dot{m}$$

2.7

Entonces para el R134a y para el propano se tiene:

$$\dot{w}_{comp-R134a} = 0,14\eta V \left[\frac{kg}{s} \right] * 38,47 [kJ/kg] = 5,32\eta V [kW] \rightarrow 100\%$$

$$\dot{w}_{comp-R290} = 0,11\eta V \left[\frac{kg}{s} \right] * 72,85 [kJ/kg] = 7,87\eta V [kW] \rightarrow 148,1\%$$

Es decir si se colocaría propano en lugar de R-134a sin realizar ningún cambio, el compresor necesita de un 48,1% más de potencia para poder comprimir el propano respecto al R-134a.

2.1.9 CONCLUSIONES RELEVANTES

- Es importante considerar que la potencia del compresor, la tasa de calor absorbido y la tasa de calor rechazado al utilizar propano aumentan en un 50% en promedio respecto a lo que se utiliza con R-134a, por lo que se debe analizar el comportamiento del compresor, del condensador y del evaporador tomando en cuenta que el requerimiento únicamente es que la capacidad de refrigeración se mantenga similar a lo que se tenía con R-134a.
- El principal problema que se debe solucionar es que el compresor se sobrecargaría al utilizar propano y no realizar ningún rediseño y/o adaptabilidad, es por esto que en primer lugar se procederá a buscar una solución para este inconveniente y posteriormente se analizará nuevamente el proceso de condensación y evaporación.
- El flujo másico de refrigerante depende de la cámara de admisión del compresor, la cual es una característica geométrica la misma que no se puede variar y depende de las revoluciones por minuto a las que gire el compresor con las que se podrían variar para que la refrigeradora pueda funcionar con propano.
- Se debe diseñar un nuevo tubo capilar de reemplazo en la refrigeradora, debido que el flujo másico de refrigerante es diferente con R-134a que con R-290, además la diferencia de presiones es 20% mayor con

propano y finalmente las propiedades del R-134a y del R-290 difieren en todos los puntos de trabajo.

2.2 POSIBLES ALTERNATIVAS PARA EL EMPLEO DEL R-290 EN EL COMPRESOR DE R-134A

En principio se plantearán 3 alternativas para poder utilizar el mismo compresor de R-134a con R-290 y posteriormente se elegirá la alternativa más viable.

2.2.1 REEMPLAZAR EL R-290 POR R-134A Y NO REALIZAR NINGUN CAMBIO (SOBRECARGAR EL MOTOR)

Considerando que se debe emplear el mismo compresor que se utiliza en las refrigeradoras domésticas que usan como refrigerante R-134a se han realizado cálculos previos de los trabajos requeridos para que el compresor ocupe propano como refrigerante, en los mismos se ha podido determinar que el trabajo del compresor con propano es superior al necesario con R-134a. Pero además se ha establecido que el propano (R-290), con las mismas condiciones de temperatura de evaporación y condensación de un compresor con R-134a, posee una mayor capacidad de refrigeración es decir puede tener una mayor carga de refrigeración durante el mismo transcurso de tiempo.

Este hecho puede ser aprovechado en el caso del encendido y apagado del motor del compresor de la refrigeradora, estas variaciones suelen suceder en intervalos de tiempo determinados en una refrigeradora común; pero al considerar el hecho de una mayor capacidad de refrigeración, el encendido del motor puede ocurrir en un intervalo de tiempo más pequeño para enfriar la misma cantidad requerida por la carga determinada como se puede observar en la Figura 2.2. Es decir tomando en cuenta este hecho se obtienen grandes beneficios en la reducción del consumo energético de las refrigeradoras empleando propano.

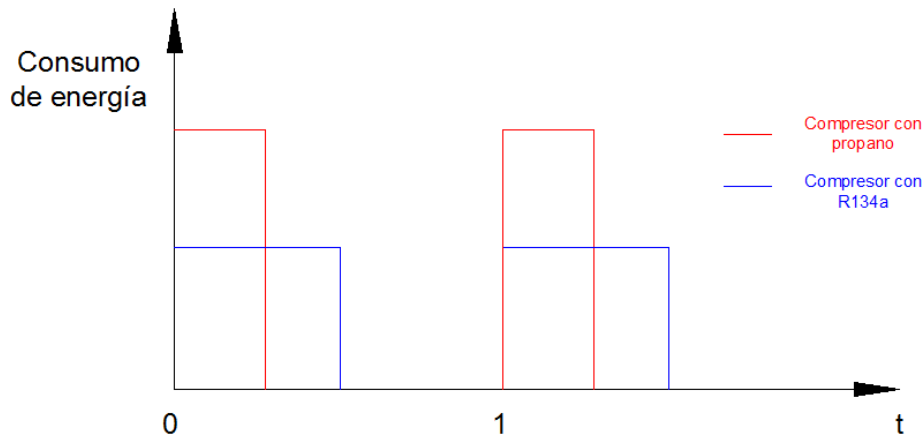


Figura 2.2. Comparación del tiempo de encendido del compresor empleando R-134a y R-290

A pesar de estas bondades ofrecidas por el uso del propano hay que recordar el hecho de que el compresor requiere de una cantidad mayor de trabajo por lo que si se emplea el mismo del R-134a se va a tener que sobrecargar al motor en cada uno de los intervalos de encendido del mismo.

Hay que mencionar entonces que los motores de las refrigeradoras son eléctricos y que si son susceptibles de sobrecargar hasta un 20% aproximadamente de su capacidad nominal, por lo que la solución al problema del empleo del propano, en lo que se refiere al compresor, ya estaría dada. Sin embargo hay que decir que las refrigeradoras domésticas tienen un trabajo permanente y un tiempo de vida útil apreciable, por lo que consecuentemente los picos de sobrecarga del compresor van a estarse dando continuamente, lo que entrando al campo eléctrico no es factible ya que un motor eléctrico solo puede ser sobrecargado en situaciones extremas es decir tan solo puede entregar más de lo marcado en su potencia nominal en contadas ocasiones; caso contrario el efecto inmediato es que el motor se queme.

Por tanto como conclusión final de la posible solución para el uso del R-290 mediante sobrecarga del motor es que ésta es válida para un proceso de refrigeración utilizando propano, tomando en cuenta que se va a tener problemas con el compresor si éste se mantiene encendido por mucho tiempo, lo cual puede darse si la carga a refrigerar es excesiva.

2.2.2 INTRODUCCIÓN DE UN CAPILAR A LA SALIDA DEL EVAPORADOR

Como alternativa se ha pensado en incluir un capilar a la salida del evaporador, el propósito fundamental de este se encuentra en reducir la densidad del propano para que de esta manera en algún punto en específico se asemejen las potencias necesarias para el empleo de estos refrigerantes en el compresor.

En la Figura 2.3 se puede observar en el tramo 1-1' el efecto que se desea obtener con la introducción de un capilar a continuación del evaporador, con lo que básicamente se busca reducir a presiones más bajas la entrada del refrigerante en la línea de succión del compresor. Además se puede apreciar claramente que respecto al ciclo ideal refrigeración empleando R-134a (línea azul) existe otra diferencia que radica en el aumento de la temperatura de salida del refrigerante R290 en la línea de descarga del compresor.

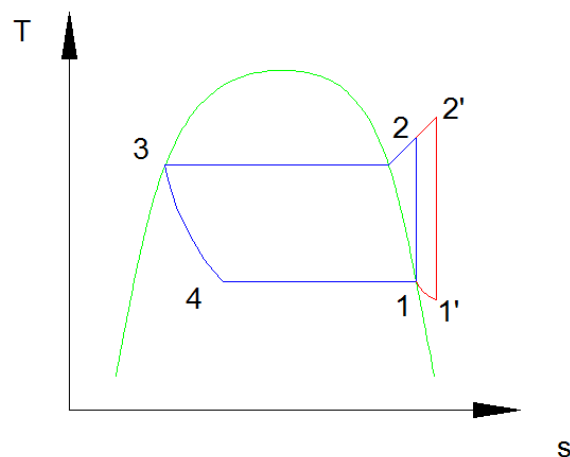


Figura 2.3. Diagrama T-s del ciclo de refrigeración ideal en el que se incluye un capilar a la salida del evaporador

El capilar va a trabajar justo a la salida del evaporador estrangulando el vapor a entalpía constante hasta una presión deseada a la cual se hará la succión del compresor.

Para los cálculos se opta por bajar hasta presiones similares a una atmósfera en donde básicamente se observa que la potencia del compresor requerida para el propano para rangos de presiones mayores, disminuye de manera que

llegando a presiones cercanas una atmósfera la potencia llega a ser casi igual a la potencia requerida para el compresor que emplea R-134a.

Sin embargo esta ganancia fundamental alcanzada con la reducción de la presión no solo afecta a la potencia del compresor sino también a las tasas de calor absorbido y rechazado las mismas que con el cambio resultan ser menores para el caso del propano que para el refrigerante R-134a, por lo que se determina que esta alternativa no es válida ya que en sí reduce la capacidad de refrigeración.

Además la alternativa desde un inicio tenía su grado de complejidad ya que el empleo de un capilar en la zona de vapor sobrecalentado del propano traía inconvenientes ya que los mayores problemas para la estrangulación de sustancias se tiene cuando estas se encuentran en estado gaseoso en su totalidad, por lo que el diseño del capilar resultaba muy trabajoso.

2.2.3 REDUCCIÓN DE LA VELOCIDAD DEL COMPRESOR

Considerando que para el propósito de cambiar el uso del R-134a al del R-290 en un sistema de refrigeración doméstica se deben realizar algunos cambios en los componentes del sistema, por lo que se puede apreciar en la sección 2.1, se encuentra que el propano (R-290) absorbe una mayor cantidad de calor es decir tiene un efecto refrigerante mayor que el R-134a factor que resulta ser muy beneficioso para la refrigeración; sin embargo también se puede ver que el trabajo del compresor se ve incrementado para el caso del R-290 por lo que no se puede emplear el mismo compresor que para el R-134a siendo este un problema serio al cual se le debe encontrar solución.

Considerando este problema, también hay que tomar en cuenta otro factor importante que es el flujo másico de refrigerante que se tiene en el ciclo y que entra como parte del cálculo de las tasas de calor y de la potencia necesaria del compresor.

Como se aprecia diferentes valores se determina que lo que se quiere obtener para el empleo del propano en la refrigeración doméstica son los valores del R-134a que son los ya probados mundialmente, por lo que se procura igualarlos,

especialmente se busca que tengan la misma capacidad de refrigeración en ambos casos.

Por lo que para ambos casos se tienen diferentes calores calculados y diferentes flujos másicos, para los cuales la única variable susceptible de modificación son las rpm de giro del compresor por lo que se procede a igualar ambas ecuaciones y a determinar el porcentaje de rpm que se debe tener para el caso del propano respecto del refrigerante R-134a.

Así para el caso de estudio en el que la temperatura de condensación es de 40°C y la de evaporación es de -15°C, los valores obtenidos para el propano son los siguientes:

$$\dot{q}_{abs} = 27,233\eta V$$

$$\dot{q}_{rech} = 35,106\eta V$$

$$\dot{w}_{comp} = 7,8661\eta V$$

Mientras que para las mismas temperaturas en el R-134a se tiene:

$$\dot{q}_{abs} = 18,516\eta V$$

$$\dot{q}_{rech} = 23,838\eta V$$

$$\dot{w}_{comp} = 5,322\eta V$$

Al igualar las tasas de calor absorbido por el refrigerante se obtiene:

$$\dot{q}_{abs-R134a} = \dot{q}_{abs-R290a} \quad 2.8$$

$$27,233\eta V = 18,516\eta V$$

$$\eta = 0,6793\eta$$

Lo que quiere decir que para esas temperaturas el compresor para emplear propano debe girar al 67,93% de la velocidad nominal a la cual gira normalmente empleando el R-134a.

Hay que decir que para rangos de temperaturas menores a los considerados en el caso crítico, la relación de velocidades de giro del compresor varía en un porcentaje que se encuentra alrededor del 70%.

2.2.4 DETERMINACIÓN DE LA ALTERNATIVA VIABLE

De acuerdo al análisis de la alternativa explicada en la sección 2.2.1, se halla que si únicamente se pone propano, en lugar de R-134a, en el refrigerador sí funcionaría, pero se debe tener cuidado con el sobrecalentamiento del motor si la carga llega a ser muy grande.

En la alternativa explicada en la sección 2.2.2, se encuentra el problema que es difícil realizar el proceso de expansión con un tubo capilar con un gas y tampoco no se logra reducir considerablemente la potencia del compresor.

Por lo expuesto, se considera que la solución más adecuada es reducir el número de revoluciones entregadas por el motor al compresor. Esto se debe realizar básicamente con la variación de frecuencia y el voltaje en función de la velocidad que se desea entregar al compresor. En el software de simulación desarrollado (ver Capítulo 4) se puede observar los resultados de esta solución con los valores que se quiera, por lo que es conveniente comprobar los resultados con el software.

2.3 ANÁLISIS DE CALOR RECHAZADO Y CALOR ABSORBIDO CONSIDERANDO LA REDUCCIÓN DE RPM DEL COMPRESOR

Si se reduce las rpm del compresor en un 30% para que funcione adecuadamente con propano, es necesario también analizar las tasas de calor absorbido y rechazado.

2.3.1 TASA DE CALOR ABSORBIDO

Como se puede observar en la Ecuación 2.8, para realizar la reducción de velocidad del motor del compresor se parte de que el calor absorbido debe ser el mismo, entonces la tasa de calor absorbido es la misma para el propano y para el R-134a por lo que va a funcionar perfectamente el mismo evaporador.

2.3.2 TASA DE CALOR RECHAZADO

De los análisis anteriores, se obtuvo los siguientes resultados para la tasa de calor rechazado:

$$\dot{q}_{rech-R290} = 35,106\eta V \quad y \quad \dot{q}_{rech-R134a} = 23,818\eta V$$

Pero se sabe que se va a reducir las velocidades por lo que:

$$\eta_{\square} = 0,7\eta$$

Por lo que el calor rechazado por el condensador usando propano sería:

$$\dot{q}_{rech-R290} = 35,106 \times (0,7\eta) \times V$$

$$\dot{q}_{rech-R290} = 24,5742 \times \eta V$$

En conclusión la tasa de calor rechazado con propano es un 3,17% más que el rechazado con R-134a, por lo que se pueden considerar similares y de igual manera se puede utilizar exactamente el mismo condensador.

2.4 REDUCCIÓN DE LA VELOCIDAD DEL MOTOR EN UN 30%

2.4.1 CARACTERÍSTICAS DEL MOTOR DEL REFRIGERADOR

El motor del refrigerador se trata de un motor de inducción asíncrono y monofásico de corriente alterna.

2.4.1.1 LA VELOCIDAD DEL MOTOR

La velocidad del motor básicamente depende de la Ecuación 2.9.

$$\eta = \frac{60 * F}{P_e} \quad 2.9$$

2.4.2 ALTERNATIVAS PARA BAJAR LA VELOCIDAD DEL MOTOR DEL REFRIGERADOR

- Control de la velocidad cambiando el número de pares de polos, para lo cual se debe desarmar el motor para cambiar las diferentes conexiones. Es decir se pueden obtener únicamente velocidades fijas como por ejemplo con relaciones 1 a 2.

- Control de la velocidad a través de la frecuencia, para lo cual lo más común es emplear un variador de frecuencia. En el motor asíncrono la velocidad varía directamente proporcional a la frecuencia, pero también es importante considerar que la gran mayoría de variadores de frecuencia en el mercado tienen entrada monofásica pero salida trifásica, es decir en el país prácticamente sólo se encuentran estos dispositivos disponibles para motores trifásicos. Por esta razón la opción es conseguir un variador de frecuencia poco común es decir que tenga una entrada y salida monofásica y por ende que sirva para el motor en estudio.
- Control de la velocidad por variación de voltaje, para lo cual se puede emplear un variac que es un equipo que puede variar directamente el voltaje de la red eléctrica o se puede diseñar un circuito electrónico en el que se haga uso de una resistencia variable (reóstato), ésta opción tiene como desventaja que el motor pierde aproximadamente un 15% de su potencia nominal.
- Control de velocidad por variación de frecuencia y voltaje, éste se obtiene a través del diseño de un circuito específico para una determinada potencia nominal del motor y una reducción de velocidad fijada. Además en la construcción de este circuito se puede considerar una compensación de torque, para no perder las características de fuerza que entrega el motor, así como también se hace factible mantener su amperaje casi invariable al reducir su velocidad.

2.4.2.1 Alternativa seleccionada

Las 3 primeras alternativas son descartadas por el hecho de que su ejecución resulta ser improbable para este tipo de motor o a su vez su aplicación generaría pérdidas considerables en el compresor. Por lo que se elige el circuito electrónico para el control de la velocidad con variación de frecuencia y voltaje debido básicamente a las bondades que ofrece el mismo de mantener casi constantes las características deseadas del motor para permitir una compresión apetecible del propano (R-290).

2.4.3 CIRCUITO ELECTRÓNICO PARA REDUCIR LA FRECUENCIA

El compresor del refrigerador tiene un motor monofásico de inducción de fase partida. Este tipo de motores tienen un par de arranque de 1,5 a 2 veces el par nominal y tienen potencia fraccionaria.

Así, estos motores tienen relevadores térmicos para desconectar el motor del suministro siempre que la temperatura sea muy elevada. Esta es la razón por lo que en la presente aplicación el sistema puede funcionar de manera intermitente sobrecargado sin causar daños inmediatos relevantes siempre y cuando la protección térmica funcione correctamente.

Sin embargo del análisis termodinámico se determina que la mejor opción para el uso del propano en refrigeración doméstica es el control de la velocidad de sus motores. Por lo que para un motor monofásico, la velocidad sincrónica del flujo rotatorio del estator queda determinada por la frecuencia y el número de polos desarrollados en el devanado de marcha del estator tal y como se observa en la Ecuación 2.9. Es decir es posible controlar con un circuito electrónico la velocidad sincrónica por variación de frecuencia; se debe hacer notar que en este tipo de motores sólo se puede variar la velocidad desde el valor que le permite romper la inercia por lo tanto tiene un rango limitado para el control de velocidad.

Debido a que el motor a utilizar es hermético el mejor circuito de control a utilizar es el variador de frecuencia. De esta manera si se cambia la frecuencia eléctrica aplicada al estator de un motor de inducción, la velocidad de rotación de sus campos magnéticos cambiará en proporción directa al cambio de frecuencia. Sin embargo existe la desventaja de que si solo se cambia la frecuencia, el torque máximo también disminuye, por esta razón para evitar esta reducción se varía la frecuencia y el voltaje en la misma proporción.

Así para el propósito mencionado se emplea un inversor monofásico con la técnica de control SPWM, tal y como se muestra en el circuito de la Figura 2.4.

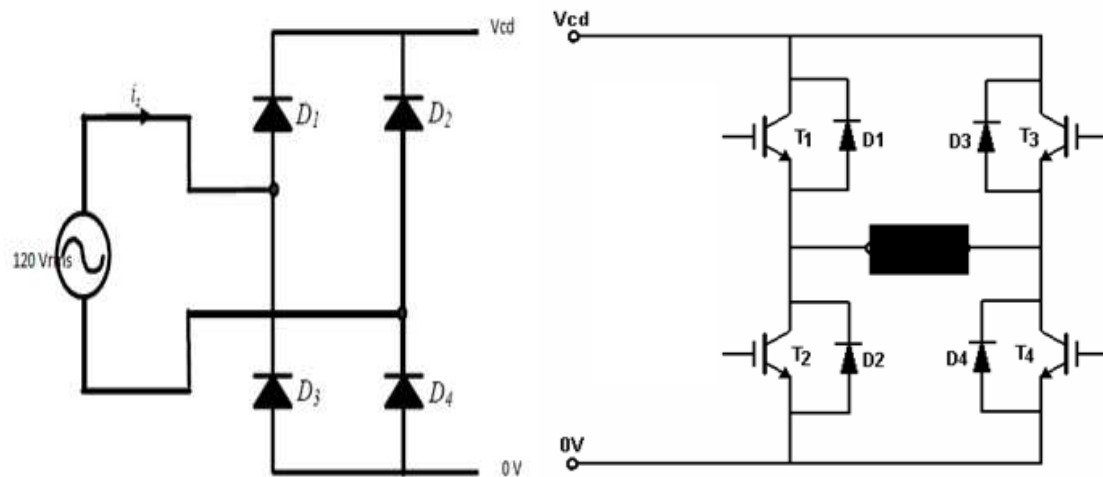


Figura 2.4. Circuito electrónico con control SPWM para un motor monofásico

2.5 ANÁLISIS DEL COMPRESOR Y DEL TUBO CAPILAR DE LA REFRIGERADORA OBJETO DE PRUEBAS

2.5.1 COMPRESOR

Como se puede observar en la Figura 2.5, de la placa del compresor del refrigerador se obtiene el código del modelo.



Figura 2.5. Compresor del refrigerador objeto de pruebas

Así el modelo del compresor del equipo es: AE 1343A y su LM es AE 130 LS, con el cual se obtienen las especificaciones técnicas básicas mostradas en la Tabla 2.2.

Tabla 2.2. Características básicas del compresor AE 1343A²²

Características Básicas	
Altura (mm)	172
Aplicación	Baja Presión de Evaporación (LBP)
Capacidad (Btu/h)	465
Desplazamiento (cm³)	5,47
E.E.R (Btu/Wh)	3,12
Enfriamiento	Forzada
Frecuencia	60Hz
Gas Refrigerante	R12
Motor	RSIR
Tensión (V)	115

Además de estas características básicas la marca Tecumseh proporciona hojas técnicas de desempeño del compresor a diferentes temperaturas de evaporación y de condensación, las mismas que se encuentran en el Anexo 3.

2.5.2 TUBO CAPILAR

A partir de la extracción del tubo capilar del equipo original de pruebas se determinó que éste era de un calibre QCT-31 (diámetro de 0,787 mm) y que tenía una longitud aproximada de 2,25 m.

2.6 DETERMINACIÓN DEL FLUJO MÁSIKO CON R-134A

Como ya se mencionó en la sección 1.2.3.1.1, se hace necesario conocer el flujo másico de refrigerante con el que trabaja el sistema para poder realizar el diseño del tubo de capilar que se va a emplear con los nuevos refrigerantes. Por lo que básicamente para encontrar el flujo másico se ha establecido 3 alternativas: 1) Determinar el calor absorbido por el refrigerador (capacidad frigorífica) en base a las especificaciones técnicas obtenidas en el catálogo del compresor, 2) Realizar un balance energético de la Prueba A1 y 3) Efectuar

²² http://www.tecumseh.com.br/Produto.php?produto_id=25&modelo_id=702

una regresión iterativa para determinar el flujo másico de R-12 a partir de la longitud y el diámetro del tubo capilar del refrigerador objeto de pruebas.

2.6.1 PRIMERA ALTERNATIVA: CATÁLOGO DEL COMPRESOR

Al observar la hoja técnica de desempeño del compresor ubicada en el Anexo 3 resulta de interés la información proporcionada acerca de la capacidad frigorífica y la potencia del compresor para diferentes rangos de temperatura de evaporación y de condensación. Mediante estos datos que se exponen en la Tabla 2.3 se ha determinado curvas de rendimiento del compresor como las mostradas en la Figura 2.6.

Tabla 2.3. Capacidades frigoríficas del compresor AE 1343A

CAPACIDAD FRIGORÍFICA EN kW						
		Temperatura de Evaporación en °C				
		-34,4	-28,9	-23,3	-17,8	-12,2
Temperatura de Condensación en °C	37,8	0,078	0,112	0,153	0,199	0,246
	43,3	0,073	0,106	0,147	0,193	0,241
	48,9	0,066	0,099	0,14	0,186	0,235
	54,4	0,059	0,091	0,132	0,179	0,229
	60	0,05	0,083	0,124	0,171	0,223

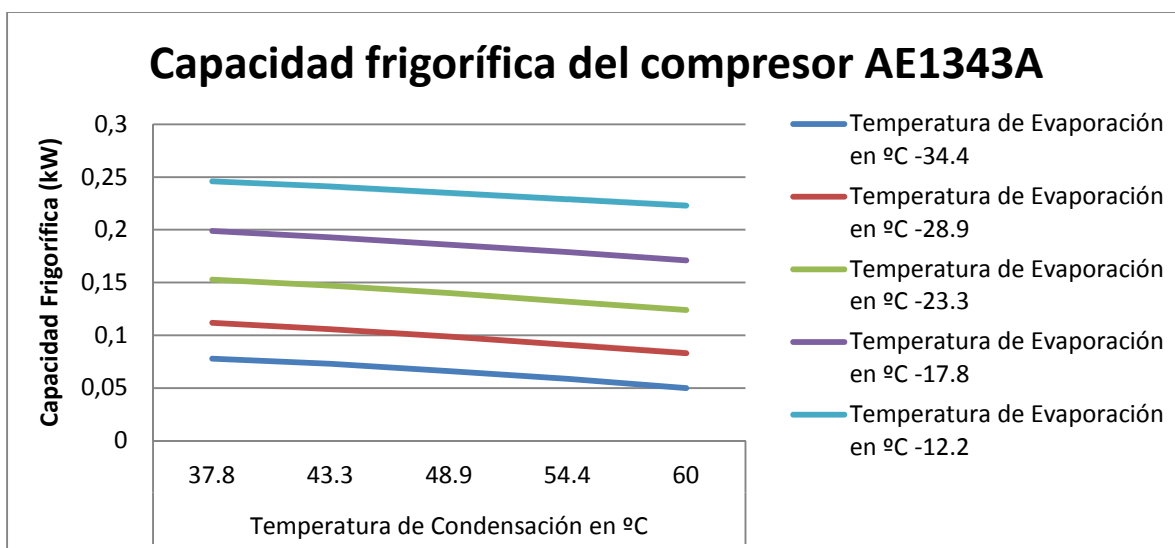


Figura 2.6. Curvas de desempeño del compresor AE 1343A

Considerando que la capacidad frigorífica es la cantidad de calor que se absorbe en un ambiente refrigerado, entonces se puede decir que es equivalente a lo que durante el proyecto se ha denominado tasa de calor

absorbido \dot{q}_{abs} en el evaporador, por lo que aplicando un ajuste a la Ecuación 2.5, ésta quedaría de la forma:

$$\text{Capacidad frigorífica} = \dot{q}_{abs} = \dot{m}_{R12} \cdot \Delta h \quad 2.10$$

La diferencia de entalpías se calcula considerando un ciclo ideal de refrigeración con refrigerante R-12, por lo que considerando la expansión isoentálpica en el tubo capilar, el Δh viene a estar dado por la Ecuación 2.11.

$$\Delta h = h_{g@Tevap} - h_{f@Tcond} \quad 2.11$$

Ambas entalpías son extraídas de la información del refrigerante R-12 proporcionadas por la ASHRAE.²³

Es así como para cada una de las capacidades frigoríficas mostradas en la Tabla 2.3 se calcula el flujo másico de refrigerante R12 en la Tabla 2.4 mediante la Ecuación 2.12.

$$\dot{m}_{R12} = \frac{\dot{q}_{abs}}{h_{g@Tevap} - h_{f@Tcond}} \times 3600 \quad 2.12$$

Tabla 2.4. Flujo másico R-12, \dot{m}_{R12} [kg/h]

		Temperatura de Evaporación en °C				
		-34,4	-28,9	-23,3	-17,8	-12,2
Temperatura de Condensación en °C	37,8	2,81	3,93	5,24	6,65	8,03
	43,3	2,79	3,94	5,32	6,81	8,29
	48,9	2,69	3,92	5,39	6,96	8,57
	54,4	2,58	3,85	5,42	7,14	8,88
	60	2,36	3,79	5,48	7,32	9,26

Como se puede apreciar en la Tabla 2.4, se concluye que el flujo másico varía ostensiblemente entre las temperaturas de evaporación que trabaja el compresor debido principalmente a que de esta temperatura depende la densidad a la succión. Mientras tanto que a una misma temperatura de evaporación se tiene pequeñas variaciones del flujo másico con cada una de las temperaturas de condensación.

²³ ASHRAE; Fundamentals Handbook 2009; pág: 30.3.

A pesar de todo esto no se puede establecer aún el valor exacto del flujo másico de refrigerante en el sistema, pero si se relaciona estos datos con los obtenidos en las Tablas del Anexo 5.2 para la prueba A1 se puede estimar que el refrigerador en análisis trabaja con una temperatura de evaporación de $-23,3^{\circ}\text{C}$ y una temperatura de condensación de $43,3^{\circ}\text{C}$. Por esta razón se determina que el flujo másico de refrigerante R-12 que circula por el sistema basándose en el catálogo es $5,32 \text{ kg/h}$.

Ahora la obtención del flujo másico del compresor para R-134a se realiza en base a la utilización del mismo compresor, por lo que el volumen de la cámara de admisión va a ser idéntico y al girar con mismo número de rpm, es factible igualar las 2 Ecuaciones 2.3 aplicadas para ambos refrigerantes; quedando la expresión para determinar el flujo másico de R-134a como se ve en la Ecuación 2.13.

$$\dot{m}_{R134a} = \dot{m}_{R12} \times \frac{\rho_{R134a}}{\rho_{R12}} \quad 2.13$$

Por lo que al aplicar la Ecuación 2.13 para el flujo másico de R-12 de $5,32 \text{ kg/h}$, el \dot{m}_{R134a} es igual a $3,9 \text{ kg/h}$.

2.6.2 SEGUNDA ALTERNATIVA: BALANCE ENERGÉTICO DE LA PRUEBA A1

Antes de realizar el balance energético de la prueba A1 hay que analizar en detalle el estado inicial del equipo, en especial sus condiciones de trabajo. Por lo que se ha podido determinar que el refrigerador alcanza condiciones de estabilización, con tiempos regulares de encendido y apagado del compresor, después de aproximadamente 4 horas a partir de la conexión a la red, este tiempo se da considerando un nivel fijo de regulación en la perilla de nivel de refrigeración del equipo y además se toma en cuenta que la puerta del equipo permanece cerrada durante todo este periodo.

Aún cuando el tiempo de encendido y apagado permanece casi invariable con estas condiciones, el tiempo de estabilización permite deducir la existencia de calores externos que se absorben en cada periodo, lo que a su vez quiere decir que existe ingreso de aire caliente procedente del ambiente hacia el interior del

equipo. Sin embargo este calor exterior en cada periodo resulta ser constante y se cuantifica para el equipo a través factor externo obtenido por la prueba A0, la cual se describe en el Anexo 4.1.

Una vez realizada la prueba A0 y con los datos obtenidos de las Tablas del Anexo 5.1, se concluye que:

- Los tiempos de encendido y apagado del compresor varían un poco entre las temperaturas promedio exteriores de 14,8 °C y 24,8 °C.
- El compresor se enciende cuando la temperatura del ambiente del congelador es en promedio -8,8 °C y se apaga cuando se tiene una temperatura media de -14,6 °C.
- Los tiempos de encendido y apagado en los 3 ciclos de una misma prueba casi no varían en sus valores.

Con estas conclusiones, se determina que el factor externo (fe) en el refrigerador está en función de las temperaturas exteriores, por lo que a una temperatura dada es posible cuantificar el fe en relación al tiempo total de encendido y apagado mediante la Ecuación 2.14.

$$fe = \frac{t_{ON}}{t_{ON} + t_{OFF}} \quad 2.14$$

La Ecuación 2.14, que es explicada claramente en el Anexo 4.1, determina el porcentaje de un ciclo entero que es empleado para refrigerar el aire caliente proveniente del exterior.

Aplicando la Ecuación 2.14 se tiene los siguientes resultados para las 2 pruebas A0 practicadas:

- $fe_{@14,5^{\circ}\text{C}} = 0,2639$
- $fe_{@24,8^{\circ}\text{C}} = 0,3832$

Una vez conocidos los resultados de los factores externos obtenidos de la prueba A0, se determina el flujo de calor exterior absorbido por el refrigerador por medio de la Ecuación 2.15.

$$\dot{q}_{ext} = \dot{m} \cdot \Delta h \cdot fe \quad 2.15$$

A continuación se procede a realizar la prueba A1 según las consideraciones y el procedimiento especificado en el Anexo 4.2. De esta manera con los datos obtenidos de ambas pruebas, el paso a seguir es la realización del balance energético del calor transferido del recipiente hacia el evaporador, por lo que en términos generales aplicando la primera ley de la Termodinámica, la ecuación de energía en este caso queda de la forma siguiente:

$$\dot{q}_{abs} = \dot{m} \cdot \Delta h \cdot fg = \dot{q}_{H_2O} + \dot{q}_{rec} + \dot{q}_{ext} \quad 2.16$$

En la Ecuación 2.16 aparece el factor global (fg), que se define como un factor de encendido durante la ejecución de ciclos completos de la prueba A1, es decir el tiempo de encendido del compresor dividido para el tiempo total del ciclo considerado en la prueba A1. La expresión de cálculo de fg se muestra en la Ecuación 2.17.

$$fg = \frac{t_{ONA1}}{t_{ONA1} + t_{OFFA1}} \quad 2.17$$

Mediante diferentes arreglos que se hacen para realizar el balance en función de datos que sean posibles de tomar en el refrigerador, se modifica la ecuación de energía, quedando la Ecuación 2.18 para el cálculo del flujo másico de refrigerante.

$$\dot{q}_{abs} = \dot{m} \cdot \Delta h = \frac{m_{H_2O} \cdot Cp_{H_2O} \cdot \Delta T_{H_2O} + m_{rec} \cdot Cp_{rec} \cdot \Delta T_{rec}}{t_{H_2O} (fg - fe)} \quad 2.18$$

Con los datos extraídos de las Tablas del Anexo 5.2 para la prueba A1, se ha determinado diferentes flujos másicos para el equipo con R-12 en función del tiempo de enfriamiento del agua que se ha considerado para cada ciclo, tal y como se observa en la Figura 2.7. Para el caso A el tiempo de enfriamiento del agua se considera sólo para un ciclo completo (ON/OFF), para el caso B se toman en cuenta 2 ciclos completos y finalmente para el caso C el tiempo de enfriamiento del agua es el considerado para el total de los 3 ciclos.

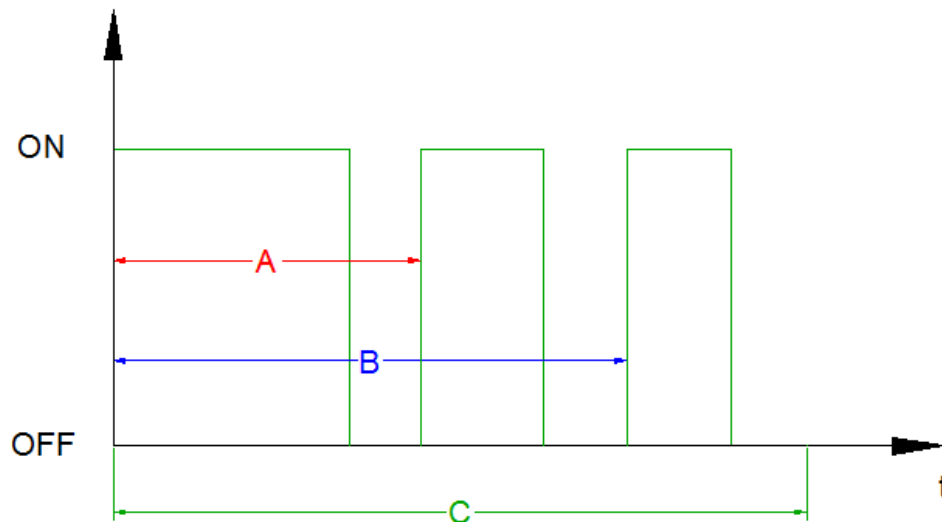


Figura 2.7. Periodos de encendido y apagado del compresor durante la prueba A1

Es así que haciendo referencia a la Figura 2.7 y mediante la Ecuación 2.17 se determina el factor global para prueba A1 del Anexo 5.2.

Tabla 2.5. Factor global para la prueba A1 ($T_{\text{exterior}} = 14,5^{\circ}\text{C}$)

CASO	t_{H_2O} (s)	t_{ONA1} (s)	fg
A	1107	821	0,742
B	1840	1238	0,673
C	2556	1613	0,631

Considerando que el factor externo (f_e) a la temperatura exterior de $14,5^{\circ}\text{C}$ es de 0,2639 y con los factores globales calculados anteriormente, se hace uso de la Ecuación 2.18 para la obtención del flujo másico de R-12 durante el periodo de encendido de la prueba A1. En la Tabla 2.6 se muestra los valores calculados para cada caso de la prueba A1.

Tabla 2.6. Flujos másicos de R-12 por la prueba A1 ($T_{\text{exterior}} = 14,5^{\circ}\text{C}$)

CASO	T_{evap} ($^{\circ}\text{C}$)	T_{cond} ($^{\circ}\text{C}$)	ΔT_{H_2O} ($^{\circ}\text{C}$)	ΔT_{rec} ($^{\circ}\text{C}$)	Δh (kJ/kg)	\dot{q}_{abs} (W)	\dot{m}_{R12} (kg/h)
A	-22,8	42,5	15,2	14,7	100,53	102,31	3,66
B	-22,1	40,7	21,4	20,9	102,21	101,26	3,57
C	-21,6	44,6	26,4	25,6	98,90	100,14	3,65

Para la determinación de la diferencia de entalpías Δh se toma en cuenta un ciclo ideal de refrigeración, por lo que este Δh es definido por la expresión de la Ecuación 2.11, de esta manera se pudieron emplear fácilmente los valores de las tablas de la ASHRAE para el refrigerante R-12²⁴.

Además los valores de las constantes, tales como las masas (m) y los calores específicos (C_p) tanto del agua como del recipiente, que son utilizadas en la determinación de los flujos máscicos de R-12 por medio de la Ecuación 2.18, son extraídos del Anexo 5.2.

Una vez determinado los valores de flujo máscico de R-12 para cada uno de los casos según la prueba A1, corresponde aplicar la Ecuación 2.13 para el cálculo del flujo máscico de R-134a. Los resultados del \dot{m}_{R134a} para cada valor de la Tabla 2.6 se muestran a continuación:

Tabla 2.7. Flujos máscicos de R-134a por la prueba A1 (T exterior = 14,5°C)

CASO	v_{gR12} (m ³ /kg)	ρ_{R12} (kg/m ³)	v_{gR134a} (m ³ /kg)	ρ_{R134a} (kg/m ³)	\dot{m}_{R134a} (kg/h)
A	0,1218	8,21	0,1657	6,04	2,69
B	0,1187	8,42	0,1608	6,22	2,63
C	0,1165	8,58	0,1575	6,35	2,70

Para la determinación del flujo máscico de R-134a en la Tabla 2.7 también se considera un ciclo ideal de refrigeración, por lo que se puede decir que el refrigerante entra al compresor como vapor saturado y por ende es posible emplear los valores de v_g para el R-12²⁵ y para el R-134a²⁶ en la Ecuación 2.13.

Como se puede observar en la Tabla 2.7, el flujo máscico de R-134a obtenido según las condiciones de la prueba A1 varía en forma despreciable ya que maneja similares temperaturas de condensación y evaporación. Por lo que se puede estimar que en promedio el valor del flujo máscico de R-134a, obtenido por la prueba A1 es de 2,70 kg/h.

²⁴ ASHRAE; Fundamentals Handbook 2009; pág: 30.3.

²⁵ ASHRAE; Fundamentals Handbook 2009; pág: 30.3.

²⁶ ASHRAE; Fundamentals Handbook 2009; pág: 30.17.

Adicionalmente es posible determinar el calor exterior absorbido por el refrigerador usando los valores obtenidos de la Tabla 2.6, esto es posible debido a que el flujo másico de R-12 es el mismo tanto en la prueba A1 como en la prueba A0 ya que no hay variaciones en el equipo durante la ejecución de ambas pruebas. En la Tabla 2.8 se tienen los calores exteriores calculados por la Ecuación 2.15.

Tabla 2.8. Calores exteriores del R-12 ($T_{\text{exterior}} = 14,5^{\circ}\text{C}$)

CASO	\dot{q}_{ext} (W)
A	27,00
B	26,72
C	26,43

De los calores exteriores de la Tabla 2.8 se establece que en promedio el refrigerador con R-12 absorbe 27 w a la temperatura exterior de $14,5^{\circ}\text{C}$, lo que corresponde aproximadamente al 26% del calor total absorbido en la prueba A1. Este porcentaje comprueba el hecho que una parte apreciable del funcionamiento del refrigerador se da sin carga.

2.6.3 TERCERA ALTERNATIVA: REGRESIÓN ITERATIVA A PARTIR DEL TUBO CAPILAR ORIGINAL

Dentro de la nueva instalación (ver Capítulo 5) que se ejecuta para aplicar las pruebas con propano se contempla algunos cambios, entre los que se encuentra la extracción del tubo capilar original de la refrigeradora. De esta remoción se hace factible establecer que el tubo capilar original es de un calibre QCT-31 (diámetro interior de 0,787 mm) y de una longitud de 2,25 m.

Una vez conocidas las dimensiones del tubo capilar con R-12 se continúa con la realización del procedimiento de la Sección 1.2.3.1.1 para el diseño del capilar con R-12; esta vez se parte desconociendo el flujo másico del refrigerante pero conociendo el diámetro y la longitud del capilar por lo que se debe proceder con una serie de prueba y error, que es denominada "Regresión Iterativa", en la misma se asumen diferentes valores de flujo másico hasta alcanzar la longitud del tubo real medida.

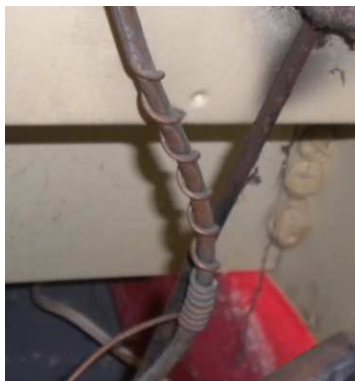


Figura 2.8. Parte del tubo capilar original enrollada en la tubería que sale del evaporador

Esta regresión iterativa se realiza en Microsoft Excel y emplea las propiedades del refrigerante R-12²⁷. Así por medio de este programa, para el calibre QCT-31 y la longitud de 2,25 m se determina que el flujo másico de R-12 es de 4,45 kg/h. A continuación se presenta la Tabla 2.9 y la Tabla 2.10, en donde se encuentran los datos para obtener cada uno de los intervalos de longitud ΔL correspondientes a las caídas de presión determinadas para el cálculo.

Tabla 2.9. Propiedades del R-12 para cada punto de los incrementos sucesivos de longitud

	Temperatura (K)	Presión (kg/cm ²)	Calidad	Volumen específico (m ³ /kg)	Velocidad (m/s)	Viscosidad (cP)	Coefficiente de rozamiento
1	316.45	10.774	0.000	0.000806	1.982	0.1567	0.03023
2	313.15	9.777	0.026	0.001262	3.103	0.1585	0.03032
3	309.15	8.850	0.057	0.001899	4.670	0.1608	0.03043
4	305.15	7.989	0.086	0.002648	6.511	0.1631	0.03054
5	301.15	7.192	0.114	0.003527	8.672	0.1654	0.03064
6	297.15	6.455	0.140	0.004559	11.211	0.1677	0.03075
7	293.15	5.776	0.165	0.005772	14.195	0.1700	0.03085
8	289.15	5.151	0.190	0.007206	17.720	0.1724	0.03096
9	285.15	4.578	0.213	0.008898	21.881	0.1748	0.03107
10	281.15	4.054	0.236	0.010903	26.813	0.1773	0.03118
11	277.15	3.576	0.258	0.013291	32.684	0.1797	0.03129
12	273.15	3.142	0.279	0.016132	39.671	0.1823	0.03140
13	269.15	2.749	0.300	0.019535	48.040	0.1850	0.03151
14	265.15	2.395	0.320	0.023620	58.086	0.1877	0.03163
15	261.15	2.076	0.339	0.028548	70.204	0.1905	0.03174
16	257.15	1.791	0.358	0.034514	84.875	0.1933	0.03186
17	253.15	1.537	0.377	0.041776	102.734	0.1964	0.03198
18	249.45	1.350	0.392	0.049006	120.514	0.1990	0.03209

²⁷ ASHRAE; Fundamentals Handbook 2009; pág: 30.3.

Tabla 2.10. Cálculos para determinar el tubo capilar del R-12 por incrementos sucesivos de longitud

Intervalo de incremento	Caída de presión total (kg/cm ²)	Caída de presión por aceleración (kg/cm ²)	Caída de presión por rozamiento (kg/cm ²)	Coefficiente de rozamiento medio	Velocidad media (m/s)	Longitud (m)
0--1	0.997	0.028	0.969	0.030	2.542	0.803
1--2	0.927	0.039	0.888	0.030	3.887	0.479
2--3	0.861	0.046	0.815	0.030	5.591	0.305
3--4	0.797	0.054	0.743	0.031	7.592	0.204
4--5	0.737	0.064	0.673	0.031	9.942	0.141
5--6	0.679	0.075	0.605	0.031	12.703	0.099
6--7	0.625	0.088	0.536	0.031	15.957	0.069
7--8	0.573	0.104	0.469	0.031	19.800	0.049
8--9	0.524	0.124	0.400	0.031	24.347	0.034
9--10	0.478	0.147	0.330	0.031	29.748	0.023
10--11	0.434	0.175	0.259	0.031	36.177	0.015
11--12	0.393	0.210	0.183	0.031	43.855	0.008
12--13	0.355	0.252	0.102	0.032	53.063	0.004
13--14	0.319	0.304	0.015	0.032	64.145	-----
14--15	0.285	0.368	-0.083	0.032	77.539	-----
16--17	0.254	0.448	-0.194	0.032	93.804	-----
17--18	0.187	0.446	-0.259	0.032	111.624	-----
					Longitud acumulada (m)	2.252

Una vez determinado el flujo másico de R-12, se aplica la Ecuación 2.13 para el cálculo del \dot{m}_{R134a} . Así tomando en cuenta que la densidad en la succión del compresor para ambos refrigerantes va a ser a la temperatura de evaporación de -23,3 °C, tal y como se ha considerado en la primera alternativa, el flujo másico de R-134a para este caso es de 3,27 kg/h.

2.6.4 SELECCIÓN DEL FLUJO MÁSIKO DE R-134A

El flujo másico de R-134a de 3,9 kg/h obtenido por la primera alternativa se considera válido ya que ha sido calculado en base a la información proporcionada en el catálogo por el fabricante del compresor.

A su vez el establecimiento de un flujo másico a través del balance energético de las pruebas resulta ser complicado ante la posible variación de los resultados que se puede presentar con un cambio de la temperatura exterior, tal y como se observa en la diferencia del 46,15% existente entre los dos factores externos calculados para las dos pruebas A0 practicadas. Por estas razones el valor del flujo másico de R-12 de 2,7 kg/h obtenido por la segunda

alternativa es susceptible a variaciones, por lo que es descartado a pesar de tener una buena aproximación respecto de los otros calculados. El posible uso de esta alternativa va a estar en función de la mayor estandarización de las pruebas y además de la precisión que se tenga en las condiciones consideradas en el balance energético.

Finalmente, el flujo másico de 3,27 kg/h derivado de la tercera alternativa también se entiende como válido ya que viene precedido por un cálculo hecho en base de una condición real de un componente original del refrigerador.

Por tanto se tomará en cuenta tanto el flujo másico de 3,9 kg/h como el de 3,27 kg/h para cálculos posteriores.

2.7 DISEÑO DEL TUBO CAPILAR

Se van a colocar 5 capilares debido a que es un equipo de pruebas, esto se lo hace principalmente con el objetivo de no tener que volver a abrir el sistema. La instalación de estos capilares permitirá tener un mayor rango de pruebas tanto para el R-134a como para el propano (R-290).

2.7.1 DETERMINACIÓN DEL TUBO CAPILAR PARA R-134A

La determinación de la longitud del tubo capilar que se emplea para el R-134a sigue los pasos expuestos en la Sección 1.2.3.1.1. Por lo que ante la serie de cálculos que se deben efectuar, se facilita su realización mediante el empleo de Microsoft Excel para el establecimiento tanto de las propiedades del refrigerante R-134a²⁸ en cada punto de cálculo, así como también para encontrar el incremento de longitud en cada intervalo.

De esta manera considerando como datos de entrada: flujo másico de 3,9 kg/h, diámetro de capilar de 0,787 mm (QCT-31) y las temperaturas de trabajo del refrigerador de 43,3 °C para la condensación y de -23,3 °C para la evaporación; se desarrolla la Tabla 2.11 y la Tabla 2.12 que muestran los resultados utilizados para determinar la longitud final del tubo capilar.

²⁸ ASHRAE; Fundamentals Handbook 2009; pág: 30.17.

Tabla 2.11. Propiedades del R-134a para cada punto de los incrementos sucesivos de longitud

	Temperatura (K)	Presión (kg/cm ²)	Calidad	Volumen específico (m ³ /kg)	Velocidad (m/s)	Viscosidad (cP)	Coefficiente de rozamiento
1	316.45	11.317	0.000	0.000883	1.903	0.1565	0.03124
2	313.15	10.366	0.030	0.001453	3.133	0.1588	0.03135
3	309.15	9.298	0.065	0.010464	22.552	0.1617	0.03149
4	305.15	8.315	0.098	0.003224	6.949	0.1646	0.03163
5	301.15	7.412	0.129	0.004368	9.413	0.1675	0.03177
6	297.15	6.585	0.158	0.005733	12.355	0.1706	0.03191
7	293.15	5.830	0.186	0.007360	15.863	0.1737	0.03206
8	289.15	5.142	0.213	0.009308	20.061	0.1768	0.03220
9	285.15	4.517	0.238	0.011643	25.094	0.1801	0.03235
10	281.15	3.953	0.263	0.014452	31.147	0.1835	0.03250
11	277.15	3.443	0.286	0.017845	38.461	0.1870	0.03266
12	273.15	2.986	0.309	0.021952	47.312	0.1906	0.03281
13	269.15	2.577	0.331	0.026946	58.074	0.1944	0.03298
14	265.15	2.212	0.352	0.033040	71.208	0.1984	0.03314
15	261.15	1.889	0.373	0.040518	87.325	0.2026	0.03332
16	257.15	1.604	0.393	0.049740	107.200	0.2070	0.03350
17	253.15	1.353	0.412	0.061167	131.829	0.2116	0.03368
18	249.45	1.172	0.428	0.072761	156.815	0.2157	0.03384

Tabla 2.12. Cálculos para determinar el tubo capilar del R-134a por incrementos sucesivos de longitud

Intervalo de incremento	Caída de presión total (kg/cm ²)	Caída de presión por aceleración (kg/cm ²)	Caída de presión por rozamiento (kg/cm ²)	Coefficiente de rozamiento medio	Velocidad media (m/s)	Longitud (m)
0--1	0.951	0.027	0.924	0.031	2.518	0.853
1--2	1.068	0.427	0.641	0.031	12.842	0.116
2--3	0.983	-0.343	1.326	0.032	14.750	0.207
3--4	0.903	0.054	0.849	0.032	8.181	0.238
4--5	0.827	0.065	0.762	0.032	10.884	0.160
5--6	0.755	0.077	0.678	0.032	14.109	0.109
6--7	0.688	0.092	0.596	0.032	17.962	0.075
7--8	0.624	0.111	0.514	0.032	22.577	0.051
8--9	0.565	0.133	0.432	0.032	28.121	0.034
9--10	0.509	0.161	0.349	0.033	34.804	0.022
10--11	0.457	0.195	0.263	0.033	42.886	0.014
11--12	0.409	0.237	0.172	0.033	52.693	0.007
12--13	0.365	0.289	0.076	0.033	64.641	0.003
13--14	0.323	0.354	-0.031	0.033	79.266	-----
14--15	0.285	0.437	-0.152	0.033	97.263	-----
16--17	0.250	0.542	-0.291	0.034	119.515	-----
17--18	0.182	0.549	-0.368	0.034	144.322	-----
					Longitud acumulada	1.900

Por lo tanto el tubo capilar de R-134a tiene las siguientes dimensiones 1,9 m de longitud y calibre QCT-31.

2.7.2 DETERMINACIÓN DEL TUBO CAPILAR PARA R-290

Como se puede observar en la Sección 1.2.3.1.1, el establecimiento de la longitud del capilar está dado por la división, en un número determinado de intervalos, de la caída total de presión que se produce en el capilar. En cada uno de los puntos de estas divisiones es necesario calcular todas las propiedades requeridas para hallar la longitud del capilar en el intervalo, por lo que resulta complicado y demoroso realizar paso a paso estos cálculos.

El programa desarrollado en este proyecto (ver Capítulo 4), resuelve estos inconvenientes primeramente con el cómputo inmediato de las propiedades en cada punto y luego dando al cálculo de longitud del capilar un tratamiento por el método de diferencias finitas, al realizar una sumatoria de pequeños intervalos deltas, lo que da los mejores resultados con un número considerable de intervalos. Para el diseño de capilar se debe ingresar como datos la temperatura de evaporación y condensación con las que va a trabajar el ciclo de refrigeración, el flujo másico de refrigerante y el diámetro interno del tubo capilar, posteriormente se muestra el resultado de la longitud del capilar.

CAPÍTULO 3

HERRAMIENTAS DE PROGRAMACIÓN

El presente capítulo se centra en la obtención y manejo adecuado de las propiedades de los refrigerantes, que son necesarias para el desarrollo del software que va a permitir la simulación del comportamiento termodinámico de un ciclo de refrigeración tanto para el propano como para el isobutano. Además se analizan las herramientas matemáticas y herramientas de programación que serán utilizadas.

3.1 ASPECTOS FUNDAMENTALES

- Es necesario manejar las relaciones termodinámicas para el cálculo de las propiedades (temperatura, presión, entalpía, entropía, volumen específico y viscosidad) del propano y del isobutano.
- Se debe manejar las herramientas gráficas del Visual Basic, debido a que se va a obtener diagramas Presión-entalpía y Temperatura-entropía para los refrigerantes.
- Se utilizará el modelo de colores RGB para codificar los valores de las propiedades y facilitar el manejo de las propiedades.
- Se debe manejar correctamente las herramientas matemáticas para obtener las propiedades termodinámicas.

3.2 FUNCIONES GENERALES PARA EL CÁLCULO DE PROPIEDADES

La obtención de las propiedades de una sustancia se realiza mediante el desarrollo de fórmulas características de cada sustancia, para el caso de los refrigerantes comercializados mundialmente los propios fabricantes de los mismos han publicado informativos en los que muestran una variedad de ecuaciones que permiten obtener las diferentes propiedades de los refrigerantes. Sin embargo para el caso de los hidrocarburos como el R-290 (propano) y el R-600a (isobutano) no se han encontrado fabricantes que hayan efectuado este tipo de publicaciones, por lo que se ha optado por desarrollar las propiedades de la sustancia empleando las ecuaciones desarrolladas por

Reynolds²⁹, siendo esta una base con gran validez para la obtención de los valores que se buscan.

Entrando al cálculo en sí de las propiedades se puede dividir el mismo en 2 partes: la primera para las partes que se encuentran dentro de la campana y que corresponden al líquido comprimido, la mezcla líquido – gas y el vapor saturado de la sustancia, mientras que la segunda corresponde al estado de vapor sobrecalentado de la sustancia.

3.2.1 CÁLCULO DE LAS PROPIEDADES DENTRO DE LA CAMPANA

Como ya se mencionó para el cálculo de las propiedades es necesario contar con 2 datos conocidos, para el caso del interior de la campana se conoce que el dato fundamental es la Temperatura de la sustancia (fácil medición), ya que a partir de este es factible encontrar la presión de saturación y con ambos datos la totalidad de las propiedades. Mientras tanto para la zona de vapor sobrecalentado que también es de interés es posible tener de datos tanto la Temperatura como la presión o alguna otra propiedad que sea factible de medición.

Contando con que se tiene los valores requeridos inicialmente se procede a los primeros cálculos de las propiedades.

3.2.1.1 Presión de Saturación (P_{sat}(T))

Las ecuaciones específicas proporcionadas para el cálculo de la presión de saturación (P_{sat}) tanto para el propano como para el isobutano, se engloban en la expresión de la Ecuación 3.1.³⁰

$$\ln(P/P_c) = \left(\frac{T}{T_c} - 1\right) \sum_{i=1}^8 F_i \left(\frac{T}{T_p} - 1\right)^{i-1} \quad 3.1$$

En donde, P = P_{sat} y T corresponde al valor de la Temperatura insertado, P_c es la Presión Crítica, T_c es la Temperatura Crítica, T_p y F_i son constantes características de cada una de las sustancias que son mostradas más adelante.

²⁹ REYNOLDS; Thermodynamics properties in SI; págs: 122, 124, 125, 126.

³⁰ REYNOLDS; Thermodynamics properties in SI; pág: 125.

Para ambas sustancias el cálculo de esta propiedad no resulta ser muy complicado mediante Microsoft Visual Basic 6.0 ya que consiste en realizar una función $P_{sat}(T)$ donde se realice una sumatoria mediante un lazo FOR para la parte derecha de la Ecuación 3.1 y una vez obtenido este término se hace factible despejar y encontrar el valor de la presión buscado.

3.2.1.2 Volumen específico del líquido ($v_f(T)$)

El paso a seguir es el cálculo del volumen específico, que para el caso del propano y del isobutano Reynolds calcula mediante la Ecuación 3.2.³¹

$$\rho_f = \sum_{i=1}^6 D_i X^{(i-1)/3} \quad 3.2$$

En donde, T_c y D_i son constantes características de cada una de las sustancias, cuyos valores se encuentran tabulados en las secciones 3.3.1.2 y 3.4.1.2.

Además en la Ecuación 3.2, se incluye el término X que está definido por la Ecuación 3.3.³²

$$X = 1 - T/T_c \quad 3.3$$

Finalmente ρ_f es la densidad del líquido saturado por lo que el volumen específico v_f es igual a la expresión de la Ecuación 3.4.

$$v_f = \frac{1}{\rho_f} \quad 3.4$$

De la misma manera que para la presión de saturación, el software Visual Basic realiza un cálculo de la sumatoria con un lazo FOR empleado en la función $v_f(T)$.

³¹ REYNOLDS; Thermodynamics properties in SI; pág: 126.

³² REYNOLDS; Thermodynamics properties in SI; pág: 126.

3.2.1.3 Volumen específico del vapor saturado ($v_g(T)$)

Para la obtención del volumen específico del vapor saturado v_g se hace necesario primero crear una función $P_{\text{gas}}(v, T)$ en la que se emplea la Ecuación 3.5, más conocida como ecuación $P - \rho - T$.³³

$$P = \rho RT + \left(B_0 RT - A_0 - \frac{C_0}{T^2} + \frac{D_0}{T^3} - \frac{E_0}{T^4} \right) \rho^2 + \left(bRT - a - \frac{d}{T} \right) \rho^3 + \alpha \left(a + \frac{d}{T} \right) \rho^6 + c \frac{\rho^3}{T^2} (1 + \gamma \rho^2) e^{-\gamma \rho^2} \quad 3.5$$

De donde para determinar la densidad ρ se usa en la Ecuación 3.6, para calcular el volumen específico del gas v_g .

$$v_g = \frac{1}{\rho} \quad 3.6$$

Adicionalmente la ecuación $P - \rho - T$ presenta una serie de constantes que son características de cada sustancia. Para el caso de las sustancias de estudio propano e isobutano los valores de las mismas están en la Tabla 3.3 y la Tabla 3.9.

Sin embargo como se puede observar en la ecuación $P - \rho - T$ resulta imposible despejar ρ , por lo que se tiene un gran inconveniente para hallar el valor de v_g sin la utilización de artificios; pero gracias a las facilidades prestadas por el software Visual Basic 6.0 es factible emplear el método de iteración por convergencia, en el cual es posible crear una subrutina para que el programa calcule varias veces el valor de una presión P mediante la ecuación $P - \rho - T$ considerando un volumen específico (v) supuesto y una temperatura T dada, es decir se trabaja con la función creada anteriormente $P_{\text{gas}}(v, T)$.

Para el primer valor de volumen ($V1$) de ingreso a la subrutina se puede utilizar la ecuación de gas ideal, considerando la temperatura T dada, la constante del gas ideal R y la presión P (es la de saturación a la temperatura proporcionada),

³³ REYNOLDS; Thermodynamics properties in SI; pág: 122.

es decir el valor de entrada V_1 del volumen queda como se muestra en la Ecuación 3.7.

$$V_1 = \frac{RT}{P} \quad 3.7$$

Mientras que el segundo valor de entrada V_2 va a ser igual a un $V_1 + \Delta$, este Δ es un incremento que se estima según conveniencias, para este caso es de 0,01.

De allí se entra a un lazo DO WHILE en donde básicamente se realizará el cálculo de una nueva presión P_1 con la función $P_{gas}(V_1, T)$, hasta que el valor absoluto de esta presión P_1 menos la presión P de saturación a la temperatura dada sea mayor a la unidad. Es decir el lazo se seguirá repitiendo hasta que la diferencia de P_1 y P sea igual a ± 1 Pascal de presión, lo que significa que ambas presiones son casi iguales y por ende el volumen V_1 usado para encontrar P_1 es el volumen específico v_g buscado.

Como se puede apreciar en caso de solo ingresar un valor de V_1 resulta casi improbable salir del lazo. Por ello, es que conociendo del hecho de que se puede asumir que la presión varía en una dependencia lineal respecto del volumen, se hace factible el empleo de la interpolación para obtener los nuevos valores de V_1 . Para efectuar esta interpolación se hace necesario ingresar otro valor V_2 , que va a ser igual a un promedio de los V_1 y V_2 anteriores. Es así como el nuevo V_1 obtenido para cada cálculo de las iteraciones será dado por la ecuación de interpolación, que se representa por la expresión de la Ecuación 3.8.

$$nuevoV_1 = antiguoV_1 + (V_2 - antiguoV_1) \frac{(P - P_1)}{(P_2 - P_1)} \quad 3.8$$

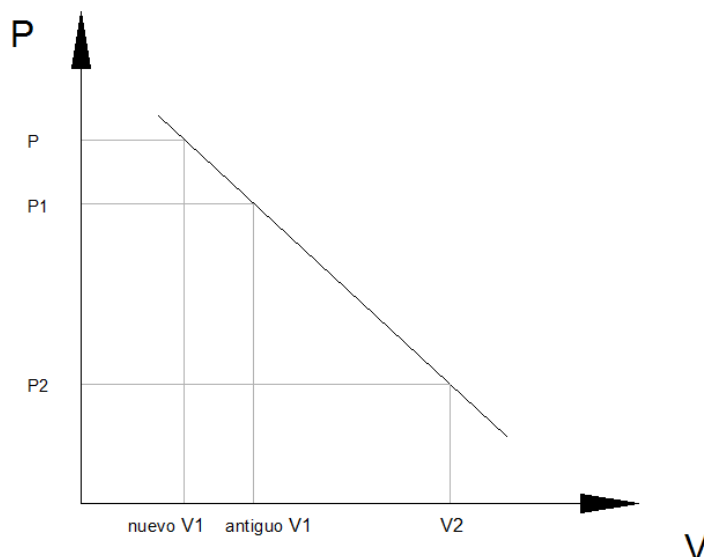


Figura 3.1. Diagrama P-V mostrando la dependencia lineal asumida para la interpolación

3.2.1.4 Entalpía de vaporización ($h_{fg}(T)$)

En la entalpía de vaporización se utilizan la Ecuación 1.21 y la Ecuación 1.22 en donde, el cálculo de la derivada de P_{sat} respecto a T_{sat} , se realiza mediante diferencias finitas, es decir considerando los diferenciales como intervalos muy pequeños denominados deltas. Mientras más pequeños sean los deltas, mayor será la exactitud del cálculo por diferencias finitas.

Es así como para el programa del propano se ha determinado un delta apropiado de 0,02, quedando la expresión de cálculo tal y como se observa en la Ecuación 3.9.

$$h_{fg} = Tv_{fg} \left(\frac{P_{sat@}(T+0,01) - P_{sat@}(T-0,01)}{0,02} \right) \quad 3.9$$

La fórmula con la que se trabaja para determinar la entalpía de vaporización es común tanto para el propano como para el isobutano.

3.2.1.5 Entalpía del vapor saturado ($h_g(T)$)

Para encontrar la entalpía del vapor saturado se utilizan la Ecuación 1.23 y la Ecuación 1.24, pero primeramente se debe determinar el valor de C_v , que es

calculado para cada sustancia en específico. Para el caso de las sustancias en estudio la determinación de C_v se da por medio de la Ecuación 3.10.³⁴

$$C_v = \sum_{i=1}^6 G_i T^{i-2} \quad 3.10$$

Una vez encontrado C_v se puede hallar C_p a través de la Ecuación 1.24, la misma que sirve para el cálculo del C_p sólo para gases ideales, por lo que se debe resolver la ecuación de entalpías primeramente llevando la sustancia a una temperatura de inicio constante (donde el término de $C_p \cdot dT = 0$) hasta presiones cercanas a cero donde el gas tiene un comportamiento ideal, luego a presión constante (donde el término $\left[v + T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p \right] dP = 0$) se llega hasta la temperatura de cálculo dada pero a presiones bajas, finalmente a partir de allí se eleva la presión de la sustancia a temperatura constante (donde el término de $C_p \cdot dT = 0$) hasta la presión de saturación de la temperatura dada.

Observando la ecuación para la determinación de las entalpías, resulta complicado obtener los valores de las mismas mediante la resolución de las derivadas existentes en la expresión; por lo que se procura emplear artificios matemáticos para facilitar la misma. Dentro de estos artificios, se trabaja con el de diferencias finitas empleando intervalos muy pequeños para dar más exactitud al proceso y por ende la más próxima cercanía a los resultados alcanzados que si se estuviera derivando.

Es así que aplicando diferencias finitas a la Ecuación 1.23 se debe realizar un sumatorio de pequeños intervalos de entalpía calculados en un tramo 1-2 a temperatura inicial constante hasta llegar a presiones bajas, luego en un tramo 2-3 ya con la sustancia como gas ideal y a presión constante se realiza el sumatorio de intervalos de entalpía hasta llegar a la temperatura dada, para finalmente sumar los intervalos de entalpía del tramo 3-4 que corresponden a la elevación de las presiones bajas hasta la de saturación a una temperatura dada constante, tal y como se ve en la Figura 3.2.

³⁴ REYNOLDS; Thermodynamics properties in SI; pág: 124.

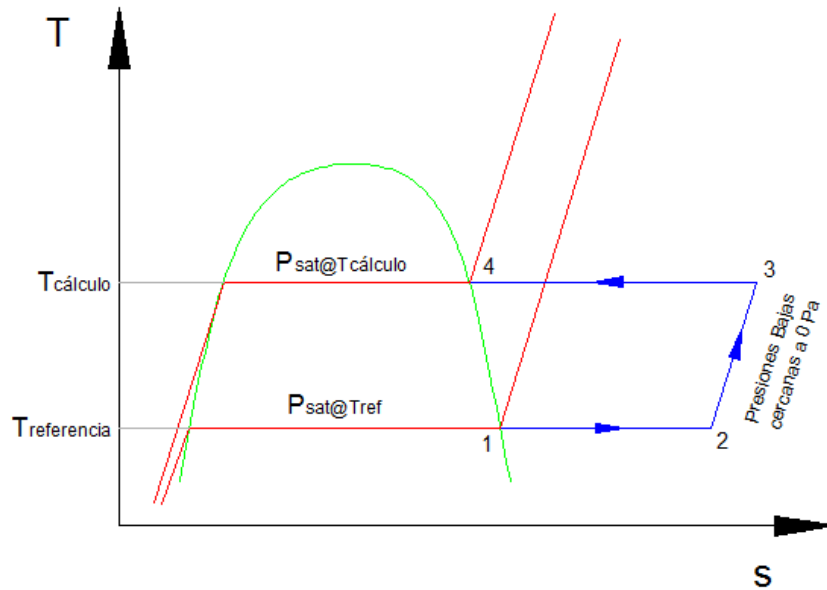


Figura 3.2. Diagrama T-s mostrando los caminos a seguir para calcular la entalpía

El valor de temperatura a la cual la entalpía del líquido saturado (h_f) es igual a 0, se denomina temperatura de referencia y es la temperatura inicial usada para el cálculo de los intervalos de entalpía en el tramo 1-2 (ver Anexo 1).

Una vez determinada la temperatura de referencia, característica de cada sustancia, se procede al cómputo de la entalpía de vaporización a esa temperatura usando la Ecuación 1.21. Es así, como únicamente para este caso en la temperatura de referencia tiene validez la expresión: $h_g = h_{fg}$. Por lo que una vez obtenido el valor de la entalpía del vapor saturado a la temperatura de referencia se procede a realizar la sumatoria de los intervalos de entalpías ubicados en el tramo 1-2, para lo cual ante la ausencia del primer término ($dT=0$), la Ecuación 1.23 queda de esta manera:

$$dh = \left[v + T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p \right] dP \quad 3.11$$

El empleo de diferencias finitas significa que cada una de las derivadas existentes en la expresión debe ser calculada para intervalos muy pequeños, por lo que para el programa en Visual Basic, se sigue las consideraciones expuestas en la Figura 3.3.

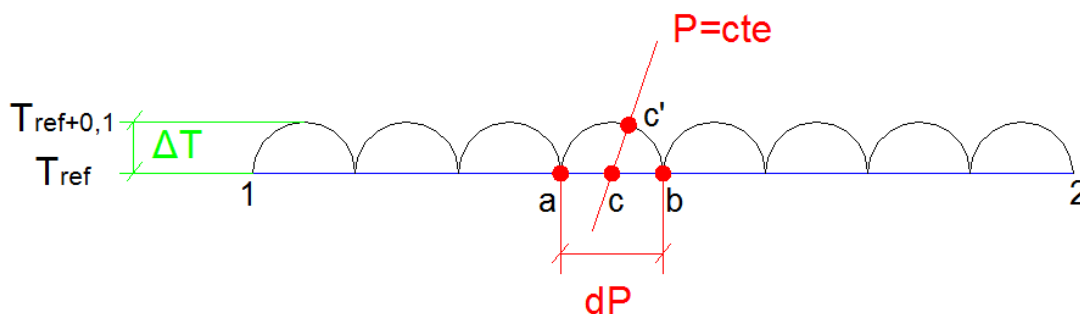


Figura 3.3. Explicación del cálculo de la entalpía en el tramo 1-2

Es así que para llegar del punto 1 al 2 se realizan varios cálculos de la ecuación con pasos dP , que son un número determinado de divisiones que se realiza a la diferencia de presiones entre 1 y 2. De esa forma se obtiene, como se puede ver en la Figura 3.3, cada uno de los intervalos ab que permite el cálculo de un diferencial de entalpía y que es calculado en el programa con la siguiente expresión:

$$dh_{a-b} = \left[v_c + T_{ref} \left(\frac{v_{c'} - v_c}{0,1} \right) \right] dP \quad 3.12$$

De esta manera cada uno de estos avances (ab en la Figura 3.3) será tomado en cuenta mediante el programa, el mismo que emplea un lazo FOR para realizar la sumatoria de todos los intervalos ab desde la Presión de saturación a la temperatura de referencia hasta alcanzar presiones bajas.

Al llegar a presiones bajas se asume que la sustancia se comporta como gas ideal, por lo que se pasa al tramo 2-3 donde es válida la expresión 3.13, obtenida de la Ecuación 1.23, para el cálculo de los diferenciales de entalpía.

$$dh = C_p \cdot dT \quad 3.13$$

Asumiendo el mismo criterio, para los intervalos dentro de este tramo se realizarán los cálculos en pasos constantes de $dT = 0,01$. Estos cálculos se van a realizar a partir de la temperatura de referencia hasta la temperatura de cálculo, y de la misma manera cada uno de los diferenciales de entalpía serán determinados dentro de un lazo FOR en el que también se irán acumulando para formar parte de la sumatoria final de este tramo.

Para terminar se tiene al tramo 3-4, en este se hacen las mismas consideraciones que en el tramo 1-2 tan sólo cambian las presiones entre las que se maneja. Para el tramo 3-4 la sumatoria final de los diferenciales de entalpía se obtiene mediante intervalos ab desde presiones bajas hasta la presión de saturación de la temperatura de cálculo.

Finalmente la entalpía del vapor saturado a una temperatura dada va a ser dada por la expresión 3.14.

$$h_g(T) = h_g(T_{ref}) + dh_{1-2} + dh_{2-3} + dh_{3-4} \quad 3.14$$

En donde dh_{1-2} , dh_{2-3} , dh_{3-4} son los sumatorios de los diferenciales de entalpía en cada uno de los tramos mostrados anteriormente.

3.2.1.6 Entalpía del líquido ($h_f(T)$)

La entalpía del líquido saturado se calcula mediante la Ecuación 3.15.

$$h_f = h_g - h_{fg} \quad 3.15$$

La obtención de esta propiedad es invariable para cualquier sustancia.

3.2.1.7 Entropía de vaporización ($s_{fg}(T)$)

La entropía de vaporización en su determinación se sirve de la Ecuación 1.25 y utiliza el valor antes calculado de la entalpía de vaporización relacionándolo con la temperatura dada.

3.2.1.8 Entropía del vapor saturado ($s_g(T)$)

Para la entropía del vapor saturado se emplea la Ecuación 1.26, la misma tiene similitud de forma con las ecuaciones de cálculo de la entalpía, por tanto se deduce que la mejor manera para encontrar los valores de entropía va a ser mediante el método de diferencias finitas siguiendo los mismos caminos que ya se señalaron para la entalpía, es decir aplicando los tramos ilustrados en la Figura 3.3.

Sin embargo para el caso de la entropía hay que tomar en cuenta un hecho importante, y es el que llevar a la sustancia a presiones tan bajas (cerca de 0 Pa) significa que la entropía llega a tener un valor tan grande que tiende al

infinito, por ende se generan valores absurdos en el tramo 1-2 produciendo de esa manera errores mayúsculos en los cálculos finales de esta propiedad.

Debido a la consideración anterior no es factible seguir empleado para la entropía los mismos caminos de la Figura 3.3, pero se puede continuar trabajando igualmente con diferencias finitas para la resolución de la Ecuación 1.26 por lo que se ha ideado otra manera para llegar por varios caminos a la obtención de la entropía deseada, tal y como se ilustra en la Figura 3.4 y en la Figura 3.5.

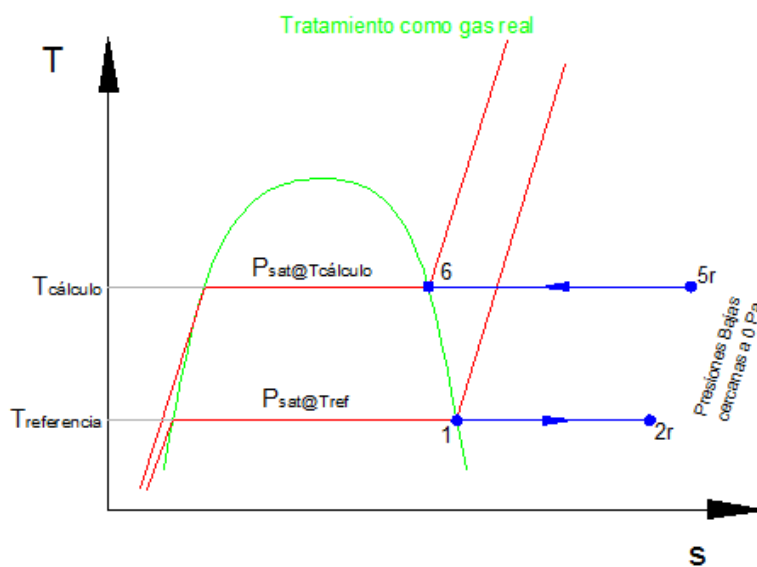


Figura 3.4. Diagrama T-s mostrando el recorrido que sigue la sustancia como gas real para calcular la entropía

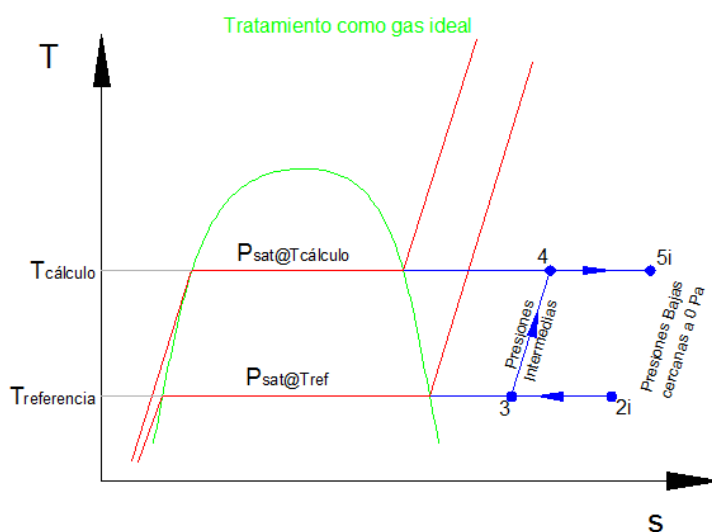


Figura 3.5. Diagrama T-s mostrando el recorrido que sigue la sustancia como gas ideal para calcular la entropía

En el tramo 1-2r se lleva a la sustancia desde la presión de saturación de la temperatura de referencia hasta presiones bajas a temperatura constante o sea solo empleando esta parte de la ecuación: $ds = -\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P dP$, en donde el diferencial de v respecto de T va a ser el dado por la ecuación $P - \rho - T$ aplicable para gases reales. Este tramo posibilita principalmente que la sustancia alcance su estado de gas ideal.

En el tramo 2i-3, una vez como gas ideal, se eleva la presión nuevamente a temperatura constante hasta un punto intermedio que puede ser por ejemplo 100 Pa pero esta vez el diferencial empleado de v respecto de T va a contener la ecuación de gas ideal y por ende se tendrá que: $ds = -\frac{R}{P} dP$.

Una vez en el punto 3, ya para el tramo 3-4 aún tratando con un gas ideal, la entropía no va a tender al infinito y es posible emplear el término que incluye al C_p en la Ecuación 1.26; es decir, se hace que la sustancia eleve su temperatura desde la de referencia hasta la de cálculo, todo esto a presión constante dejando al diferencial de entropía de esta manera: $ds = \frac{C_p}{T} dT$.

Para el tramo 4-5i se va a volver a presiones bajas a la temperatura de cálculo constante, por lo que considerando que sigue siendo un gas ideal al igual que en el tramo 2i-3 los diferenciales de entropía van a estar dados por: $ds = -\frac{R}{P} dP$.

Por último para el tramo 5r-6 se tiene que subir hasta la presión de saturación de la temperatura de cálculo, teniendo en cuenta que ya se va a tener un gas real y todo este recorrido se lo hace a temperatura constante, los diferenciales de entropía de este tramo son los mismos que los del tramo 1-2r y se toma en consideración las mismas condiciones.

Por lo tanto el cálculo de la entropía a través de diferencias finitas y apegándose a lo que se muestra en la Figura 3.4 y la Figura 3.5, está dada por la Ecuación 3.16.

$$s_g(T) = s_g(T_{ref}) + ds_{1-2r} + ds_{2i-3} + ds_{3-4} + ds_{4-5i} + ds_{5r-6} \quad 3.16$$

En donde: ds_{1-2r} , ds_{2i-3} , ds_{3-4} , ds_{4-5i} , ds_{5r-6} son los sumatorios de los diferenciales de entropía en cada uno de los tramos, mientras que $s_g(T_{ref})$ es la entropía del vapor saturado a la temperatura de referencia.

3.2.1.9 Entropía del líquido ($s_f(T)$)

La entropía del líquido saturado se calcula mediante la Ecuación 3.17.

$$s_f = s_g - s_{fg} \quad 3.17$$

Esta propiedad se determina de la misma forma para cualquier sustancia.

3.2.1.10 Viscosidad del líquido saturado (μ_f)

Como ya se mencionó, la viscosidad de un líquido es principalmente dependiente de la temperatura a la que se encuentra el mismo, a tal punto que es la temperatura la que gobierna el cálculo de la viscosidad en este caso.

Así para la viscosidad del líquido se debe considerar 2 regiones de cálculo: la primera comprende el rango $T_r \leq 0,75$ y a su vez la segunda zona es aplicable para el intervalo $0,75 < T_r < 0,98$. Ambas regiones son delimitadas en el programa de cálculo mediante un condicionante IF.

3.2.1.11 Viscosidad del vapor saturado (μ_g)

Para el caso de los gases el cálculo de la viscosidad es completamente diferente al de los líquidos, en los gases se tiene el efecto tanto de la temperatura como de la presión en la viscosidad.

Por lo que primeramente antes de determinar esta propiedad, se debe determinar si el gas es diluido o denso mediante la Figura 1.19, pero para el programa usado en el cálculo de propiedades no puede emplearse la Figura 1.19 ya que eso incurriría en el hecho de estar realizando la determinación uno por uno del tipo de gas para cada dato de presión y temperatura. Para facilitar al programa el reconocimiento de si un gas es denso o diluido, se ha determinado la Ecuación 3.18 correspondiente a la recta de la Figura 1.19, con esta relación el programa maneja un condicionante IF que permite el reconocimiento del tipo de gas.

$$P_r = 0,45 + \left(\frac{0,55}{3}\right)(T_r - 3) \quad 3.18$$

3.2.2 CÁLCULO DE LAS PROPIEDADES PARA LA REGIÓN DE VAPOR SOBRECALENTADO

El programa Visual Basic 6.0 facilita la creación de funciones de cálculo, es así que para el caso de las propiedades de la sustancia dentro de la campana ya se tenía una dependencia claramente visible de estas hacia la temperatura, por lo que cada una de las propiedades era función de Temperatura T en el programa. Pero además se conocía que todas las propiedades también estaban ligadas muy cercanamente a la Presión, la misma que para la campana es la de saturación.

Con estos antecedentes es posible fácilmente establecer nuevas funciones para el caso de la región del vapor sobrecalentado en la que todas las propiedades sean factibles de calcular en dependencia directa de la Presión y de la Temperatura. Por lo que se puede sacar como conclusión que el cálculo de las propiedades de la región de sobrecalentado difieren del cálculo de las propiedades de la campana por el hecho de que para el primero se hace función de una Temperatura y Presión cualquiera mientras que para el segundo solo es una función de una Temperatura cualquiera.

3.3 FUNCIONES ESPECÍFICAS PARA EL CÁLCULO DE LAS PROPIEDADES DEL PROPANO

3.3.1 PROPIEDADES DEL PROPANO DENTRO DE LA CAMPANA

Para el caso del propano se procede tal y como ya se mencionó en la sección 3.2.1, es decir para las propiedades en la campana se toma de dato de entrada a la temperatura (T), con la misma se establece su correspondiente presión de saturación y mediante ambas propiedades se realiza el cálculo de todas las demás.

3.3.1.1 Presión de saturación del Propano ($P_{sat}(T)$)

El cálculo de esta propiedad emplea la Ecuación 3.1 y se la resuelve utilizando las constantes específicas del propano mostradas en la Tabla 3.1.

Tabla 3.1. Constantes para el cálculo de la presión de saturación del propano³⁵

Constante	Valor
F ₁	-6,2309993
F ₂	-4,422686 x 10 ⁻¹
F ₃	-1,8839624
F ₄	3,6383362 x 10 ⁻¹
F ₅	1,5177354 x 10 ¹
F ₆	1,1216551 x 10 ²
F ₇	2,763584 x 10 ²
F ₈	2,3585357 x 10 ²
Pc	4,23593 x 10 ⁶
Tc	369,82
Tp	300

En la Tabla 3.1, los F_i son constantes adimensionales, Tc y Tp están en Kelvin y Pc está en Pascales.

3.3.1.2 Volumen específico del Propano líquido ($v_f(T)$)

Para el volumen específico del propano líquido se trabaja con las Ecuaciones 3.2, 3.3 y 3.4; sirviéndose de las constantes de la Tabla 3.2.

Tabla 3.2. Constantes para el cálculo del volumen específico del propano líquido³⁶

Constante	Valor
D ₁	1,9738193 x 10 ²
D ₂	-2,1307184 x 10 ¹
D ₃	3,3522024 x 10 ³
D ₄	-7,7040243 x 10 ³
D ₅	7,5224059 x 10 ³
D ₆	-2,5663363 x 10 ³
Tc	369,82

³⁵ REYNOLDS; Thermodynamics properties in SI; pág: 146.

³⁶ REYNOLDS; Thermodynamics properties in SI; pág: 146.

En la Tabla 3.2, los D_i son constantes adimensionales y T_c está en Kelvin.

3.3.1.3 Volumen específico del vapor saturado de Propano (v_g (T))

El cálculo del v_g para el propano utiliza las Ecuaciones 3.5 y 3.6, además de los valores de las constantes para la ecuación $P - \rho - T$ que se establecen en la Tabla 3.3.

Tabla 3.3. Constantes para la ecuación $P - \rho - T$ del propano³⁷

Constante	Valor
R	$1,887326 \times 10^2$
A_0	$2,579108 \times 10^2$
B_0	$1,366892 \times 10^{-3}$
C_0	$3,401044 \times 10^7$
D_0	$1,076128 \times 10^9$
E_0	$3,375879 \times 10^{10}$
a	$7,856721 \times 10^{-1}$
b	$1,096523 \times 10^{-5}$
c	$1,661103 \times 10^5$
d	$1,639769 \times 10^2$
α	$5,728034 \times 10^{-9}$
γ	$9,15727 \times 10^{-6}$

En la Tabla 3.3 aparecen varios valores de constantes que son adimensionales, excepto R que es el valor de la constante de gas propano ideal y que tiene como unidades J/kgK.

La resolución de la ecuación $P - \rho - T$ para el propano usa el método iterativo explicado en la sección 3.2.1.3.

3.3.1.4 Entalpía del vapor saturado de Propano (h_g (T))

La propiedad de la entalpía del vapor saturado para el propano se obtiene a través de la Ecuación 1.23 y la Ecuación 1.24, en ésta última aparece el término C_v que para el propano se establece por medio de la Ecuación 3.10 y sus constantes están dadas en la Tabla 3.4.

³⁷ REYNOLDS; Thermodynamics properties in SI; pág: 146.

Tabla 3.4. Constantes para el cálculo del Cv del propano³⁸

Constante	Valor
G ₁	2,058217 x 10 ⁵
G ₂	-1,9109547 x 10 ³
G ₃	1,1622054 x 10 ¹
G ₄	-9,795151 x 10 ⁻³
G ₅	4,5167026 x 10 ⁻⁶
G ₆	-8,6345035 x 10 ⁻¹⁰

Los valores de las constantes G_i de la Tabla 3.4 son adimensionales.

Para el caso del propano la temperatura de referencia es 200 K, por lo que considerando que a esta temperatura h_f es igual a cero y valiéndose del cálculo de la entalpía de vaporización a 200 K, se obtiene el valor de la entalpía del vapor saturado (h_g) a la temperatura de referencia.

El establecimiento del valor de la entalpía del vapor saturado del propano sigue el procedimiento indicado en la sección 3.2.1.5, por consecuencia se trabaja en los caminos de la Figura 3.2 y además se emplea la Ecuación 3.14. Cabe aclarar que a esta sustancia en el tramo 1-2 se la lleva a temperatura constante de 200 K hasta la presión de 100 Pa; luego asumiendo que a esta presión el propano se comporta como gas ideal, en el tramo 2-3 (a presión constante) se eleva su temperatura desde 200 K hasta la temperatura de cálculo; para finalmente elevar su presión en el tramo 3-4 (a temperatura constante) desde 100 Pa hasta la presión de saturación de la temperatura de cálculo.

3.3.1.5 Entropía del vapor saturado de Propano (s_g (T))

Tanto para la entalpía como para la entropía la temperatura de referencia de una sustancia es la misma. Por lo que para el caso del propano la temperatura de referencia es 200 K, a la cual la entropía del líquido s_f va a ser igual a cero.

Así, considerando que $s_f = 0$ a la temperatura de 200 K y con el cálculo de la entropía de vaporización, se obtiene el valor de la entropía del vapor saturado (s_g) a la temperatura de referencia.

³⁸ REYNOLDS; Thermodynamics properties in SI; pág: 146.

Una vez iniciado los cálculos de las entropías del propano se pudo determinar que se podía realizar los mismos de 2 maneras, uno tal y cual se explicó en la sección 3.2.1.8 y se ilustró en la Figura 3.4 y la Figura 3.5 y otro considerando tan solo 3 caminos tal y como se muestra en el Figura 3.6. Para ambas formas de cálculo se obtuvo resultados muy similares y aproximados a la fuente.

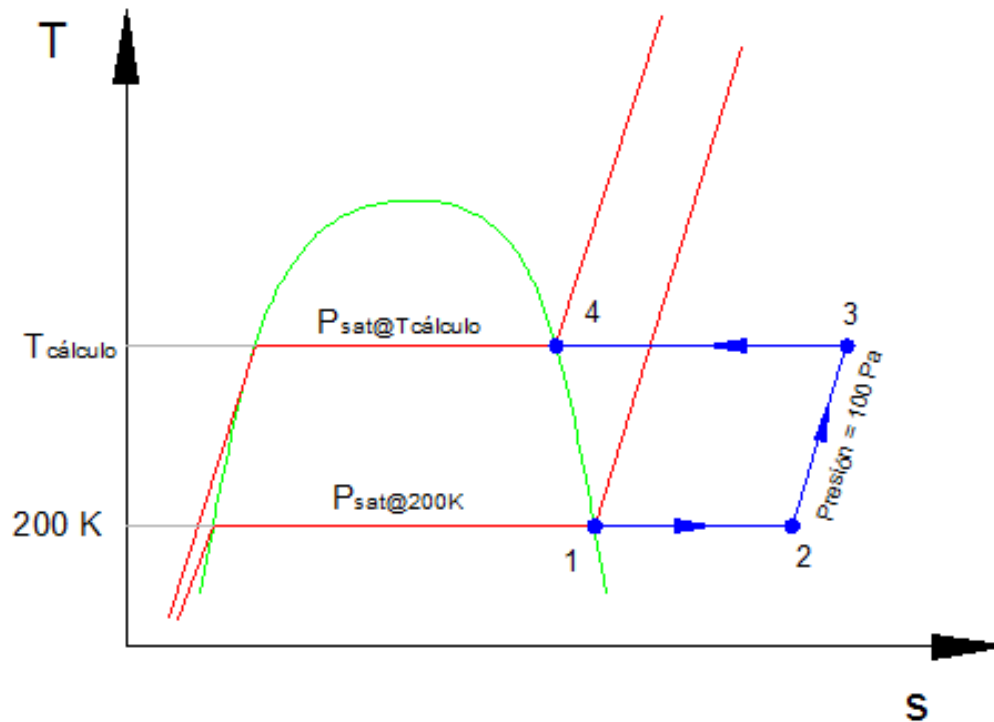


Figura 3.6. Diagrama T-s mostrando la trayectoria seguida para el cálculo de la entropía del propano

El método de evaluación de la entropía por medio de la Figura 3.6 para el propano es más simple que el método mostrado en la sección 3.2.1.8, en éste se considera un tramo 1-2 para el cual se disminuye la presión de la sustancia desde $P_{sat@200k}$ hasta la presión de 100 Pa en donde se asume que el propano se comporta como gas ideal, todo este recorrido para la reducción de la presión se da a temperatura constante por lo que los diferenciales de temperatura para el cálculo en el programa (haciendo referencia a la Figura 3.3) quedan de la siguiente manera:

$$ds_{a-b} = -\left(\frac{v_{c'} - v_c}{0,1}\right) dP \quad 3.19$$

Todos los intervalos ds_{a-b} van a ser sumados en el programa mediante un lazo FOR que contempla los cálculos de los diferenciales desde la $P_{sat}@200K$ hasta 100 Pa.

Ya para el tramo 2-3 al considerar al propano como gas ideal a 100 Pa se puede emplear las ecuaciones que se tiene para el cómputo del Cp y con ello subir hasta la temperatura dada de cálculo. Este proceso se lo realiza a presión constante de 100 Pa y se lo introduce en el programa dentro de un lazo FOR que realice la sumatoria de cada uno de los diferenciales con incrementos de temperatura $dT=0,01$ utilizando la expresión 3.20.

$$ds = \frac{Cp}{T} dT \quad 3.20$$

El proceso en el tramo 3-4 para el programa del propano es el mismo que el usado en el tramo 1-2, tan sólo cambia que para este caso se eleva la presión desde 100 Pa hasta la presión de saturación de la temperatura dada de cálculo.

Finalmente la entropía del vapor saturado del propano a una temperatura dada va a ser dada por la siguiente expresión 3.21.

$$s_g(T) = s_g(T_{ref}) + ds_{1-2} + ds_{2-3} + ds_{3-4} \quad 3.21$$

Donde: ds_{1-2} , ds_{2-3} , ds_{3-4} son los sumatorios de los diferenciales de entropía en cada uno de los tramos mostrados anteriormente.

3.3.1.6 Viscosidad del Propano líquido (μ_f)

Como ya se mencionó en la sección 3.2.1.10 existen 2 zonas de cálculo de la viscosidad de un líquido saturado.

Para el caso del propano en la zona 1 se va a aplicar la Ecuación 1.37 del método de Morris, que es el que obtiene para esta sustancia los valores de viscosidad con el menor porcentaje de error respecto a los valores experimentales reales.

Siendo éste el método a usar se procede a determinar las constantes; para la primera de ellas μ^+ (constante para cada clase de compuesto) se considera al

propano como un hidrocarburo y se extrae de la Tabla 1.2 el valor de 0,0875; mientras que para el caso de se emplea la Ecuación 1.38, y las aportaciones que cada grupo realiza en el propano se determinan de la siguiente forma: 1) Se determina la fórmula del propano = C_3H_8 . 2) Se realiza el desarrollo estructural de la fórmula como se ve en la Figura 3.7. 3) Se establece los grupos funcionales presentes en el propano, 2 grupos CH_3 y un grupo CH_2 , por lo que según la Tabla 1.3 son 3 aportaciones $b_i = 0.085$. Después de hacer todas las consideraciones citadas el valor de para el propano es 0,552.

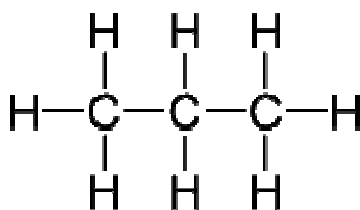


Figura 3.7. Fórmula estructural del Propano³⁹

Para la zona 2 se determina la viscosidad en base a las Ecuaciones 1.39, 1.40 y 1.41, tomando en cuenta que el factor acéntrico es una constante característica de cada sustancia, por lo que del Anexo 2 se determina que el valor de para el propano es 0,152.

3.3.1.7 Viscosidad del vapor saturado de Propano ()

El cálculo de la viscosidad de un gas está limitado por 2 regiones: el gas denso y el gas diluido. La determinación de la zona a la cual pertenece la sustancia se hace en base a la Ecuación 3.18. Así, para el propano si el programa determinó que el gas es diluido el efecto de la presión es despreciable y conociendo que el propano es una sustancia no polar se emplea las Ecuaciones 1.27, 1.28 y 1.29 para el cálculo de la viscosidad del gas a una temperatura dada, con la consideración de que los valores de las constantes utilizadas para el propano extraídas del Anexo 2 se encuentran en la Tabla 3.5.

³⁹ http://es.wikipedia.org/wiki/Archivo:Propan_Lewis.svg

Tabla 3.5. Constantes para el cálculo del gas propano diluido⁴⁰

Constante	Valor
M	44,09 g/mol
σ	5,118 Å
ϵ/k	237,1 K

A su vez si el programa estableció que el gas es denso, el efecto de la presión se debe considerar y en este caso cada una de las viscosidades calculadas va estar en función de la temperatura y de la presión de saturación a esa temperatura. El cálculo de la viscosidad del vapor saturado para el propano como gas denso está dado por las Ecuaciones 1.31 y 1.32 y el valor de las constantes se muestra en la Tabla 3.6.

Tabla 3.6. Constantes para el cálculo del gas propano denso⁴¹

Constante	Valor
T_c	369,82 K
P_c	41,9 atm
ρ_c	197,38 kg/m ³

3.3.2 PROPIEDADES DEL PROPANO EN LA ZONA DE SOBREALENTADO

Para la región de sobreaquecido, se calcula las propiedades del propano en base de 2 propiedades que por lo general son la temperatura y la presión.

Por lo que la determinación de estos valores sigue el mismo proceso de la sección 3.3.1, diferenciándose en el hecho de que en este caso se usa una presión cualquiera y no como antes cuando se utilizaba la presión de saturación de la sustancia.

⁴⁰ REID, Robert; The properties of gases and liquids; pág: 679.

⁴¹ REID, Robert; The properties of gases and liquids; pág: 639.

3.4 FUNCIONES ESPECÍFICAS PARA EL CÁLCULO DE LAS PROPIEDADES DEL ISOBUTANO

3.4.1 PROPIEDADES DEL ISOBUTANO DENTRO DE LA CAMPANA

El dato principal para el cálculo de las propiedades del isobutano en la campana es la temperatura, por medio de ésta se obtiene la correspondiente presión de saturación y a través de las 2 se establece el resto de las propiedades.

3.4.1.1 Presión de saturación del Isobutano ($P_{sat}(T)$)

Al igual que en el propano, para el isobutano se emplea la Ecuación 3.1, pero las constantes usadas para su resolución corresponden a la Tabla 3.7.

Tabla 3.7. Constantes para el cálculo de la presión de saturación del isobutano⁴²

Constante	Valor
F_1	-6,3016457
F_2	$2,1880736 \times 10^{-1}$
F_3	-1,1288158
F_4	2,2391095
F_5	1,0653363
F_6	9,332272
F_7	$2,4836848 \times 10^1$
F_8	$3,7187854 \times 10^1$
P_c	$3,684547 \times 10^6$
T_c	409,07
T_p	300

La Tabla 3.7 proporciona constantes con las mismas unidades de la Tabla 3.1.

3.4.1.2 Volumen específico del Isobutano líquido ($v_f(T)$)

Para el volumen específico del isobutano líquido se emplean las mismas ecuaciones que en el propano, pero se utilizan las constantes de la Tabla 3.8.

⁴² REYNOLDS; Thermodynamics properties in SI; pág: 140.

Tabla 3.8. Constantes para el cálculo del volumen específico del isobutano líquido⁴³

Constante	Valor
D ₁	1,9450561 x 10 ²
D ₂	-9,1725345 x 10 ¹
D ₃	2,4446128 x 10 ³
D ₄	-2,7219989 x 10 ³
D ₅	1,9324597 x 10 ²
D ₆	8,7037158 x 10 ²
T _c	409,07

Las unidades de la Tabla 3.8 son las mismas de la Tabla 3.2.

3.4.1.3 Volumen específico del vapor saturado de Isobutano ($v_g(T)$)

El volumen específico del vapor saturado para el isobutano también como en el caso del propano usa las Ecuaciones 3.5 y 3.6, pero para el isobutano se extrae los valores de las constantes de la Tabla 3.9.

Tabla 3.9. Constantes para la ecuación $P - \rho - T$ del isobutano⁴⁴

Constante	Valor
R	1,430797 x 10 ²
A ₀	2,96414 x 10 ²
B ₀	2,018128 x 10 ⁻³
C ₀	2,489763 x 10 ⁷
D ₀	1,163672 x 10 ⁹
E ₀	6,371519 x 10 ¹⁰
a	4,100261 x 10 ⁻¹
b	9,906333 x 10 ⁻⁶
c	1,072632 x 10 ⁵
d	1,02936 x 10 ²
α	5,253972 x 10 ⁻⁹
γ	8,208362 x 10 ⁻⁶

⁴³ REYNOLDS; Thermodynamics properties in SI; pág: 140.

⁴⁴ REYNOLDS; Thermodynamics properties in SI; pág: 140.

En la Tabla 3.9 se tienen las mismas unidades que en la Tabla 3.3, incluyendo al valor de la constante de gas isobutano ideal R.

Siguiendo el proceso señalado en la sección 3.2.1.3, se hace posible encontrar esta propiedad para el isobutano.

3.4.1.4 Entalpía del vapor saturado de Isobutano ($h_g(T)$)

Para el caso del Isobutano el establecimiento de la entalpía del vapor saturado se vale de las mismas Ecuaciones 1.23, 1.24 y 3.10. Considerando para ésta última trabajar con las constantes de la Tabla 3.10.

Tabla 3.10. Constantes para el cálculo del Cv del isobutano⁴⁵

Constante	Valor
G ₁	1,7563902 x 10 ⁵
G ₂	-1,75243 x 10 ³
G ₃	1,1642389 x 10 ¹
G ₄	-1,019717 x 10 ⁻²
G ₅	4,9006615 x 10 ⁻⁶
G ₆	-9,8234416 x 10 ⁻¹⁰

Al igual que en la Tabla 3.4, las constantes G_i son adimensionales.

El isobutano también maneja como temperatura de referencia a 200 K, con lo que se procede al cómputo de su entalpía de vaporización para de esta manera obtener el valor de 421,70 kJ/kg, que viene a ser la entalpía del vapor saturado h_g a 200 K del isobutano.

De la misma manera que en el propano, en el isobutano se ocupa los procedimientos de la sección 3.2.1.5 y por ende se valen tanto de la Figura 3.2 así como también de la Ecuación 3.14. Coincidentemente, a través de los cálculos realizados en el software se determinó que llevando al isobutano hasta la presión de 100 Pa, éste se comporta como gas ideal; por tanto se fijó la misma secuencia de caminos seguida en el propano.

⁴⁵ REYNOLDS; Thermodynamics properties in SI; pág: 140.

3.4.1.5 Entropía del vapor saturado de Isobutano ($s_g(T)$)

Esta propiedad para el isobutano se obtiene mediante el procedimiento seguido en la sección 3.3.1.5, incluso se empleó la misma presión de 100 Pa.

Es decir, en el isobutano se trabaja, obteniendo buenos resultados, con la trayectoria mostrada en la Figura 3.6; así, para el tramo 1-2 se lleva a la sustancia a temperatura de referencia constante de 200 K hasta la presión de 100 Pa utilizando solamente el primer término de la Ecuación 1.26 para el cálculo de este diferencial de entropía. Luego en el tramo 2-3 se calcula la entropía elevando al isobutano a presión constante de 100 Pa hasta la temperatura dada usando la Ecuación 3.20. Finalmente para el tramo 3-4 se emplea la misma ecuación del tramo 1-2, esta vez llevando al isobutano desde 100 Pa hasta la presión de saturación de la temperatura de cálculo.

Las técnicas aplicadas en el software para el cómputo de la entropía del isobutano son las mismas que las que se usaron en el propano.

3.4.1.6 Viscosidad del Isobutano líquido ($\mu_f(T)$)

Para determinar el valor de la viscosidad del isobutano líquido a una temperatura dada es necesario establecer la zona en la que se halla la sustancia en función de los rangos de temperatura citados en la sección 3.2.1.10.

De esta forma para temperaturas que se encuentran en la zona 1 del isobutano se emplea el método de Thomas, ya que presenta el menor porcentaje de error entre el valor calculado y el valor real de experimentación. Este método considera las contribuciones de la Tabla 1.1 que permiten el cálculo de la constante θ , así para el isobutano C_4H_{10} se tienen 4 carbonos C y 10 hidrógenos H, cada uno de ellos aporta una contribución que en el isobutano producen un valor de θ igual a 0,642. Con este dato es factible ingresar a la Ecuación 1.36 y de esta manera obtener la viscosidad del isobutano en la primera región.

En la zona 2 el cálculo de la viscosidad de la sustancia se rige por las Ecuaciones 1.39, 1.40 y 1.41, en donde el factor acéntrico ω del isobutano extraído del Anexo 2 es 0,176.

3.4.1.7 Viscosidad del vapor saturado de Isobutano ($\mu_g(T)$)

En el software de cálculo de la viscosidad del vapor saturado de isobutano se debe establecer la influencia o no de la presión a través de la Ecuación 3.18, de esta manera se determina si es un gas denso o diluido.

Así conociendo que el isobutano es una sustancia no polar, y a su vez si se determina que es un gas diluido se le aplican las Ecuaciones 1.27, 1.28, 1.29; las mismas que utilizan las constantes de la Tabla 3.11 para obtener la viscosidad del gas isobutano.

Tabla 3.11. Constantes para el cálculo del gas isobutano diluido⁴⁶

Constante	Valor
M	58,124 g/mol
σ	5,278 Å
ϵ/k	330,1 K

En cambio si se encuentra que el isobutano es un gas denso, el cálculo de su viscosidad utiliza las Ecuaciones 1.31 y 1.32, tomando en cuenta las constantes de la Tabla 3.12.

Tabla 3.12. Constantes para el cálculo del gas isobutano denso⁴⁷

Constante	Valor
T_c	408,1 K
P_c	36 atm
ρ_c	194,51 kg/m ³

3.4.2 PROPIEDADES DEL ISOBUTANO EN LA ZONA DE SOBREALENTADO

Las propiedades del isobutano en esta región son calculadas tal y como se realiza su determinación para la campana, el único cambio es que los datos de entrada ahora son una temperatura y una presión dada cualesquiera.

⁴⁶ REID, Robert; The properties of gases and liquids; pág: 679.

⁴⁷ REID, Robert; The properties of gases and liquids; pág: 642.

3.5 GENERACIÓN DE GRÁFICOS DEL PROPANO (R-290)

Se ha generado gráficos temperatura entropía codificando en colores los valores de las propiedades, con dos escalas diferentes: Visualización Completa (V.C.) y Visualización Focalizada (V.F.), que se detallan a continuación:

- T vs s (V.C.) (T varía de 240 a 420 K y s varía de 0 a 2,6 kJ/kg.K)
- T vs s (V.F.) (T varía de 210 a 360 K y s varía de 0,1 a 2,5 kJ/kg.K)

Es importante destacar que en los gráficos con donde T varía de 240 a 420 K y s varía de 0 a 2,6 kJ/kg.K (V.C.), se ha realizado plantillas donde se codificada las siguientes propiedades: presión, volumen específico, calidad y entalpía, mientras que en los gráficos donde T varía de 210 a 360 K y s varía de 0,1 a 2,5 kJ/kg.K (V.F.), se codifican las mismas propiedades y también la viscosidad debido a que ésta propiedad es necesaria para el diseño del capilar.

Para generar los gráficos temperatura entropía, se debe calcular las propiedades termodinámicas tanto para la zona de vapor sobrecalentado como para la zona de la campana, las funciones de cálculo de las diferentes propiedades se han explicado anteriormente.

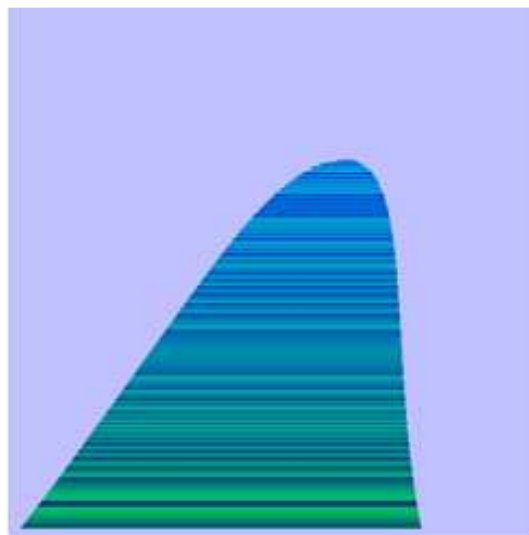


Figura 3.8. Diagrama T-s del propano codificado la presión (V.C.)

Para la zona de la campana se procede a calcular las propiedades en vapor saturado y líquido saturado en función de la temperatura y posteriormente en los puntos intermedios se aplica el concepto de calidad. A continuación se

muestra en la Figura 3.8, un ejemplo de un diagrama T vs s donde se ha codificado los valores de la propiedad de la presión.

Para la zona de vapor sobrecalentado, el proceso es un poco más complicado debido a que se tiene el dato de temperatura y de entropía, y la función de cálculo que se tiene, únicamente permite calcular la entropía en función de la presión y la temperatura, es por esto que en primer lugar se ha intentado una función iterativa, la misma que da resultados satisfactorios pero el tiempo de cómputo para un valor es de aproximadamente 40 segundos, y como se desea calcular para todos los pixeles de la zona el tiempo de ejecución sería demasiado grande. Por tal motivo se procedió a realizar plantillas de información en gráficos Presión vs Temperatura para la zona de vapor sobrecalentado, de tal manera que para generar el gráfico T vs s, se debe proceder a leer dicha información. En la Figura 3.9 el diagrama T vs P muestra lo que se ha generado para codificar la entropía.

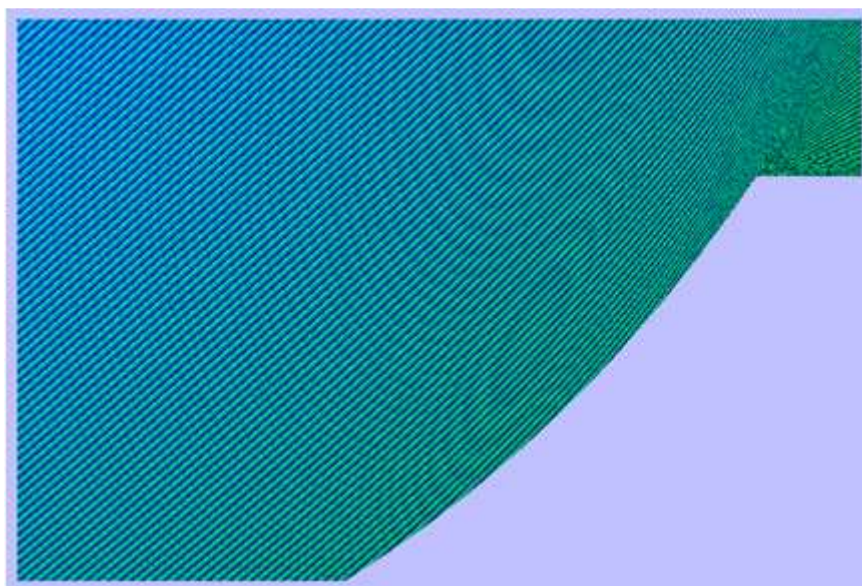


Figura 3.9. Diagrama T-P del propano codificado la entropía (V.C.)

La plantilla T vs P codificado la entropía, sirve para ingresar con datos de temperatura y entropía y hallar el valor de la presión, entonces posteriormente encontrar las demás propiedades, antes de realizar la lectura de plantillas, fue necesario hacer un análisis de los valores correctos de la entropía, para lo cual se analizó la tendencia de la entropía en el gráfico T vs P, es decir la entropía debe aumentar de derecha a izquierda y aumentar de abajo hacia arriba,

entonces a continuación se presenta con puntos rojos los valores donde no cumple con lo mencionado anteriormente.

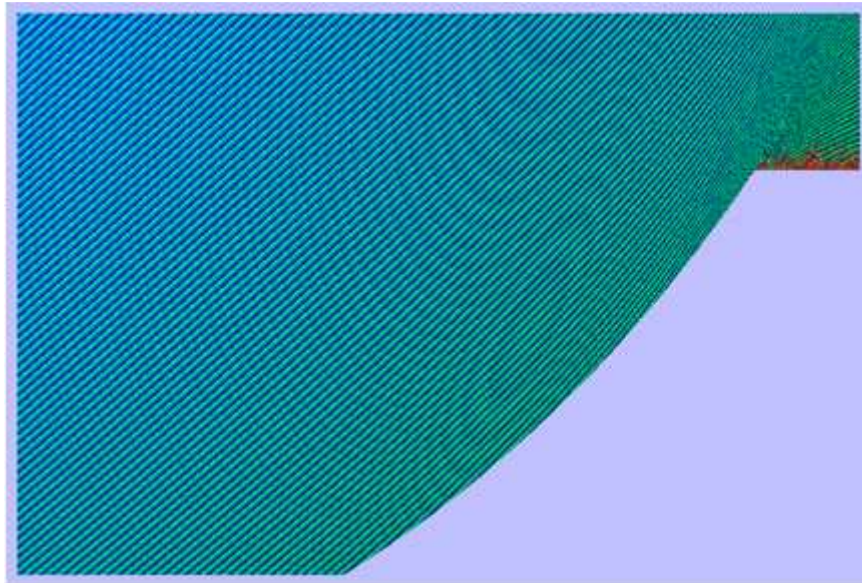


Figura 3.10. Diagrama T-P del propano codificado la entropía y pintados los valores erróneos (V.C.)

Una vez analizados los valores, se procede a recortar la zona que tiene errores, que como se puede observar en la figura anterior es la zona cercana al punto crítico. En la Figura 3.11 se presenta la zona cortada.

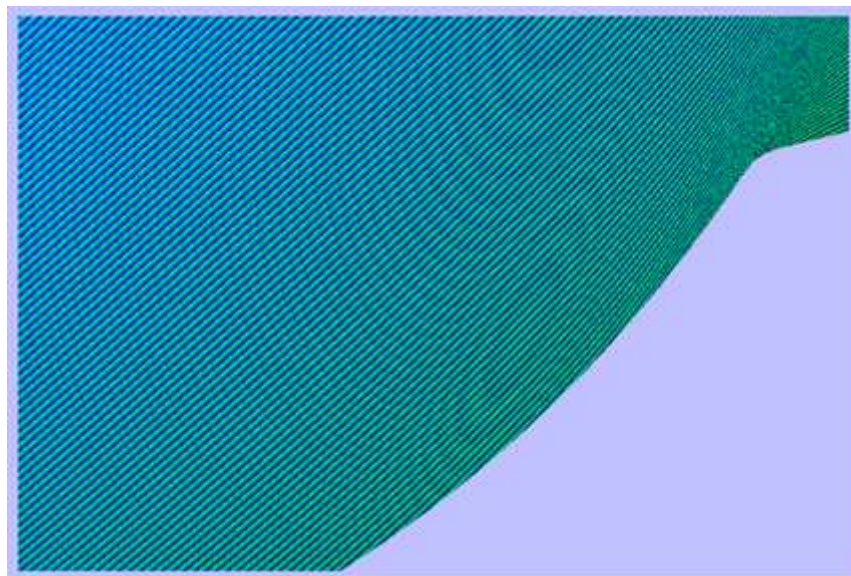


Figura 3.11. Diagrama T-P del propano codificado la entropía, recortada la zona errónea (V.C.)

Posteriormente, se procedió a realizar la parte de vapor sobrecalentado en el gráfico Temperatura vs Entropía, partiendo de la información de T vs P, a continuación en la Figura 3.12 se muestra la zona de sobrecalentado.



Figura 3.12. Diagrama T-s del propano codificada la presión en la zona de sobrecalentado (V.C.)

Finalmente, se procede a unir la parte de la campana y la parte de sobrecalentado para obtener el diagrama T vs s completo, el mismo que se puede observar en la Figura 3.13.

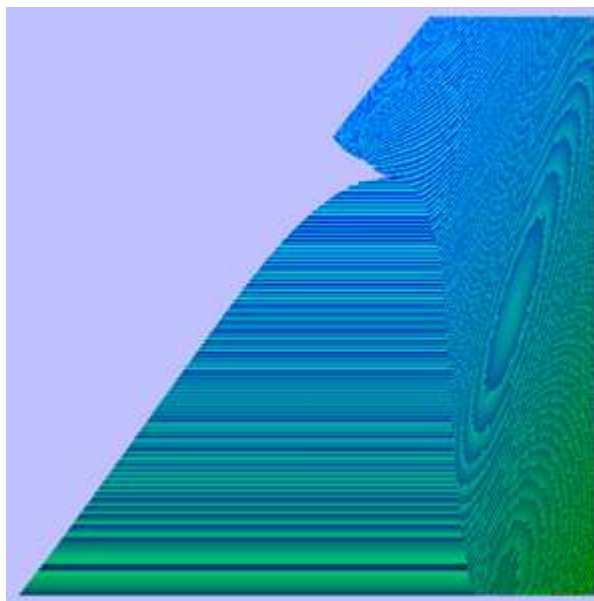


Figura 3.13. Diagrama T-s del propano codificado la presión incluyendo la campana y la zona de sobrecalentado (V.C.)

En la Figura 3.14 se observa el esquema completo de generación de los gráficos Temperatura vs Entropía y además posteriormente se indica cada uno de los gráficos obtenidos, tanto Temperatura vs Entropía como los gráficos utilizados para leer la información (Temperatura vs. Presión).

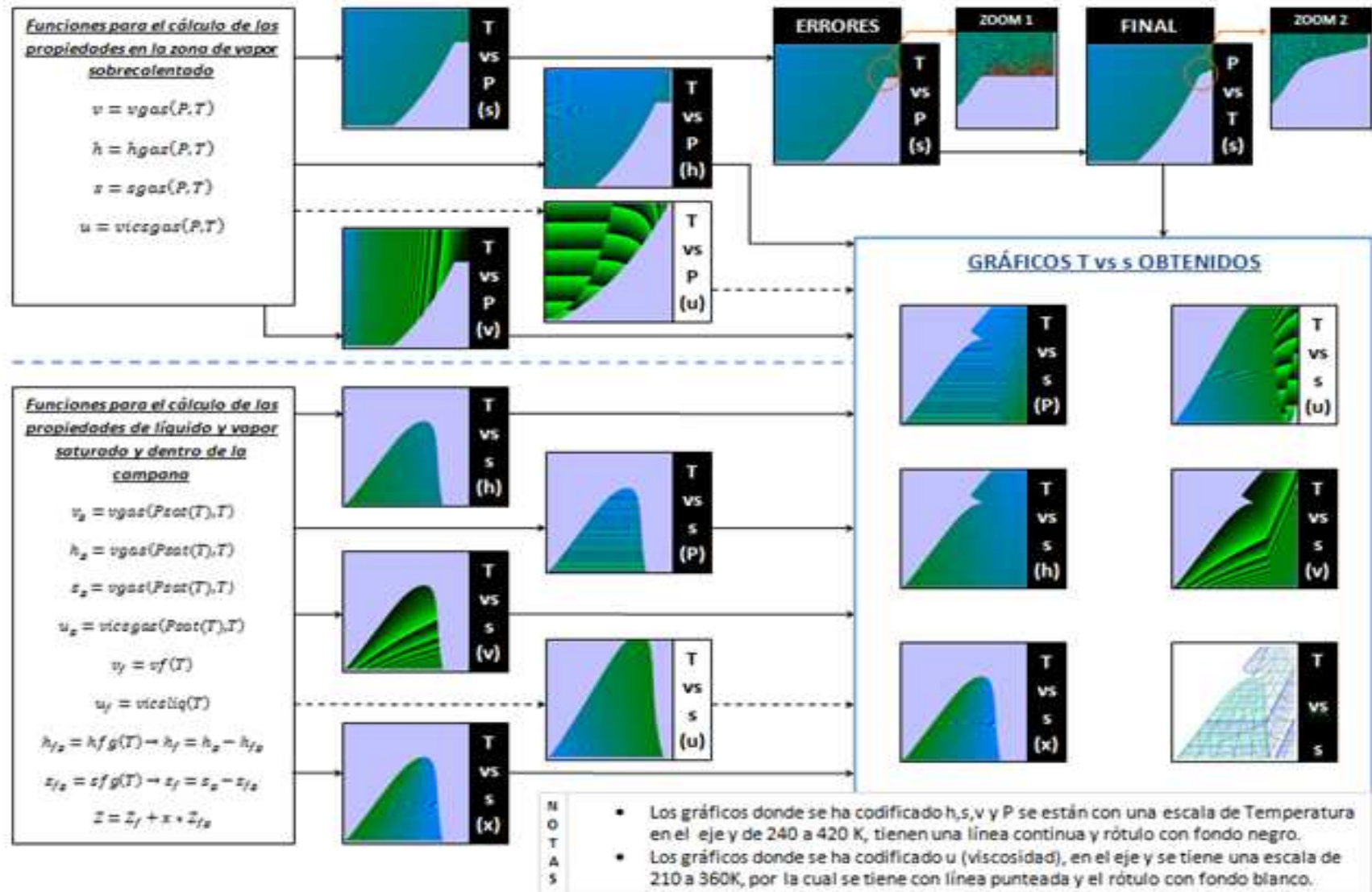


Figura 3.14. Esquema Representativo para la obtención de diagramas Temperatura vs. Entropía del Propano

3.5.1 GRÁFICOS TEMPERATURA ENTROPÍA DEL PROPANO (R-290)

3.5.1.1 Visualización Completa (V.C.)

3.5.1.1.1 Gráficos Temperatura-Presión (para la zona de gases):

- La temperatura en el eje y, varía de 240 K a 420 K.
- La presión en el eje x, varía logarítmicamente de 10 kPa a 10000 kPa.
- Se codifica en diferentes gráficos y con colores la entropía, la entalpía y el volumen específico.
- La codificación en colores usa estos valores mínimos y máximos:

$$s_{max} = 4,5 \left[\frac{kJ}{kg \cdot K} \right] \quad \leftrightarrow \quad s_{min} = 0 \left[\frac{kJ}{kg \cdot K} \right]$$

$$h_{max} = 900 \left[\frac{kJ}{kg} \right] \quad \leftrightarrow \quad h_{min} = 0 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

$$v_{max} = 7,93 \left[\frac{m^3}{kg} \right] \quad \leftrightarrow \quad v_{min} = 0 \left[\frac{m^3}{kg} \right]$$

A continuación se presentan los gráficos T-P (V.C.):

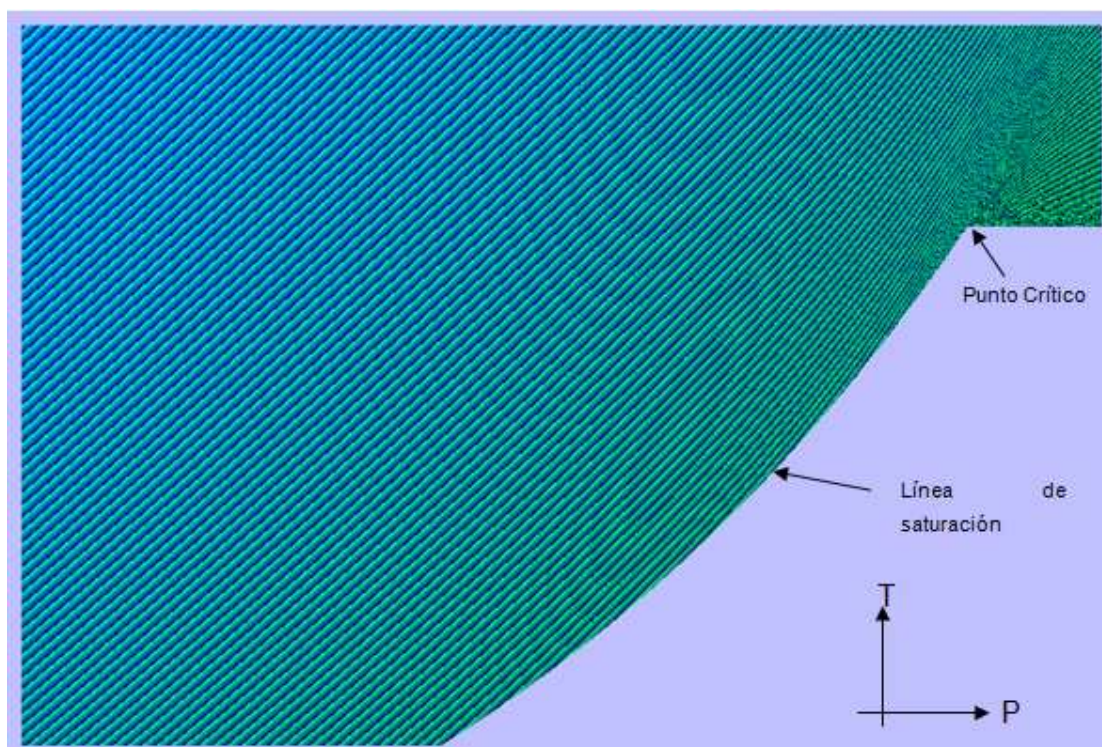


Figura 3.15. T vs P del propano, codificado en colores la entropía en kJ/kg.Km (V.C.)

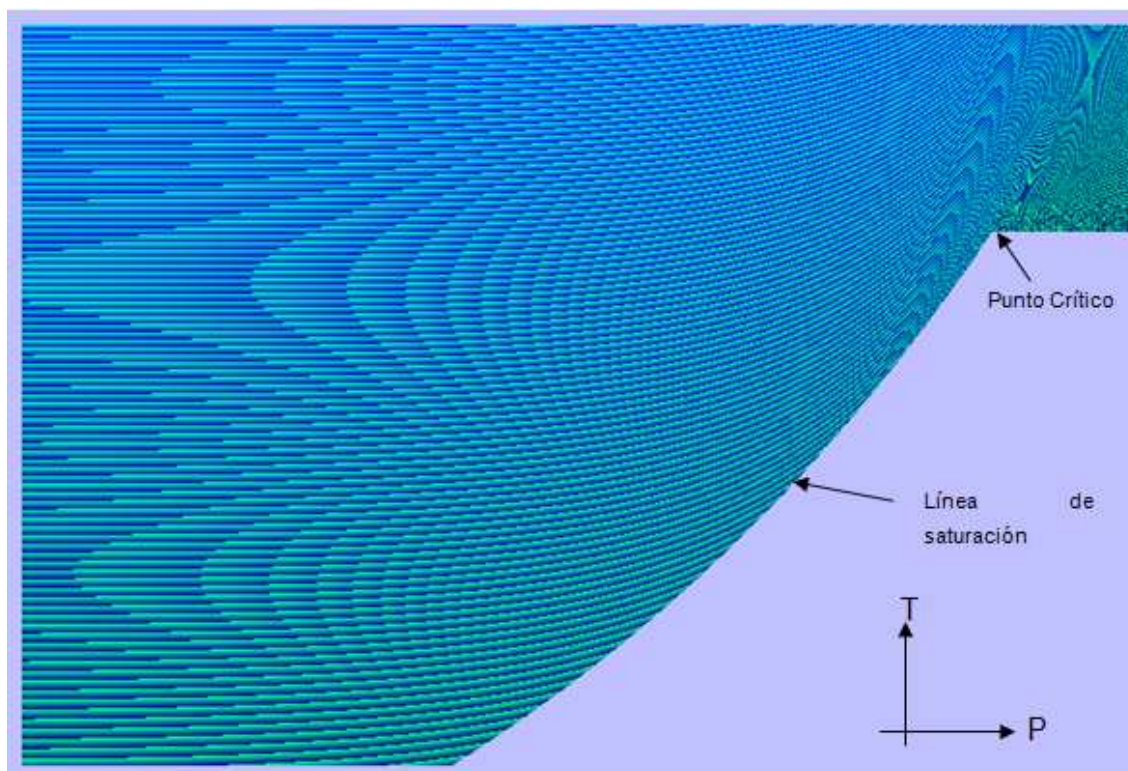


Figura 3.16. T vs P del propano, codificado en colores la entalpía específica en kJ/kg (V.C.)

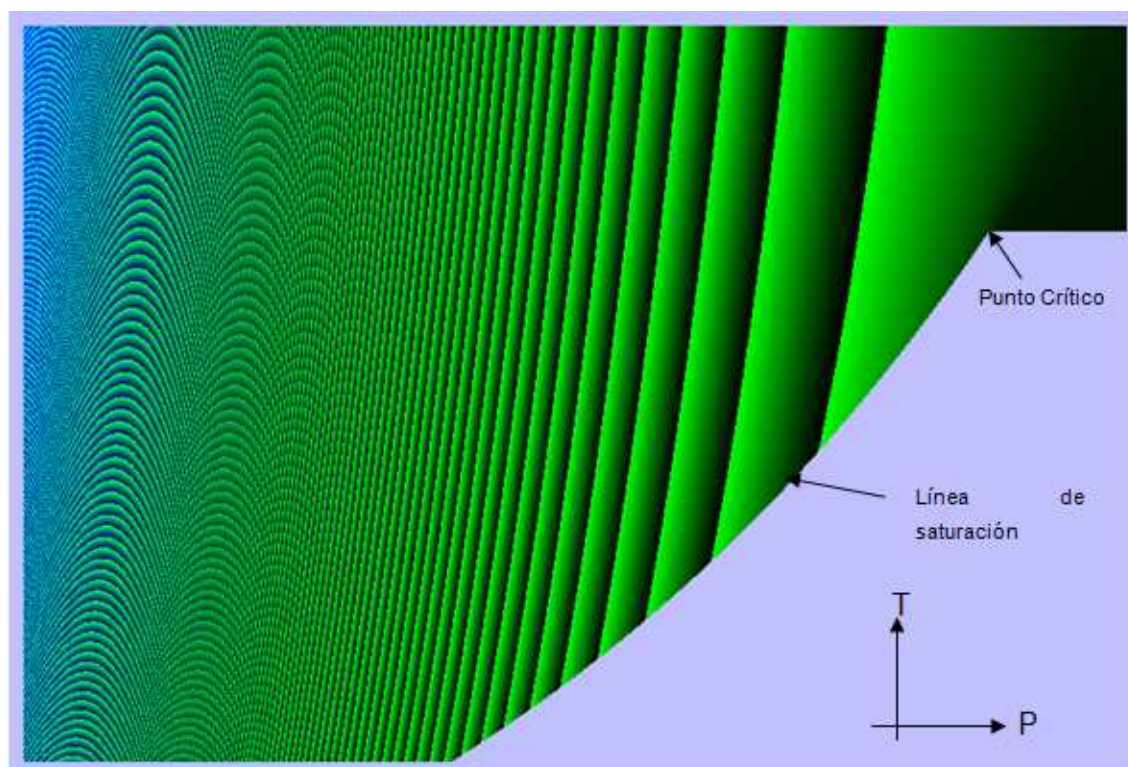


Figura 3.17. T vs P del propano, codificado en colores el volumen específico en m^3/kg (V.C.)

3.5.1.1.2 Gráficos Temperatura-Entropía (para la campana y zona de vapor sobrecalentado):

- La temperatura en el eje y, varía de 240K a 420K.
- La entropía en el eje x, varía de 0,4 kJ/kg.K a 2,6 kJ/kg.K.
- Se codifica en diferentes gráficos y con colores la presión, la calidad, la entalpía y el volumen específico.
- Para la codificación en colores se usan los siguientes valores mínimos y máximos:

$$P_{max} = 10000[kPa] \quad \leftrightarrow \quad P_{min} = 10[kPa]$$

$$x_{max} = 0 [\%] \quad \leftrightarrow \quad x_{min} = 100 [\%]$$

$$h_{max} = 900 \left[\frac{kJ}{kg} \right] \quad \leftrightarrow \quad h_{min} = 0 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

$$v_{max} = 7,93 \left[\frac{m^3}{kg} \right] \quad \leftrightarrow \quad v_{min} = 0 \left[\frac{m^3}{kg} \right]$$

A continuación se presentan los gráficos T-s (V.C.):

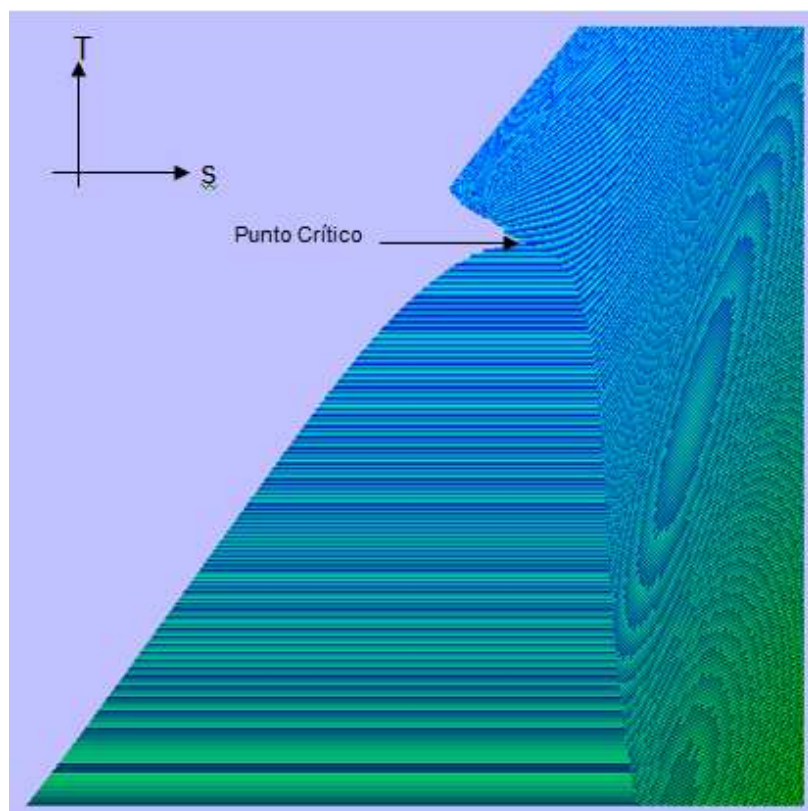


Figura 3.18. T vs s del propano, codificado en colores la presión kPa (V.C.)

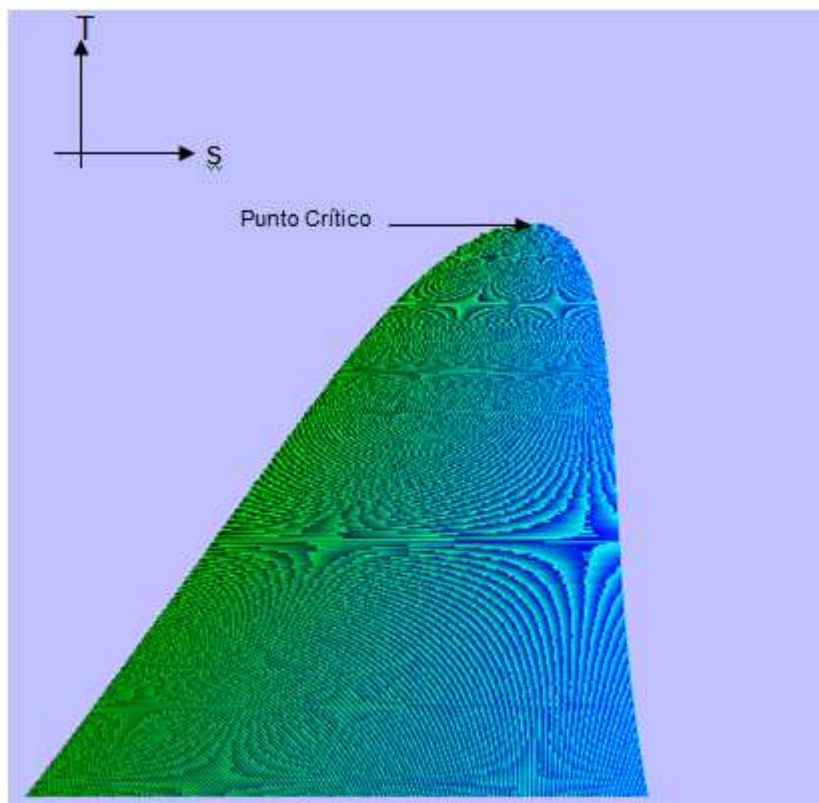


Figura 3.19. T vs s del propano, codificado en colores la calidad (V.C.)

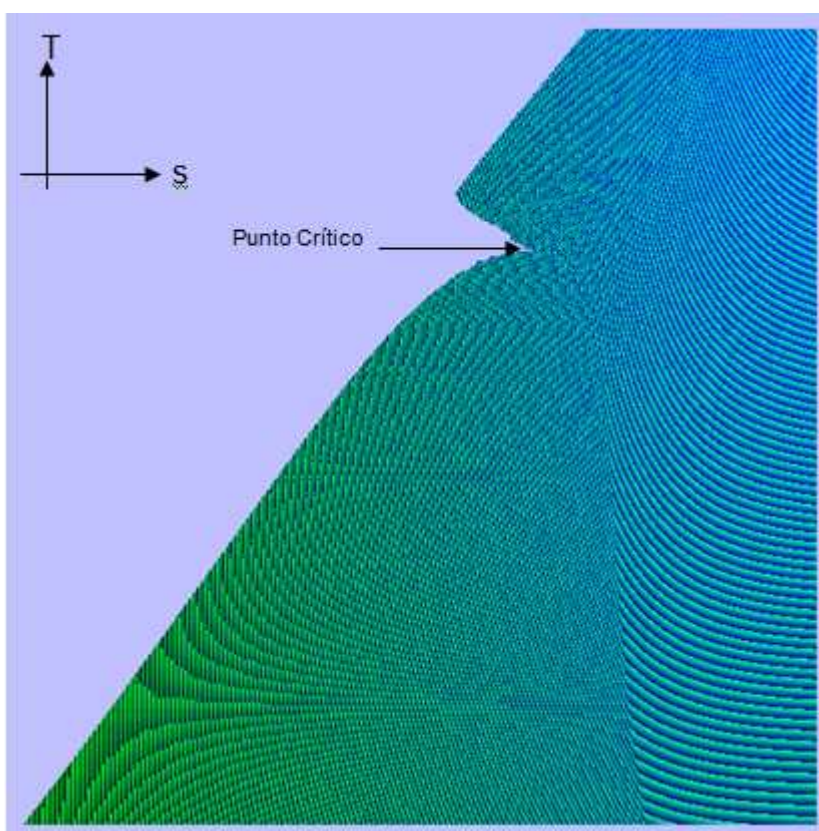


Figura 3.20. T vs s del propano, codificado en colores la entalpía específica (V.C.)

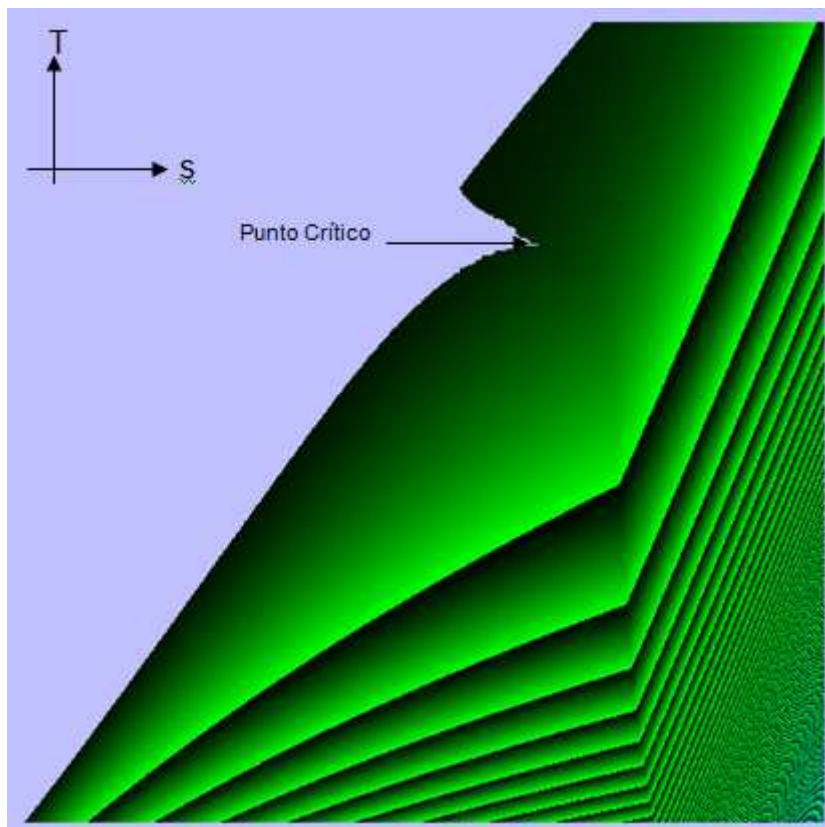


Figura 3.21. T vs s del propano, codificado en colores el volumen específico en m³/kg

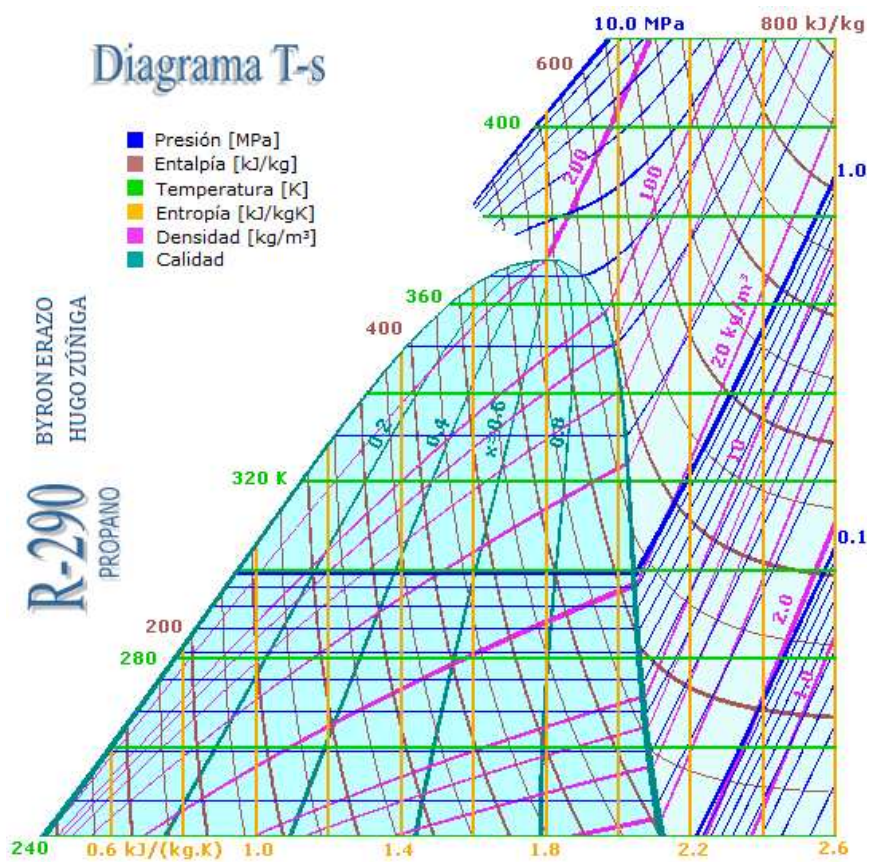


Figura 3.22. T vs s final con líneas constantes de las diferentes propiedades para el Propano (V.C.)

3.5.1.2 Visualización Focalizada (V.F.)

3.5.1.2.1 Gráficos Temperatura-Presión (para la zona de gases):

- La temperatura en el eje y, varía de 210K a 360K
- La presión en el eje x, varía logarítmicamente de 20 kPa a 4000 kPa.
- Se codifica en diferentes gráficos y con colores la entropía, la entalpía, el volumen específico y la viscosidad.
- La codificación en colores usa estos valores mínimos y máximos:

$$s_{max} = 4,5 \left[\frac{kJ}{kg * K} \right] \quad \leftrightarrow \quad s_{min} = 0 \left[\frac{kJ}{kg * K} \right]$$

$$h_{max} = 870 \left[\frac{kJ}{kg} \right] \quad \leftrightarrow \quad h_{min} = 0 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

$$v_{max} = 4 \left[\frac{m^3}{kg} \right] \quad \leftrightarrow \quad v_{min} = 0 \left[\frac{m^3}{kg} \right]$$

$$u_{max} = 2350 [\mu P] \quad \leftrightarrow \quad u_{min} = 0 [\mu P]$$

A continuación se presenta los gráficos T-P (V.F.):

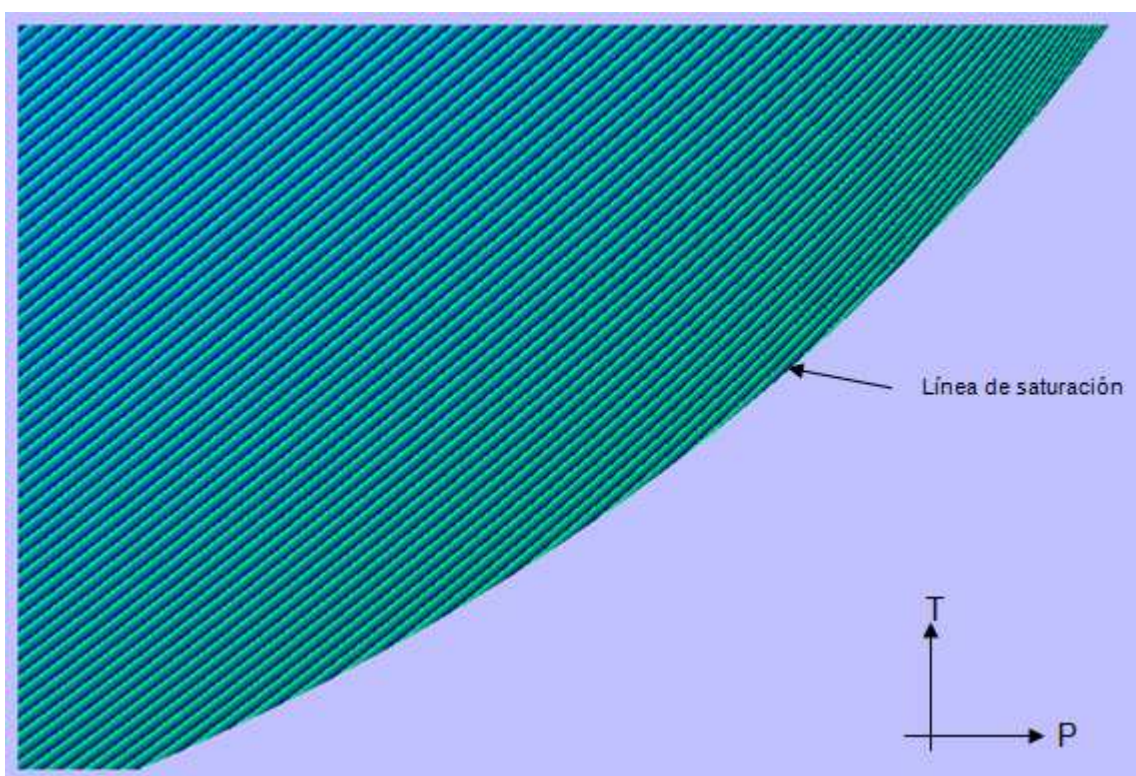


Figura 3.23. T vs P del propano, codificado en colores la entropía en kJ/kg.K (V.F.)

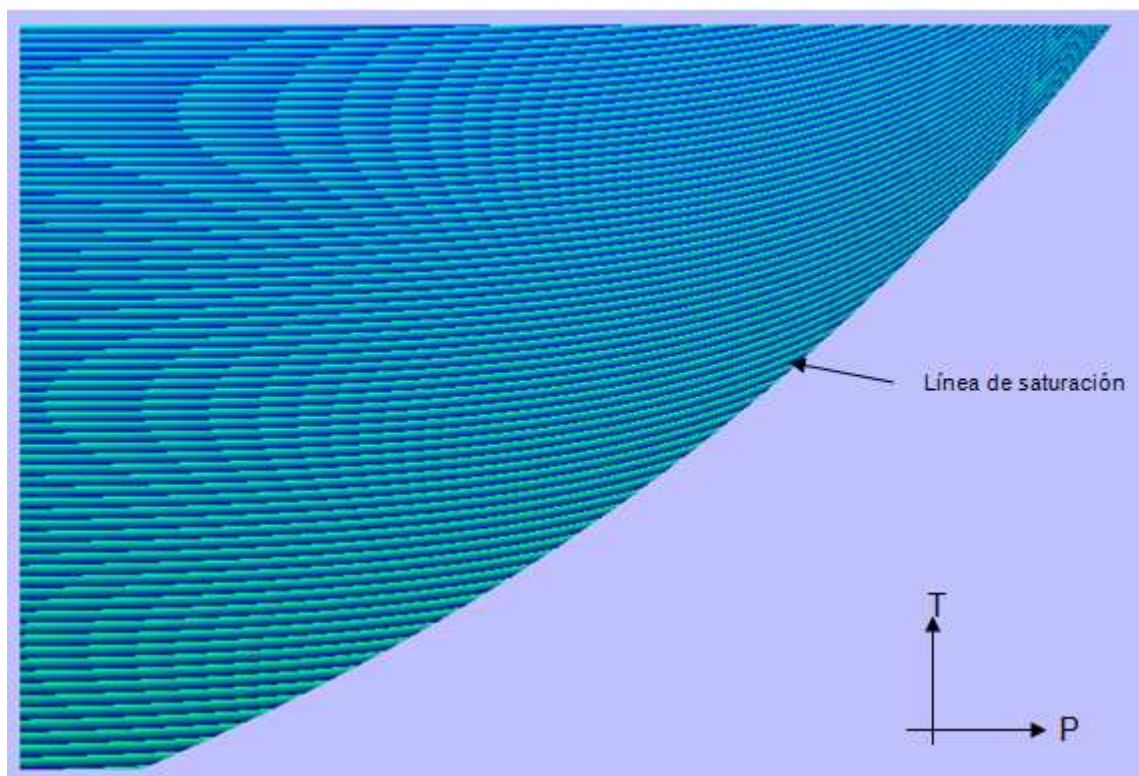


Figura 3.24. T vs P del propano, codificado en colores la entalpía en kJ/kg (V.F.)

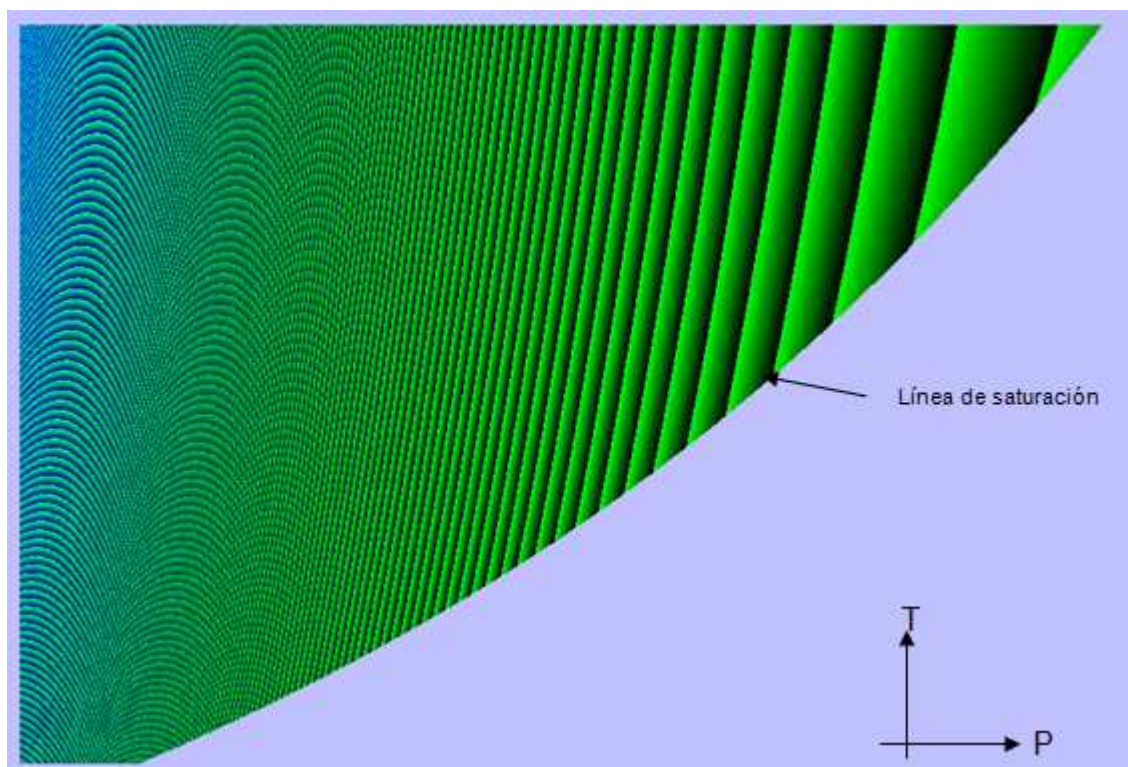


Figura 3.25. T vs P del propano, codificado en colores el volumen en m³/kg (V.F.)

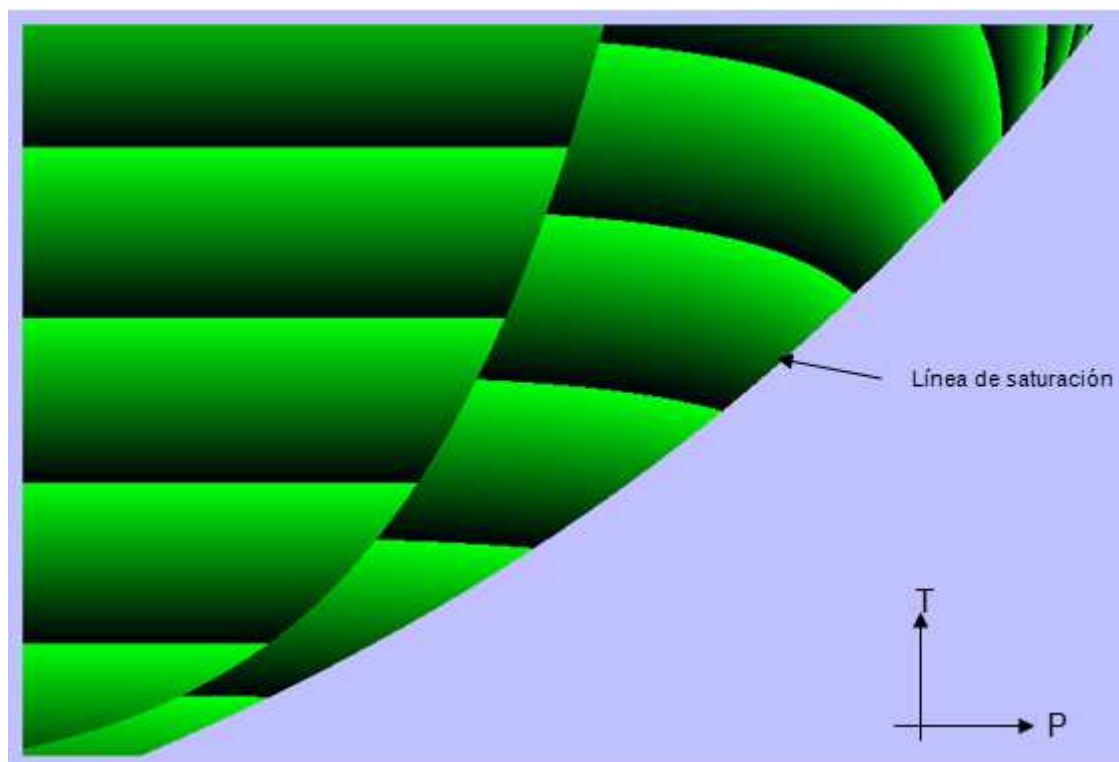


Figura 3.26. T vs P del propano, codificado en colores la viscosidad en microPoises

3.5.1.2.2 Gráficos Temperatura-Entropía (para la campana y zona de vapor sobrecalentado):

- La temperatura en el eje y, varía de 210 K a 360 K.
- La entropía en el eje x, varía de 0,1 a 2,5 kJ/kg*K
- Se codifica en diferentes gráficos y con colores la presión, la calidad, la entalpía, el volumen específico y la viscosidad.
- La codificación en colores usa estos valores mínimos y máximos:

$$P_{max} = 4000[kPa] \quad \leftrightarrow \quad P_{min} = 20[kPa]$$

$$x_{max} = 0 [\%] \quad \leftrightarrow \quad x_{min} = 100 [\%]$$

$$h_{max} = 870 \left[\frac{kJ}{kg} \right] \quad \leftrightarrow \quad h_{min} = 0 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

$$v_{max} = 4 \left[\frac{m^3}{kg} \right] \quad \leftrightarrow \quad v_{min} = 0 \left[\frac{m^3}{kg} \right]$$

$$u_{max} = 2350[\mu P] \quad \leftrightarrow \quad u_{min} = 0[\mu P]$$

A continuación se muestran los diagramas T-s (V.F.):

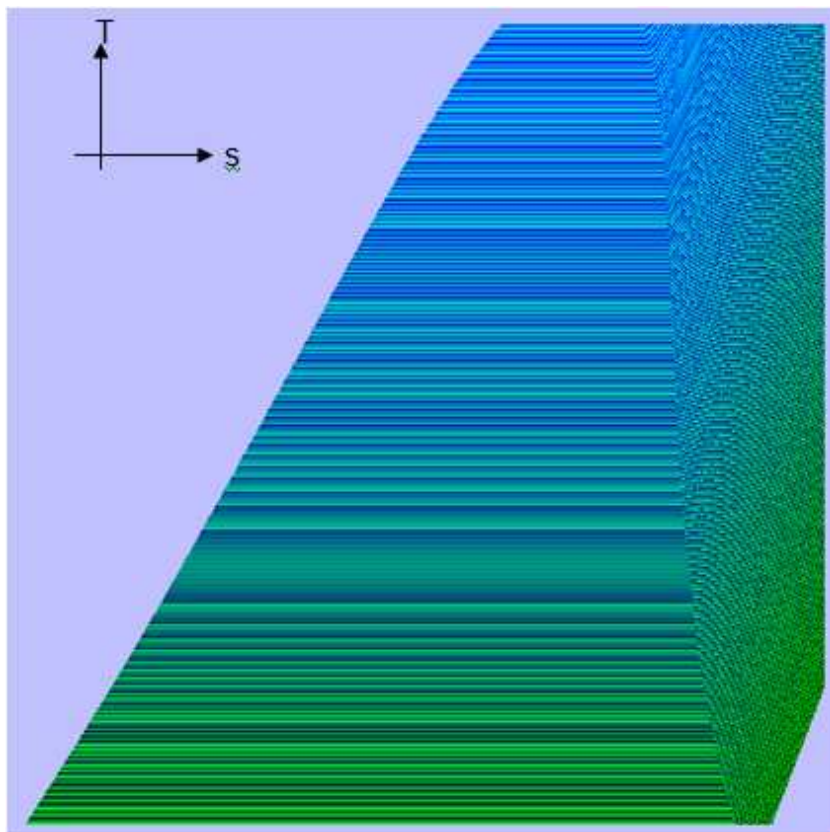


Figura 3.27. T vs s del propano, codificado en colores la presión en kPa (V.F.)

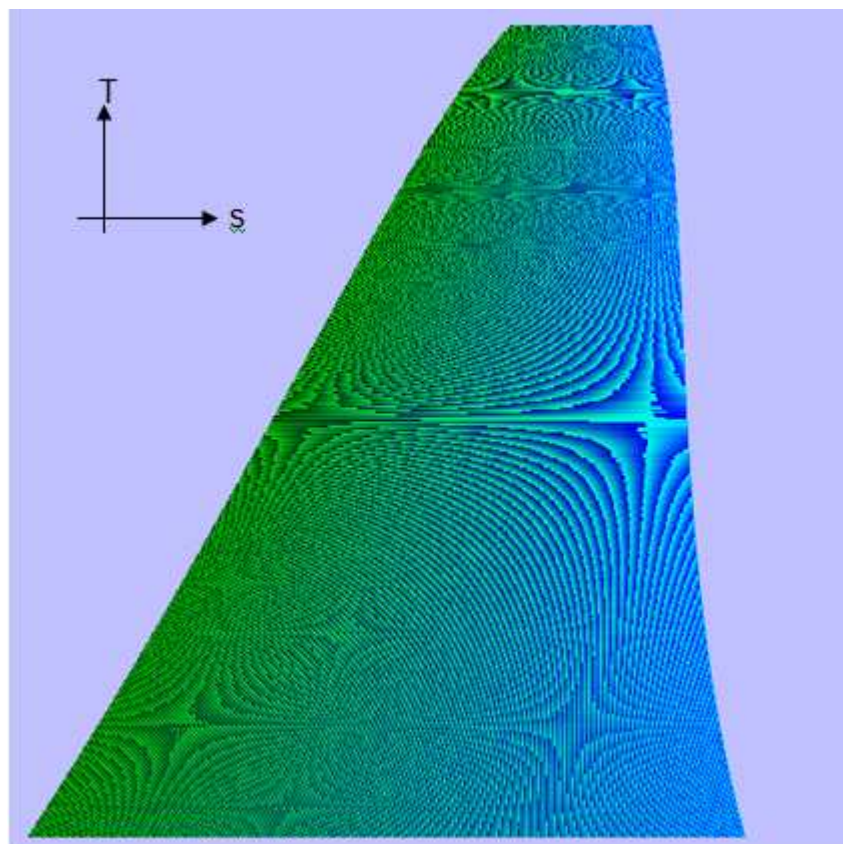


Figura 3.28. T vs s del propano, codificado en colores la calidad (V.F.)

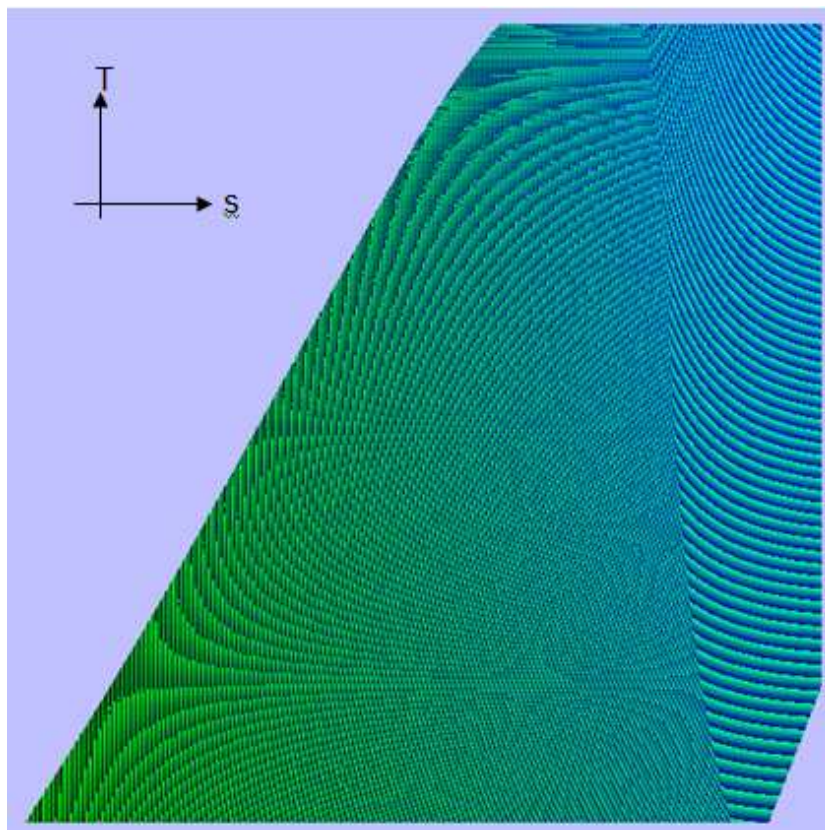


Figura 3.29. T vs s del propano, codificado en colores la entalpía específica en kJ/kg (V.F.)

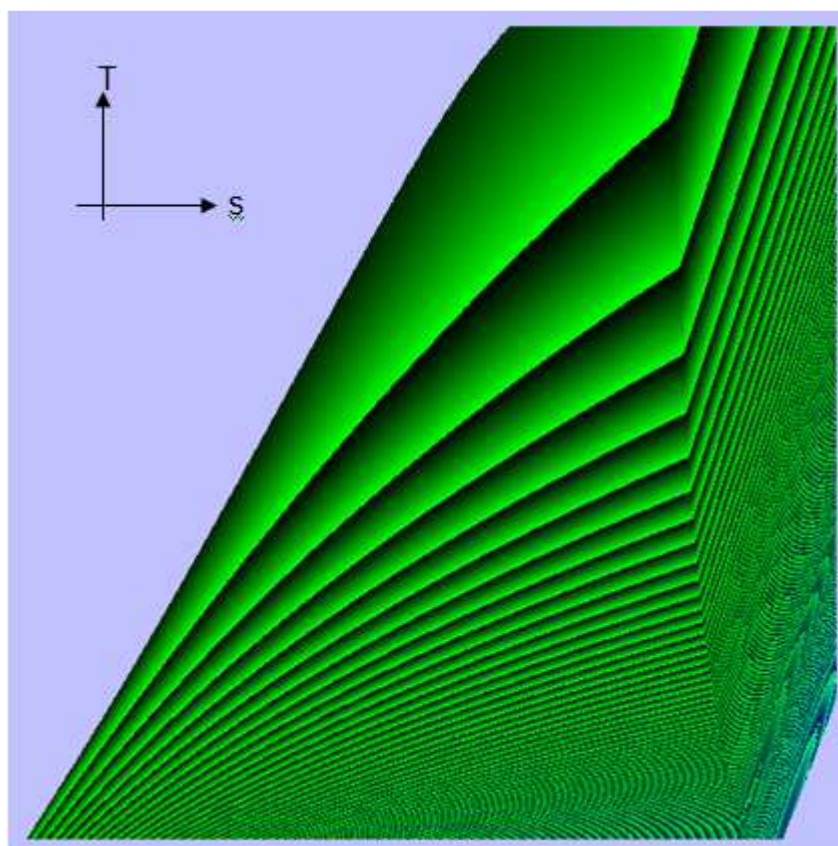


Figura 3.30. T vs s del propano, codificado en colores el volumen específico en m^3/kg (V.F.)

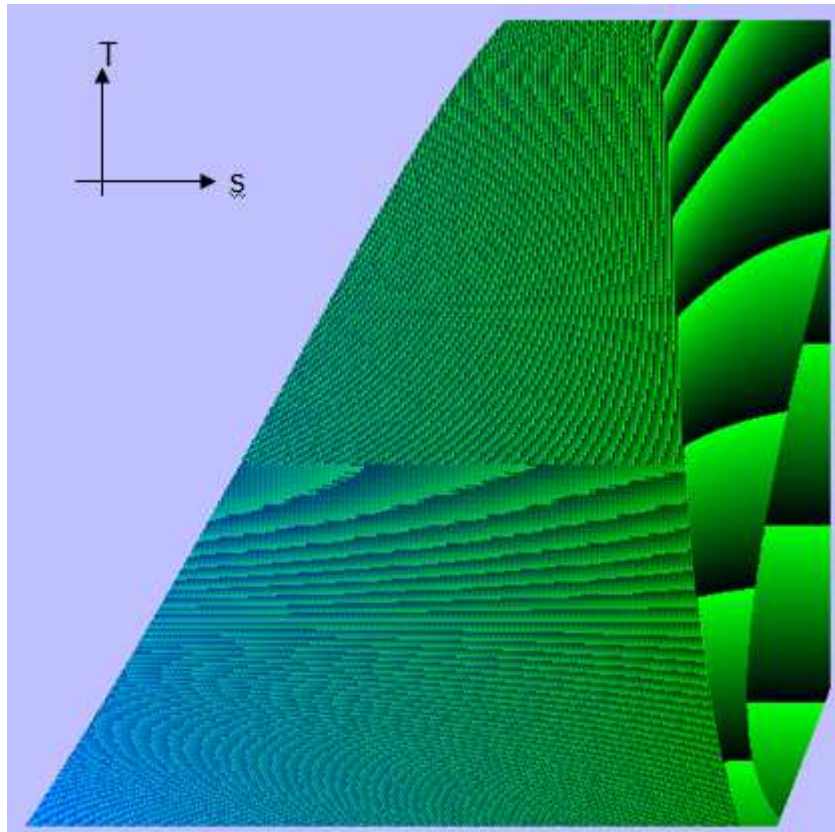


Figura 3.31. T vs s del propano, codificado en colores la viscosidad en microPois (V.F.)

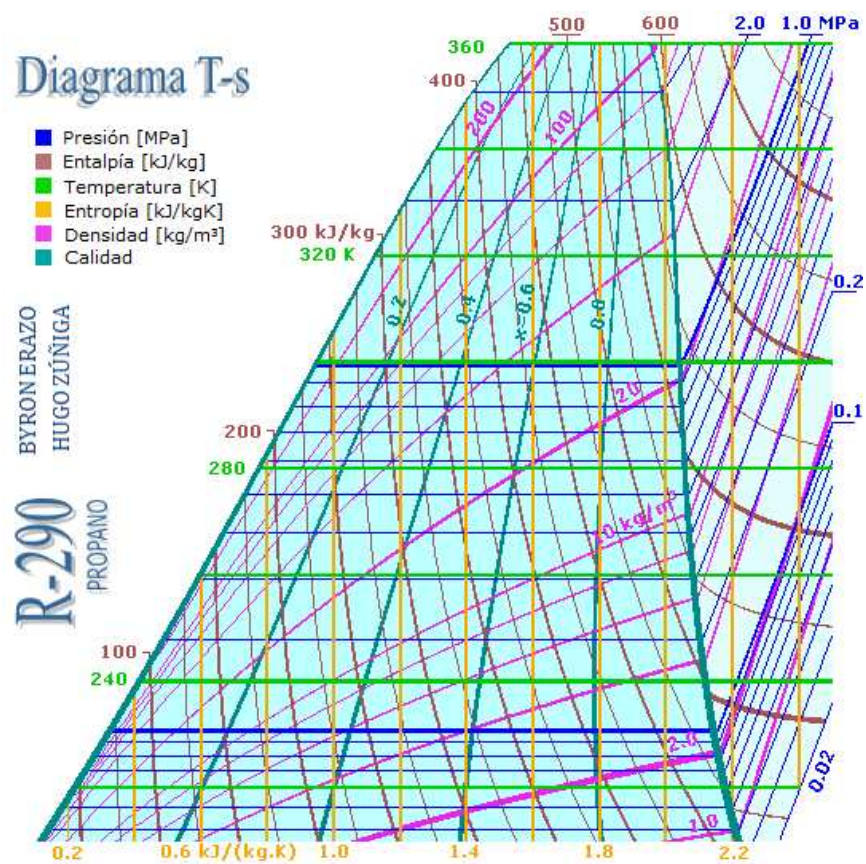


Figura 3.32. T vs s final con líneas constantes de las diferentes propiedades para el Propano (V.F.)

3.5.2 GENERACIÓN DE LOS GRÁFICOS PRESIÓN VS. ENTALPÍA DEL PROPANO (R-290)

Se ha generado gráficos presión entalpía codificando en colores los valores de las propiedades, con dos escalas diferentes: Visualización Completa (V.C.) y Visualización Focalizada (V.F.) que se detallan a continuación:

- P vs h (V.C.) (P varía de 0,1 a 10 MPa y h varía de 0 a 900 kJ/kg)
- P vs h (V.F.) (P varía de 0,2 a 2 MPa y h varía de 100 a 700 kJ/kg)

Se han codificado en colores la temperatura, el volumen específico, la entropía, la calidad y la viscosidad, de igual que en los gráficos T vs s, la viscosidad únicamente se ha graficado en los gráficos (V.F.).

Las diferencias con el procedimiento de obtención de los diagramas T-s son:

1) En lugar de obtener diagramas T–P, se han obtenido P–T, lo que facilita a la lectura de las plantillas de los datos para vapor sobrecalentado. A continuación se muestra en la Figura 3.33 el diagrama presión temperatura codificado la entalpía.

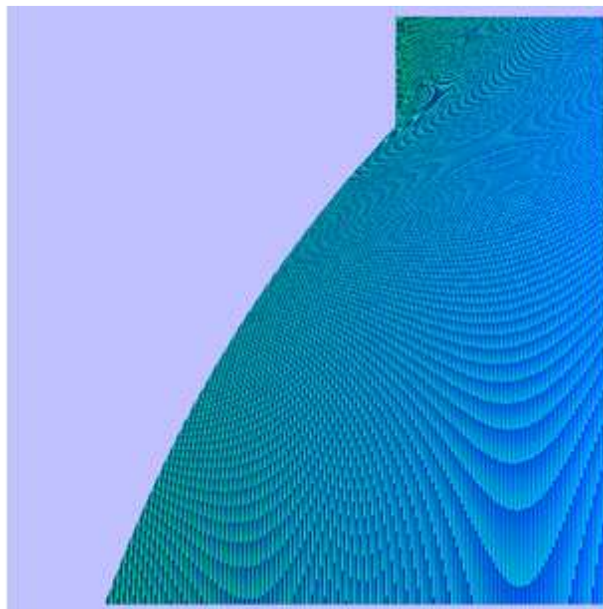


Figura 3.33. Diagrama P vs T del propano, codificado la entalpía (V.C.)

2) La plantilla P vs T codificado la entalpía, permite ingresar datos de presión y entalpía y obtener la presión y posteriormente utilizar las otras plantillas para obtener los resultados.

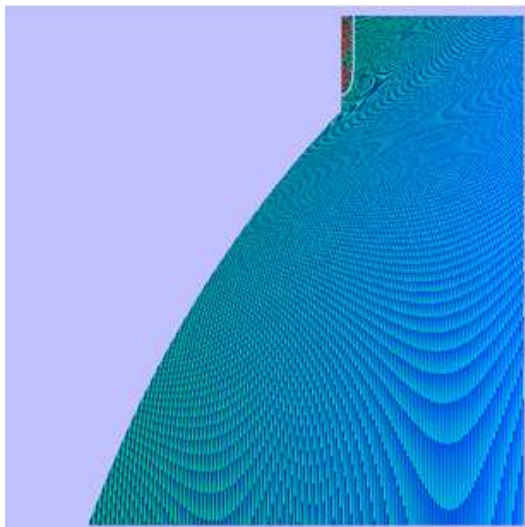


Figura 3.34. Diagrama P vs T (h) del propano, pintado la zona donde no cumple la tendencia de h (V.C.)

3) Se analiza la tendencia de la entalpía en el gráfico P-T, en donde debe aumentar de izquierda a derecha y de arriba hacia abajo, de igual manera que en el caso de los T-s se trata de los puntos cercanos al punto crítico los que no cumplen con la tendencia y se procede a recortar dicha zona con problemas. En la Figura 3.34, se presenta el diagrama donde se observa los valores con problemas y también el gráfico recortado que posteriormente va a permitir generar la parte de sobrecalentado en el diagrama P-h.

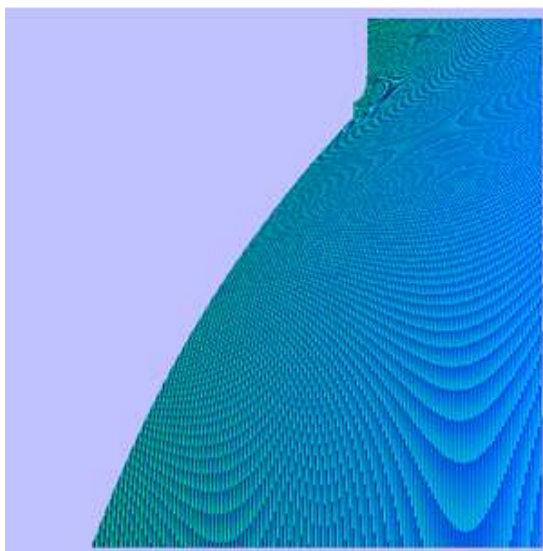


Figura 3.35. Diagrama P vs T del propano codificado h, recortada la zona del problema (V.C.)

A continuación en la Figura 3.36 se observa el esquema completo de generación de los gráficos Presión-Entalpía y además posteriormente se indica cada uno de los gráficos obtenidos Presión Temperatura y Presión Entalpía.

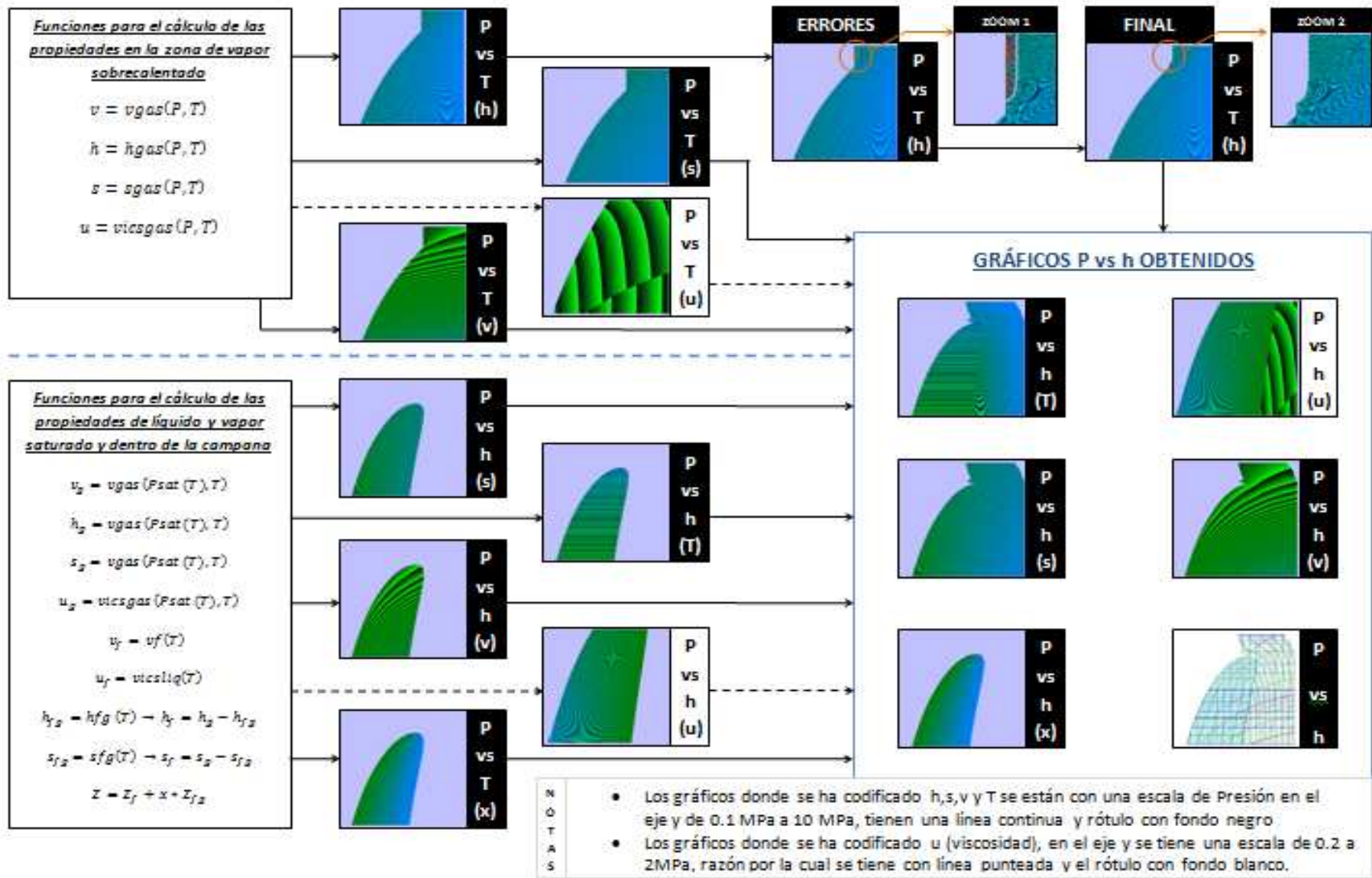


Figura 3.36. Esquema representativo para la obtención de Diagramas Presión vs Entalpía del Propano

3.5.3 GRÁFICOS PRESIÓN-TEMPERATURA Y PRESIÓN-ENTALPÍA GENERADOS

3.5.3.1 Visualización Completa (V.C.)

3.5.3.1.1 Gráficos Presión - Temperatura (para la zona de gases):

- La presión en el eje y, varía en forma logarítmica de 0,1 a 10 MPa.
- La temperatura en el eje x, varía de 190 a 470K.
- Se codifica en diferentes gráficos y con colores la entropía, la entalpía y el volumen específico.
- La codificación en colores usa estos valores mínimos y máximos:

$$s_{max} = 4 \left[\frac{kJ}{kg * K} \right] \quad \leftrightarrow \quad s_{min} = 0 \left[\frac{kJ}{kg * K} \right]$$

$$h_{max} = 980 \left[\frac{kJ}{kg} \right] \quad \leftrightarrow \quad h_{min} = 0 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

$$v_{max} = 2 \left[\frac{m^3}{kg} \right] \quad \leftrightarrow \quad v_{min} = 0 \left[\frac{m^3}{kg} \right]$$

A continuación se presentan los gráficos T-P (V.C.):

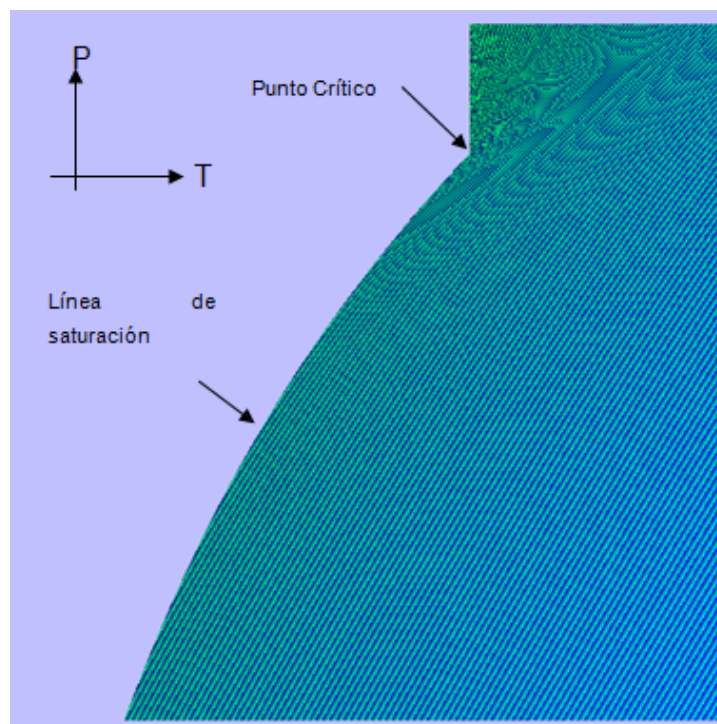


Figura 3.37. P vs T del propano, codificada en colores la entropía en kJ/kg.K (V.C.)

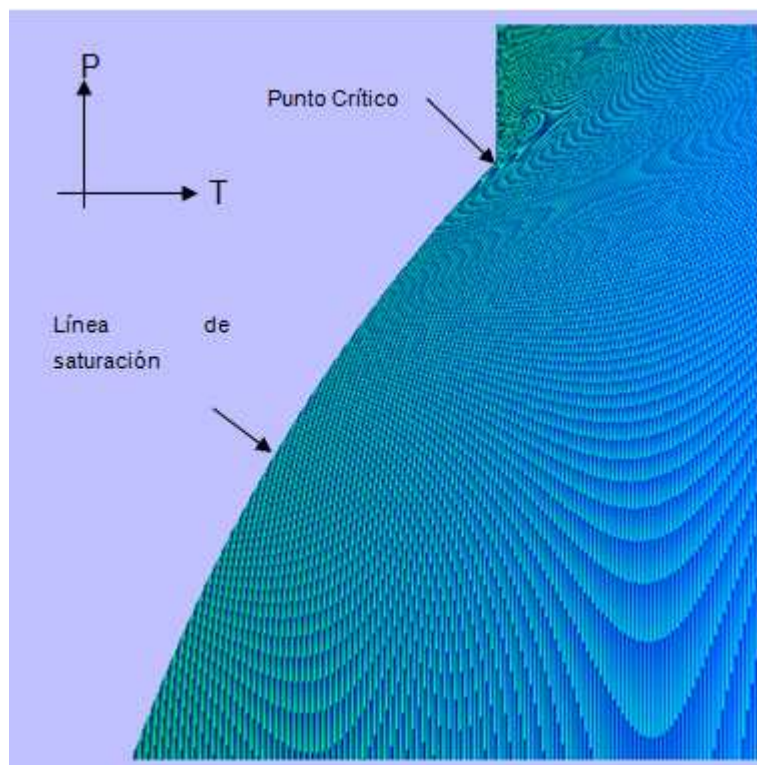


Figura 3.38. P vs T del propano, codificada en colores la entalpía en kJ/kg (V.C.)

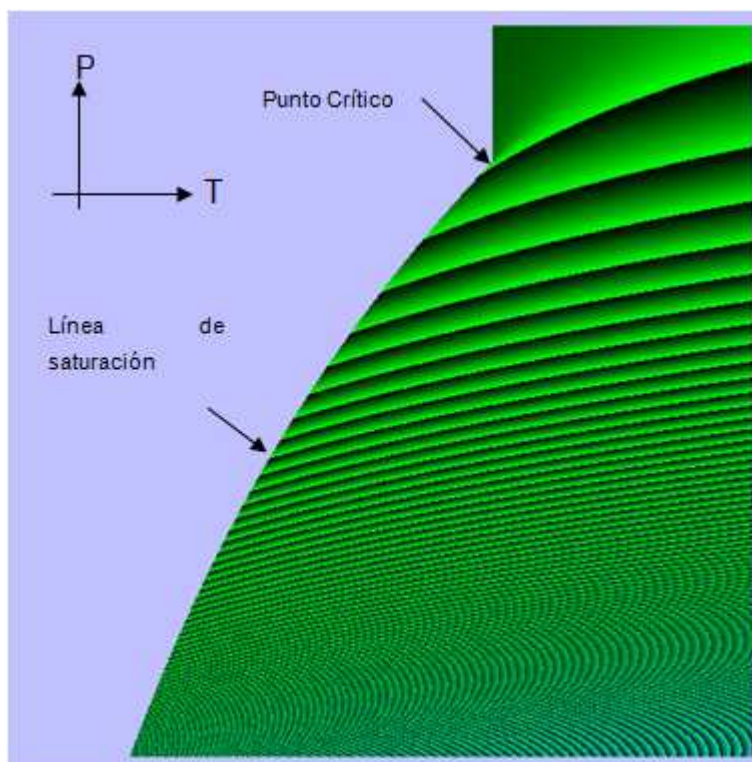


Figura 3.39. P vs T del propano, codificado en colores el volumen específico en m^3/kg (V.C.)

3.5.3.1.2 Gráficos Presión-Entalpía (para la campana y zona de vapor sobrecalentado):

- La presión varía logarítmicamente en el eje y de 0,1 MPa a 10 MPa.
- La entalpía en el eje x, varía de 0 kJ/kg a 900 kJ/kg.
- Se codifica en diferentes gráficos y con colores la presión, la calidad, la entalpía y el volumen específico.
- La codificación en colores usa estos valores mínimos y máximos:

$$T_{max} = 470[K] \quad \leftrightarrow \quad T_{min} = 190[K]$$

$$x_{max} = 0 [\%] \quad \leftrightarrow \quad x_{min} = 100 [\%]$$

$$s_{max} = 4 \left[\frac{kJ}{kg * K} \right] \quad \leftrightarrow \quad s_{min} = 0 \left[\frac{kJ}{kg * K} \right]$$

$$v_{max} = 4 \left[\frac{m^3}{kg} \right] \quad \leftrightarrow \quad v_{min} = 0 \left[\frac{m^3}{kg} \right]$$

A continuación se presentan los gráficos T-s (V.C.):

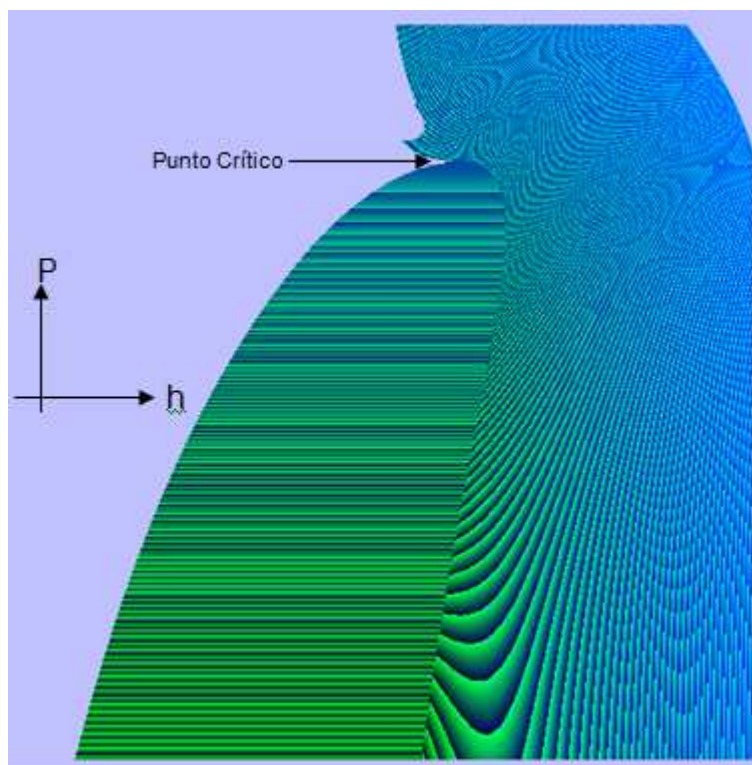


Figura 3.40. P vs h del propano, codificado en colores la temperatura en K (V.C.)

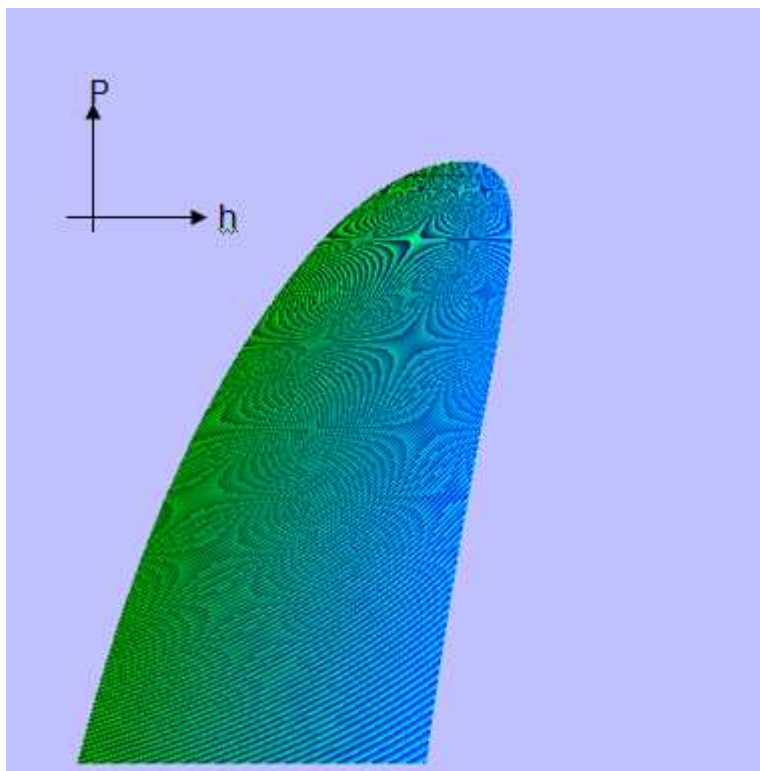


Figura 3.41. P vs h del propano, codificado en colores la calidad (V.C.)

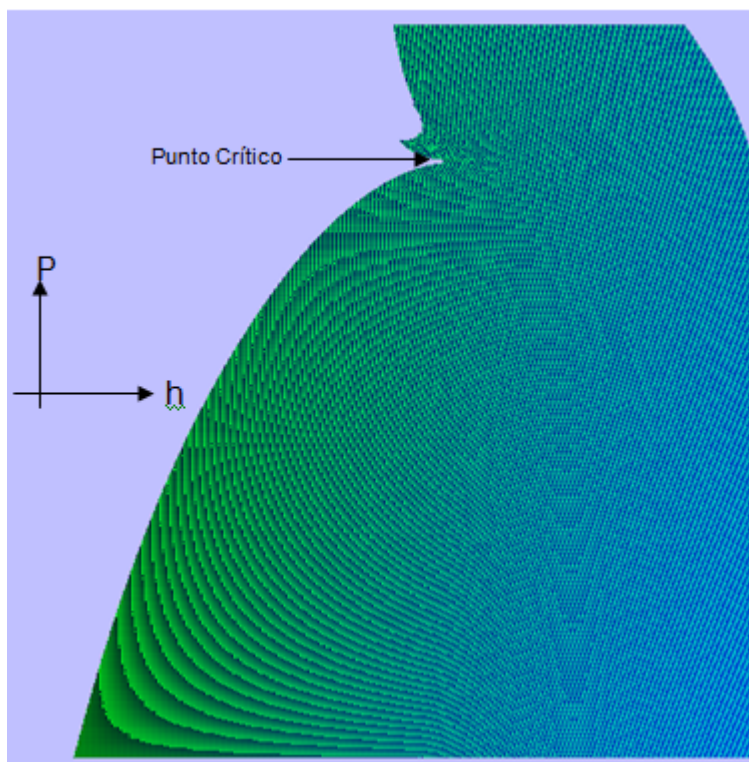


Figura 3.42. P vs h del propano, codificado en colores la entropía en kJ/kg.K (V.C.)

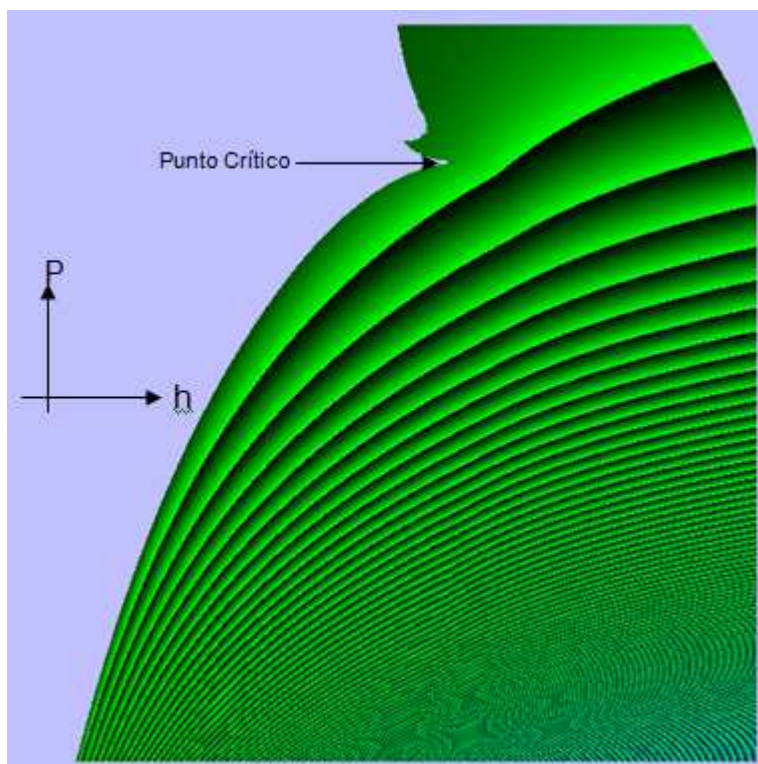


Figura 3.43. P vs h del propano, codificado en colores el volumen específico en m^3/kg (V.C.)

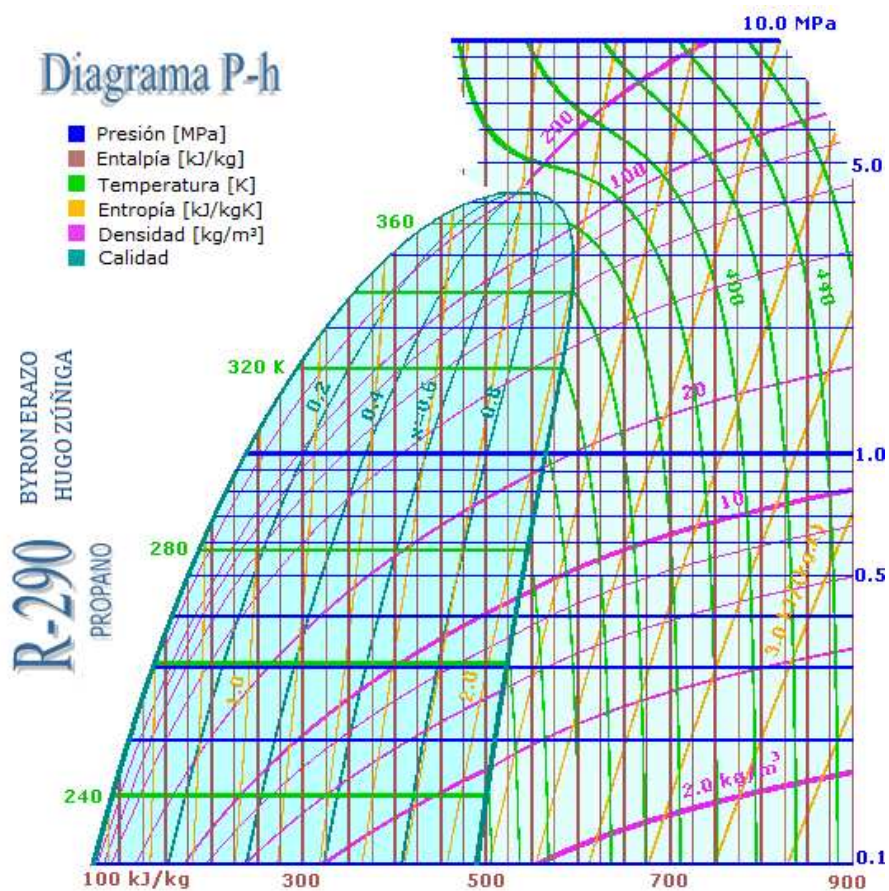


Figura 3.44. P vs h final con líneas constantes de las diferentes propiedades para el Propano (V.C.)

3.5.3.2 Visualización Focalizada (V.F.)

3.5.3.2.1 Gráficos Presión temperatura (para la zona de gases).

- La presión en el eje y, varía logarítmicamente de 200 kPa a 2000 kPa.
- La temperatura en el eje x, varía de 240K a 420K.
- Se codifica en diferentes gráficos y con colores la entropía, la entalpía, el volumen específico y la viscosidad.
- La codificación en colores usa estos valores mínimos y máximos:

$$s_{max} = 3,2 \left[\frac{kJ}{kg * K} \right] \quad \leftrightarrow \quad s_{min} = 0 \left[\frac{kJ}{kg * K} \right]$$

$$h_{max} = 850 \left[\frac{kJ}{kg} \right] \quad \leftrightarrow \quad h_{min} = 0 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

$$v_{max} = 0,5 \left[\frac{m^3}{kg} \right] \quad \leftrightarrow \quad v_{min} = 0 \left[\frac{m^3}{kg} \right]$$

$$u_{max} = 2350 [\mu P] \quad \leftrightarrow \quad u_{min} = 0 [\mu P]$$

A continuación se presenta los gráficos T-P (V.F.):

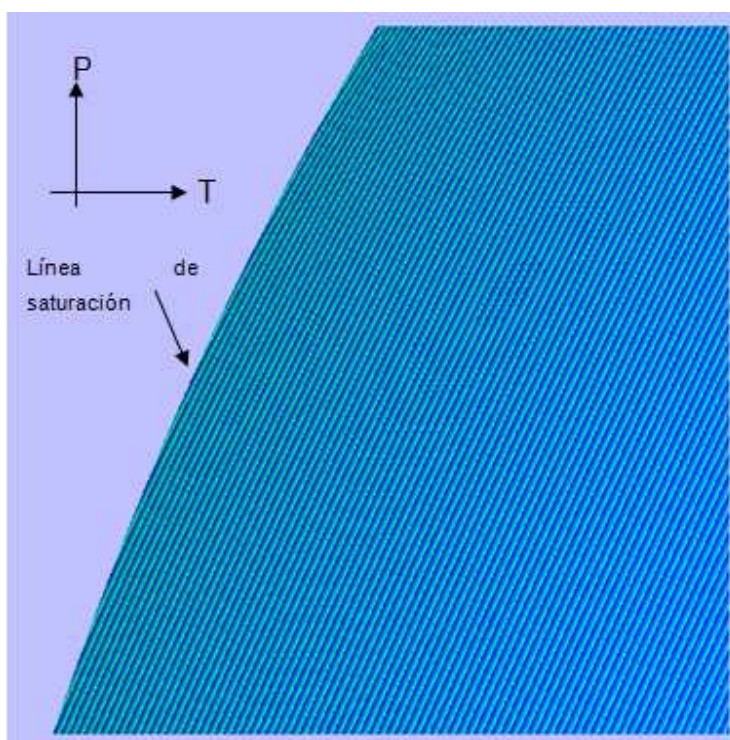


Figura 3.45. P vs T del propano, codificado en colores la entropía en kJ/kg.K (V.F.)

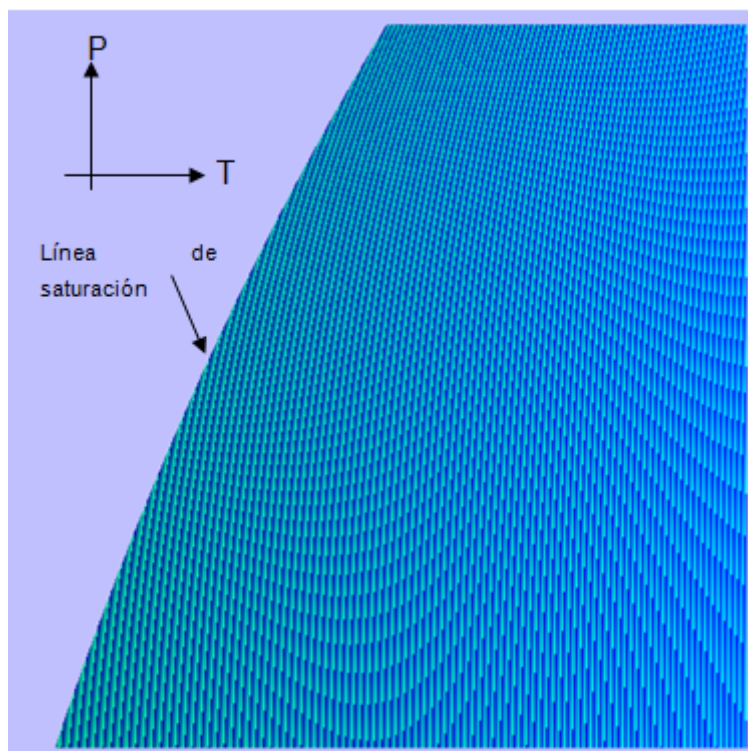


Figura 3.46. P vs T del propano, codificado en colores la entalpía en kJ/kg (V.F.)

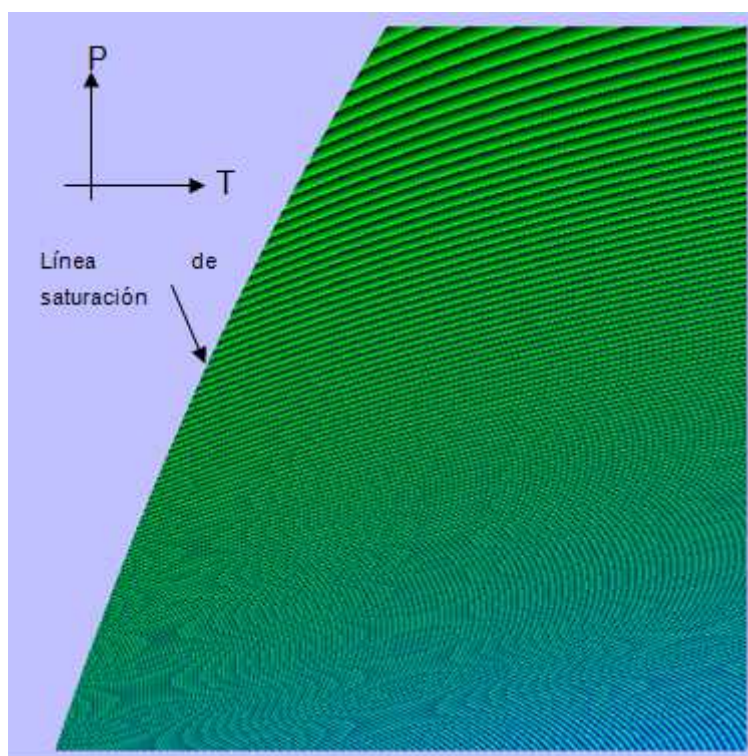


Figura 3.47. P vs T del propano, codificado en colores el volumen específico en m³/kg (V.F.)

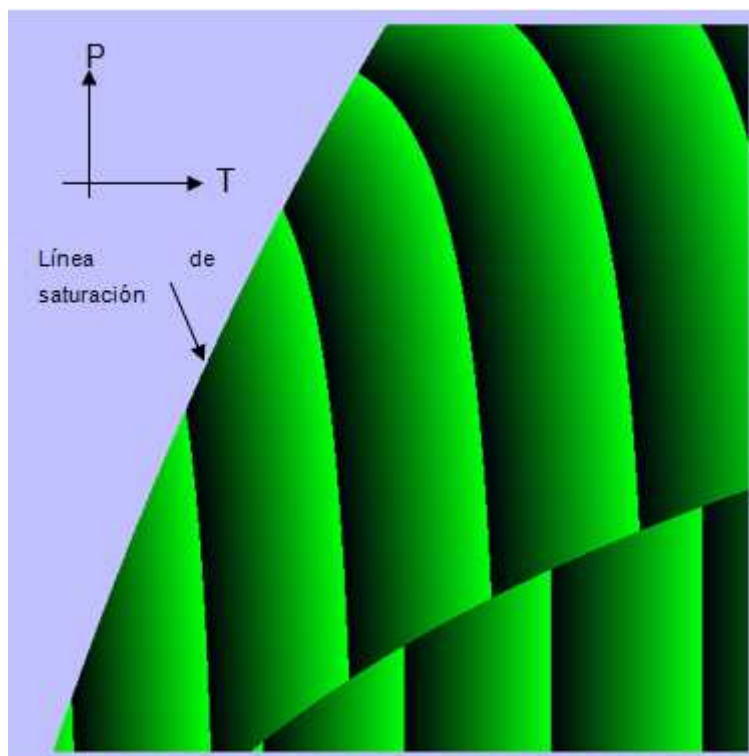


Figura 3.48. P vs T del propano, codificado en colores la viscosidad en microPois (V.F.)

3.5.3.2.2 Gráficos Presión-Entalpía (para la campana y zona de vapor sobrecalentado):

- La presión en el eje y, varía logarítmicamente de 200 kPa a 2000 kPa.
- La entalpía en el eje x, varía de 100 kJ/kg a 700 kJ/kg.
- Se codifica en diferentes gráficos y con colores la presión, la calidad, la entalpía, el volumen específico y la viscosidad.
- La codificación en colores usa estos valores mínimos y máximos:

$$T_{max} = 240[K] \quad \leftrightarrow \quad T_{min} = 420[K]$$

$$x_{max} = 0 [\%] \quad \leftrightarrow \quad x_{min} = 100 [\%]$$

$$s_{max} = 3,2 \left[\frac{kJ}{kg * K} \right] \quad \leftrightarrow \quad s_{min} = 0 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

$$v_{max} = 0,5 \left[\frac{m^3}{kg} \right] \quad \leftrightarrow \quad v_{min} = 0 \left[\frac{m^3}{kg} \right]$$

$$u_{max} = 2350[\mu P] \quad \leftrightarrow \quad u_{min} = 0[\mu P]$$

A continuación se muestran los diagramas T-s (V.F.):

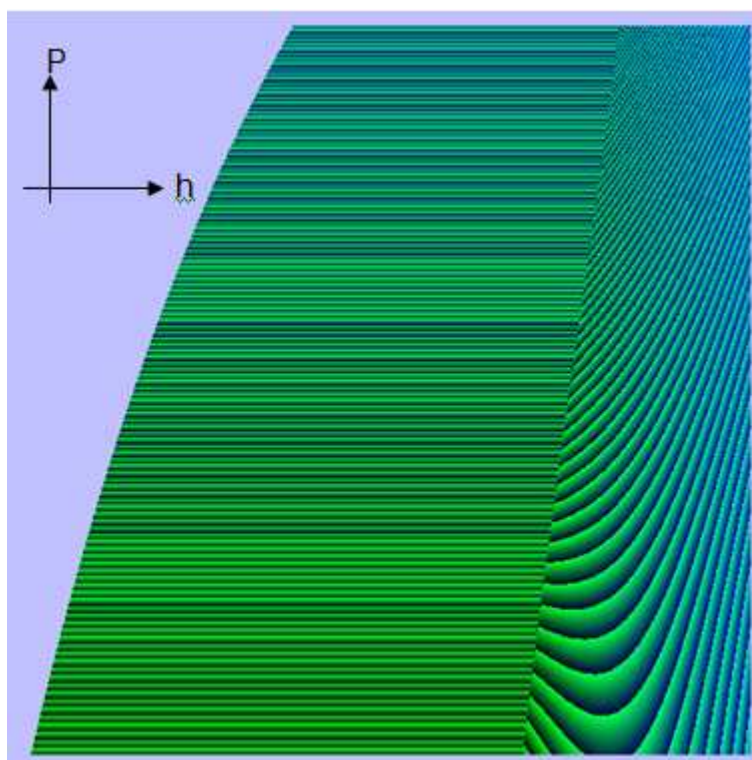


Figura 3.49. P vs h del propano, codificado en colores la Temperatura en K (V.F.)

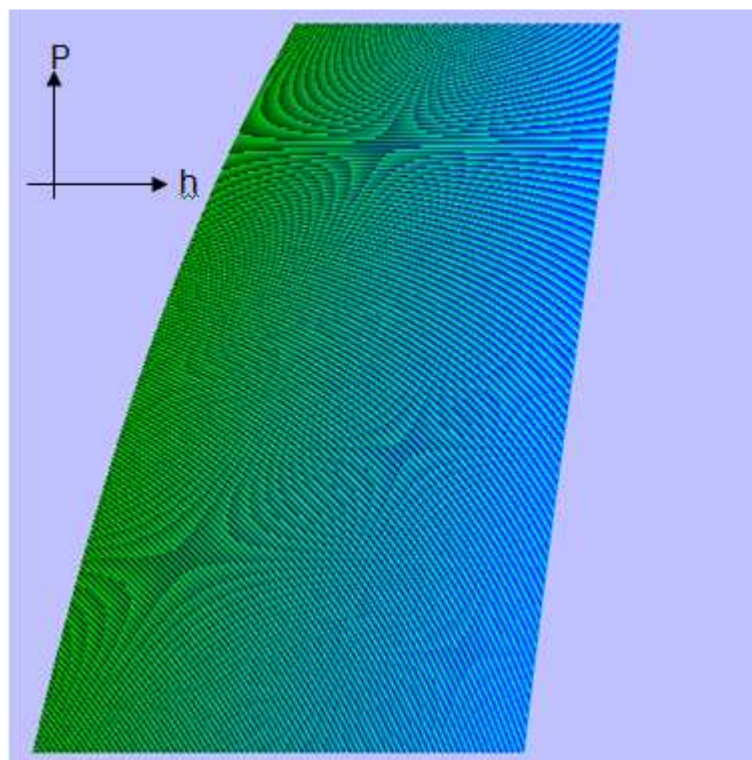


Figura 3.50. P vs h del propano, codificado en colores la calidad (V.F.)

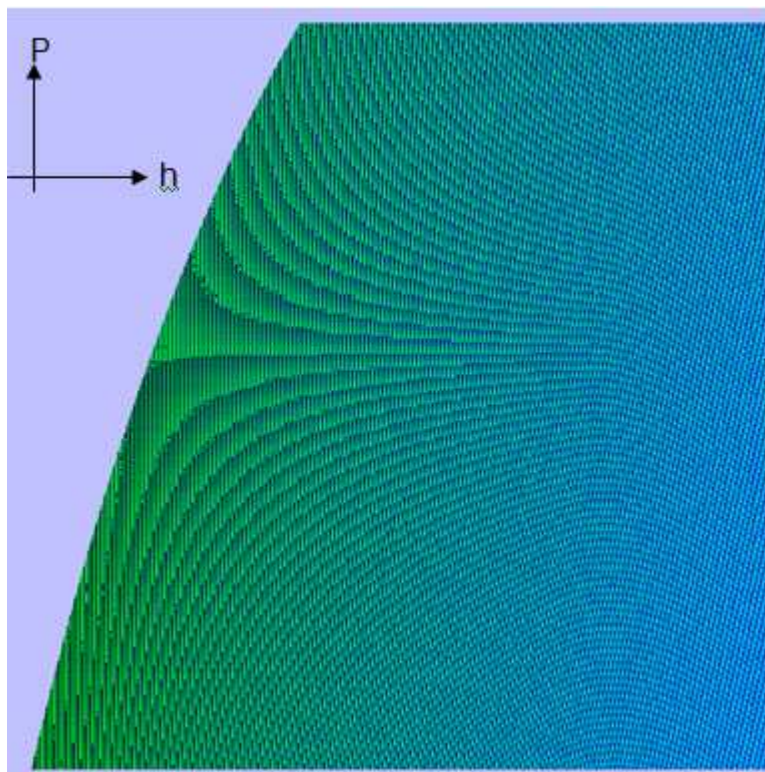


Figura 3.51. P vs h del propano, codificado en colores la entropía en kJ/kg.K (V.F.)

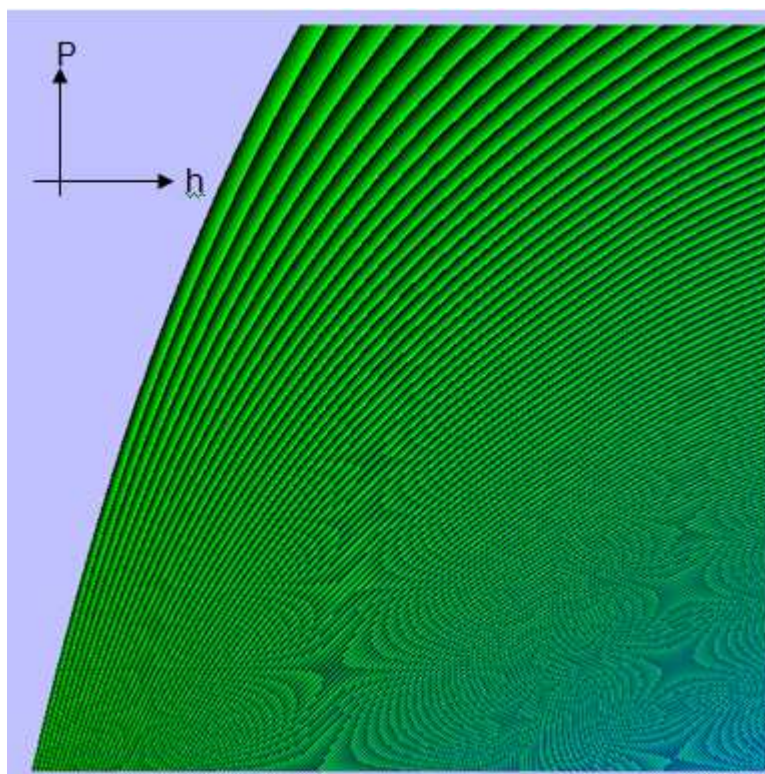


Figura 3.52. P vs h del propano, codificado en colores el volumen específico en m^3/kg (V.F.)

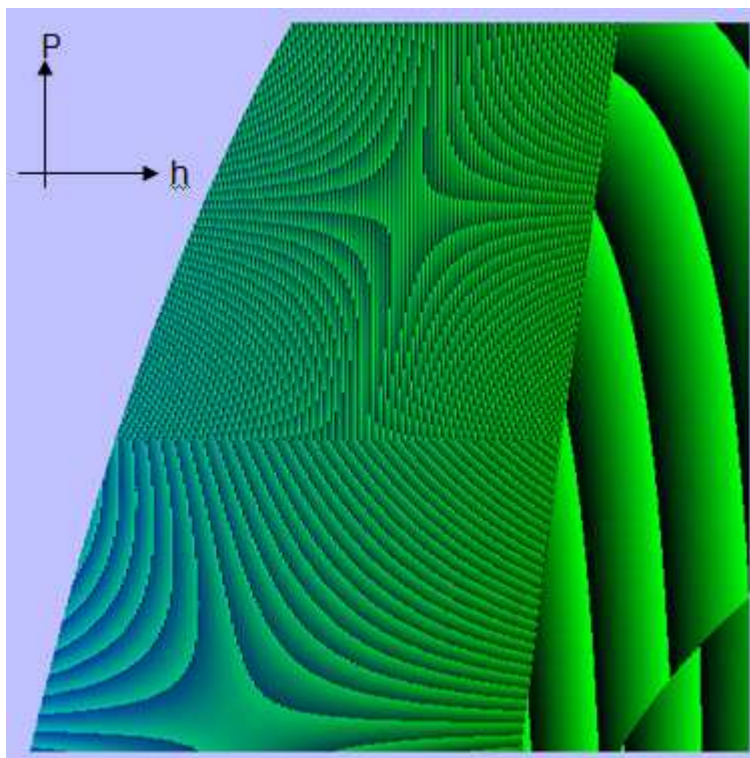


Figura 3.53. P vs h del propano, codificado en colores la viscosidad en microPois (V.F.)

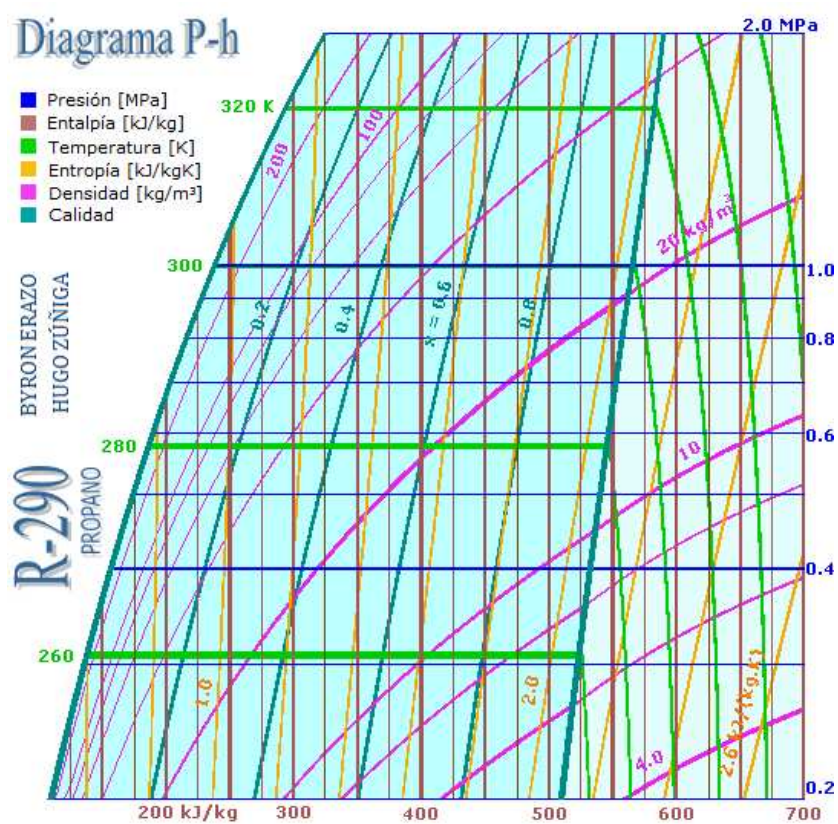


Figura 3.54. P vs h final con líneas constantes de las diferentes propiedades para el Propano (V.F.)

3.6 GENERACIÓN DE GRÁFICOS DEL ISOBUTANO (R-600A)

Para obtener los gráficos del isobutano, se ha seguido el mismo procedimiento que se realizó para obtener los gráficos del propano, por lo cual se presenta únicamente esquemas que representan la forma como se obtuvieron los gráficos Temperatura entropía, Presión entalpía y los gráficos finales obtenidos.

3.6.1 GENERACIÓN DE LOS GRÁFICOS TEMPERATURA VS ENTROPÍA DEL ISOBUTANO (R-600A)

Se ha generado gráficos temperatura entropía codificando en colores los valores de las propiedades, con dos escalas diferentes: Visualización Completas (V.C.) y Visualización Focalizada (V.F.), las cuales se detallan:

- T vs s, (V.C.) (T varía de 200 a 440 K y s varía de 0 a 2.6 kJ/kg*K)
- T vs s, (V.F.) (T varía de 200 a 380 K y s varía de 0.1 a 2.3 kJ/kg*K)

De igual manera se realizaron gráficos donde se decodifica en colores cada una de las propiedades termodinámicas. Además es importante recalcar que para disminuir el tiempo de ejecución para obtener los gráficos T -s, fue necesario crear gráficos T-P, el cual se puede ver un ejemplo en la Figura 3.55 para la zona de gas y posteriormente leer los valores. En la Figura 3.56 y en la Figura 3.57, se observa los gráficos T-s obtenidos para el isobutano.

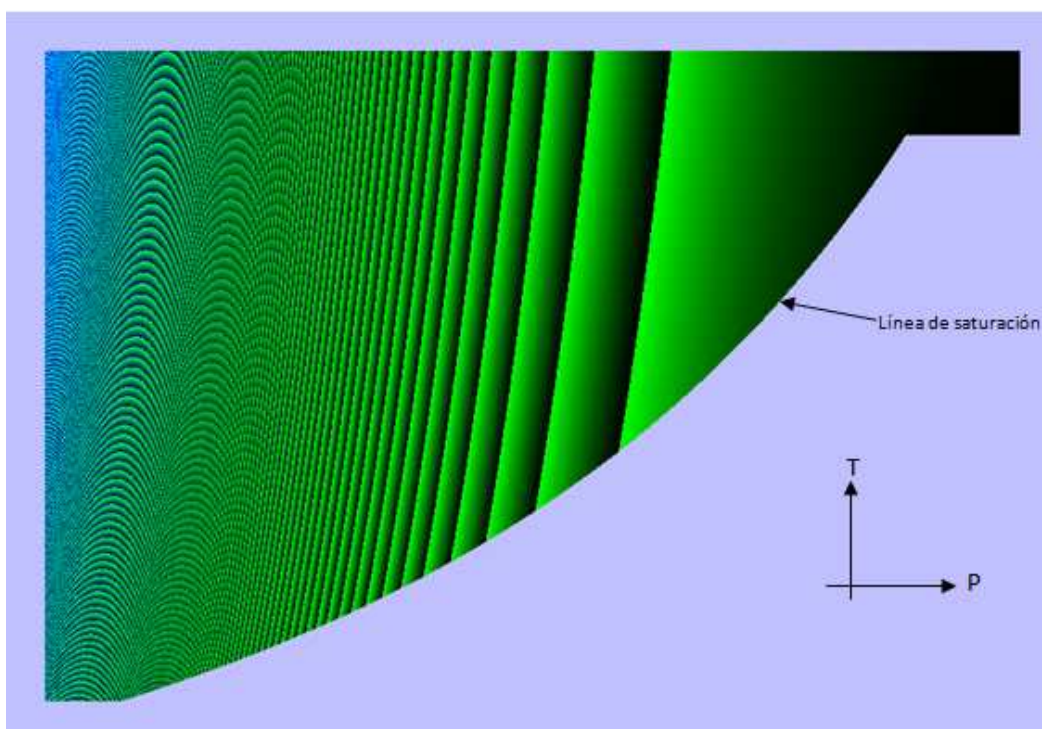


Figura 3.55. Diagrama T vs P del Isobutano codificado el volumen específico (V.C.)

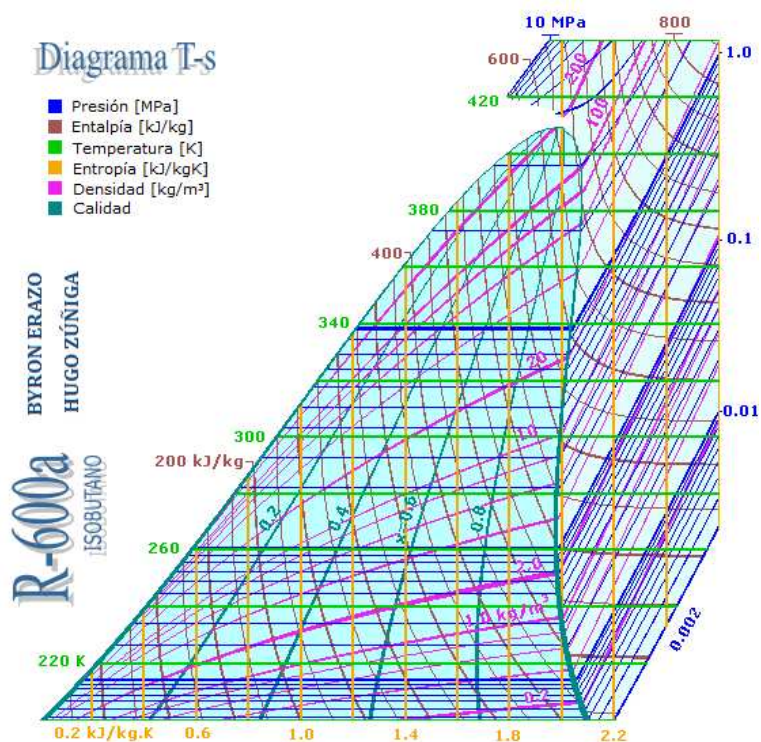


Figura 3.56. Diagrama T-s final con líneas constantes para el Isobutano (V.C.)

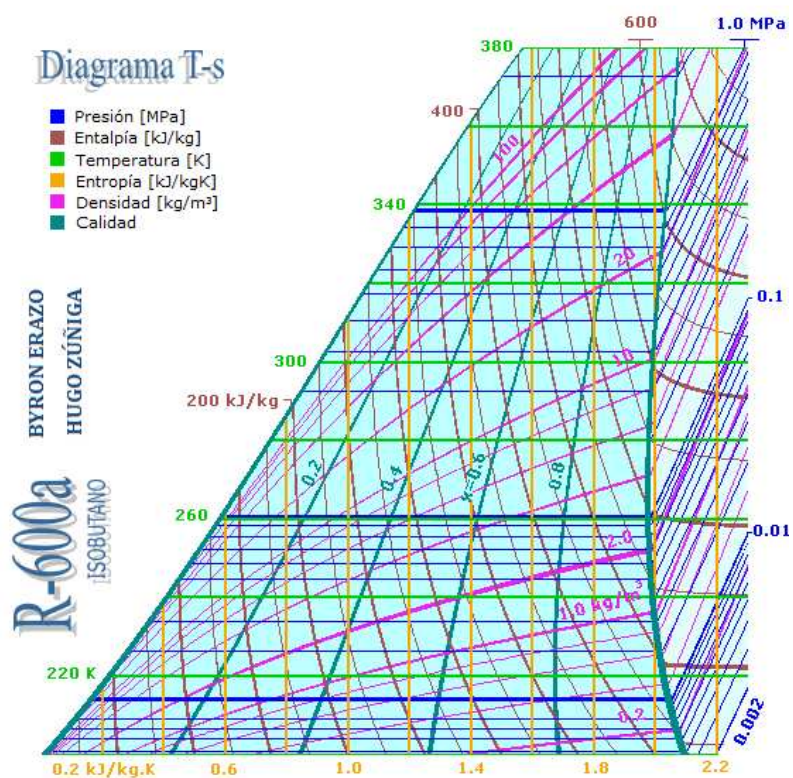


Figura 3.57. Diagrama T-s final con líneas constantes para el Isobutano (V.F.)

A continuación en la Figura 3.58, se observa el esquema de la obtención de los gráficos T-s para el isobutano.

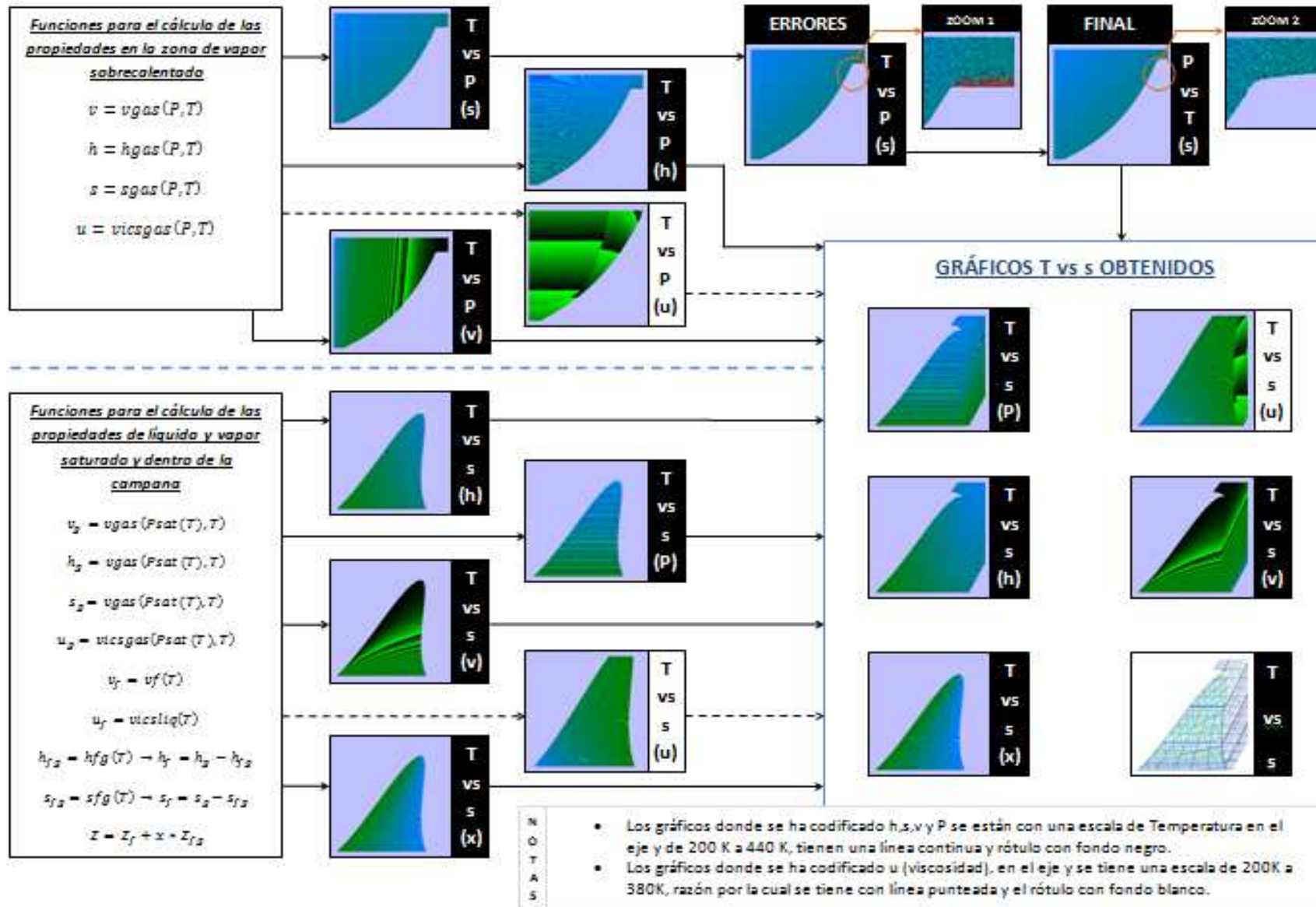


Figura 3.58. Esquema representativo para la obtención de diagramas Temperatura vs entropía del Isobutano

3.6.2 GENERACIÓN DE LOS GRÁFICOS PRESIÓN VS ENTALPÍA DEL ISOBUTANO (R-600A)

Los gráficos Presión-entalpía de igual manera se han desarrollado con el mismo procedimiento utilizado para obtener los gráficos del propano, los gráficos que se han obtenido son:

- P vs h, (V.C.) (P varía de 0.014 a 8 MPa y h varía de 42 a 800 kJ/kg).
- P vs h, (V.F.) (P varía de 0.014 a 2.75 MPa y h varía de 40 a 700 kJ/kg)

Se han codificado en colores la temperatura, el volumen específico, la entropía, la calidad y la viscosidad, de igual que en los gráficos T vs s, la viscosidad únicamente se ha graficado en los gráficos de visualización focalizada.

De igual manera para obtener las propiedades en la zona de vapor sobrecalentado ha sido necesario crear diagramas Presión vs Temperatura para la zona de gas, el mismo que se observa en la Figura 3.59. Además se presenta los gráficos finales obtenidos en la Figura 3.60 y en la Figura 3.61.

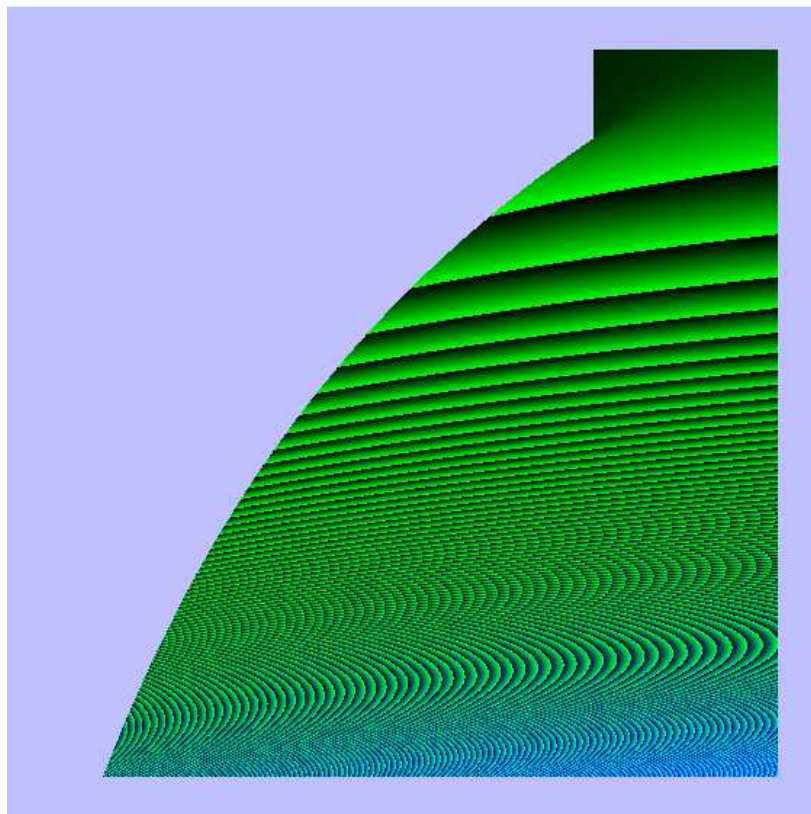


Figura 3.59. Diagrama P vs T del Isobutano codificado el volumen específico (V.C.)

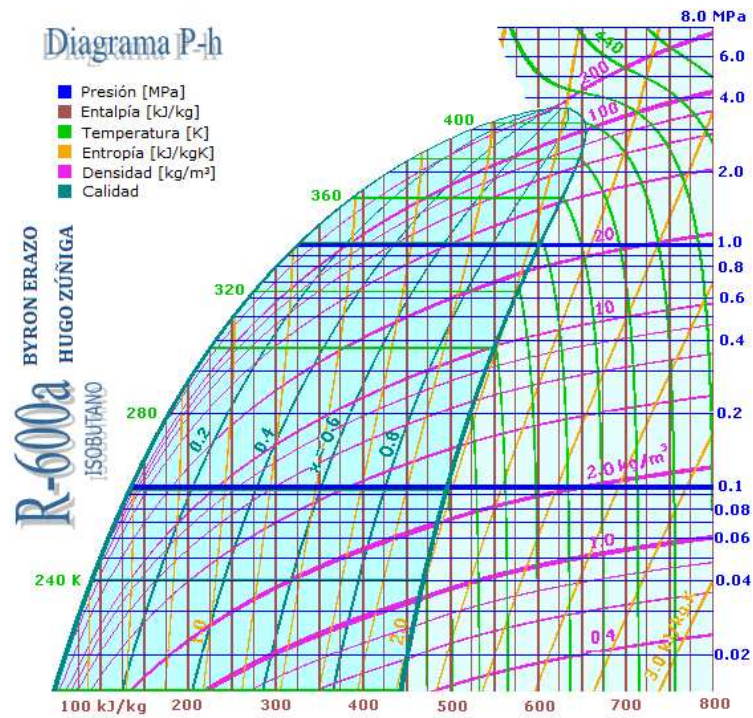


Figura 3.60. Diagrama P-h final con líneas constantes para el Isobutano (V.C.)

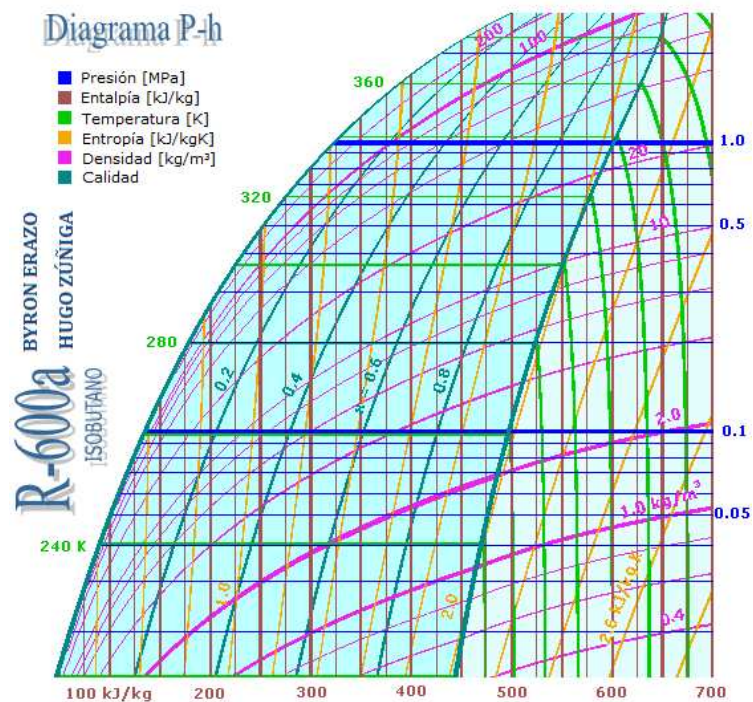


Figura 3.61. Diagrama P-h final con líneas constantes para el Isobutano (V.F.)

Debido a que en el desarrollo de las plantillas con propano se ha detallado totalmente, para las plantillas del isobutano se va a presentar únicamente un esquema con todos los gráficos obtenidos, el mismo se observa en la Figura 3.62.

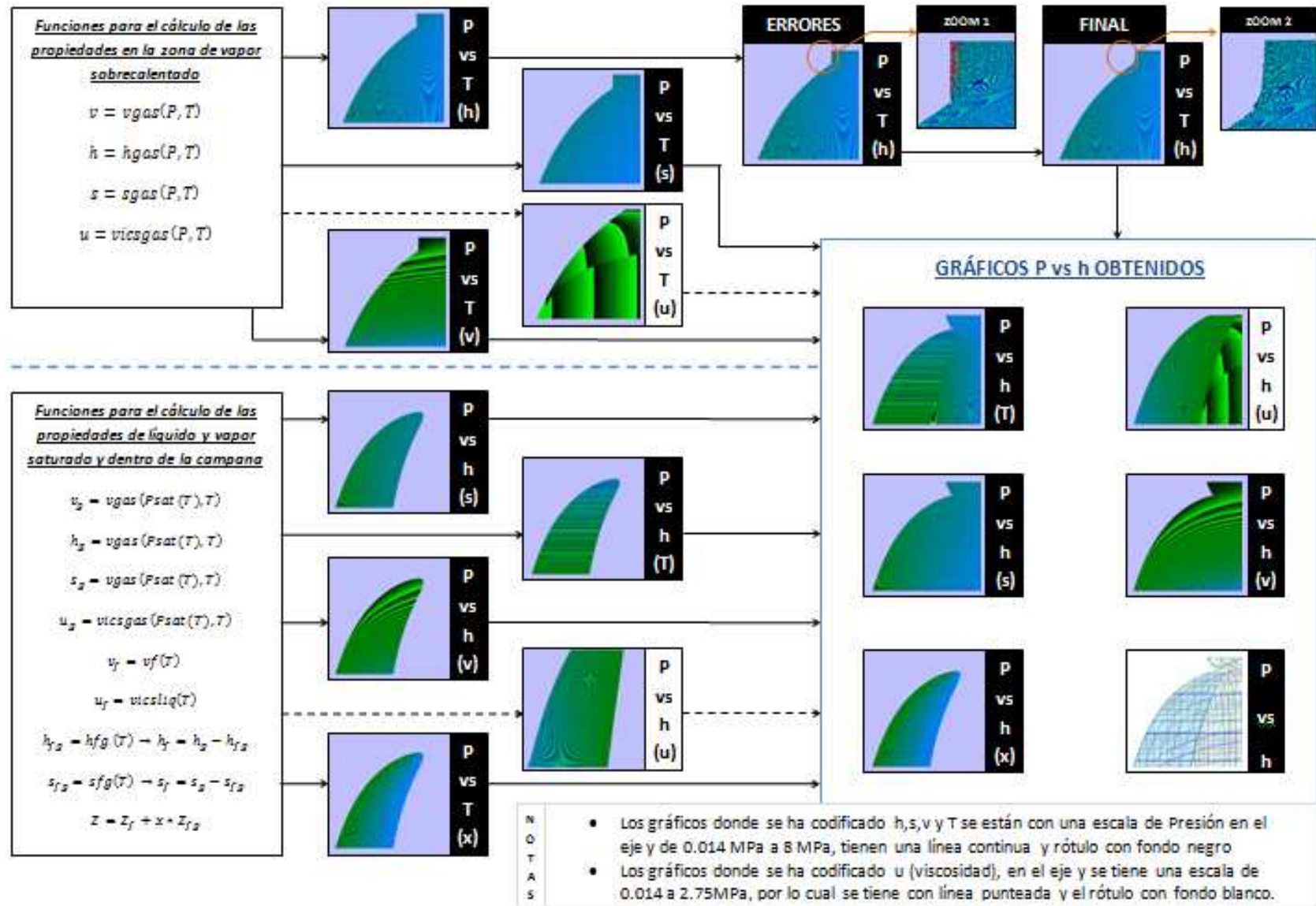


Figura 3.62. Esquema representativo para la obtención de diagramas Presión vs entalpía del Isobutano

3.7 ANÁLISIS DE ERRORES DE LAS PROPIEDADES CALCULADAS

Con el propósito de determinar el grado de precisión de las propiedades obtenidas por medio del software, se efectúa una comparación entre los resultados calculados con el programa para determinadas condiciones y los valores tabulados, a estas mismas condiciones, que son extraídos de una fuente bibliográfica.

Esta comparación es realizada para la presión de saturación, el volumen específico, la entalpía y la entropía; que son propiedades calculadas en el software y que a su vez pueden ser cotejadas respecto a las tabuladas por Reynolds (Ver Anexo 1). Mientras que la propiedad restante calculada en el programa, la viscosidad, se la analiza en relación a los valores presentados por la ASHRAE.

Para el análisis de errores que se observa a continuación se utiliza el número de cifras significativas que muestran las tablas consultadas. Sin embargo, hay que mencionar que el programa tiene la posibilidad de conseguir valores de las propiedades con un mayor número de decimales.

Finalmente hay que decir que el análisis se realiza tanto para la región de la campana (líquido y vapor saturado) como para la zona de vapor sobrecalentado. La consideración de los datos de entrada es la misma que se tomó en cuenta en las Secciones 3.3 y 3.4.

3.7.1 ANÁLISIS DE ERRORES PARA EL PROPANO

3.7.1.1 Errores para la presión de saturación del propano

Tal y como se observa en la Tabla 3.13, la presión de saturación para el propano presenta un error máximo del 0,02% a la temperatura de 250 K. Por lo que se deduce que el cálculo de esta propiedad es correcto y esto se debe básicamente a que se la halla directamente a través de la Ecuación 3.1.

Tabla 3.13. Errores para la presión de saturación del R-290

T (K)	P_{sat} calculado (Pa)	P_{sat} tabulado (Pa)	Error porcentual (%)
200	19967,27	19970,00	0,01
250	216056,22	216100,00	0,02
300	993463,12	993500,00	0,00
350	2961130,67	2961000,00	0,00
369,82	4235930,00	4236000,00	0,00

3.7.1.2 Errores para el volumen específico del propano

3.7.1.2.1 Errores del líquido y vapor saturado

Los valores obtenidos para el volumen del líquido saturado presentan un error del 0% respecto a la fuente consultada, ya que emplean las Ecuaciones 3.2, 3.3 y 3.4 para su obtención directa. Mientras tanto que el volumen específico del vapor saturado posee errores muy pequeños cercanos al 0%, pero existe un error máximo aislado del 8,14% en la temperatura crítica y que básicamente se debe a que por el método de iteración por convergencia es complicado acercarse al valor exacto en el punto crítico.

Tabla 3.14. Errores para el volumen específico del líquido saturado del R-290

T (K)	v_f calculado (m ³ /kg)	v_f tabulado (m ³ /kg)	Error porcentual (%)
200	0,001661	0,001661	0,00
250	0,001819	0,001819	0,00
300	0,002044	0,002044	0,00
350	0,002595	0,002595	0,00
369,82	0,005066	0,005066	0,00

Tabla 3.15. Errores para el volumen específico del vapor saturado del R-290

T (K)	v_g calculado (m ³ /kg)	v_g tabulado (m ³ /kg)	Error porcentual (%)
200	1,865100	1,865000	0,01
250	0,203150	0,203100	0,02
300	0,046120	0,046120	0,00
350	0,012970	0,012970	0,00
369,82	0,005515	0,005066	8,14

3.7.1.2.2 Errores en la zona de sobrecalentado

De la Tabla 3.16 se extrae que para el volumen específico en la zona de sobrecalentado se tiene un error máximo de 0,3% a la temperatura de 450 K y una presión de 10 MPa, lo que lleva a deducir que a presiones altas en región de sobrecalentado el programa de cálculo eleva su error en proporciones no tan considerables.

Tabla 3.16. Errores para el volumen específico en la zona de sobrecalentado del R-290

T (K)	P (MPa)	ν calculado (m ³ /kg)	ν tabulado (m ³ /kg)	Error porcentual (%)
250	0,05	0,92910	0,92910	0,00
	0,2	0,22075	0,22080	0,02
300	0,05	1,12310	1,12300	0,01
	0,7	0,07064	0,07064	0,00
350	0,05	1,31470	1,31500	0,02
	2,0	0,02534	0,02534	0,00
400	0,05	1,50520	1,50500	0,01
	4,0	0,01316	0,01316	0,00
	7,0	0,00418	0,00418	0,07
	10,0	0,00299	0,00298	0,30

3.7.1.3 Errores para la entalpía del propano

3.7.1.3.1 Errores del líquido y vapor saturado

De la Tabla 3.17 se determina que el mayor error para la entalpía del líquido saturado es del 0,16% en el punto crítico. También en este punto se presenta el mayor error de 1,15% para la entalpía del vapor saturado, tal y como se muestra en la Tabla 3.18. Es decir ambos casos se atribuyen pequeños errores a la dificultad del cálculo por diferencias finitas en el punto crítico.

Tabla 3.17. Errores para la entalpía del líquido saturado del R-290

T (K)	h_f calculado (kJ/kg)	h_f tabulado (kJ/kg)	Error porcentual (%)
200	0,00	0,00	0,00
250	111,97	111,98	0,01
300	235,79	235,79	0,00
350	391,67	391,67	0,00
369,82	538,91	539,78	0,16

Tabla 3.18. Errores para la entalpía del vapor saturado del R-290

T (K)	h_g calculado (kJ/kg)	h_g tabulado (kJ/kg)	Error porcentual (%)
200	456,24	456,24	0,00
250	514,80	514,80	0,00
300	567,63	567,63	0,00
350	596,78	596,81	0,00
369,82	545,97	539,78	1,15

3.7.1.3.2 Errores en la zona de sobrecalentado

El cómputo de la entalpía para la región de vapor sobrecalentado posee un error del 0%, lo que refleja el seguimiento de un procedimiento muy adecuado según lo establecido en la sección 3.3.

Tabla 3.19. Errores para la entalpía en la zona de sobrecalentado del R-290

T (K)	P (MPa)	h calculado (kJ/kg)	h tabulado (kJ/kg)	Error porcentual (%)
250	0,05	523,67	523,67	0,00
	0,2	515,69	515,70	0,00
300	0,05	603,16	603,16	0,00
	0,7	580,19	580,20	0,00
350	0,05	693,60	693,61	0,00
	2,0	641,59	641,60	0,00
400	0,05	795,31	795,32	0,00
	4,0	714,15	714,17	0,00
	7,0	591,70	591,69	0,00
	10,0	544,13	544,14	0,00

3.7.1.4 Errores para la entropía del propano

3.7.1.4.1 Errores del líquido y vapor saturado

Al igual que en la entalpía, la entropía del líquido saturado y la entropía del vapor saturado presentan su error máximo en el punto crítico de 369,82 K. De esta manera en la Tabla 3.20 para el líquido saturado se tiene el 0,12% mientras que en la Tabla 3.21 para el vapor saturado se tiene el 0,94%.

Tabla 3.20. Errores para la entropía del líquido saturado del R-290

T (K)	s_f calculado (kJ/kg.K)	s_f tabulado (kJ/kg.K)	Error porcentual (%)
200	0,0000	0,0000	0,00
250	0,4975	0,4975	0,00
300	0,9426	0,9426	0,00
350	1,4072	1,4071	0,01
369,82	1,8064	1,8042	0,12

Tabla 3.21. Errores para la entropía del vapor saturado del R-290

T (K)	s_g calculado (kJ/kg.K)	s_g tabulado (kJ/kg.K)	Error porcentual (%)
200	2,2812	2,2812	0,00
250	2,1088	2,1088	0,00
300	2,0487	2,0487	0,00
350	1,9932	1,9932	0,00
369,82	1,8212	1,8042	0,94

3.7.1.4.2 Errores en la zona de sobrecalentado

Los valores calculados de la entropía en la zona de vapor sobrecalentado poseen poca divergencia respecto de los valores tabulados, sin embargo se tienen errores mínimos que alcanzan un valor máximo del 0,07% a la temperatura de 400 K y a una presión de 7 MPa.

Tabla 3.22. Errores para la entropía en la zona de sobrecalentado del R-290

T (K)	P (MPa)	s calculado (kJ/kg.K)	s tabulado (kJ/kg.K)	Error porcentual (%)
250	0,05	2,4106	2,4106	0,00
	0,2	2,1260	2,1260	0,00
300	0,05	2,6999	2,6999	0,00
	0,7	2,1463	2,1464	0,00
350	0,05	2,9783	2,9786	0,01
	2,0	2,1716	2,1723	0,03
400	0,05	3,2496	3,2496	0,00
	4,0	2,2697	2,2702	0,02
	7,0	1,9051	1,9064	0,07
	10,0	1,7619	1,7619	0,00

3.7.1.5 Errores para la viscosidad del propano

3.7.1.5.1 Errores del líquido y vapor saturado

Como ya se dijo, para el caso de la viscosidad del líquido y del vapor saturado, el análisis comparativo se lo realiza respecto a los valores tabulados en la ASHRAE.

Así para la viscosidad del líquido saturado se tiene un error máximo del 4,22% a la temperatura de -40°C , valor que se deduce del hecho de que las correlaciones utilizadas para el cálculo de la viscosidad del líquido a bajas temperaturas poseen errores hasta de un 5%, como está estipulado en el método usado.

En cambio la viscosidad del vapor saturado posee un error máximo de 1,21% a la misma temperatura de -40°C , este valor es resultado del uso de las expresiones de la sección 1.4.5 y a su vez de la multiplicación de estos valores por un factor de corrección de 0,93 creado para todas las viscosidades del gas propano.

Tabla 3.23. Errores para la viscosidad del líquido saturado del R-290

T (°C)	u_f calculado ($\mu\text{Pa}\cdot\text{s}$)	u_f tabulado ($\mu\text{Pa}\cdot\text{s}$)	Error porcentual (%)
-40	184,47	192,60	4,22
-20	157,28	154,70	1,67
0	124,64	125,60	0,76
20	102,63	102,30	0,32
40	82,82	82,80	0,03
60	65,24	65,70	0,71
80	49,86	48,80	2,18

Tabla 3.24. Errores para la viscosidad del vapor saturado del R-290

T (°C)	u_g calculado ($\mu\text{Pa}\cdot\text{s}$)	u_g tabulado ($\mu\text{Pa}\cdot\text{s}$)	Error porcentual (%)
-40	6,28	6,36	1,21
-20	6,85	6,89	0,61
0	7,44	7,45	0,08
20	8,10	8,09	0,16
40	8,89	8,89	0,00
60	9,98	10,03	0,54
80	11,98	12,07	0,76

3.7.1.5.2 Errores en la zona de sobrecalentado

Por medio del software también ha sido factible la obtención de la viscosidad en la zona de vapor sobrecalentado, sin embargo no ha sido posible encontrar una fuente bibliográfica confiable para desarrollar el análisis de errores. Por lo que la Tabla 3.25, únicamente muestra los valores obtenidos por el programa.

Tabla 3.25. Viscosidad del vapor sobrecalentado del R-290

T (K)	P (MPa)	μ calculado ($\mu\text{Pa}\cdot\text{s}$)
250	0,05	6,90
	0,2	7,26
300	0,05	8,27
	0,7	8,81
350	0,05	9,57
	2,0	10,80
400	0,05	10,81
	4,0	13,58
	7,0	29,52
	10,0	45,82

3.7.2 ANÁLISIS DE ERRORES PARA EL ISOBUTANO

3.7.2.1 Errores para la presión de saturación del isobutano

La Tabla 3.26 muestra que la presión de saturación del isobutano mantiene un error promedio máximo del 0,01%, el mismo que hace predecir que el cómputo de esta propiedad es exacto y que el pequeño porcentaje de error se presenta por la aproximación realizada en la presión de saturación tabulada.

Tabla 3.26. Errores para la presión de saturación del R-600a

T (K)	P_{sat} calculado (Pa)	P_{sat} tabulado (Pa)	Error porcentual (%)
200	3750,44	3750,00	0,01
250	63596,25	63600,00	0,01
300	372722,64	372700,00	0,01
350	1275930,42	1276000,00	0,01
400	3203600,03	3204000,00	0,01
409,07	3684547,00	3685000,00	0,01

3.7.2.2 Errores para el volumen específico del isobutano

3.7.2.2.1 Errores del líquido y vapor saturado

El volumen del líquido saturado del isobutano se calcula con una ecuación directa, por lo que presenta un error del 0% respecto a la fuente analizada. A su vez, el

volumen específico del vapor saturado en su gran mayoría posee errores cercanos al 0%, pero a la temperatura crítica de 409,07 K se tiene el error máximo del 3,49%, ya que éste es el punto crítico y aquí se presentan las mayores dificultades para el cálculo exacto de la propiedad por el método de iteración por convergencia.

Tabla 3.27. Errores para el volumen específico del líquido saturado del R-600a

T (K)	v_f calculado (m ³ /kg)	v_f tabulado (m ³ /kg)	Error porcentual (%)
200	0,001524	0,001524	0,00
250	0,001648	0,001648	0,00
300	0,001813	0,001813	0,00
350	0,002103	0,002103	0,00
400	0,003289	0,003289	0,00
409,07	0,005141	0,005141	0,00

Tabla 3.28. Errores para el volumen específico del vapor saturado del R-600a

T (K)	v_g calculado (m ³ /kg)	v_g tabulado (m ³ /kg)	Error porcentual (%)
200	7,603430	7,603000	0,01
250	0,546300	0,546300	0,00
300	0,103700	0,103700	0,00
350	0,030020	0,030020	0,00
400	0,008744	0,008751	0,08
409,07	0,005327	0,005141	3,49

3.7.2.2.2 Errores en la zona de sobrecalentado

En la región de sobrecalentado la mayoría de valores del volumen específico calculado por el programa no presenta variación alguna respecto al tabulado, sin embargo existen puntos aislados en donde esta propiedad varía escasamente, tal y como se muestra en el error máximo de la Tabla 3.29 que es del 0,08% y corresponde a la temperatura de 420 K y a la presión de 4 MPa.

Tabla 3.29. Errores para el volumen específico en la zona de sobrecalentado del R-600a

T (K)	P (MPa)	ν calculado (m ³ /kg)	ν tabulado (m ³ /kg)	Error porcentual (%)
300	0,101325	0,41290	0,41290	0,00
	0,2	0,20360	0,20360	0,00
340	0,101325	0,47200	0,47200	0,00
	1,0	0,03918	0,03918	0,00
380	0,101325	0,53030	0,53030	0,00
	2,0	0,01907	0,01907	0,00
420	0,101325	0,58800	0,58800	0,00
	2,0	0,02428	0,02428	0,00
	4,0	0,00708	0,00709	0,08
	7,0	0,00283	0,00283	0,00

3.7.2.3 Errores para la entalpía del isobutano

3.7.2.3.1 Errores del líquido y vapor saturado

De la Tabla 3.30 se establece que el máximo error para la entalpía del líquido saturado es del 0,14% en el punto crítico. Además en este punto se tiene el máximo error de 0,61% para la entalpía del vapor saturado. Por lo que se puede concluir en el análisis que se dan pequeños errores debido a la dificultad para el cálculo por diferencias finitas en el punto crítico.

Tabla 3.30. Errores para la entalpía del líquido saturado del R-600a

T (K)	h_f calculado (kJ/kg)	h_f tabulado (kJ/kg)	Error porcentual (%)
200	0,00	0,00	0,00
250	109,18	109,18	0,00
300	223,26	223,26	0,00
350	355,58	355,58	0,00
400	543,79	543,73	0,01
409,07	622,17	623,01	0,14

Tabla 3.31. Errores para la entalpía del vapor saturado del R-600a

T (K)	h_g calculado (kJ/kg)	h_g tabulado (kJ/kg)	Error porcentual (%)
200	421,71	421,70	0,00
250	485,16	485,16	0,00
300	552,61	552,61	0,00
350	617,93	617,94	0,00
400	655,14	655,12	0,00
409,07	626,83	623,01	0,63

3.7.2.3.2 Errores en la zona de sobrecalentado

El cálculo de la entalpía para la región de vapor sobrecalentado posee un error máximo del 0,01%, lo que quiere decir que la determinación de la entalpía por medio del método usado en el programa se la realiza de manera correcta.

Tabla 3.32. Errores para la entalpía en la zona de sobrecalentado del R-600a

T (K)	P (MPa)	h calculado (kJ/kg)	h tabulado (kJ/kg)	Error porcentual (%)
300	0,101325	562,86	562,86	0,00
	0,2	559,30	559,30	0,00
340	0,101325	634,57	634,57	0,00
	1,0	606,64	606,65	0,00
380	0,101325	713,55	713,55	0,00
	2,0	662,10	662,11	0,00
420	0,101325	799,67	799,68	0,00
	2,0	763,09	763,09	0,00
	4,0	684,64	684,71	0,01
	7,0	575,91	575,94	0,01

3.7.2.4 Errores para la entropía del isobutano

3.7.2.4.1 Errores del líquido y vapor saturado

La entropía del líquido saturado y la entropía del vapor saturado presentan errores máximos en el punto crítico del isobutano. Es decir a la temperatura de 409,07 K, el líquido saturado presenta un error del 1,47%, mientras que para el vapor saturado el error es de 1,91%. Estas pequeñas divergencias entre los valores del

cómputo y los tabulados para el punto crítico son consecuencia de la precisión que tienen las diferencias finitas en estos casos.

Tabla 3.33. Errores para la entropía del líquido saturado del R-600a

T (K)	s_f calculado (kJ/kg.K)	s_f tabulado (kJ/kg.K)	Error porcentual (%)
200	0,0000	0,0000	0,00
250	0,4872	0,4872	0,00
300	0,9006	0,9006	0,00
350	1,3017	1,3022	0,04
400	1,7890	1,7883	0,04
409,07	1,9502	1,9793	1,47

Tabla 3.34. Errores para la entropía del líquido saturado del R-600a

T (K)	s_g calculado (kJ/kg.K)	s_g tabulado (kJ/kg.K)	Error porcentual (%)
200	2,1085	2,1085	0,00
250	1,9911	1,9911	0,00
300	1,9985	1,9985	0,00
350	2,0523	2,0518	0,02
400	2,0672	2,0668	0,02
409,07	1,9414	1,9793	1,91

3.7.2.4.2 Errores en la zona de sobrecalentado

La entropía calculada en el software para la zona de vapor sobrecalentado tiene poca variación respecto de los valores tabulados, pero hay que decir que se logra un error máximo del 0,05% a la temperatura de 420 K y a una presión de 4 MPa.

Tabla 3.35. Errores para la entropía en la zona de sobrecalentado del R-600a

T (K)	P (MPa)	s calculado (kJ/kg.K)	s tabulado (kJ/kg.K)	Error porcentual (%)
300	0,101325	2,2087	2,2089	0,01
	0,2	2,1033	2,1034	0,00
340	0,101325	2,4329	2,4331	0,01
	1,0	2,0464	2,0464	0,00
380	0,101325	2,6524	2,6525	0,00
	2,0	2,1253	2,1256	0,01
420	0,101325	2,8677	2,8679	0,01
	2,0	2,3779	2,3784	0,02
	4,0	2,1227	2,1237	0,05
	7,0	1,8388	1,8389	0,01

3.7.2.5 Errores para la viscosidad del isobutano

3.7.2.5.1 Errores del líquido y vapor saturado

La viscosidad del líquido saturado llega a tener un error máximo del 6,36% a la temperatura de 60°C. Este error se deriva como el máximo de la Tabla 3.36 ya que esta alrededor de una de las temperaturas que significa el cambio de método de cálculo, por ende tal y como se observa en la misma tabla, los errores disminuyen para temperaturas mayores debido a que se utilizan nuevas correlaciones para la determinación de la viscosidad del isobutano.

La viscosidad del vapor saturado posee un error máximo de 7,35% a la máxima temperatura de la Tabla 3.37. Para el isobutano no se aplica ningún factor de corrección debido a que la secuencia de incremento no presenta una relación fija.

Tabla 3.36. Errores para la viscosidad del líquido saturado del R-600a

T (°C)	u_f calculado ($\mu\text{Pa.s}$)	u_f tabulado ($\mu\text{Pa.s}$)	Error porcentual (%)
-40	320,78	327,40	2,02
-20	251,64	251,90	0,10
0	204,59	198,60	3,02
20	156,68	159,30	1,64
40	134,20	129,40	3,71
60	98,89	105,60	6,36
80	80,52	85,60	5,94

Tabla 3.37. Errores para la viscosidad del vapor saturado del R-600a

T (°C)	u_g calculado ($\mu\text{Pa}\cdot\text{s}$)	u_g tabulado ($\mu\text{Pa}\cdot\text{s}$)	Error porcentual (%)
-40	6,13	5,90	3,97
-20	6,67	6,38	4,55
0	7,23	6,86	5,39
20	7,81	7,37	5,97
40	8,45	7,91	6,83
60	9,17	8,56	7,13
80	10,08	9,39	7,35

3.7.2.5.2 Errores en la zona de sobrecalentado

Para el isobutano también es factible obtener la viscosidad en la región de vapor sobrecalentado, pero de la misma que en el propano no se ha conseguido una fuente bibliográfica veraz que pueda respaldar el análisis comparativo. Por lo ello la Tabla 3.38 sólo muestra los valores obtenidos por el programa.

Tabla 3.38. Viscosidad del vapor sobrecalentado del R-600a

T (K)	P (MPa)	u calculado ($\mu\text{Pa}\cdot\text{s}$)
300	0,101325	7,56
	0,2	7,93
340	0,101325	8,59
	1,0	9,43
380	0,101325	9,59
	2,0	11,38
420	0,101325	10,59
	2,0	11,93
	4,0	18,34
	7,0	52,08

3.7.3 ANÁLISIS GENERAL DE ERRORES

El error máximo en el propano es del 8,14%, que es el presentado para el volumen específico del vapor saturado en el punto crítico. La razón principal para que suceda esto es que para este cálculo se usa diferentes artificios para la resolución por el método iterativo de convergencia. Sin embargo para el propano este “gran” error, es tan sólo un valor aislado que sólo se da para este caso; por lo

que al analizar los errores del resto de propiedades, se asume que el cálculo de propiedades por el software del propano tiene una gran exactitud.

Mientras tanto que el mayor error dado para el isobutano corresponde al 7,35%, y es el obtenido en la viscosidad del vapor saturado a la temperatura de 80°C. Este valor máximo se da principalmente a la falta de precisión de las expresiones usadas para el cómputo de la viscosidad del gas isobutano, estas correlaciones normalmente consideran en sus resultados errores que pueden llegar al 10%. A pesar de estos máximos errores en la viscosidad, el total restante de propiedades posee errores que no superan el 2% en ciertos casos aislados; por lo que se considera como exactos los valores calculados por medio del programa.

CAPÍTULO 4

SOFTWARE PARA EL ESTUDIO DE LOS HIDROCARBUROS COMO REFRIGERANTES

El software se desarrolla mediante la utilización del paquete de programación Microsoft Visual Basic 6.0 el cual dispone de una gran variedad de herramientas de programación.

El programa, se encuentra conformado por diversas pantallas las cuales presentan un orden secuencial. El software tiene 2 partes principales, la primera es la simulación del sistema de refrigeración con propano (R-290) y la segunda la simulación de un sistema de refrigeración con isobutano (R-600a). Este capítulo contiene una descripción general del software y los resultados obtenidos con el mismo.

4.1 ALCANCE DEL SOFTWARE

El objetivo de la creación de un software es simular el comportamiento termodinámico del propano para compararlo con el R-134a y simular el comportamiento del isobutano como refrigerante, para esto se utiliza como herramienta fundamental de cálculo el Microsoft Visual Basic 6.0.

El software de simulación permitirá:

- Conocer las propiedades (temperatura, presión, entalpía, entropía, volumen específico y viscosidad) del propano y del isobutano, además representarlos en diagramas Temperatura-Entropía y Presión-Entalpía con diferentes escalas.
- Observar el comportamiento del propano y del isobutano en un ciclo ideal de refrigeración en los diferentes diagramas termodinámicos.
- Comparar el propano con el R134a en un ciclo de refrigeración, para rediseñar y adaptar los diferentes elementos de la refrigeradora para que funcione correctamente con propano.

- Dimensionar el capilar (dispositivo de expansión) utilizando las funciones de cálculo de las diferentes propiedades del propano e isobutano.

Es importante observar el Anexo 6, donde se ha desarrollado Manual de Usuario del programa para facilitar el manejo del mismo.

4.2 ESTRUCTURA GENERAL DEL SOFTWARE

La estructura del programa se encuentra esquematizada en la Figura 4.1.

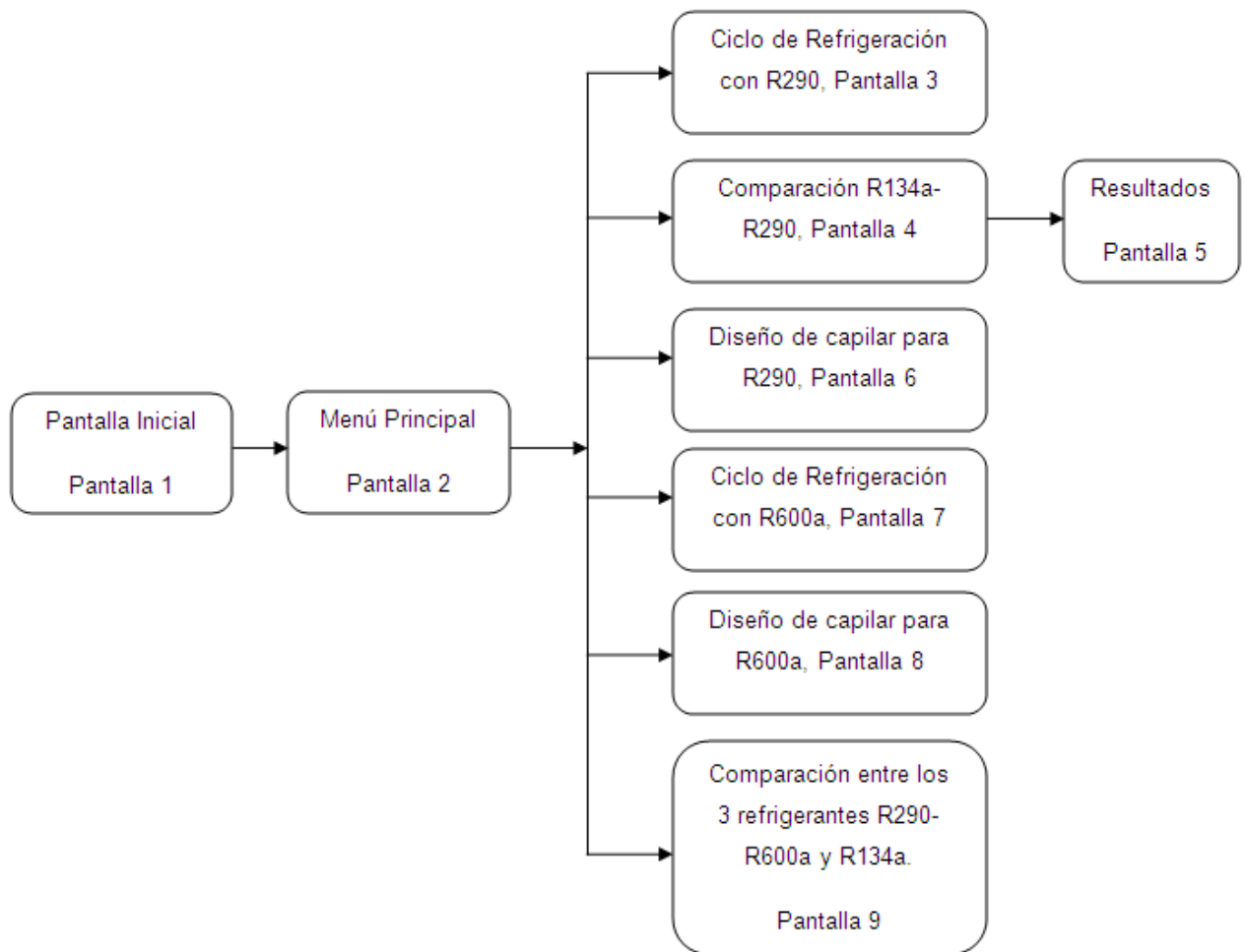


Figura 4.1. Esquema general del programa

4.3 CARACTERÍSTICAS GENERALES DE LAS PANTALLAS

En todas las pantallas se encuentran diagramas Temperatura-Entropía y/o diagramas Presión-Entalpía. Para generarlos se utiliza el contenido del capítulo 3, por ejemplo para guardar la información de las diferentes propiedades se han utilizado las plantillas codificada en colores.

En todas las pantallas se grafica el ciclo ideal de refrigeración sea para R-134a, R-600a o R-290, para lo cual es importante considerar la sección 1.1.3, donde se explica los procesos termodinámicos del ciclo y cada una de sus características, las cuales se analiza en el software.

En algunas pantallas para determinar las características del ciclo en kW, ha sido necesario determinar un flujo másico en función de las características del compresor para lo cual las fórmulas utilizadas y el análisis se encuentran en la sección 2.1.5.

Se debe tener en cuenta las observaciones o los mensajes de error de cada pantalla ya que al ingresar mal los datos aparecen mensajes de error, que deben ser tomados en cuenta para corregir los datos ingresados para obtener los resultados deseados.

Una vez que se han ingresado los datos el tiempo de cálculo varía entre 9 y 45 segundos, esto se debe a que en ciertas partes es necesario recalcular las propiedades termodinámicas y como se ha explicado anteriormente es un proceso complejo que se resuelve por diferencias finitas. Cuando el programa se encuentra en etapa de cálculo aparece un mensaje que indica al usuario que el software está trabajando por lo que no se recomienda realizar ningún evento adicional.

4.4 PANTALLAS DEL SOFTWARE DESARROLLADO

Se han desarrollado 2 pantallas iniciales, una de inicio donde se presentan los datos generales y otra es el menú principal. Adicionalmente el programa tiene 7 pantallas que permiten cumplir los objetivos de desarrollo.

4.4.1 PANTALLA DE INICIO

La pantalla de inicio que se observa en la Figura 4.2, presenta la información general del software Hidrocarburos-Refrigerantes 1.0. Para ingresar al programa esta pantalla contiene un campo en el cual se debe digita el código que es: Propano_MHB_fecha, donde la fecha debe estar en el formato dd/mm/aaaa, lo cual permite ingresar al usuario a la pantalla menú principal, también se cuenta con un botón SALIR con el cual se puede cerrar el programa.



Figura 4.2. Pantalla inicial del programa

4.4.2 PANTALLA MENÚ PRINCIPAL

El menú principal es una pantalla que permite ir a cada una de las opciones que presenta el programa. Es el enlace directo con cada una de las pantallas adicionales del programa.

Las zonas que contiene esta pantalla se detallan a continuación en la Figura 4.3 y en la Figura 4.4.

- Zona de título contiene información general acerca del programa.
- Zona de botones 1 está conformada por 6 botones para ingresar a cada una de las pantallas del programa.
- Zona de imágenes 1 y zona de imágenes 2 contienen imágenes referentes al programa para familiarizarse con el uso del mismo.
- Zona de texto contiene la descripción general de cada uno de los objetivos del programa.
- Zona de botón 2, contiene el botón SALIR que permite cerrar el programa.

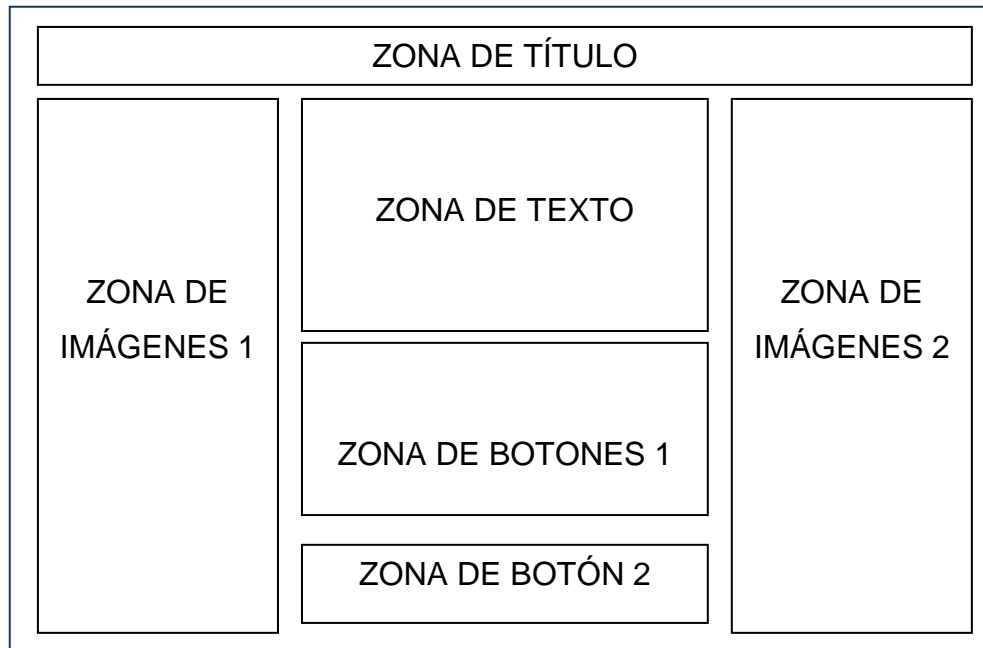


Figura 4.3. Zonas de la pantalla Menú Principal

ESTUDIO DEL USO DE HIDROCARBUROS COMO REFRIGERANTES
PROPANO (R-290) e ISOBUTANO (R-600a)

Objetivos:

- Simular el ciclo de refrigeración ideal para R290 y R600a.
- Dimensionar el tubo capilar (dispositivo de expansión) para el R290 y el R600a.
- Estudiar la factibilidad de usar el R290 (propano) en los compresores de R134a.
- Comparar el comportamiento termodinámico del R134a con respecto al R290 y R600a en un ciclo de refrigeración.

MENÚ DEL SOFTWARE:

CICLO REF. IDEAL CON R-290	CICLO REF. IDEAL CON R-600a
DISEÑO DE CAPILAR R-290	DISEÑO DE CAPILAR R-600a
COMPARACIÓN R134a-R290	COMPARACIÓN R290-R600a-R134a
SALIR	

Figura 4.4. Pantalla Menú Principal

4.4.3 PANTALLA CICLO DE REFRIGERACIÓN IDEAL CON R-290

Esta pantalla permite simular el comportamiento termodinámico del propano con R-290, para lo cual se ingresan como datos la temperatura de evaporación y temperatura de condensación del ciclo y obteniéndose los siguientes resultados:

- Dos gráficos en diagramas T-s a diferentes escalas para el ciclo de refrigeración con propano.
- Dos gráficos en diagramas P-h en diferentes escalas para el ciclo de refrigeración.
- Propiedades de cada uno de los puntos importantes entre los procesos termodinámicos del ciclo.
- Características generales del ciclo de refrigeración con propano.
- Lectura de propiedades al mover el mouse por los diagramas de propano.
- Ampliación de cada uno de los diagramas.

Para ejecutar el programa se debe dar clic en el botón CALCULAR y para salir en el botón salir, Se cuenta con dos listas desplegables para seleccionar el gráfico que se desea visualizar y los puntos de los que se desea se muestre las propiedades. Para ejecutar el programa se debe dar clic en el botón CALCULAR y para salir en el botón salir. En la Figura 4.5, se puede observar la pantalla con sus diferentes detalles.

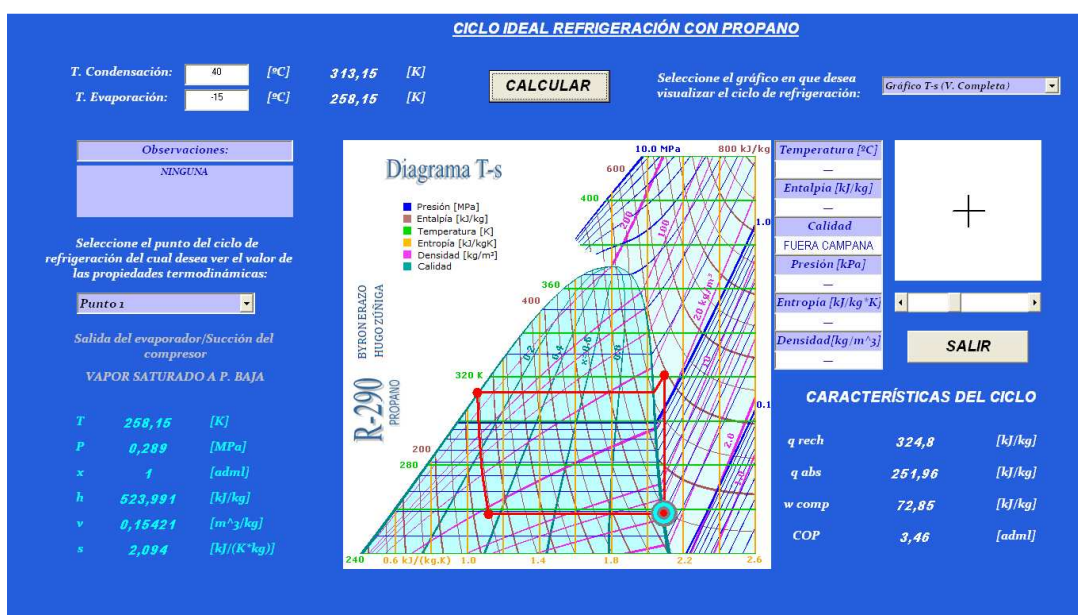


Figura 4.5. Pantalla Ciclo de refrigeración ideal con R290

4.4.4 PANTALLA DISEÑO DE CAPILAR R-290

Esta pantalla permite calcular la longitud de capilar que se necesita para un ciclo de refrigeración, para lo cual se ingresa los siguientes datos:

- Temperatura de evaporación y de condensación a la que va a trabajar el ciclo.
- Se selecciona un capilar del catálogo para determinar el diámetro interno el cual se ocupa para el diseño.
- Se determinar el flujo másico, para lo cual se tienen varias opciones: ingresando el flujo másico de propano directamente, con el flujo másico de R134a y el mismo programa calcula el flujo másico de propano respectivo, dando el volumen de la cámara de admisión del compresor y las rpm a las que gira al motor sea para el compresor de R134a o para un compresor con propano.

En la Figura 4.6 se puede observar la pantalla mencionada.

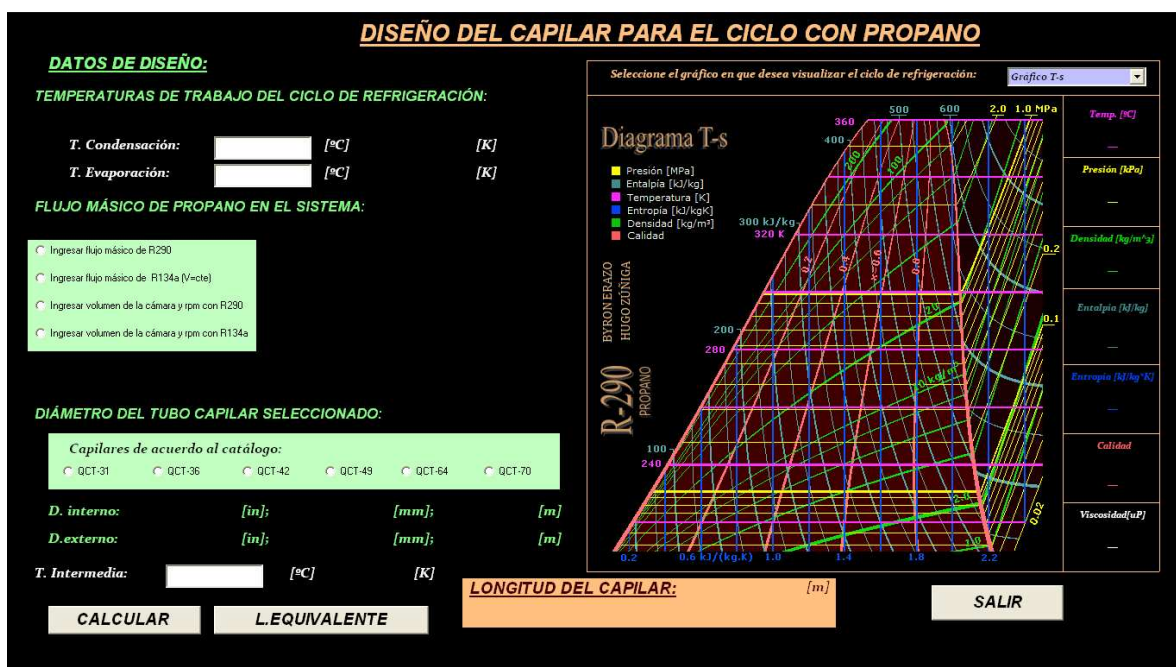


Figura 4.6. Pantalla Diseño del capilar para el ciclo con propano

Después de ingresar los datos, el programa presenta la longitud de capilar que se debe instalar, y el ciclo de refrigeración en un diagrama T-s o en un diagrama P-h. En los diagramas de igual manera se puede mover el mouse y para conocer las

propiedades termodinámicas en cada zona del gráfico. Para esto se han ubicado los gráficos con los colores codificados de cada una de las propiedades.

Es importante mencionar que para el diseño del capilar se ha utilizado el método de diferencias finitas con una variación de temperatura de 0.3 K.

En la pantalla se tiene un botón LONGITUD EQUIVALENTE, que permite analizar la longitud a la que equivale un capilar si existe transferencia de calor y el proceso no se da a entalpía constante sino en dos etapas, primero manteniendo al propano como líquido saturado y posteriormente si a entalpía constante.

4.4.5 PANTALLA COMPARACIÓN R-134A VS R-290

Esta pantalla que se observa en la Figura 4.7, permite realizar la comparación de un ciclo de refrigeración que usa R-134a respecto a un ciclo que usa propano R-290. Para lo que se realiza el mismo análisis de la sección 2.1 pero para cualquier condición de trabajo. Es decir se ingresa como dato la temperatura de condensación y la temperatura de evaporación.

En esta pantalla se utiliza las funciones de cálculo para el propano y también las funciones y los gráficos de cálculo del R-134a, que fueron desarrollados en la tesis de la Ing. Evelyn Vallejo.

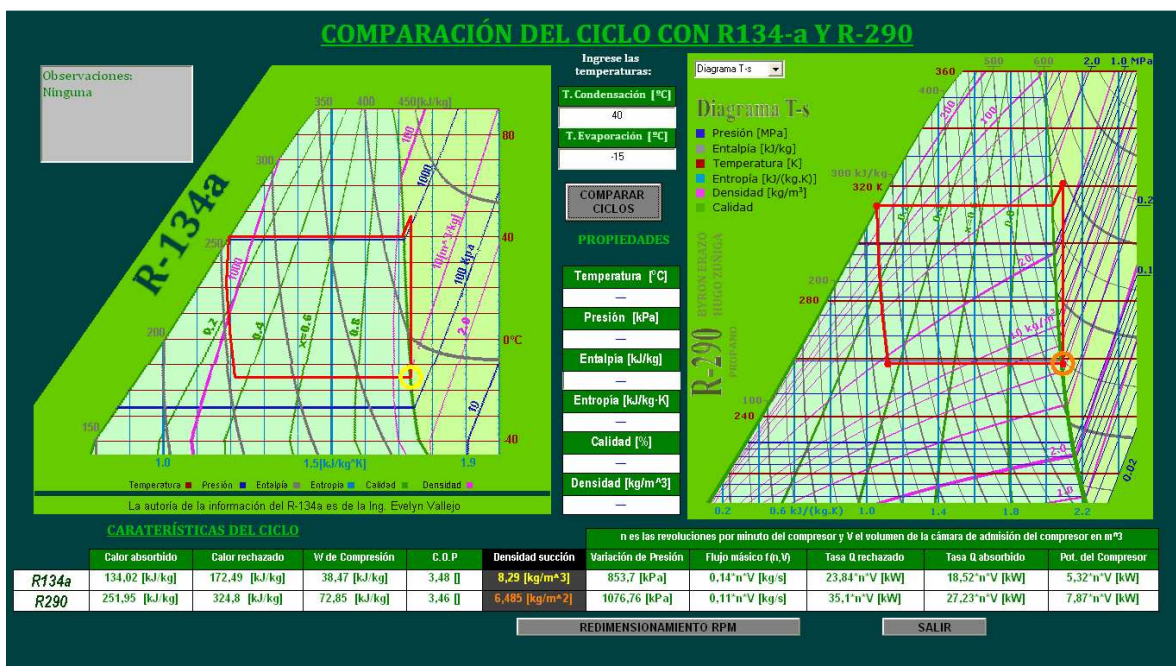


Figura 4.7. Pantalla Comparación del ciclo con R134a y R-290

Como resultados se presentan las características del ciclo para R-134a y para R-290, los ciclos de refrigeración en los diagramas de las sustancias, tomando en cuenta que para el R-134a se presenta en un diagrama T-s, mientras que para el propano se puede observar tanto en un diagrama T-s como en un diagrama P-h. En los diagramas de propano y de R-134a, al mover el mouse se muestran las propiedades de cada uno de los puntos.

La comparación de las propiedades se visualizan con gráficos de barras que se activan cuando se mueve el mouse por la tabla de resultados, un ejemplo de la visualización de los gráficos de barras se observa en la Figura 4.8.

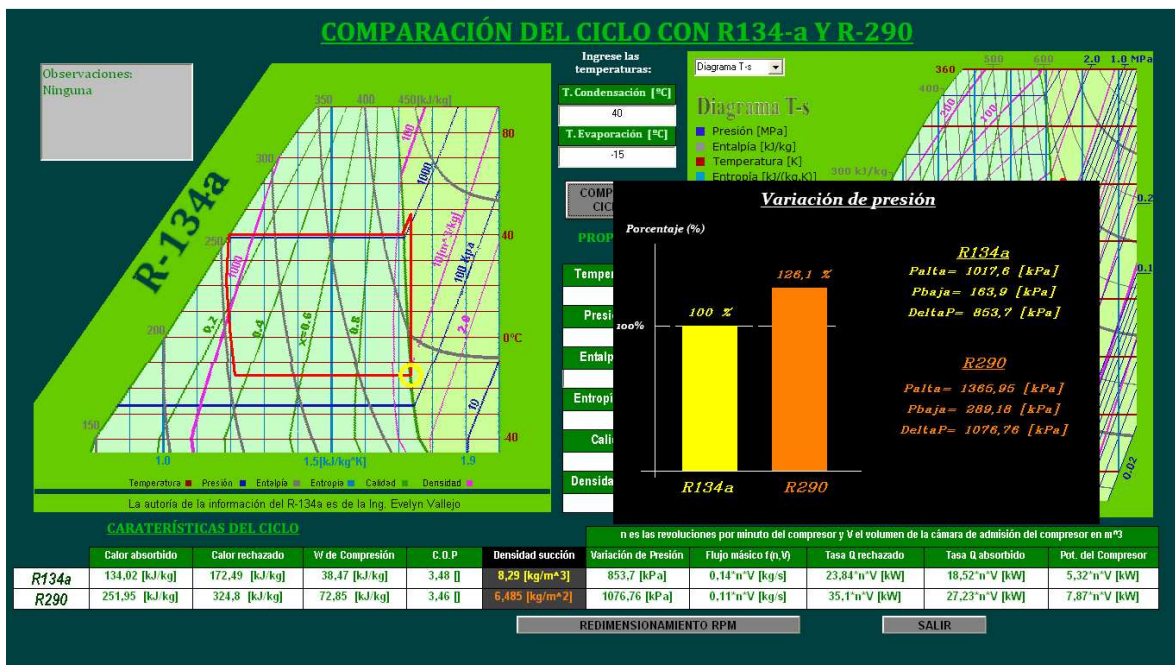


Figura 4.8. Pantalla Comparación del ciclo R134a-R290 indicando los gráficos de resultados

Después de obtener los resultados anteriormente mencionados, dar clic en el botón REDIMENSIONAMIENTO RPM, se realiza un cálculo variando las RPM del compresor que funcione con R-134a para que mejore el funcionamiento del mismo al utilizar propano.

4.4.6 REDIMENSIONAMIENTO DE RPM DEL COMPRESOR

En esta pantalla se parte con la información calcula en la pantalla detallada en la sección 4.2.5, y en lugar de utilizar la misma velocidad, se la redimensiona y

comparando nuevamente las diferentes características del ciclo entre los 2 refrigerantes, como se observa en la Figura 4.9.

Es importante destacar que en la sección 2.2 se tienen diferentes alternativas para el correcto funcionamiento del compresor de R-134a utilizando R-290, la opción simulada es la de reducción de la velocidad y es los resultados se presentan en esta pantalla.

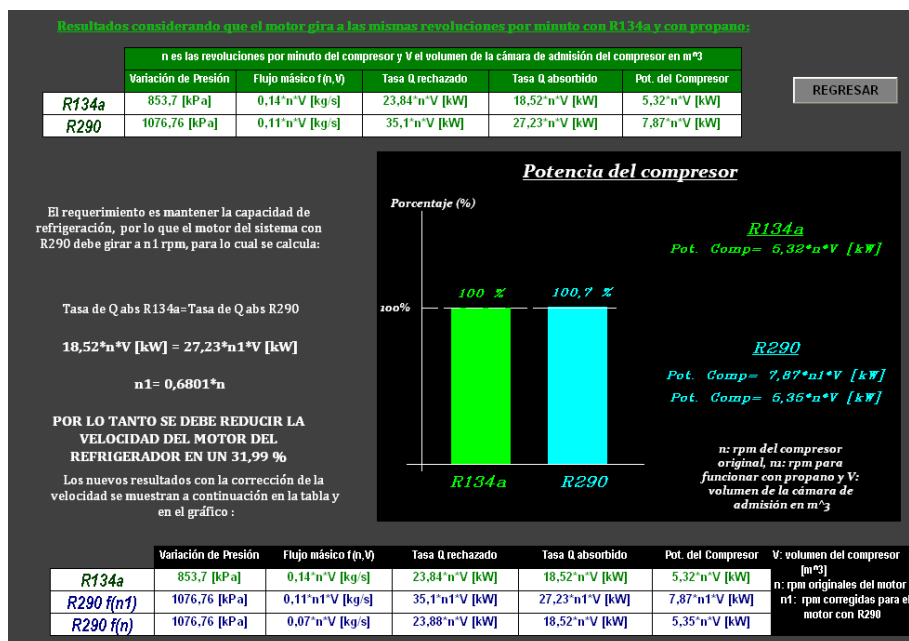


Figura 4.9. Pantalla Redimensionamiento de RPM del compresor

Los resultados obtenidos se presentan en los diagramas de barras comparativos (que se visualizan al mouse por la tabla de resultados), lo cual es producto de reducir la velocidad en el porcentaje que se calcula en esta pantalla.

4.4.7 PANTALLA CICLO DE REFRIGERACIÓN CON R-600 A

En la pantalla ciclo de refrigeración con R-600a, se observa en la Figura 4.10, es similar a la pantalla Ciclo de refrigeración con R290, la diferencia radica en que los diagramas y las propiedades son para el isobutano y no para el propano, de igual manera ingresando la temperaturas de evaporación y la temperatura de condensación se obtienen resultados en los diagramas T-s y P-h, las características del ciclo con isobutano y las propiedades de cada uno de los puntos luego de cada proceso. Las características del ciclo y las propiedades de

los puntos se presentan en tablas. Se tiene una zona de ampliación para observar de mejor manera los gráficos y adicionalmente al mover el mouse se conoce las propiedades en cada una de las zonas de los diagramas.



Figura 4.10. Pantalla Ciclo de refrigeración con R-600a

4.4.8 PANTALLA DISEÑO DE CAPILAR CON R-600 A.

En la Figura 4.11, se observa la pantalla en la que se ingresa directamente el flujo másico de isobutano, la temperatura de evaporación, temperatura de condensación, se selecciona el diámetro de capilar y posteriormente se calcula la longitud.

Como resultados de la pantalla, se visualiza el ciclo termodinámico en los diagramas T-s y P-h respectivamente, en el ciclo graficado se resalta el proceso termodinámico de expansión que se lleva a cabo en el tubo capilar, además el programa calcula directamente la longitud necesaria del capilar para que funcione el sistema y al igual que en la pantalla Ciclo de refrigeración con R-600a, se presentan las propiedades termodinámicas al inicio y al final de los diferentes procesos.

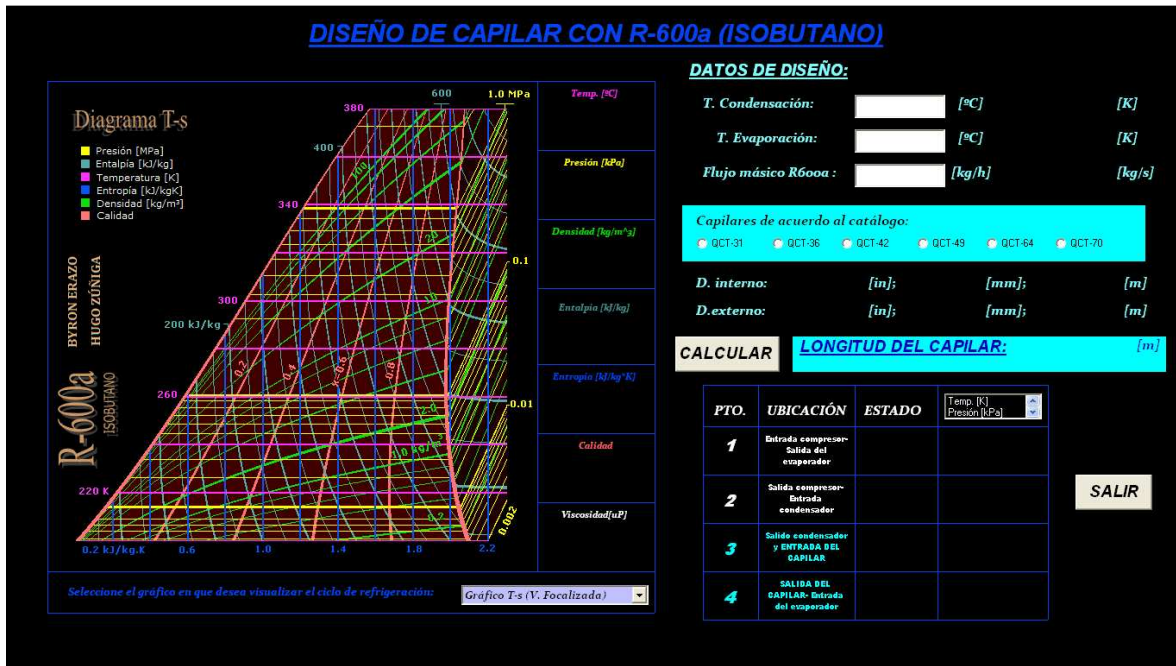


Figura 4.11. Pantalla Diseño de capilar con R-600a

4.4.9 PANTALLA COMPARACIÓN R-134 A, R-600 A Y R-290

Esta pantalla es muy importante ya que compara los 2 tipos de hidrocarburos que se están estudiando (propano e isobutano) con respecto a un refrigerante convencional que se utiliza en la actualidad como es el R-134a.

En esta pantalla que se observa en la Figura 4.12, se debe ingresar las temperaturas de trabajo del ciclo, que serán las mismas para general el ciclo de refrigeración para cada una de las 3 sustancias, posteriormente el programa realiza los cálculos y se obtiene las características del ciclo tanto por unidad de masa como en kW para los 3 refrigerantes.

Es importante destacar que para obtener en kW las características del ciclo, se asume que se utiliza el mismo compresor por lo que se toma como constantes la velocidad (N) y el volumen de la cámara de admisión (V) para realizar los diferentes cálculos.

En la pantalla se visualiza gráficamente el ciclo con los 3 refrigerantes, se puede observar el diagrama de una sustancia a la vez, para observar los otros diagramas se debe seleccionar de una lista desplegable la sustancia de la cual se

desea presentar el diagrama. Es importante destacar que al mover el mouse sobre diagramas T-s de las sustancias, se observan el valor de las propiedades de acuerdo a la ubicación del cursor.

Las características comparables del ciclo se visualizan en diagramas de barras, que se activan al moverse entre las columnas de la tabla de respuestas.

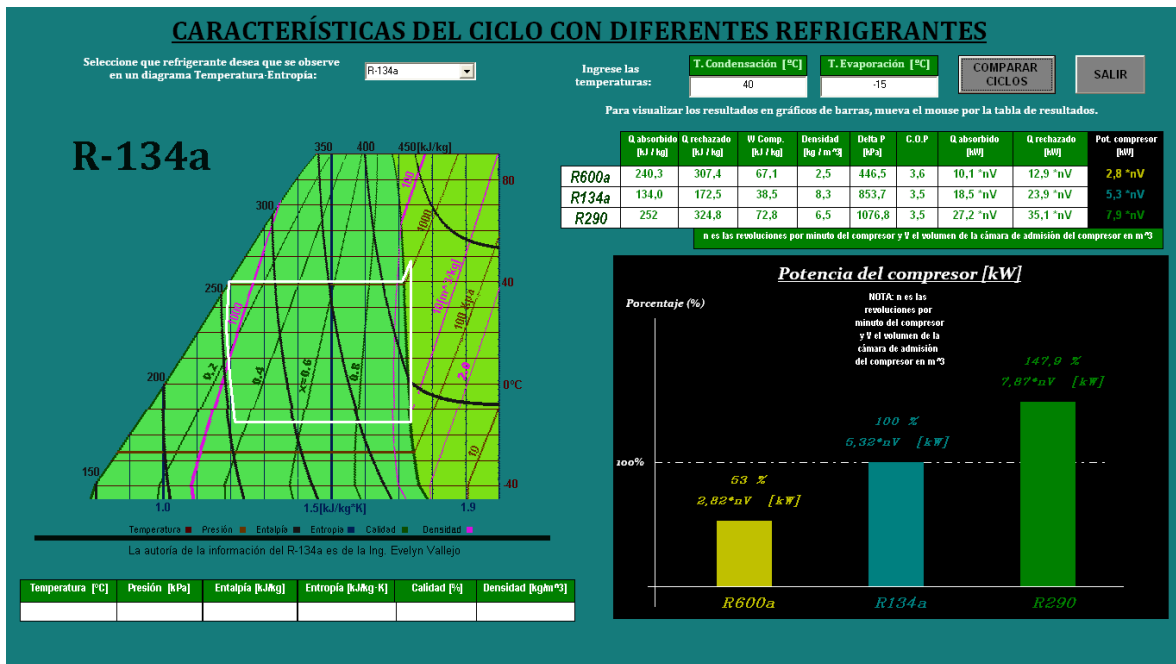


Figura 4.12. Pantalla: Características del ciclo con diferentes refrigerantes

4.5 PRESENTACIÓN Y ANÁLISIS DE RESULTADOS DEL SOFTWARE

A continuación se presenta los resultados de cada una de las pantallas y se realizará un análisis sobre las mismas para cumplir los objetivos planteados.

Los resultados obtenidos corresponde a un ciclo de refrigeración con una temperatura de evaporación de -23.3 °C y temperatura de condensación de 43.3°C.

4.5.1 RESULTADOS DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN CON R-290

Se puede graficar el ciclo de refrigeración con propano para cualquier temperatura de evaporación y temperatura de condensación que se ingrese, obteniéndose

como resultado las características del ciclo y las propiedades del refrigerante en cada uno de los puntos intermedios de cada proceso.

Los resultados gráficos del ciclo de refrigeración se presentan en la Figura 4.13 y la Figura 4.14 para las temperaturas especificadas.

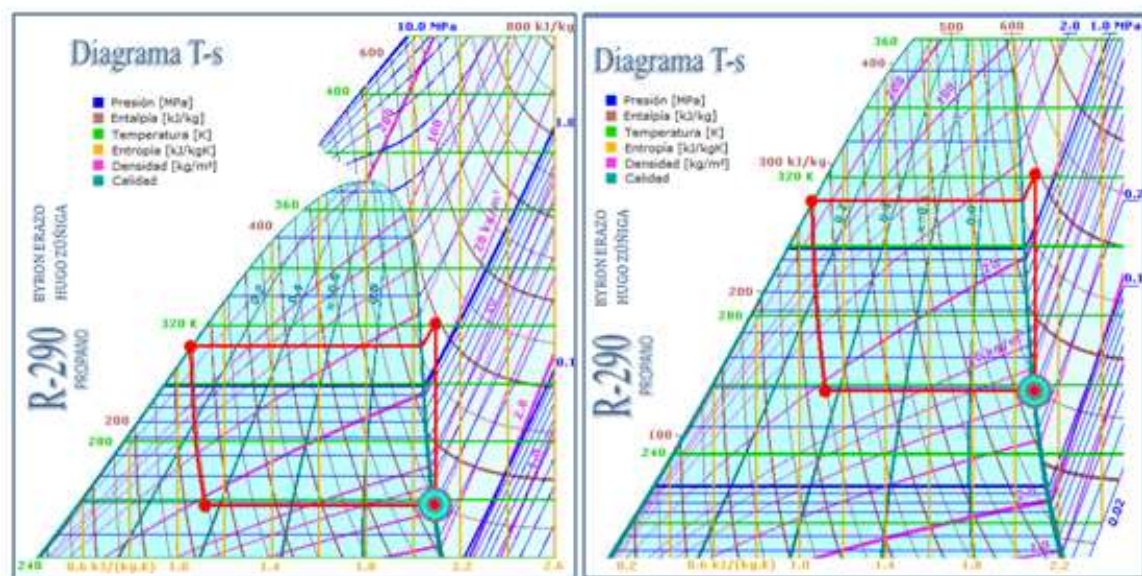


Figura 4.13. Ciclo de refrigeración con $T_{\text{evap}}=-23.3^{\circ}\text{C}$ y $T_{\text{cond}}=43.3^{\circ}\text{C}$ en diagramas T-s

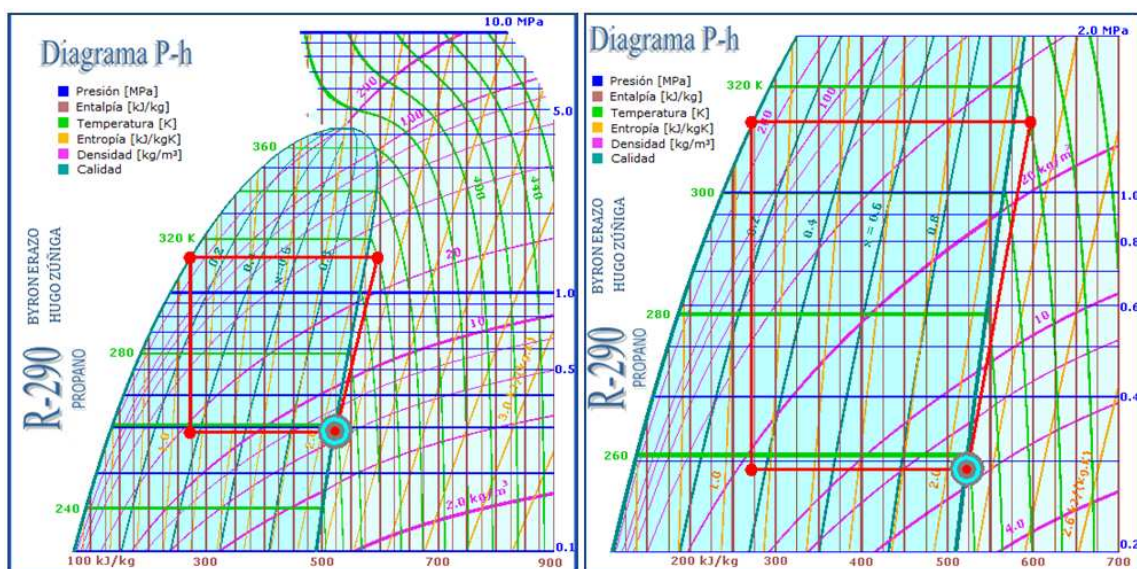


Figura 4.14. Ciclo de refrigeración con $T_{\text{evap}}=-23.3^{\circ}\text{C}$ y $T_{\text{cond}}=43.3^{\circ}\text{C}$ en diagramas P-h

Se observa que en los 4 diagramas se ha graficado correctamente el ciclo de refrigeración, se calculan características del ciclo de refrigeración, además se comprueba que a la salida del evaporador la sustancia está como vapor saturado,

a la salida del compresor se tiene vapor sobrecalentado, a la salida del condensador líquido saturado y a la salida de la expansión se tiene mezcla líquido vapor, además se cumple que se tienen 2 procesos a presión constante (condensación y evaporación), un proceso a entalpía constante (expansión) y un proceso a entropía constante (compresión).

Punto 1	Punto 2	Punto 3	Punto 4
Salida del evaporador/Succión del compresor VAPOR SATURADO A P. BAJA	Descarga compresor/Entrada del condensador VAPOR SOBRECALENTADO A P. ALTA	Salida del condensador/Entrada del capilar LIQUIDO SATURADO A P. ALTA	Salida del capilar/Entrada del evaporador MEZCLA A P. BAJA
T 258,15 [K]	T 320,877 [K]	T 313,15 [K]	T 258,15 [K]
P 0,289 [MPa]	P 1,366 [MPa]	P 1,366 [MPa]	P 0,289 [MPa]
x 1 [adml]	x — [adml]	x 0 [adml]	x 0,359 [adml]
h 523,991 [kJ/kg]	h 596,839 [kJ/kg]	h 272,034 [kJ/kg]	h 272,034 [kJ/kg]
v 0,15421 [m ³ /kg]	v 0,03495 [m ³ /kg]	v 0,00215 [m ³ /kg]	v 0,06651 [m ³ /kg]
s 2,094 [kJ/(K ^o kg)]	s 2,094 [kJ/(K ^o kg)]	s 1,058 [kJ/(K ^o kg)]	s 1,118 [kJ/(K ^o kg)]

Figura 4.15. Valores de las propiedades en los puntos intermedios de cada proceso termodinámico

En la Figura 4.15 se observan los valores de las propiedades en cada uno de los puntos, las cuales concuerdan con cada proceso, por ejemplo la entropía del punto 1 es igual a la entropía del punto 2, debido a que el proceso 1-2 es el proceso de compresión y en el ciclo ideal se da a entropía constante. De igual manera se puede analizar cada una de las propiedades, en el punto 2 se observa el refrigerante sale del compresor como vapor sobrecalentado, ya que la temperatura $T_2=320.88$ K es mayor a la temperatura de saturación a la presión alta.

CARACTERÍSTICAS DEL CICLO		
q_{rech}	324,8	[kJ/kg]
q_{abs}	251,96	[kJ/kg]
w_{comp}	72,85	[kJ/kg]
COP	3,46	[adml]

Figura 4.16. Características del ciclo ideal con propano

En la Figura 4.16, se observa las características del ciclo de refrigeración con propano. El análisis se ha realizado por unidad de masa, ya que no se ingresa ningún flujo másico, en los datos obtenidos se corrobora junto con los datos presentados en la Figura 4.15, que se calcula la energía de cada proceso como diferencia de entalpías, así por ejemplo el trabajo del compresor es igual a la entalpía en el punto 2 menos la entalpía en el punto 1.

Con los datos ingresados, se observa que el ciclo de refrigeración tiene un coeficiente de funcionamiento de 3.46, el mismo que es resultado de la relación del calor absorbido respecto al trabajo del compresor.

4.5.2 RESULTADOS DEL DISEÑO DE CAPILAR CON R-290

Para el cálculo de capilares, es necesario ingresar como datos: temperatura de evaporación y temperatura de condensación, flujo másico y diámetro del capilar. Para el equipo de pruebas los datos que se ingresaron son los siguientes:

- Temperatura de condensación de 43.3 °C,
- Temperatura de evaporación de -23.3°C.
- Flujo másico de R-134a: 3.9 kg/h y 3.27 kg/h. (Obtenidos en la sección 2.6 por diferentes métodos. Además se va a utilizar sin reducción de RPM y reducción del 30%.
- Se usa el capilar QCT-031, el cual se escoge de la información del catálogo ingresado. El catálogo de los capilares se observa en el Anexo 7.

Los resultados obtenidos con los datos descritos anteriormente se observan en la Figura 4.17, Figura 4.18, Figura 4.19 y Figura 4.20, de los cuales es importante destacar que la variación de presión es constante para todos los cálculos y se ingresan diferentes flujos másicos que se calcularon anteriormente el capítulo 2, los resultados de los diferentes cálculos se observan en la Tabla 4.1.

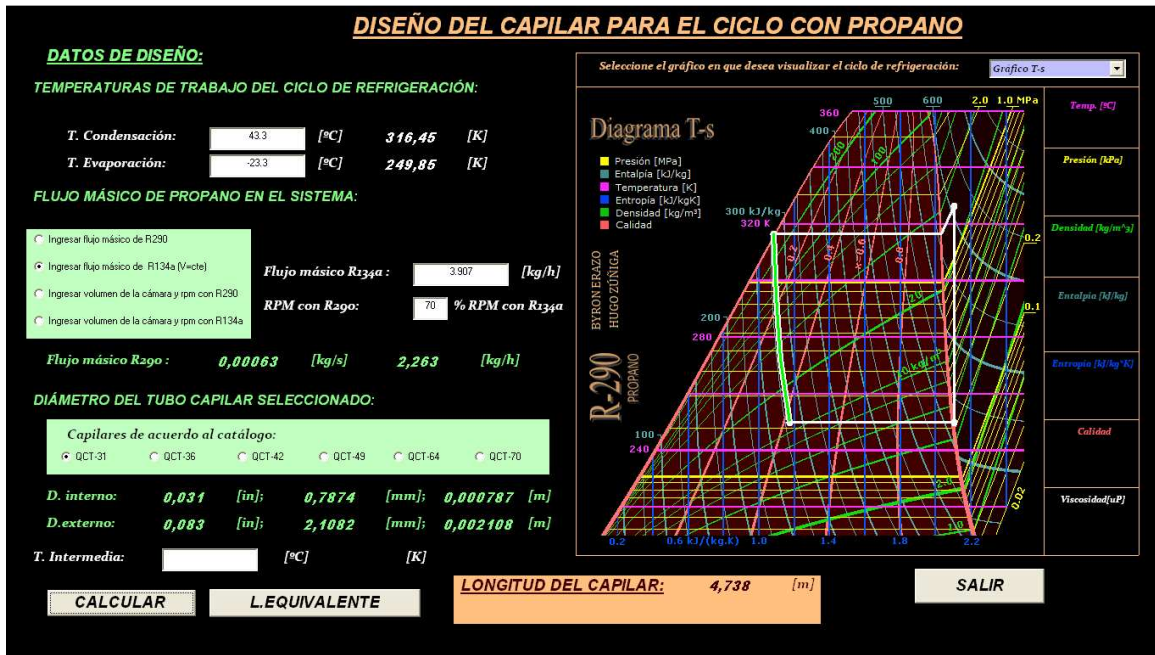


Figura 4.17. Capilar con Tc=43.3 °C; Te=-23.3 °C; flujo R134a=3.907 kg/h; Red. 30%; Diam. QCT-31

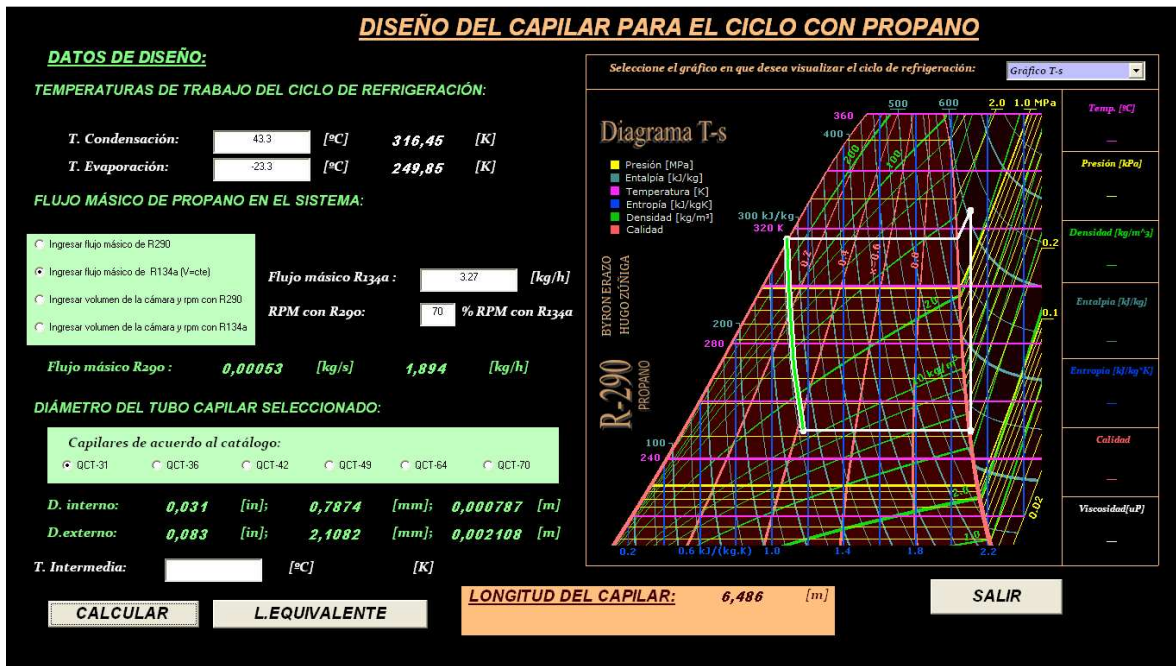


Figura 4.18. Capilar con Tc=43.3 °C; Te=-23.3 °C; flujo R134a=3.27 kg/h; Red. 30%; Diam. QCT-31

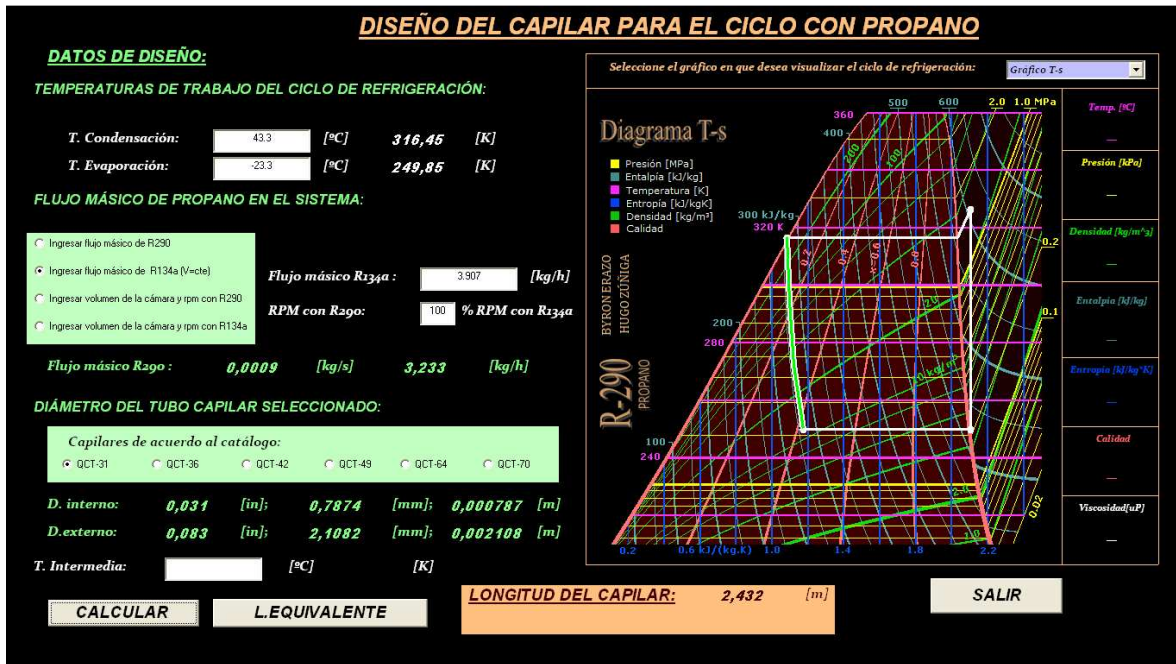


Figura 4.19. Capilar con Tc=43.3 °C; Te=-23.3 °C; flujo R134a=3.907 kg/h; Red. 0%; Diam. QCT-31

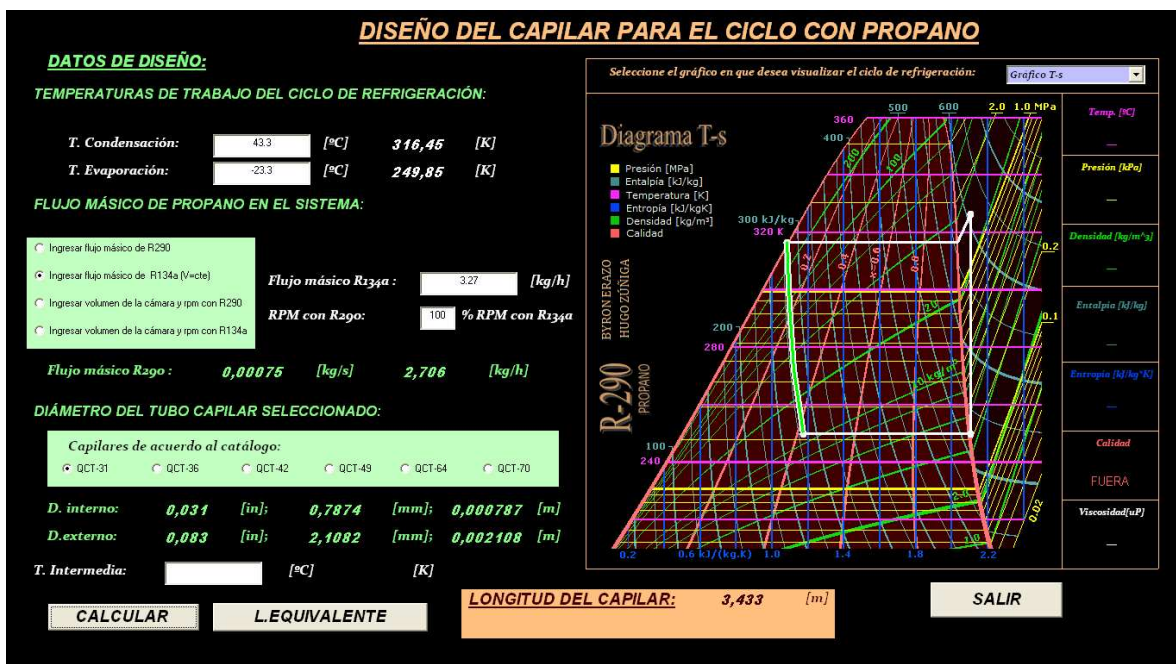


Figura 4.20. Capilar con Tc=43.3 °C; Te=-23.3 °C; flujo R134a=3.27 kg/h; Red. 0%; Diam. QCT-31

Tabla 4.1. Resultados del dimensionamiento de capilares

Flujo R134	Reducción RPM	Flujo R290	Longitud capilar	Figura
3.907 kg/h	30%	2.263 kg/h	4.75 m	Figura 4.17
3.27 kg/h	30%	1.894 kg/h	6.5 m	Figura 4.18
3.907 kg/h	0%	3.233 kg/h	2.4 m	Figura 4.19
3.27 kg/h	0%	2.706 kg/h	3.4 m	Figura 4.20

Se ha realizado el cálculo con la posibilidad de hacer o no la reducción de velocidad para el compresor, lo que permite realizar las pruebas tomando en cuenta estas dos condiciones.

Además se observa en los resultados de la Tabla 4.1 que el flujo másico es inversamente proporcional a la longitud del capilar.

En la sección 2.7 se determinó que se debe instalar un capilar de 2.25 m, uno de 1.9 m y tres capilares para el propano, en ésta sección se ha determinado que los capilares que se deben instalar para el R-290 son de 2.4 m, 4.75 m, 6.5 m y 3.5 m, de los cuales se colocarán los 3 últimos debido a que el de 2.4 m es similar al seleccionado anteriormente de 2.25 m.

4.5.3 RESULTADOS DE LA COMPARACIÓN ENTRE R-134 A Y R-290

En la pantalla comparación entre R-134 a y R-290, se ingresa como datos las temperaturas determinadas y para comparar las propiedades obtenidas de las sustancias considerando que se usa el mismo compresor. Los resultados se observan en la Figura 4.21, en la que se encuentra los diagramas tanto con R-134a y R-290, una en la tabla que contiene las características del ciclo para ambos refrigerantes y diagramas de barras con los que se presentan los resultados.

Es importante destacar que el mismo análisis ya se lo realizó en la sección 2.1, pero en el programa se puede calcular para cualquier valor de temperatura de evaporación y temperatura de condensación.

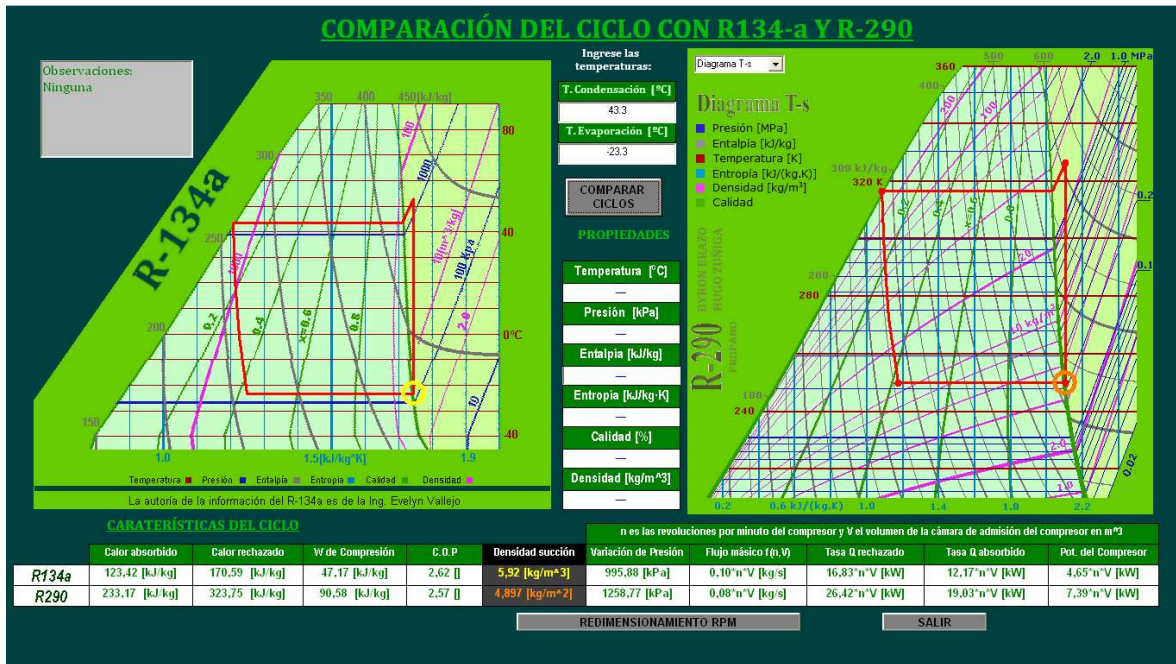


Figura 4.21. Comparación entre el R-134a y R-290

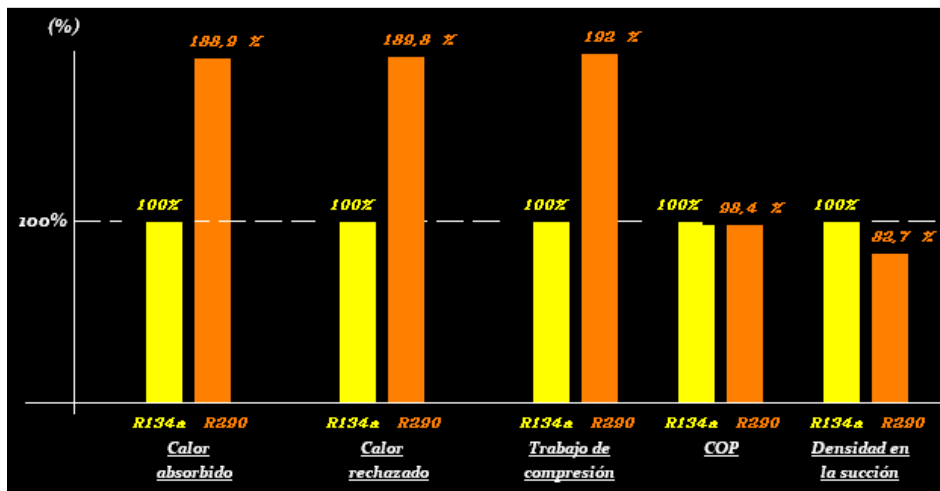


Figura 4.22. Comparación de las características del ciclo para cada refrigerante por unidad de masa

En la Figura 4.22, se observa que: el calor rechazado, el calor absorbido y el trabajo de compresión son mayores para el propano, respecto al R-134a; además los coeficientes de funcionamiento son parecidos y la densidad a la succión es menor para el propano.

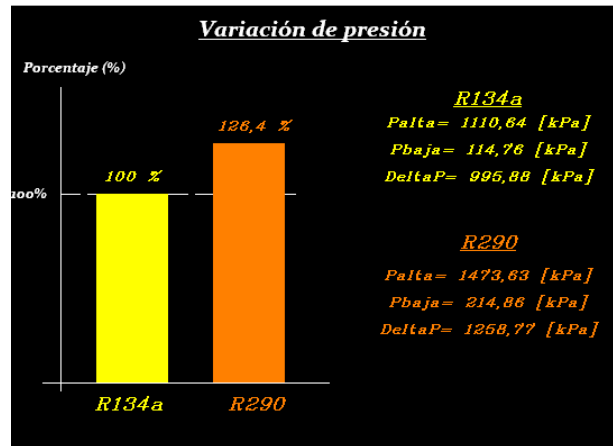


Figura 4.23. Variación de presión para el ciclo con el R134a y R290

En la Figura 4.23 se observa que la variación de presión es aproximadamente 25% mayor con el R290 lo cual no será un impedimento para que el compresor de R-134 a funcione con R-290.

El flujo másico se calcula en base a lo explicado en la sección 2.1, es decir en función de la velocidad del compresor (N) y del volumen de la cámara de admisión (V), se determinó que el flujo másico del compresor es menor en un 20% como se observa en la Figura 4.24. Esto influirá directamente en las características del ciclo en kW, ya que son iguales al flujo másico por la característica en unidad de masa.

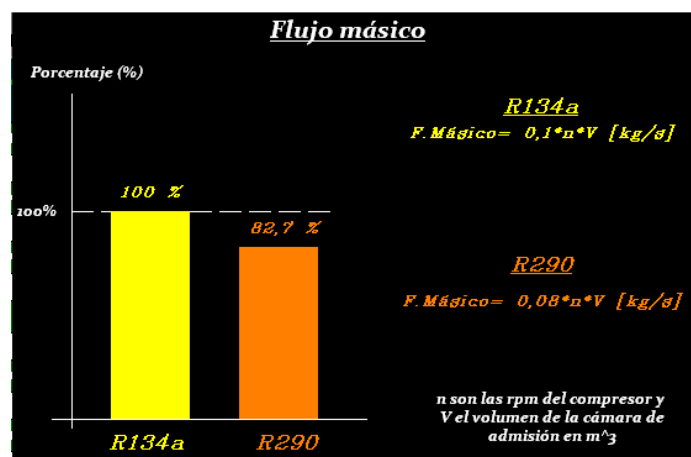


Figura 4.24. Comparación del flujo másico

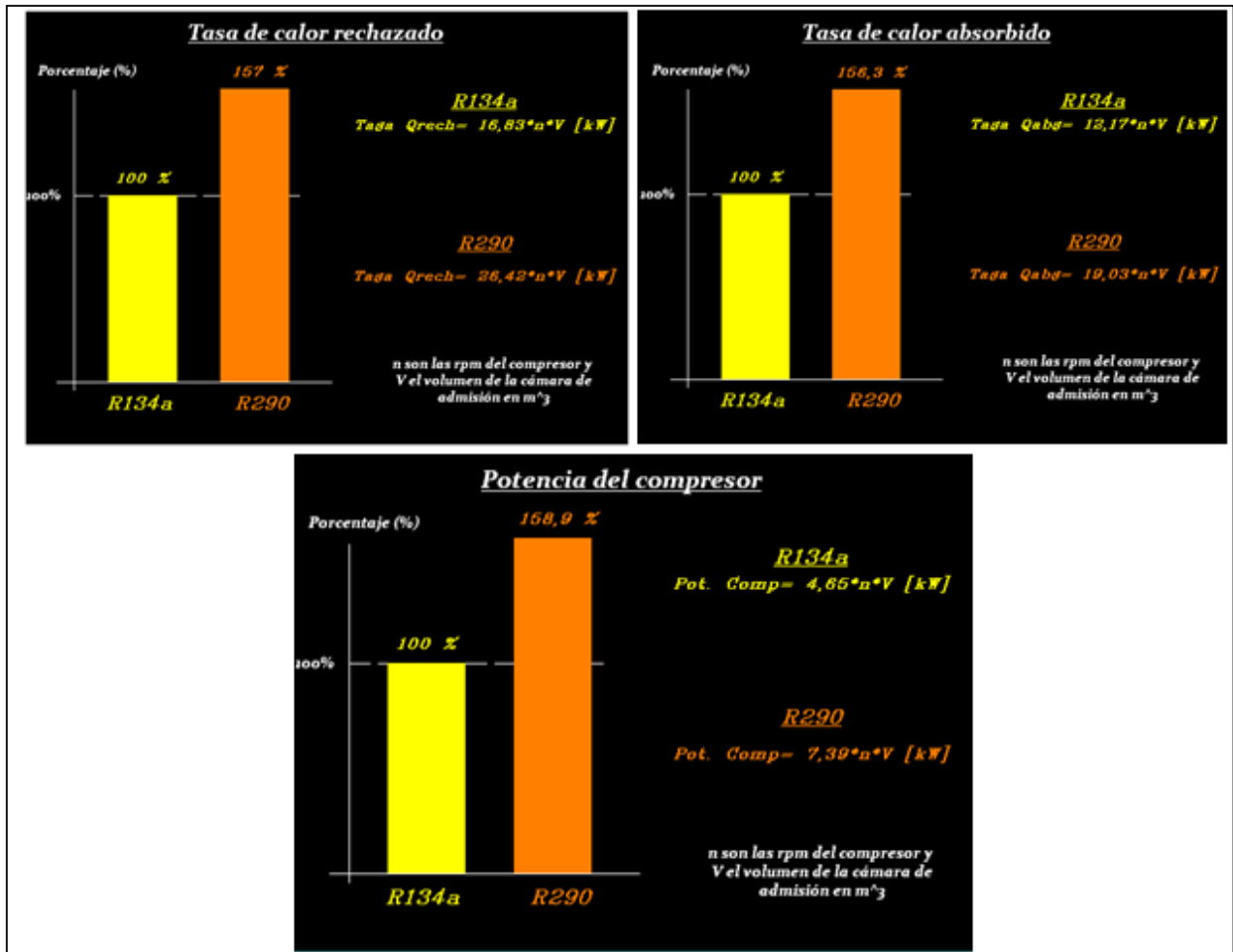


Figura 4.25. Comparación de las características del ciclo en kW

Tanto la tasa de calor absorbido, como la tasa de calor rechazado y la potencia del compresor para el propano, son mayores en un 50% aproximadamente con respecto a lo del R-134a, por lo que se comprueba que con el propano se lograría mayor refrigeración pero el compresor necesitaría mayor potencia para trabajar. Esto se observa en la Figura 4.25.

4.5.4 RESULTADOS DEL REDIMENSIONAMIENTO DE RPM

En las secciones 2.3 y 2.4, se mencionó como alternativa la reducción de la velocidad del compresor de tal manera que con el R-290 se absorba la misma cantidad de calor que con el R-134a y a su vez directamente se reduce la potencia que necesita el compresor para funcionar con propano.

En la pantalla de dimensionamiento de las rpm, se utiliza los resultados de la sección 4.5.3, y se calcula el porcentaje de reducción que se necesitaría para igualar la tasa de calores absorbidos. Además se recalcula las características del

ciclo y se determina que se debe reducir en un 36.03% las rpm, y que la potencia del compresor únicamente es mayor en un 1.6% al funcionar con propano. Esto se observa en la Figura 4.26.

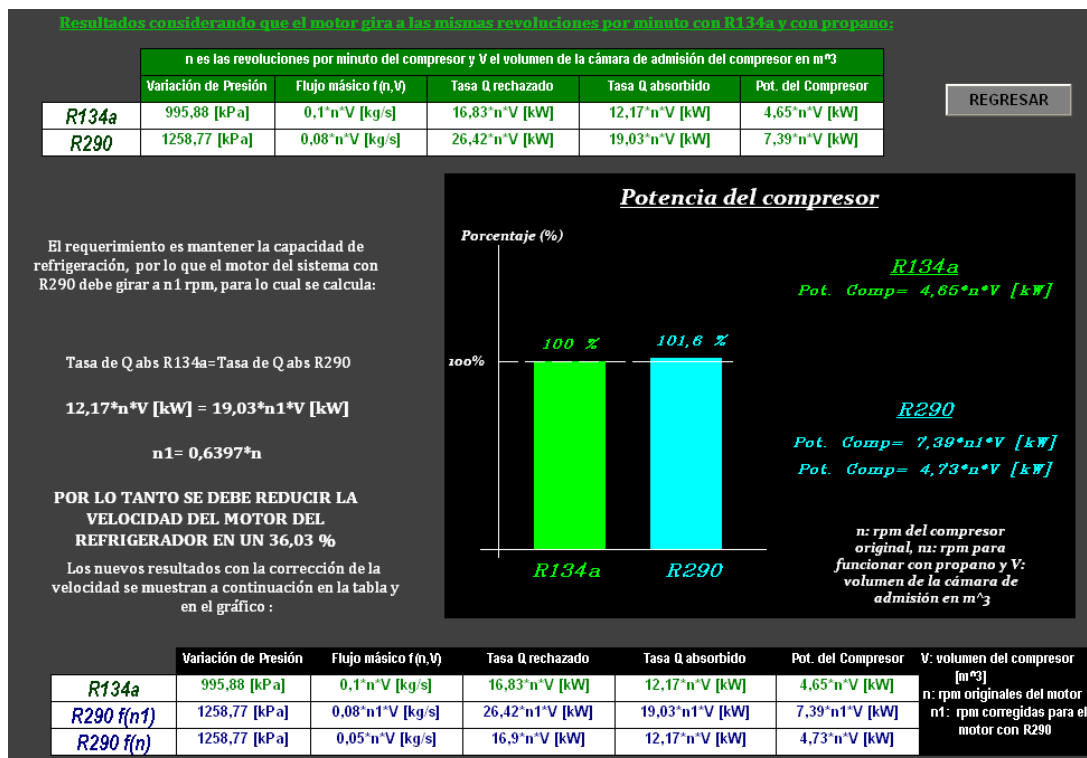


Figura 4.26. Redimensionamiento de RPM

4.5.5 RESULTADOS DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN CON R-600 A

Los resultados presentados son similares a los resultados del ciclo de refrigeración con R-290, se ha graficado el ciclo los diagramas del isobutano que se observan en la Figura 4.27.

En el diagrama T-s de la Figura 4.27 se observa que se ha logrado con éxito graficar el ciclo de refrigeración.

Al utilizar R-600a como sustancia refrigerante se observa que este se encuentra como mezcla líquido vapor con calidad cercana al 100% a la salida del compresor, característica que difiere de los ciclos de refrigeración con la mayoría de los refrigerantes.

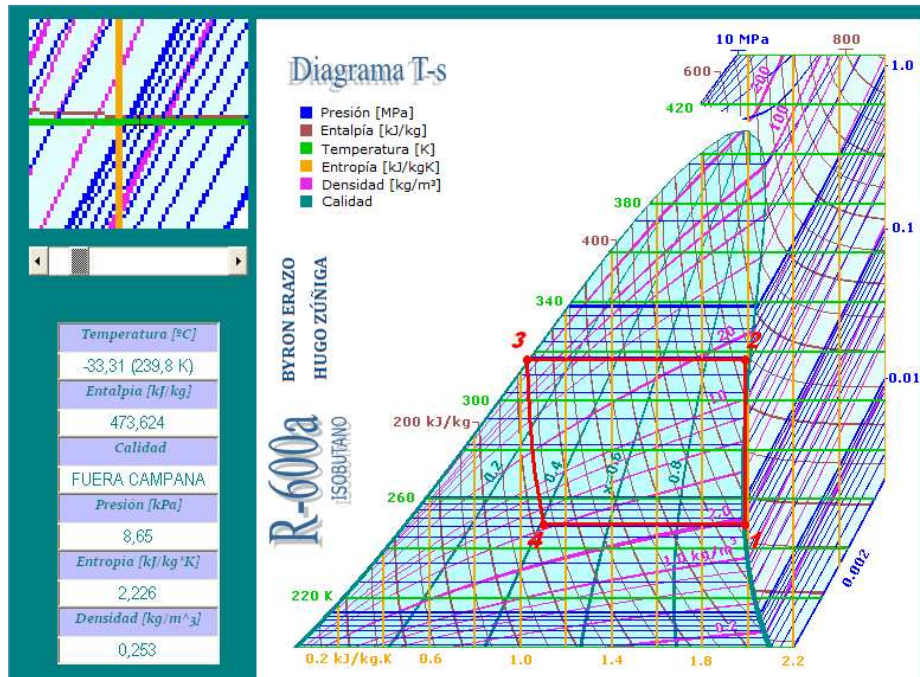


Figura 4.27. Ciclo de refrigeración con isobutano para $T_c=43.3\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $T_e=-23.3\text{ }^{\circ}\text{C}$

PTO.	UBICACIÓN	ESTADO	Entalpía [kJ/kg] Densidad [kg/m ³]	CARACTERÍSTICAS DEL CICLO	
1	Entrada compresor- Salida del evaporador	Vapor Saturado	484,96 kJ/kg	q_{rech}	303,67 [kJ/kg]
2	Salida compresor- Entrada condensador	Mezcla Líquido-Vapor	567,74 kJ/kg	q_{abs}	220,89 [kJ/kg]
3	Salida condensador- Entrada expansión	Líquido Saturado	264,07 kJ/kg	w_{comp}	82,78 [kJ/kg]
4	Salida expansión- Entrada del evaporador	Mezcla Líquido-Vapor	264,07 kJ/kg	COP	2,67 [adm]

Figura 4.28. Resultados del ciclo de refrigeración con R-600^a

En la Figura 4.28 se observan: los valores de la entalpía de cada uno de los puntos, las características del ciclo por unidad de masa y que el COP del ciclo con isobutano es de 2.67.

4.5.6 RESULTADOS DEL DISEÑO DE CAPILAR CON R-600 A

En el diseño de capilar para R-600a, únicamente se presentarán resultados del programa, ya que no se instalarán los capilares calculados en ningún equipo de prueba, por lo que se realizará con los siguientes datos:

- Temperatura de evaporación de -23.3°C .
- Temperatura de condensación de 43.3°C .
- Flujo másico de 2.263 kg/h (con el fin de comparar con respecto al propano ya que para un flujo másico de 2.263 kg/h de propano la longitud de capilar calculada es de $L=4.75\text{m}$).
- Capilar QCT-31 y QCT-36.

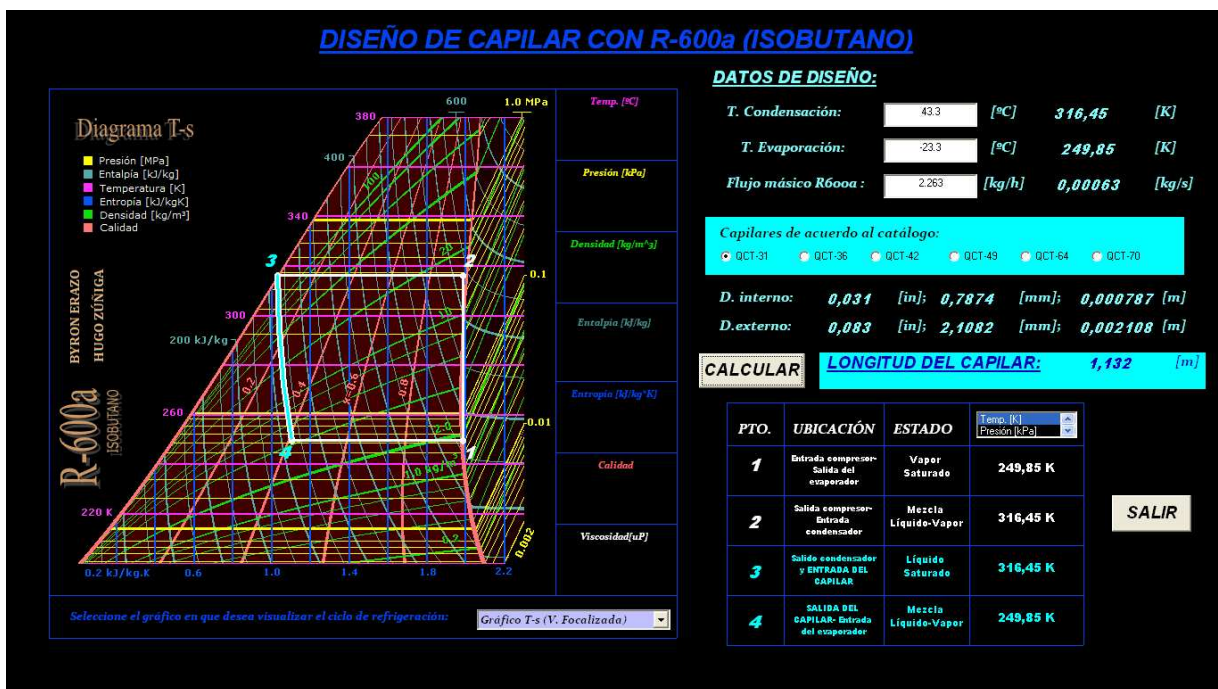


Figura 4.29. Capilar con $T_c=43.3^{\circ}\text{C}$; $T_e=-23.3^{\circ}\text{C}$; flujo R134a= 2.363 kg/h ; Diam. QCT-31

En la Figura 4.29, se observa que para el mismo flujo másico y el mismo diámetro de capilar utilizado para el propano, se obtuvo que la longitud de capilar es de 1.123 m para el isobutano, por lo que es más fácil lograr el proceso de expansión con el isobutano que con el propano.

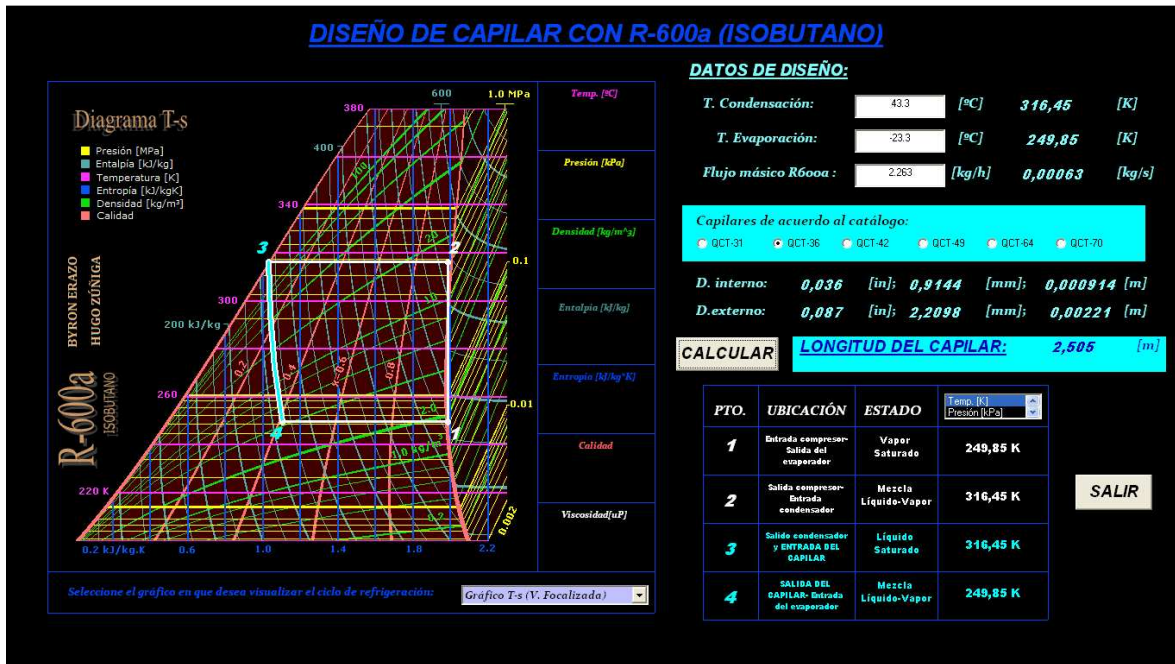


Figura 4.30. Capilar con $T_c=43.3\text{ }^{\circ}\text{C}$; $T_e=-23.3\text{ }^{\circ}\text{C}$; flujo R134a=2.363 kg/h; Diam. QCT-36

Al dimensionar con el mismo flujo másico pero con mayor diámetro interno de capilar la longitud de capilar de 2.505 m. Es decir el capilar QCT-31 de longitud 1.123 m es equivalente a un capilar QCT-36 de longitud 2.505 m, ya que permiten estrangular el mismo flujo másico con la misma variación de presión. Esto se observa en la Figura 4.30.

4.5.7 RESULTADOS DE LA COMPARACIÓN DE LOS 3 REFRIGERANTES

Se va a comparar el ciclo de refrigeración con R-600 a, R-134 a y R-290, tanto para las características del ciclo por unidad de masa como para las características del ciclo en kW, las mismas que serán determinadas en función de las rpm del compresor (N) y el volumen de la cámara de admisión (V). Las temperaturas de evaporación y condensación con -23.3°C y $43.3\text{ }^{\circ}\text{C}$ respectivamente

En la Figura 4.31 se observa que la diferencia principal entre los ciclos de refrigeración es que en el R-134a y R-290 a la salida del compresor se encuentra como vapor sobrecalentado mientras que en el R-600a, se encuentra como mezcla líquido vapor de calidad cercana al 100%.

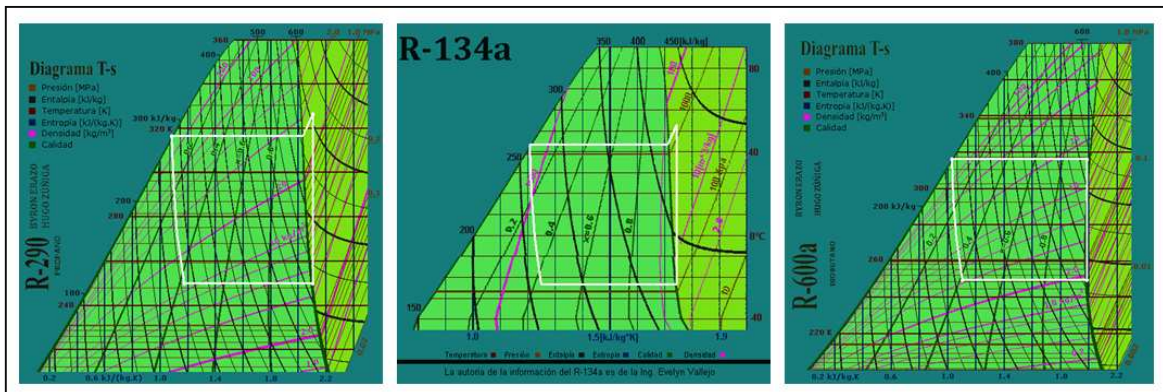


Figura 4.31. Ciclo de refrigeración en diagramas T-s para R-290, R-134 a, R-600 a.

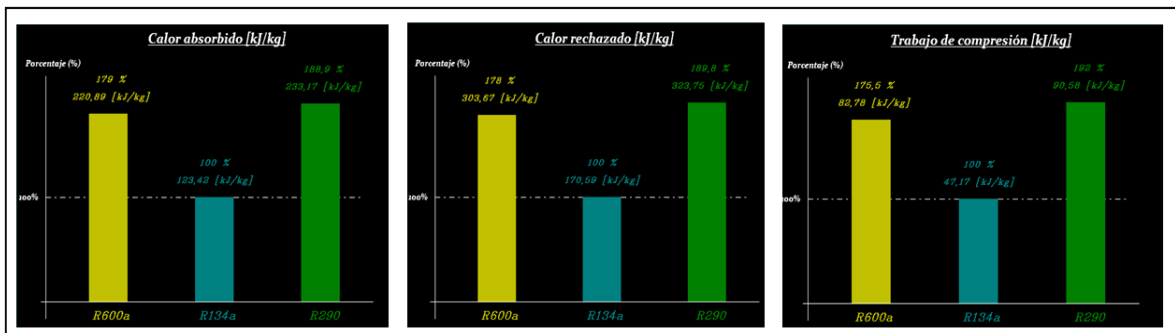


Figura 4.32. Características del ciclo de refrigeración por unidad de masa para los 3 refrigerantes

En la Figura 4.32 se observa las características del ciclo por unidad de masa, se puede observar que si al comparar por cada kilogramo de refrigerante, el calor absorbido, el calor rechazado y el trabajo de compresión son mayores en un 80% aproximadamente con el isobutano y el propano respecto al R-134a. Esto se define por las propiedades de cada refrigerante, lo que por cada kilogramo de refrigerante con los hidrocarburos se puede absorber mayor cantidad de calor pero a su vez se requiere mayor energía para comprimirlos en comparación a lo requerido para comprimir R-134a.

La densidad del isobutano es aproximadamente un 70% menor que la del R-134a mientras que la densidad del propano es un 20% aproximadamente. Debido a que el flujo másico es directamente proporcional a la densidad, el mayor flujo másico

se tiene cuando se trabaja con R-134a mientras que el menor se presenta al usar R-600a. Esto se observa en la Figura 4.33.

En la Figura 4.33, se observa claramente que la menor variación de presiones se tiene al utilizar isobutano, mientras que la mayor variación se tiene cuando se trabaja con propano.

El coeficiente de funcionamiento de los 3 refrigerantes es similar, esto se debe a que en el caso de los hidrocarburos ambas características del ciclo con las que se determina el COP (calor absorbido y trabajo del compresor) son mayores por lo que da una relación constante.

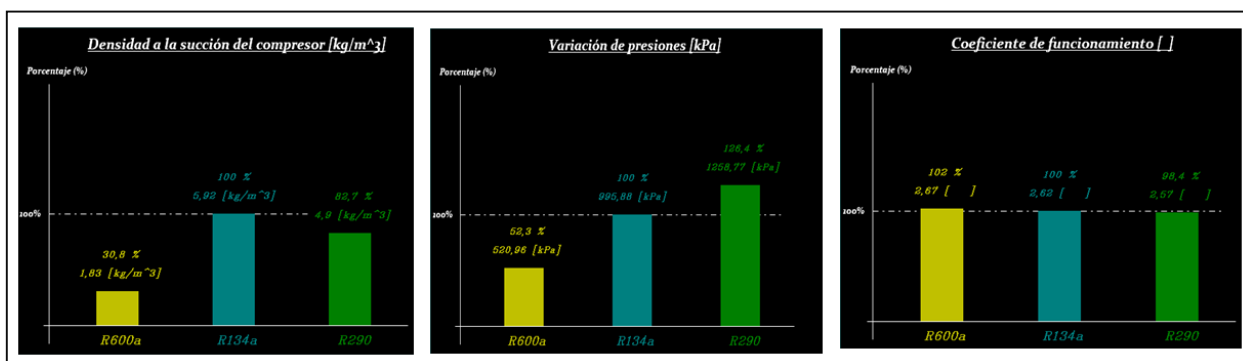


Figura 4.33. Densidad, variación de presión y COP del ciclo para los 3 refrigerantes

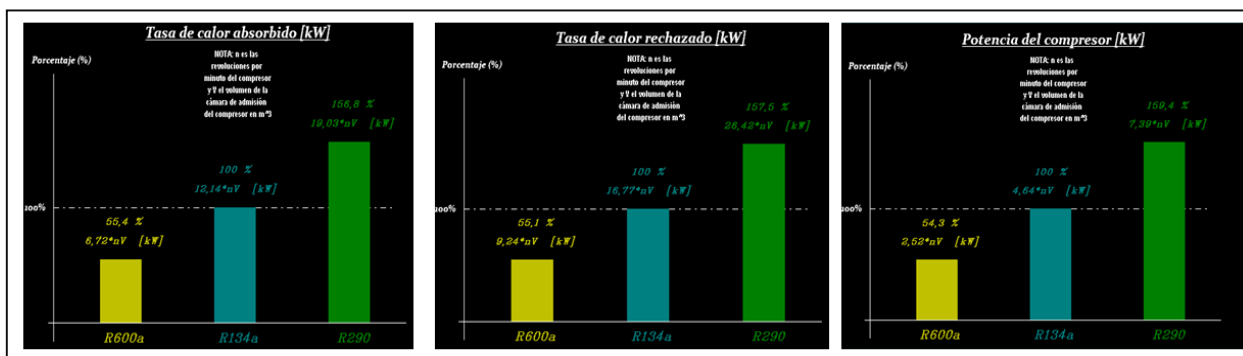


Figura 4.34. Características del ciclo de refrigeración en kW para los 3 refrigerantes

En la Figura 4.34, se observa que la tasa de calor absorbido, tasa de calor rechazado y potencia del compresor en kW para los tres refrigerantes y se tiene las siguientes conclusiones:

- Las características del ciclo con propano son aproximadamente 50% mayores a las del R-134 a, es decir si se utiliza el mismo compresor de R-134a con el propano se tendría mayor capacidad de refrigeración y se necesitaría mayor energía para realizar el proceso de compresión.
- Las características del ciclo con isobutano son un 45% menores que las del R -134a, (debido a la densidad del R-600a es pequeña) por lo que si el isobutano se utilizaría en el mismo compresor de R-134a la capacidad de refrigeración disminuiría y se necesitaría menos energía en el proceso de compresión.

CAPÍTULO 5

INSTALACIÓN Y COSTOS DEL EQUIPO DE PRUEBAS

Durante este capítulo se efectúa una breve síntesis de las diferentes instalaciones realizadas al refrigerador equipo de pruebas; en donde la instalación total del equipo comprende tanto el cambio del R-12 al R-134a así como también la preparación y adecuación para la carga del propano (R-290). Adicionalmente en este capítulo también se detallan los costos de implementación del equipo.

5.1 FACTIBILIDAD DEL CAMBIO DE R-12 A R-134A

Debido a que el equipo disponible para las pruebas es un refrigerador doméstico que emplea como refrigerante R-12, es necesario realizar el cambio de R-12 a R-134a que es el refrigerante que se toma como base en el estudio para el cambio a propano (R-290).

El cambio del R-12 a R-134a ha sido una sustitución que se ha venido dando durante los últimos años en los equipos de refrigeración, básicamente por el hecho de que el R-134a no deteriora la capa de ozono, por lo que resulta ser menos contaminante que el R-12.

El principio que llevó a la introducción del R-134a en refrigeración es que éste resulta ser el reemplazo ideal del R-12, ya que ambos refrigerantes absorben aproximadamente la misma cantidad de calor. Además se tiene que al emplear R-134a es factible utilizar el mismo compresor, evaporador y condensador usados en el R-12. Esto se parte del hecho de que los calores absorbidos por ambos refrigerantes son semejantes, dando como consecuencia que tanto el calor rechazado y el trabajo del compresor sean muy similares.

Sin embargo entre los 2 refrigerantes comparados hay que mencionar el hecho de que el intervalo de presiones de trabajo del sistema puede afectar el rendimiento del compresor, pero esto no es inconveniente entre ambos refrigerantes ya que la diferencia de presiones no es muy grande tal y como se puede observar en la Tabla 5.1 en la que se compara la diferencia de presiones con las que se va a trabajar en ambos refrigerantes.

Tabla 5.1. Presiones de trabajo para el R-12 y el R-134a⁴⁸

	Psat@-23,3°C (kPa)	Psat@43,3°C (kPa)	Diferencia de presiones (kPa)	Porcentaje
R-12	132,3	1056,6	924,3	100%
R-134a	114,9	1109,8	994,9	107,64%

Por lo que se aprecia el compresor trabaja con R-134a con un intervalo de presiones de 7% mayor satisfaciendo este requerimiento fácilmente con el intervalo de presiones de diseño. A pesar de que la diferencia de presiones no modifica el compresor usado, este factor sí influye en la selección del dispositivo de expansión, que para el caso puntual de un refrigerador doméstico se usa un tubo capilar el mismo que debe ser modificado. El diseño del capilar para R-134a se visualizó en la sección 2.7.1 obteniendo como resultado un tubo de calibre QCT-31 con una longitud de 1,9 m; dimensiones que respecto a las del equipo original son muy parecidas.

Es decir en resumen, el único cambio en los componentes de un refrigerador doméstico que usa R-12 al uso de R-134a viene dado en la modificación del diámetro y la longitud del tubo capilar.

5.2 PREPARACIÓN PARA LA REALIZACIÓN DE CAMBIOS EN EL SISTEMA

Antes de implementar la nueva configuración del equipo es necesario realizar 2 pasos muy importantes. El primero de ellos consiste en la extracción del refrigerante R-12 del sistema, para lo cual los técnicos encargados de la instalación deberían utilizar un equipo de recuperación para vaciar el contenido de refrigerante del refrigerador en un recipiente para almacenarlo. Mientras que el segundo paso consiste en vaciar el contenido de aceite mineral del compresor.

Ambos procedimientos citados, se los realiza en la tubería de carga del compresor mostrada en la Figura 5.1.

⁴⁸ ASHRAE; Fundamentals Handbook; págs: 30.3, 30.17.



Figura 5.1. Compresor con la tubería de carga original

5.3 CAMBIOS EN EL SISTEMA ORIGINAL

Luego de realizar un análisis de los componentes necesarios para la ejecución de las pruebas A0 y A1 en el refrigerador, se determinó que se requiere implementar un sistema para el equipo de pruebas como el mostrado en la Figura 5.2.

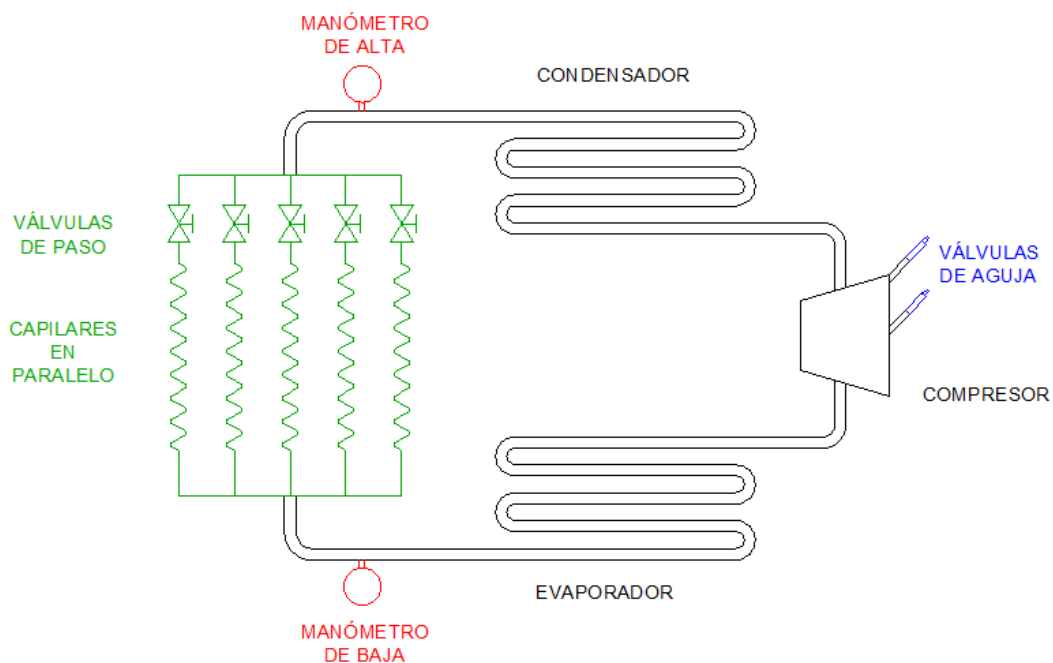


Figura 5.2. Esquema del nuevo sistema del refrigerador

Entre los nuevos componentes que se adicionan al refrigerador original se encuentran:

- 5 tubos capilares
- 5 válvulas de paso
- 2 válvulas de aguja para carga
- 1 manómetro de alta
- 1 manómetro de baja

Como es de suponerse, la transformación al nuevo sistema también debe considerar el cambio de ciertos aditamentos tales como el filtro de aceite y las tuberías de conexión.

5.3.1 INSTALACIÓN DE LOS CAPILARES

En el caso de no implementar al refrigerador desde un inicio el sistema de la Figura 5.2, se soldaría un primer tubo capilar para las pruebas con R-134a, posteriormente para la ejecución de las pruebas con R-290 sería necesario desoldar el primer tubo y luego unir nuevamente cada uno de los capilares, lo cual representaría pérdida de refrigerante para cada caso. Por esto se ha estimado, como una mejor opción, la implementación en el sistema de la totalidad de capilares en paralelo, con la consideración de que la tubería a la entrada del evaporador debe ser ensanchada para la inserción de estos tubos.

Así para los 5 tubos calculados en las secciones 2.7.1 y 4.5.2, se tiene el mismo calibre QCT-31 pero con diferentes longitudes de: 1,9 m, 2,25 m, 3,5 m, 4,75 m y 6,5 m. La disposición de estos capilares en el equipo puede ser observada en la Figura 5.3.

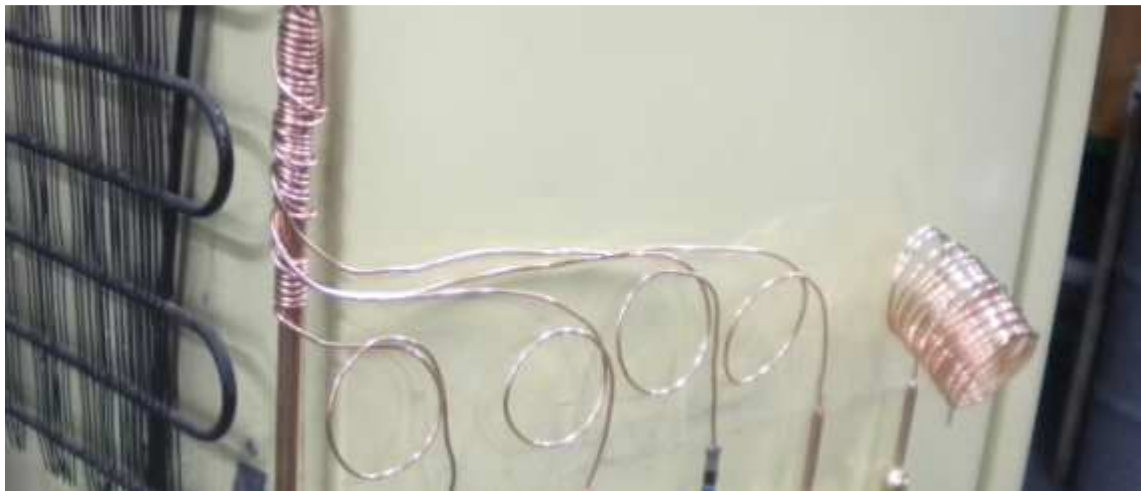


Figura 5.3. Capilares en paralelo instalados en el refrigerador

5.3.2 INSTALACIÓN DE VÁLVULAS DE PASO

Las pruebas realizadas para cada refrigerante toman en cuenta como parámetro un flujo másico único, por ende solo debe ser utilizado uno de los 5 capilares instalados a la vez. Para facilitar el uso de uno solo de estos capilares se ha colocado válvulas de paso especiales para refrigerantes a la entrada del capilar, estos dispositivos son sellados herméticamente por lo cual no posibilitan fuga de refrigerante. Las válvulas de paso y la tubería ramificada proveniente del condensador se muestran en la Figura 5.4.



Figura 5.4. Válvulas de paso instaladas en el refrigerador

5.3.3 CAMBIO DE FILTRO

En el filtro secador de un refrigerador se depositan todas las impurezas del refrigerante, además de cierta cantidad de aceite que circula en el sistema; por la presencia de estas suciedades es necesario el cambio del filtro original.



Figura 5.5. Filtro original del equipo a ser reemplazado

5.3.4 INSTALACIÓN DE MANÓMETROS

Se instalan 2 manómetros para la medición de la presión en el equipo. Uno de estos es el manómetro de alta de la Figura 5.6, el cual se encuentra localizado justo antes del estrangulamiento. Mientras que el manómetro de baja de la Figura 5.7 se lo ubica a la salida de los capilares.

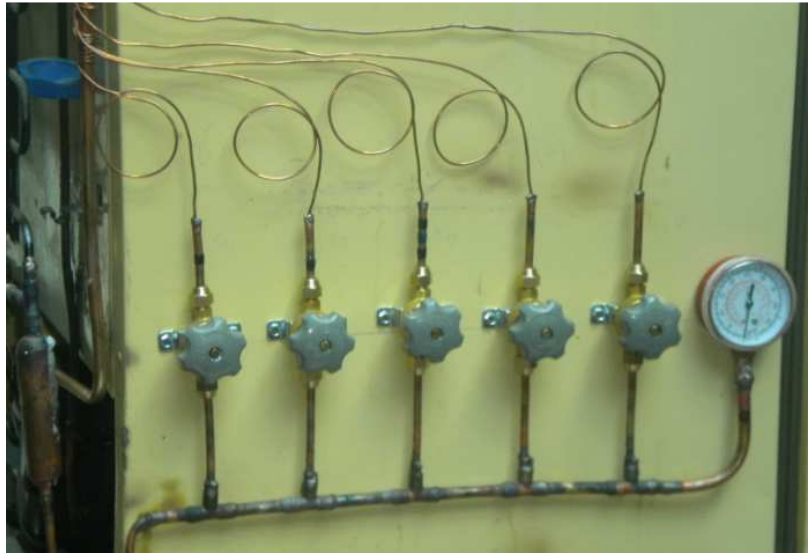


Figura 5.6. Manómetro de alta instalado en el sistema



Figura 5.7. Manómetro de baja instalado en el sistema

5.3.5 UBICACIÓN DE LAS VÁLVULAS DE CARGA

Se implementan 2 válvulas de aguja al sistema para facilitar la carga de los refrigerantes R-134a y R290, tanto en la zona de alta como en la zona de baja.



Figura 5.8. Válvula de aguja en la zona de alta



Figura 5.9. Válvula de aguja en la zona de baja

5.4 CAMBIO DE R-12 A R-134A

5.4.1 PREPARACIÓN PARA LA CARGA DE R-134A

Para poder cargar R-134a en el sistema se sigue el procedimiento mostrado a continuación:

- Cambio de aceite del compresor: El cambio del tipo de aceite empleado en el compresor es una condición evidentemente necesaria, ya que el R-12 resulta ser miscible en aceites del tipo mineral, mientras que el R-134a sólo

resulta ser miscible en aceites del tipo sintético como es el polyolester. Por tanto, el cambio del aceite en uso del compresor al aceite sintético de la Figura 5.10 es un requisito indispensable para que el sistema funcione con R-134a.



Figura 5.10. Aceite sintético para R-134a

- Limpieza con agente limpiador: Una vez que se ha sellado totalmente el sistema se realiza una limpieza total mediante la inyección del agente limpiador HCFC 141b que se muestra en la Figura 5.11.



Figura 5.11. Agente de limpieza 141b

- Presurización con N_2 : Se realiza una presurización del sistema por medio de la inserción de nitrógeno N_2 a una presión de 300 psi durante un tiempo estimado de 40 minutos. Este procedimiento se emplea para la detección de fugas en el equipo de la forma que se observa en la Figura 5.12.



Figura 5.12. Presurización con N_2

- Barrido de N_2 : Esta operación se la ejecuta con el fin de realizar una limpieza adicional en el sistema, ya que pequeñas cantidades de refrigerante o agente 141b pueden estar quedándose estancadas en ciertos sectores; por lo que se introduce nitrógeno a presión para extraer los sobrantes existentes.
- Vacío: Finalmente se genera vacío en el equipo durante 45 minutos, para garantizar la extracción total de todas las impurezas o contaminantes, además se elimina la humedad residual e incluso se saca el aire que queda en las tuberías. La realización de este procedimiento deja listo al equipo para la carga de R-134a.

5.4.2 CARGA DE REFRIGERANTE R-134A

La carga de R-134a se la efectúa a través de la válvula de aguja colocada en la zona de presión alta por lo que se introduce al refrigerante en la zona de líquido.

Para este propósito se debe poner boca abajo al tanque de R-134a y a éste se le ubica el manguera de carga para regular la entrada de refrigerante, tal y como se observa en la Figura 5.13.



Figura 5.13. Carga de refrigerante R-134a

Durante la instalación se carga inicialmente 396 g de refrigerante, pero el flujo másico resultó ser excesivo según la medición de la corriente del compresor que alcanzó el valor de 3,1 Amperios; razón por la cual se tuvo que sacar refrigerante hasta alcanzar un valor de 2,5 Amperios que es la corriente recomendada por los fabricantes de compresores para las temperaturas de trabajo del refrigerador.

Una vez estabilizado el sistema de refrigeración con R-134a, el sistema está listo para la ejecución de las diferentes pruebas. Los resultados de las prueba A0 y A1 para el R-134a se encuentran en el Anexo 5.

5.5 CAMBIO DE R-134A A PROPANO (R-290)

5.5.1 ADECUACIÓN DEL EQUIPO PARA R-290

Una vez realizadas las pruebas para el R-134a se extrae el refrigerante del sistema para adecuarlo para la carga de R-290. De allí, para el uso del propano en el sistema sólo se realiza una modificación en sus componentes respecto del R-134a, este único cambio es el filtro secador y su respectiva válvula de carga que se muestran en la Figura 5.14.



Figura 5.14. Filtro secador para el R-290

El proceso de preparación para la carga del R-290 es el mismo seguido en la sección 5.4.1 para el R-134a, con la diferencia que no se da el cambio de aceite, ya que el propano si es miscible en el aceite sintético usado para el R-134a.

5.5.2 CARGA DEL PROPANO

El propano que se tiene a disposición es de alta pureza, sin embargo se encuentra envasado en el cilindro de gas de la Figura 5.15, el mismo posee una válvula indebida para la carga directa al equipo de pruebas por lo que se ha debido instalar un acople especial que permita la utilización de la manguera de carga tal y como se lo hizo en el R-134a. Así, una vez instalado este acople se carga el propano por la zona de líquido con el tanque de gas propano boca abajo procurando estrictamente impedir la existencia de fugas durante la operación.

De esta manera se en el sistema una cantidad total de 340 g de propano, lo que generó que se tenga una corriente de 3,2 Amperios, la misma que genera un flujo

másico grande pero que a futuro se compensa con la utilización del circuito reductor de velocidad del motor o con la variación de las longitudes de los capilares instalados.



Figura 5.15. Cilindro de gas propano

La operación durante la carga del propano es mostrada en la Figura 5.16.



Figura 5.16. Carga del propano

Una vez realizada la carga del R-290, se espera la estabilización del equipo en un tiempo de 12 horas aproximadamente, después de esto el sistema se encuentra listo para la ejecución de las diferentes pruebas.

Los resultados de las prueba A0 y A1 efectuadas para el R-290 se encuentran en el Anexo 5.

5.6 COSTOS DE INSTALACIÓN DEL EQUIPO

5.6.1 COSTOS PRINCIPALES

Dentro de este rubro de costos se encierran a los más importantes elementos empleados para la realización de las pruebas con el propano (R-290), por lo que los componentes incluidos dentro de este monto son los detallados a continuación:

- Equipo original, éste es un refrigerador de R-12 donado para la ejecución del proyecto.
- Tanque de gas propano de alta pureza, obtenido en la planta criogénica de Shushufindi. Su costo no se especifica, ya que su obtención también es producto de una donación.
- Componentes adicionales para la adecuación del equipo original para la realización de las pruebas con R-134a y con R-290. El costo total de estos componentes, así como también la instalación de los mismos y los diferentes accesorios utilizados para este fin, fueron cancelados por parte de la ONUDI. En la Tabla 5.2 se muestra en detalle, el costo cada uno de los ítems considerados para la adecuación. Además se incluye un rubro adicional correspondiente a un tanque de refrigerante R-134a, el mismo que queda como donación para el equipo de refrigeración del Laboratorio de Termodinámica de la EPN.

Tabla 5.2. Costos de adecuación del equipo original para las pruebas

CANT.	DESCRIPCIÓN	VALOR UNITARIO	VALOR TOTAL
1	Aceite poliol-ester ISO-32	39,00	39,00
1	Cilindro refrigerante Dupont 134 A	275,00	275,00
1	Agente de limpieza 141B	12,00	12,00
1	Dial Manómetro Baja R134A/404A (azul)	6,00	6,00
1	Dial Manómetro Alta R134A/404A (rojo)	6,00	6,00
4	Válvula de carga 1/4"	0,75	3,00
1	Tubería capilar para R-12-QCT-31	9,28	9,28
1	Tubería capilar para R134 A-QCT-36	10,21	10,21
1	Tubería capilar para R-290-QCT-42	11,14	11,14
1	Tubería capilar para R-290-QCT-44	12,06	12,06
1	Tubería capilar para R-290-QCT-49	12,99	12,99
3	Kit tubería de cobre 1/4-3/8 (incluye aislante Rubatex 1/2", accesorios y soldadura de plata al 15%)	34,00	102,00
5	Válvula de cierre 1/4" Rosca BML-6	18,00	90,00
5	Tuerca Bronce reforzada 1/4"	0,60	3,00
2	Filtro secador Soldadura Hércules 5/16-5/14	5,00	10,00
1	Nitrógeno	60,00	60,00
1	Mano de obra por cambio de refrigerante R-12-R134 A, cambio de aceite y habilitación para R-290	150,00	150,00
		SUMA	811,68
		DESCUENTO	81,17
		SUBTOTAL	730,51
		IVA (12%)	87,66
		TOTAL	818,17

5.6.2 GASTOS ADICIONALES

Los gastos adicionales que se realizaron en la instalación contemplan a componentes extras que se usan para la instalación final, estos elementos son:

- Tubería capilar QCT-31, adicional para la instalación, su costo es de \$28.
- Acoples especiales para tanque de gas propano, su costo asciende a \$18.

CAPÍTULO 6

ANÁLISIS DE PRUEBAS DEL EQUIPO

En este capítulo se realiza el análisis comparativo del comportamiento real del refrigerador, equipo de pruebas, cuando éste funciona con R-134a, y con propano (R-290).

Además, se analiza el funcionamiento del equipo con cada uno de los diferentes capilares instalados.

6.1 ANÁLISIS DEL PORCENTAJE DE PROPANO

La sustancia utilizada es propano de alta pureza, sin embargo se realiza un análisis para confirmar el porcentaje exacto de propano en la sustancia. Se parte considerando que el propano de alta pureza es conseguido a partir del GLP, por lo que la sustancia se considera una mezcla propano – butano.

Para efectuar el análisis, se deja la refrigeradora apagada durante 1 día para que se establezca la temperatura y la presión dentro del circuito para comparar la presión medida con la presión de saturación a la temperatura medida. Considerando posibles errores de la presión y temperatura medidas, se realiza un análisis de sensibilidad con un error de 1 psi en el caso de la presión y de 1°C en el caso de la temperatura.

A continuación se presenta un ejemplo de cálculo con los datos medidos.

$$T_{medida} = 13,6 \text{ } ^\circ\text{C}; P_{medida} = 90 \text{ } \text{psig}; P_{atmquito} = 10,437 \text{ } \text{psia}$$

En primer lugar se determina la presión absoluta medida.

$$P_{medida} = 90 + 10,437 = 100,437 \text{ } \text{psia} * \frac{101,325 \text{ } \text{kPa}}{14,7 \text{ } \text{psia}} = 692,3 \text{ } \text{kPa}$$

El paso a seguir es establecer la presión de saturación a la temperatura de 13,6°C, tanto para el propano como para el butano, el valor para el primero de ellos se determina mediante el programa desarrollado “Hidrocarburos-Refrigerantes 1.0”, mientras que para el butano se utiliza las tablas de la

ASHRAE⁴⁹ que se observan en el Anexo 8 y se interpola para los valores requeridos.

$$\text{Propano} \rightarrow T = 13,6^{\circ}\text{C} \rightarrow P_{\text{sat}_{\text{propano}}} = 699,85 \text{ kPa}$$

$$\text{Butano} \rightarrow T = 13,6^{\circ}\text{C} \rightarrow P_{\text{sat}_{\text{butano}}} = 168,066 \text{ kPa}$$

Entonces el cálculo del porcentaje de propano se obtiene mediante la ley de ponderación, la cual permite conseguir resultados aproximados.

$$X: \text{Porcentaje propano} \rightarrow P_{\text{medida}} = X * P_{\text{sat}_{\text{propano}}} + (1 - X) * P_{\text{sat}_{\text{butano}}}$$

$$692,3 \text{ kPa} = X * 699,85 + (1 - X) * 168,066$$

$$X = 0,9858$$

Por lo que se concluye que la sustancia cargada en el equipo de pruebas está compuesta por un 98,58% de propano y 1,42% de butano.

6.1.1 ANÁLISIS DE SENSIBILIDAD RESPECTO DE LA PRESIÓN MEDIDA

Los valores calculados se observan en la Tabla 6.1; y el gráfico de la presión respecto al porcentaje de propano se tiene en la Figura 6.1, en el cual se observa claramente que en el caso de tener un valor medido de la presión de 1 psig más, el porcentaje de propano es de un 99,9%, mientras que si el valor medido de presión es 1 psig menos el porcentaje de propano es de 97,3%.

Tabla 6.1. Análisis de sensibilidad respecto a la presión

P med ± 1 psi (psig)	P med ± 1 psi (psia)	P med (kPa)	T med (°C)	Psat Propano (kPa)	Psat Butano (kPa)	%Propano
89	99.437	685.405	13.6	699.850	168.066	97.28
90	100.437	692.298	13.6	699.850	168.066	98.58
91	101.437	699.191	13.6	699.850	168.066	99.88

⁴⁹ ASHRAE; Fundamentals Handbook 2009; pág: 30.47.

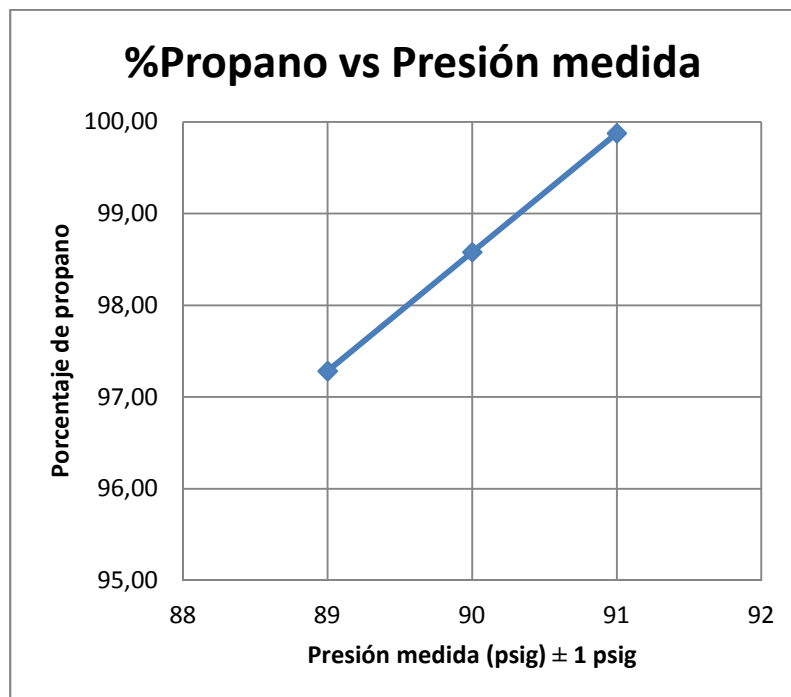


Figura 6.1. Gráfico % de propano vs Presión medida ± 1 psig

6.1.2 ANÁLISIS DE SENSIBILIDAD RESPECTO A LA TEMPERATURA MEDIDA

En la Tabla 6.2 y la Figura 6.2 se observa que si la temperatura medida es $1\text{ }^{\circ}\text{C}$ mayor, el porcentaje de propano disminuiría en un 2%; mientras que si la temperatura es menor en 1°C , el porcentaje de propano es del 102.2%, lo cual es un error pues el máximo porcentaje de propano posible es del 100%.

Tabla 6.2. Análisis de sensibilidad respecto de la temperatura

T med $\pm 1\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($^{\circ}\text{C}$)	P med (psig)	P med (psia)	P med (kPa)	Psat Propano (kPa)	Psat Butano (kPa)	%Propano
12.6	90	100.437	692.298	680.670	162.456	102.2
13.6	90	100.437	692.298	699.850	168.066	98.6
14.6	90	100.437	692.298	719.420	0.174	96.2

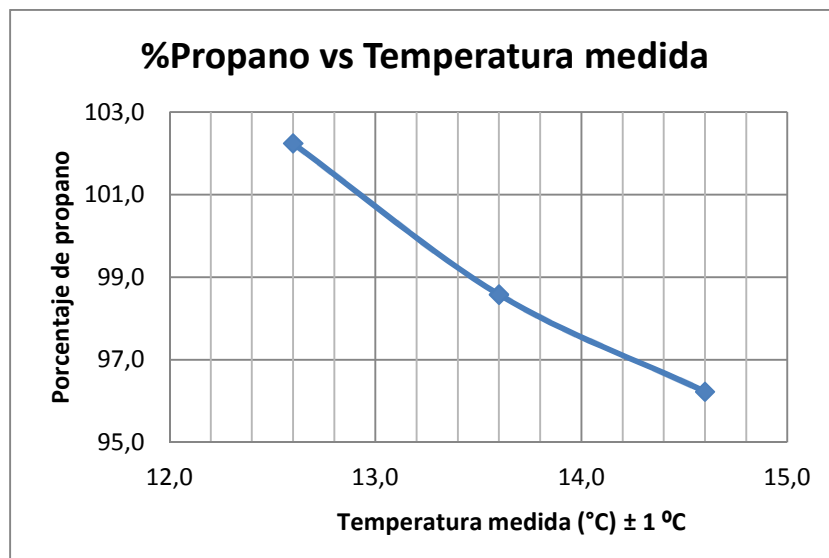


Figura 6.2. Gráfico % de propano vs Temperatura medida ± 1 °C

Como conclusión final de este análisis, se determina que el porcentaje de propano es mayor al 96% por lo que se comprueba que es propano de alta pureza.

6.2 COMPARACIÓN DE FUNCIONAMIENTO CON R-290 Y R-134A

Para comparar el funcionamiento del equipo de pruebas utilizando R-134a y R-290, se ejecutan las pruebas A0 y A1 descritas en el Anexo 4 y con los datos obtenidos (ver Anexo 5) se realizan diferentes cálculos para determinar el calor exterior, el calor absorbido y el flujo másico con cada uno de los refrigerantes.

6.2.1 DETERMINACIÓN DEL FACTOR EXTERNO Y DEL FLUJO DE CALOR EXTERIOR COMO FUNCIÓN DEL FLUJO MÁSSICO Y Δh

Mediante la prueba A0 (detallada en el Anexo 4) se establece la cantidad de calor que ingresa al refrigerador. En la sección 2.6.2 se detalla que para determinar el factor externo (f_e) en cada una de las pruebas realizadas, se calcula el tiempo promedio de un ciclo completo de encendido/apagado "ON/OFF". Para lo cual se utiliza las tablas del Anexo 5.3 y Anexo 5.4 para el R-134a y las tablas presentadas desde el Anexo 5.8 al Anexo 5.10 para el R-290. Para la determinación del factor externo se utiliza la Ecuación 2.14.

Además se determina el flujo de calor exterior en función del flujo másico y de la variación de entalpía; es decir mediante la Ecuación 2.15.

En la Tabla 6.3, se muestran los factores externos y el flujo de calor exterior utilizando los capilares de 1,9 y 2,25 m en la prueba del equipo con R-134a.

Tabla 6.3. Factor externo y flujo de calor exterior en función de \dot{m} y Δh para las pruebas con R-134a

R-134a	DATOS		CALCULOS	
	t_{ON} (s)	$t_{ON} + t_{OFF}$ (s)	f_e	\dot{q}_{ext} (kJ/s)
CAPILAR 1,9m	270	546	0.49	0.49 $\dot{m}^* \Delta h$
CAPILAR 2,25m	402	690	0.58	0.58 $\dot{m}^* \Delta h$

La Tabla 6.4 presenta los factores externos y los flujos de calores exteriores para los 4 capilares utilizados para la prueba A0 con R-290.

Tabla 6.4. Factor externo y flujo de calor exterior en función de \dot{m} y Δh para las pruebas con R-290

R-290	DATOS		CALCULOS	
	t_{ON} (s)	$t_{ON} + t_{OFF}$ (s)	f_e	\dot{q}_{ext} (kJ/s)
CAPILAR 3,5m	250	727	0.34	0.34 $\dot{m}^* \Delta h$
CAPILAR 2,25m	206	840	0.25	0.25 $\dot{m}^* \Delta h$
CAPILAR 4,75m	189	735	0.26	0.26 $\dot{m}^* \Delta h$
CAPILAR 6,25m	211	756	0.28	0.28 $\dot{m}^* \Delta h$

6.2.2 DETERMINACIÓN DEL FLUJO DE CALOR ABSORBIDO Y FLUJO MÁSIICO DEL R-134A Y R-290

La determinación del flujo de calor absorbido y el flujo másico para los dos refrigerantes se realiza en base a los datos obtenidos de la prueba A1 (detallada en el Anexo 4.2). A continuación se listan los Anexos donde se observan los datos:

- Anexo 5.5 y Anexo 5.6. (Para las pruebas con carga con R-134a)
- Anexo 5.11, Anexo 5.12, Anexo 5.13 y Anexo 5.14. (Para las pruebas con carga con R-290).

6.2.2.1 DATOS

Los datos para los cálculos se han filtrado de los datos generales presentados en los Anexos antes mencionados y se presentan en la Tabla 6.5 y Tabla 6.6.

Tabla 6.5. Datos para el cálculo del flujo de calor absorbido y flujo másico de las pruebas con R-134a

R-134a	t_{ONAI} (s)	$t_{ONAI} + t_{OFFAI}$ (s)	ΔT agua ($^{\circ}C$)	ΔT rec. ($^{\circ}C$)	Cp agua (kJ/kgK)	Cp rec. (kJ/kgK)	m agua (kg)	m rec. (kg)	Δh evap (kJ/kg)
CAPILAR 1,9m	2048	2498	20	19	4.18	0.51	0.8	0.166	126.12
CAPILAR 2,25m	1800	1800	25	24	4.18	0.51	0.5	0.166	121.2

Tabla 6.6. Datos para el cálculo del flujo de calor absorbido y flujo másico de las pruebas con R-290

R-290	t_{ONAI} (s)	$t_{ONAI} + t_{OFFAI}$ (s)	ΔT agua ($^{\circ}C$)	ΔT rec. ($^{\circ}C$)	Cp agua (kJ/kgK)	Cp rec. (kJ/kgK)	m agua (kg)	m rec. (kg)	Δh evap (kJ/kg)
CAPILAR 3,5m	1580	2433	18	17	4.18	0.51	0.94	0.166	195.41
CAPILAR 2,25m	749	1530	11	11	4.18	0.51	0.94	0.166	212.41
CAPILAR 4,75m	826	1668	12	12	4.18	0.51	0.94	0.166	212.41
CAPILAR 6,25m	953	1885	14	13	4.18	0.51	0.94	0.166	212.41

Las variaciones de entalpía consideradas para el proceso de evaporación que se observan en la Tabla 6.5 y Tabla 6.6 se han obtenido asumiendo un ciclo ideal de refrigeración con las presiones más representativas de cada una de las pruebas las cuales se detallan a continuación:

- Prueba con R-134a y el capilar de 1,9 m:

$$\left\{ \begin{array}{l} P_{alta} = 145 \text{ psig} = 155,437 \text{ psia} = 1071,41 \text{ kPa} \rightarrow T_{cond} = T_{sat \text{ R134a} @ \text{ Palta}} = 42^{\circ}C \\ P_{baja} = 7 \text{ psig} = 17,437 \text{ psia} = 120,8 \text{ kPa} \rightarrow T_{evap} = T_{sat \text{ R134a} @ \text{ baja}} = -22^{\circ}C \end{array} \right\}$$

- Prueba con R-134a y el capilar de 2,25 m:

$$\left\{ \begin{array}{l} P_{alta} = 135 \text{ psig} = 145,437 \text{ psia} = 1002,48 \text{ kPa} \rightarrow T_{cond} = T_{sat \text{ R134a} @ \text{ Palta}} = 39,5^{\circ}C \\ P_{baja} = 5 \text{ psig} = 15,437 \text{ psia} = 106,45 \text{ kPa} \rightarrow T_{evap} = T_{sat \text{ R134a} @ \text{ baja}} = -25^{\circ}C \end{array} \right\}$$

- Prueba con R-290a y los capilares de 2,25 m, 4,75 m y 6,25 m.

$$\left\{ \begin{array}{l} P_{alta} = 250 \text{ psig} = 260,437 \text{ psia} = 1795,4 \text{ kPa} \rightarrow T_{cond} = T_{sat \text{ R134a} @ \text{ Palta}} = 52,201^\circ\text{C} \\ P_{baja} = 27 \text{ psig} = 37,437 \text{ psia} = 258,296 \text{ kPa} \rightarrow T_{evap} = T_{sat \text{ R134a} @ \text{ baja}} = -18,226^\circ\text{C} \end{array} \right\}$$

- Prueba con R-290a y el capilar de 3.5 m.

$$\left\{ \begin{array}{l} P_{alta} = 285 \text{ psig} = 295,437 \text{ psia} = 2036,36 \text{ kPa} \rightarrow T_{cond} = T_{sat \text{ R134a} @ \text{ Palta}} = 58,12^\circ\text{C} \\ P_{baja} = 28 \text{ psig} = 38,437 \text{ psia} = 265,19 \text{ kPa} \rightarrow T_{evap} = T_{sat \text{ R134a} @ \text{ baja}} = -17,482^\circ\text{C} \end{array} \right\}$$

6.2.2.2 RESULTADOS

El cálculo del calor absorbido y del flujo másico para R-134a y R-290 se realiza siguiendo el procedimiento utilizado en la sección 2.6.2 y las Ecuaciones 2.17 y 2.18, con las que se determina el factor global (f_g), el calor absorbido y el flujo másico de refrigerante cuando el compresor se encuentra encendido. Los resultados de los cálculos con R-134a se observan en la Tabla 6.7 y para R-290, se observan en la Tabla 6.8.

Tabla 6.7. Resultados de los cálculos del flujo de calor absorbido y flujo másico de las pruebas con R-134a

R-134a	f_g	\dot{q}_{abs} (kJ/s)	\dot{q}_{abs} (W)	\dot{m} (kg/s)	\dot{m} (kg/h)
CAPILAR 1,9m	0.82	0.084	84.27	0.000668	2.41
CAPILAR 2,25m	1.00	0.072	72.25	0.000561	2.15

Tabla 6.8. Resultados de los cálculos del flujo de calor absorbido y flujo másico de las pruebas con R-134a

R-290	f_g	\dot{q}_{abs} (kJ/s)	\dot{q}_{abs} (W)	\dot{m} (kg/s)	\dot{m} (kg/h)
CAPILAR 3,5m	0.65	0.097	97.08	0.000497	1.79
CAPILAR 2,25m	0.49	0.118	118.12	0.000556	2.00
CAPILAR 4,75m	0.50	0.121	121.30	0.000571	2.06
CAPILAR 6,50m	0.51	0.131	131.44	0.000619	2.23

6.2.3 DETERMINACIÓN DEL FLUJO DE CALOR EXTERIOR EN WATTS

Se tiene como dato la diferencia de entalpías en el evaporador y se ha calculado el factor externo y el flujo másico de refrigerante, entonces se determina el flujo de calor exterior que ingresa al equipo de pruebas utilizando la Ecuación 2.15. A continuación se presenta los resultados para el R-134a en la Tabla 6.9 y para el R-290 en la Tabla 6.10.

Tabla 6.9. Flujo de calor exterior de las pruebas con R-134a

R-134a	\dot{q}_{ext} (kJ/s)	\dot{q}_{ext} (W)
CAPILAR 1,9m	0.042	41.67
CAPILAR 2,25m	0.042	42.09

Tabla 6.10. Flujo de calor exterior de las pruebas con R-290

R-290	\dot{q}_{ext} (kJ/s)	\dot{q}_{ext} (W)
CAPILAR 3,5m	0.033	33.38
CAPILAR 2,25m	0.029	28.97
CAPILAR 4,75m	0.031	31.19
CAPILAR 6,25m	0.037	36.68

6.2.4 COMPARACIÓN DE LA VARIACIÓN DE PRESIÓN CON R-134A Y R-290

Del Anexo 5.5 y Anexo 5.6 se observa los valores significativos de la presión alta de trabajo con el R-134a (145 psig) y de la presión baja (5 psig). Por lo tanto la variación de presión es de 140 psig.

El valor significativo de presión alta de trabajo para el R-290 es de 250 psig, y de la presión baja es de 27 psig (se obtiene del Anexo 5.11 al Anexo 5.14), por lo que la variación de presión es de 223 psig.

6.2.5 ANÁLISIS GENERAL DE RESULTADOS COMPARANDO EL FUNCIONAMIENTO CON R-134A Y R-290

- Al comparar la Tabla 6.3 y Tabla 6.4 se determina que el factor externo mayor se presenta para el R-134a, esto se da en función del mayor tiempo de encendido y de la temperatura exterior ambiente diferente. Tomando en cuenta que la cantidad de calor absorbido debe ser similar porque se

trabaja con el mismo equipo de pruebas y ambientes similares, se puede concluir que el propano tiene mayor capacidad de refrigeración que el R-134a.

- En la Tabla 6.7 y Tabla 6.8 se observa los calores absorbidos en la prueba A1 para el R-134a y el R-290, de manera general se ha determinado que se tiene un mayor calor absorbido al utilizar propano como fluido refrigerante. El promedio de flujo de calor absorbido para las pruebas con R-134a es 78 W, mientras el promedio con las pruebas utilizando R-290 es 124 W (sin tomar en cuenta el capilar de 3,5 m), por lo que el calor absorbido con propano es 58% mayor. Si en la pantalla de la sección 4.4.5 se da una temperatura de evaporación de 45°C y una temperatura de condensación de -15°C para comparar el comportamiento termodinámico del R-134a vs el R-290, el calor absorbido es 47% mayor con el R-290, por lo que los resultados obtenidos en las pruebas resultan ser consistentes con la simulación del programa.
- El flujo másico promedio de las pruebas con R-290 es de 2,01 kg/h (ver Tabla 6.8) y el flujo másico promedio de las pruebas con R-134a es de 2,28 kg/h (Tabla 6.7), por lo que el flujo con R-290 es menor en un 11,3%; mientras que en el programa el flujo másico con R-290 es menor en 21,8%. Por tanto en el programa como en las pruebas se comprueba que el flujo másico mayor se tiene con R-134a, lo que constituye otro resultado consistente.
- Si se compara los valores de la Tabla 6.8 para el propano con diferentes capilares, el calor absorbido con el capilar de 3,5 m es menor que el calor absorbido con los demás capilares en un 21%. Además se determina que el comportamiento del equipo de pruebas es similar para los capilares de 2,25 m, 4,75 m y 6,5 m, ya que el calor absorbido tiene una diferencia del 11% entre los valores extremos calculados que corresponden al capilar de 2,25 m y al capilar de 4,75 m. Por esta razón en la sección 6.3 se realizará un análisis de funcionamiento comparando los resultados obtenidos con los diferentes capilares al usar R-290.
- La variación de presión con propano es un 59% mayor a la variación de presión con el R-134a, si en la pantalla de la sección 4.4.5 se da una

temperatura de evaporación de 45°C y una temperatura de condensación de -15°C, el ΔP con el R-290 es 24% mayor que con R-134a. De lo cual se comprueba que la variación de presión es mayor con propano, la diferencia en los resultados experimentales y los resultados del programa se da debido a que en funcionamiento las temperaturas de trabajo son diferentes para cada refrigerante pero en el programa se compara para las mismas condiciones.

- El flujo de calor exterior para cada una de las pruebas tiene una diferencia máxima de 45% entre todas las pruebas, 27% entre las pruebas con propano y 1% entre las pruebas con R-134a (los valores se observan en la Tabla 6.9 y Tabla 6.10). Teóricamente el flujo de calor exterior debería ser bastante similar para todas las pruebas.
- Los errores que se tienen en los resultados se deben a las simplificaciones que se realizan antes de hacer los cálculos, las consideraciones que no se han tomado en cuenta y los errores cometidos al realizar las pruebas.

Entre las simplificaciones realizadas, se considera por ejemplo un ciclo ideal en lugar de un ciclo real.

Las consideraciones que no se han tomado en cuenta son: condiciones ambientales diferentes entre cada una de las pruebas y condiciones de trabajo diferentes entre las pruebas con R-134a y R-290.

Finalmente hay que mencionar que se pueden producir errores en el cálculo debido a la apreciación del termómetro empleado y debido al tiempo que ha permanecido abierta la refrigeradora para colocar el agua y colocar las termocuplas que permiten medir la temperatura del agua y la temperatura del recipiente.

6.3 ANÁLISIS DE FUNCIONAMIENTO DEL EQUIPO CON PROPANO

Las pruebas con propano se han realizado con los cuatro capilares que se establecieron en la sección 4.5.2, es decir con las longitudes de 2,25 m, 3,5 m, 4,75 m y 6,5 m.

Los resultados cuantitativos importantes de las pruebas son:

- Los valores de presión y temperatura de saturación para los capilares de 2,25 m, 4,75 m y 6,5 m son similares, lo que se observa en el Anexo 5.11, Anexo 5.13 y Anexo 5.14, de los cuales se han obtenido los valores en las condiciones de trabajo que se muestran en la Tabla 6.11.

Tabla 6.11. Condiciones de trabajo con propano para los capilares de 2,25 m, 4,75 m y 6,5 m

P. alta	Tsat a P. alta	P. baja	Tsat a P. baja
250 psig	52,2 °C	27 psig	-18,2 °C
1795,4 kPa	325,4 K	265,2 kPa	254,9 K

En la Tabla 6.11 se observa que la variación de presión es de 1530,2 kPa y la diferencia entre la temperatura de evaporación y condensación es de 70,43 K.

- El flujo de calor absorbido con los capilares de 2,25 m, 4,75 m y 6,5 m es similar y varía en un 11%, lo cual se analiza detalladamente en la sección 6.2.5.
- Los valores de presión y de temperatura para el capilar de 3,5 m durante la prueba A1, se observan detalladamente en el Anexo 5.12 y los valores en funcionamiento se observan en la Tabla 6.12.

Tabla 6.12. Condiciones de trabajo con propano para el capilar de 3,5 m

P. alta	Tsat a P. alta	P. baja	Tsat a P. baja
285 psig	58 °C	28 psig	-17,5 °C
2036,7 kPa	331 K	265,2 kPa	255,7 K

Por lo tanto la variación de presión es de 1771 kPa y la variación de la temperatura de evaporación con respecto a la temperatura de condensación es de 75,6 K.

- El flujo de calor absorbido con el capilar de longitud 3,5 m es mayor en un 21% con respecto al menor calor absorbido entre los capilares de 2,25 m, 4,75 m y 6,5 m.

Como resultado cualitativo de las pruebas se ha observado que con los capilares de 2,25, 4,5 y 6,5 m, no se forma escarcha a la entrada del compresor, mientras

con el capilar de 3,5 m sí se forma escarcha, lo que significa que la temperatura de ingreso del refrigerante al compresor con este capilar es menor que la temperatura de ingreso con los otros capilares y está por debajo de 0°C.

Un análisis cualitativo del funcionamiento permite entender las razones fundamentales por las cuales se han obtenido estos valores y se expone en las secciones 6.3.1, 6.3.2, 6.3.3 y 6.3.4.

6.3.1 INFLUENCIA DEL FLUJO MÁSIKO Y DE LA VARIACIÓN DE PRESIÓN EN LA LONGITUD DEL CAPILAR

Es necesario analizar la influencia del flujo másico y de la caída de presión a lo largo del capilar para explicar el comportamiento del equipo de pruebas. Las mediciones de presión con los diferentes capilares (a excepción del capilar de 3,5m) instalados fueron similares como se observa en el análisis previo.

La longitud del capilar depende del flujo másico de refrigerante y de la caída de presión que se da en el dispositivo de expansión, pero es importante analizar la influencia de estos parámetros en el cálculo. Para el análisis se mantiene constante el diámetro de capilar en 0,000787 m.

A continuación se presentan los resultados del cálculo variando el flujo másico pero manteniendo constante la caída de presión:

$$\Delta P_{cte} = 1259 \text{ kPa} (43,3^\circ\text{C} \rightarrow -23,3^\circ\text{C}) \rightarrow \left\{ \begin{array}{l} \dot{m} = 1,9 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \rightarrow L = 6,5\text{m} \\ \dot{m} = 2,267 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \rightarrow L = 4,75\text{m} \end{array} \right\} \rightarrow \Delta L = \frac{1,75\text{m}}{0,367 \frac{\text{kg}}{\text{h}}}$$

Ahora se mantiene constante el flujo másico y se va a calcular para diferentes caídas de presión.

$$\dot{m}_{cte} = 2,267 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \rightarrow \left\{ \begin{array}{l} \Delta P = 1259 \text{ kPa} (43,3^\circ\text{C} \rightarrow -23,3^\circ\text{C}) \rightarrow L = 4,75\text{m} \\ \Delta P = 1002 \text{ kPa} (43,3^\circ\text{C} \rightarrow 0^\circ\text{C}) \rightarrow L = 4,63\text{m} \end{array} \right\} \rightarrow \Delta L = \frac{0,12\text{m}}{257 \text{ kPa}}$$

De los cálculos anteriores se observa: que si se varía el flujo másico, la longitud de capilar cambia significativamente, mientras que la caída de presión no afecta considerablemente el cálculo.

Para verificar lo explicado ahora se calcula modificando 1% el flujo másico y 1% la caída de presión.

$$\Delta P_{cte} = 1259 \text{ kPa} (43,3^\circ\text{C} \rightarrow -23,3^\circ\text{C}) \rightarrow \left\{ \begin{array}{l} \dot{m} = 3 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \rightarrow L = 2,8379\text{m} \\ \dot{m} = 3,03 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \rightarrow L = 2,7742\text{m} \end{array} \right\} \rightarrow \Delta L = \frac{0,0637\text{m}}{\Delta 1\% \text{ de } \dot{m}}$$

$$\dot{m}_{cte} = 3 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \rightarrow \left\{ \begin{array}{l} \Delta P = 1259 \text{ kPa} (43,3^\circ\text{C} \rightarrow -23,3^\circ\text{C}) \rightarrow L = 2,8379\text{m} \\ \Delta P = 1272 \text{ kPa} (43,3^\circ\text{C} \rightarrow -25^\circ\text{C}) \rightarrow L = 2,8366\text{m} \end{array} \right\} \rightarrow \Delta L = \frac{0,0013\text{m}}{\Delta 1\% \text{ de } \Delta P}$$

Se observa que si cambia el flujo másico en 1%, la longitud varía en 0,0637m; mientras que si la caída de presión aumenta en 1%, la longitud se incrementa en 0,0013m. Es decir la variación porcentual de flujo másico afecta 49 veces más a la longitud de capilar respecto del efecto producido de la disminución o aumento del porcentaje de caída de presión.

6.3.2 LONGITUD DE EXPANSIÓN DE ACUERDO A LAS PROPIEDADES DEL PROPANO EN CADA TRAMO DEL TUBO CAPILAR

Para determinar la influencia de la caída de la presión (ΔP) y de la temperatura (ΔT) en el dimensionamiento de la longitud del capilar, se procede a desarrollar el cálculo del mismo por incrementos sucesivos de longitud, como se indica en la sección 2.7.1.

Para el análisis efectuado se presenta un ejemplo de cálculo para el dimensionamiento del capilar del propano, con los siguientes datos de entrada:

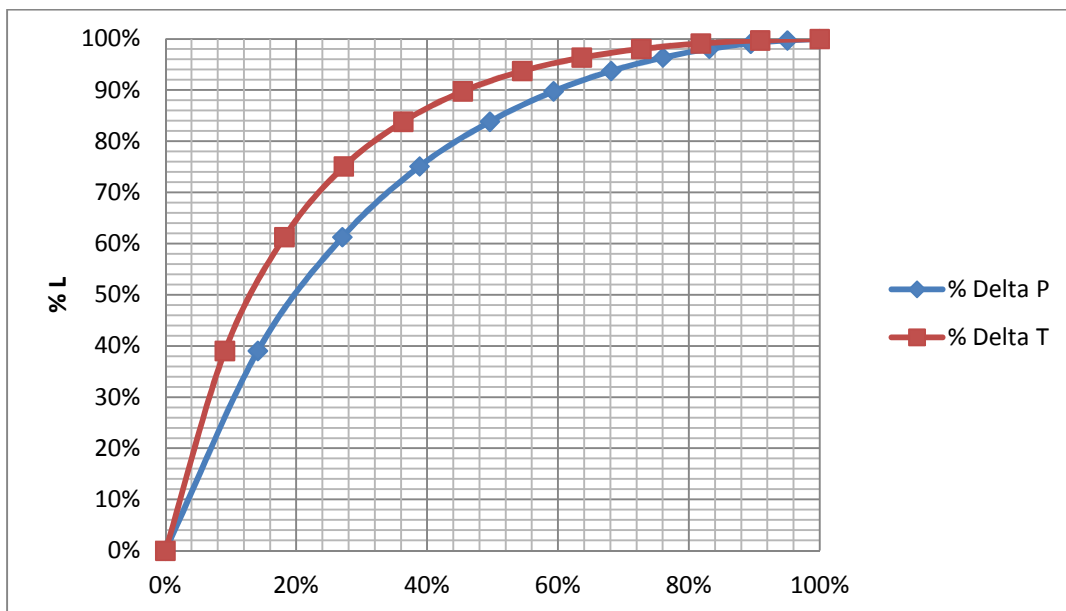
- Flujo másico de refrigerante: 3 kg/h
- Temperatura de condensación: 40°C
- Temperatura de evaporación: -15°C
- Diámetro del capilar: 0,000787 m

Los resultados de interés, para el establecimiento de la influencia de la caída de presión y de la temperatura para cada uno de los intervalos de cálculo, son presentados en la Tabla 6.13.

Tabla 6.13. Caídas de presión y temperatura para incrementos de longitud del capilar

Intervalo de caída	ΔT (°C)	ΔP (kgf/cm ²)	ΔL (m)	ΔT acumulado (%)	ΔP acumulado (%)	Longitud acumulada (%)
40°C a 35°C	5	1.545	0.959	9%	14%	39%
35°C a 30°C	5	1.415	0.546	18%	27%	61%
30°C a 25°C	5	1.292	0.339	27%	39%	75%
25°C a 20°C	5	1.176	0.215	36%	50%	84%
20°C a 15°C	5	1.066	0.145	45%	59%	90%
15°C a 10°C	5	0.963	0.097	55%	68%	94%
10°C a 5°C	5	0.866	0.065	64%	76%	96%
5°C a 0°C	5	0.776	0.042	73%	83%	98%
0°C a -5°C	5	0.692	0.026	82%	89%	99%
-5°C a -10°C	5	0.614	0.015	91%	95%	100%
-10°C a -15°C	5	0.542	0.007	100%	100%	100%
TOTAL	55	10.947	2.455			

Con el fin de comparar más fácilmente los valores obtenidos, a partir de la Tabla 6.13, se presentan los resultados en la Figura 6.3. El 0% en la longitud acumulada corresponde a la entrada al tubo capilar proveniente de la salida del condensador, punto en el cual el refrigerante se encuentra como líquido saturado.

Figura 6.3. Porcentaje de longitud en función del % ΔP y el % ΔT

De lo que se aprecia en la Figura 6.3, es evidente la mayor influencia de los primeros intervalos de caída de presión y de temperatura para los incrementos

sucesivos en la longitud del capilar; es así que tomando en cuenta tan sólo los 3 primeros intervalos de 40°C a 25°C, ya se tiene el 75% de la longitud total del capilar.

El comportamiento observado para cualquier otro diseño del capilar es similar frente al ΔP y al ΔT acumulado, por lo que se deduce como regla general que los primeros tramos de reducción de presión y temperatura generan el mayor porcentaje de la longitud del tubo dimensionado.

La variación de las curvas obtenidas para la presión y la temperatura de la Figura 6.3, se da principalmente por el hecho de plantear intervalos de reducción constantes para la temperatura, lo cual a su vez provoca que la presión de saturación dependiente tenga tramos de descenso que varían con una tendencia logarítmica en lugar de lineal como se da con la temperatura.

6.3.3 INFLUENCIA DEL ENROLLAMIENTO DEL CAPILAR

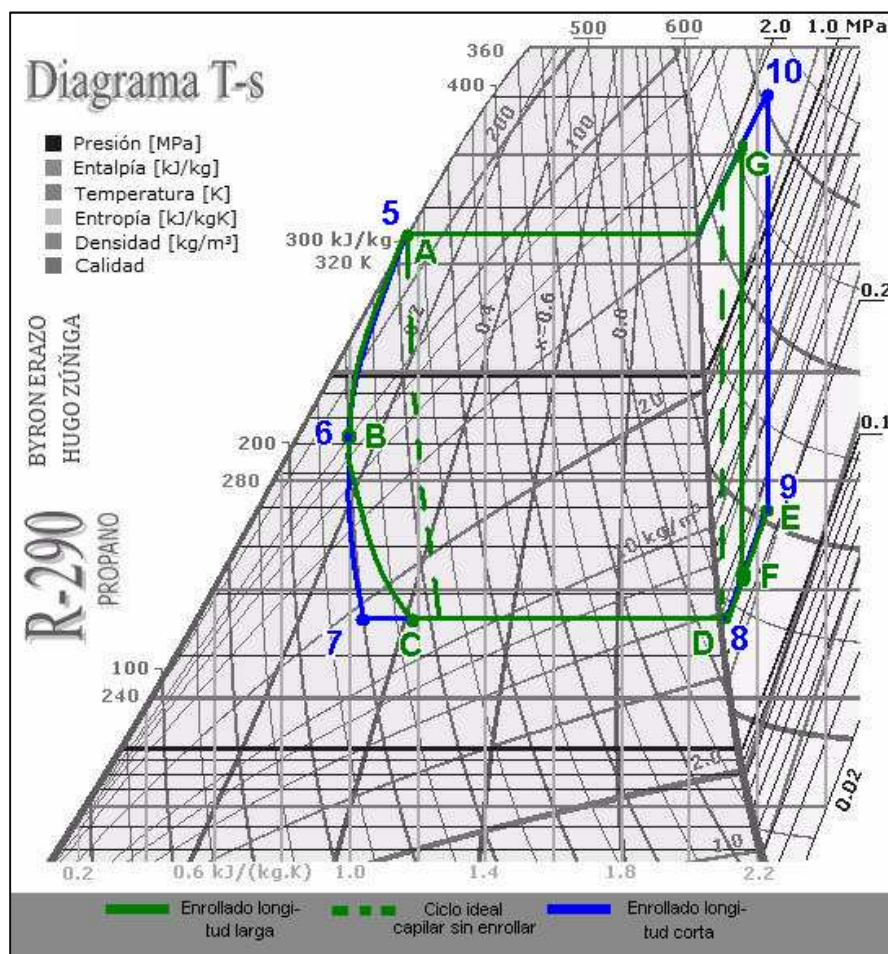


Figura 6.4. Ciclo de refrigeración considerando el enrollamiento de capilar en un diagrama T-s

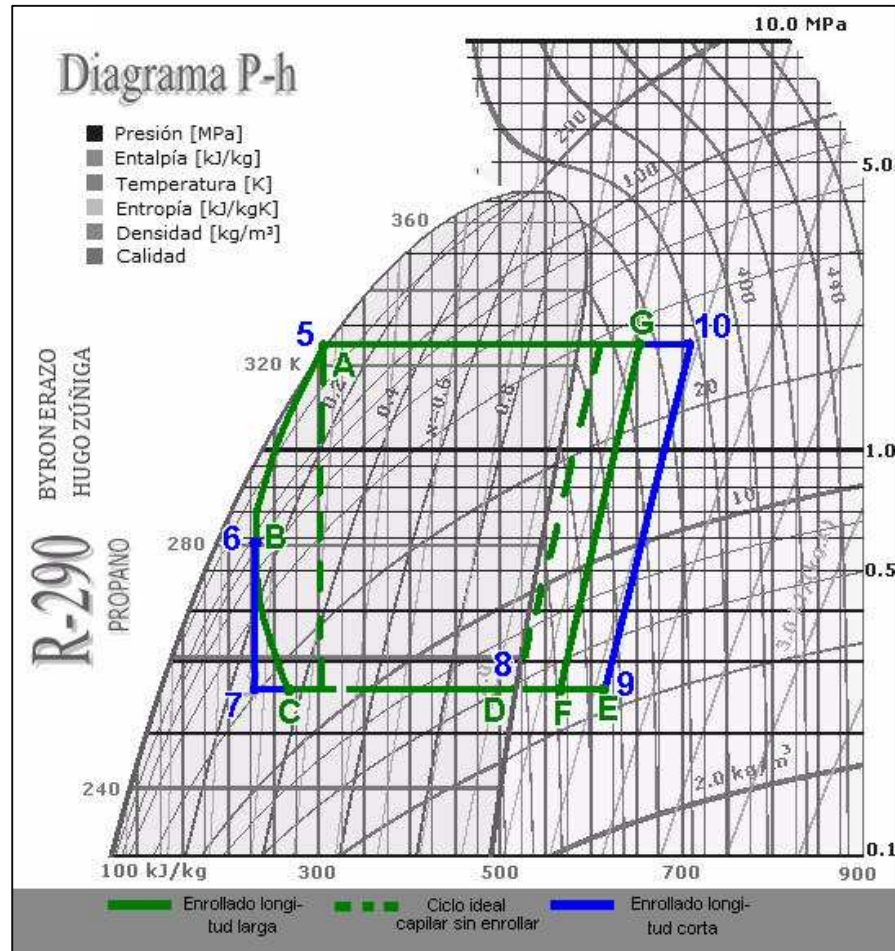


Figura 6.5. Ciclo de refrigeración considerando el enrollamiento de capilar en un diagrama P-h

Los capilares de 2,25 m, 4,75 m y 6,5 m se encuentran enrollados directamente en la tubería de succión (conexión entre el evaporador y el compresor), y el capilar de 3,5 m también está enrollado pero debido a que fue el último en instalarse, está sobre los demás capilares y no en contacto directo con la tubería de succión.

El enrollamiento permite una transferencia de calor entre el capilar y la tubería de succión lo que modifica el ciclo ideal de refrigeración.

En la Figura 6.4 y Figura 6.5, se observan las variaciones del ciclo ideal debido al enrollamiento de capilar, se produce un proceso de transferencia de calor y se pueden dar las siguientes posibilidades:

- Si el capilar se enrolla sólo una pequeña longitud, se produce lo que se observa en los ciclos azules, es decir existe transferencia de calor desde el proceso 5-6 hacia el proceso 8-9, lo que hace que la expansión no sea isoentálpica y en la tubería de succión que exista sobrecalentamiento.
- Si el capilar se enrolla una longitud considerable, se produce lo que se observa en los ciclos verdes, es decir existe transferencia desde el capilar hacia la tubería de succión (Desde el proceso A-B hacia el proceso D-E), posteriormente se invierte la transferencia de calor debido a que la temperatura del capilar desde el punto B comienza a ser menor que la temperatura de la tubería de succión en el punto E, por lo que existe transferencia de calor desde el proceso E-F hacia el proceso C-B, como resultado de esto no se tiene una expansión a entalpía constante y al igual que en el anterior caso se produce sobrecalentamiento, además este ciclo (verde), con respecto al azul se acerca un poco hacia el ciclo ideal.

El efecto de enrollamiento de capilar modifica el proceso de expansión a entalpía constante, hacia uno con disminución de dicha entalpía (como se observa en el proceso 5-6 o A-B de la Figura 6.4 y Figura 6.5), por lo que la calidad se mantiene cercana a cero en los tramos iniciales del capilar.

De acuerdo a lo explicado en la sección 6.3.2: “Los primeros tramos de reducción de presión y temperatura generan el mayor porcentaje de la longitud del tubo dimensionado”, el mantener la calidad baja genera el mismo efecto repetitivamente y como consecuencia el tener enrollado el capilar representa una longitud equivalente sin enrollamiento sustancialmente mayor.

6.3.4 ANÁLISIS DE FUNCIONAMIENTO CON LOS DIFERENTES CAPILARES

6.3.4.1 CAPILARES DE 2,25, 4,75 Y 6,5 METROS

- Las presiones de trabajo para los capilares son similares lo que se explica con el análisis de la sección 6.3.1, en la cual se observa claramente que la mayor influencia sobre la longitud está dada por el flujo másico.
- Los resultados indican que el flujo másico con los 3 capilares es similar. Esto se comprueba en el ciclo termodinámico ya que el flujo másico es directamente proporcional a la densidad a la succión del compresor (Ver

Ecuación 2.4), que para los tres capilares estaría en los puntos 9 o F de los diagramas de la Figura 6.4 y de la Figura 6.5. Al ser puntos cercanos, las densidades son muy parecidas al igual que los flujos másicos.

- De lo explicado en la sección 6.3.2 y 6.3.3 se concluye que en los 3 casos no se tienen procesos de expansión a entalpía constante (se puede dar el proceso del ciclo verde o azul de la Figura 6.4 o Figura 6.5) por lo que las longitudes instaladas de los capilares tendrían una longitud equivalente similar entre sí lo que hace que el flujo másico sea parecido.
- Se produce un proceso de sobrecalentamiento en la tubería de succión en los tres procesos, (en consecuencia la densidad del propano al ingreso al compresor varía ligeramente con cada uno de los capilares), lo que se corrobora con el hecho que en ninguno de estos capilares se produce escarcha a la entrada del compresor.

6.3.4.2 CAPILAR DE 3,5 METROS

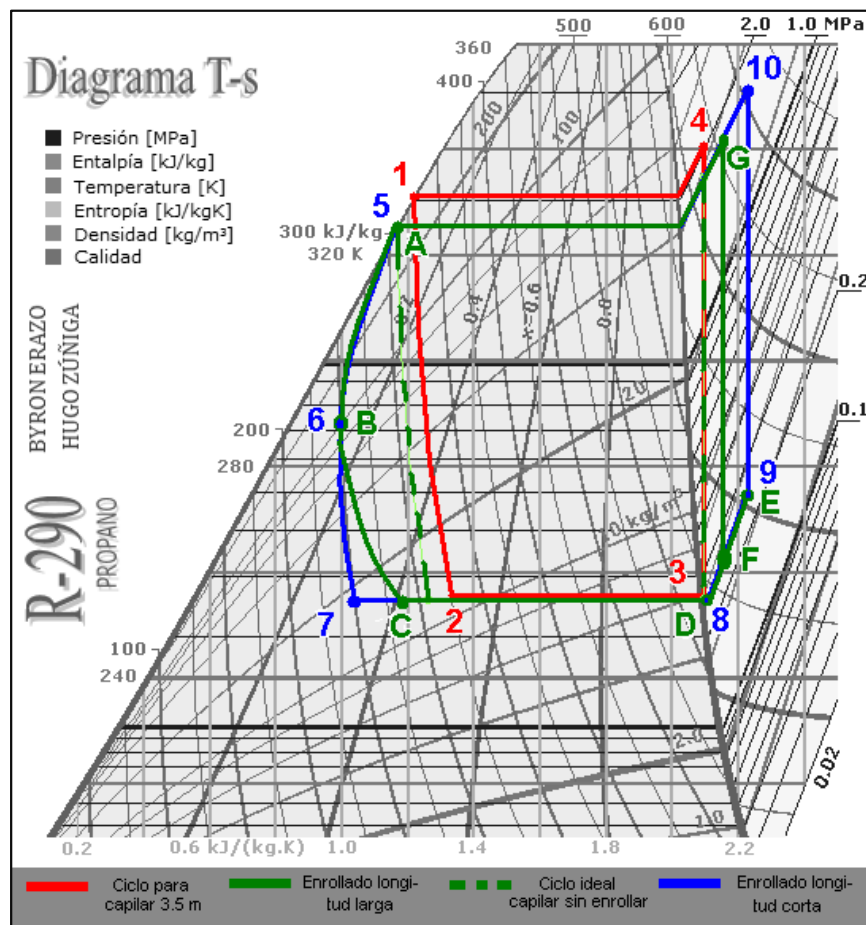


Figura 6.6. Ciclo de refrigeración ideal (rojo) y considerando el enrollamiento de capilar en diagrama T-s

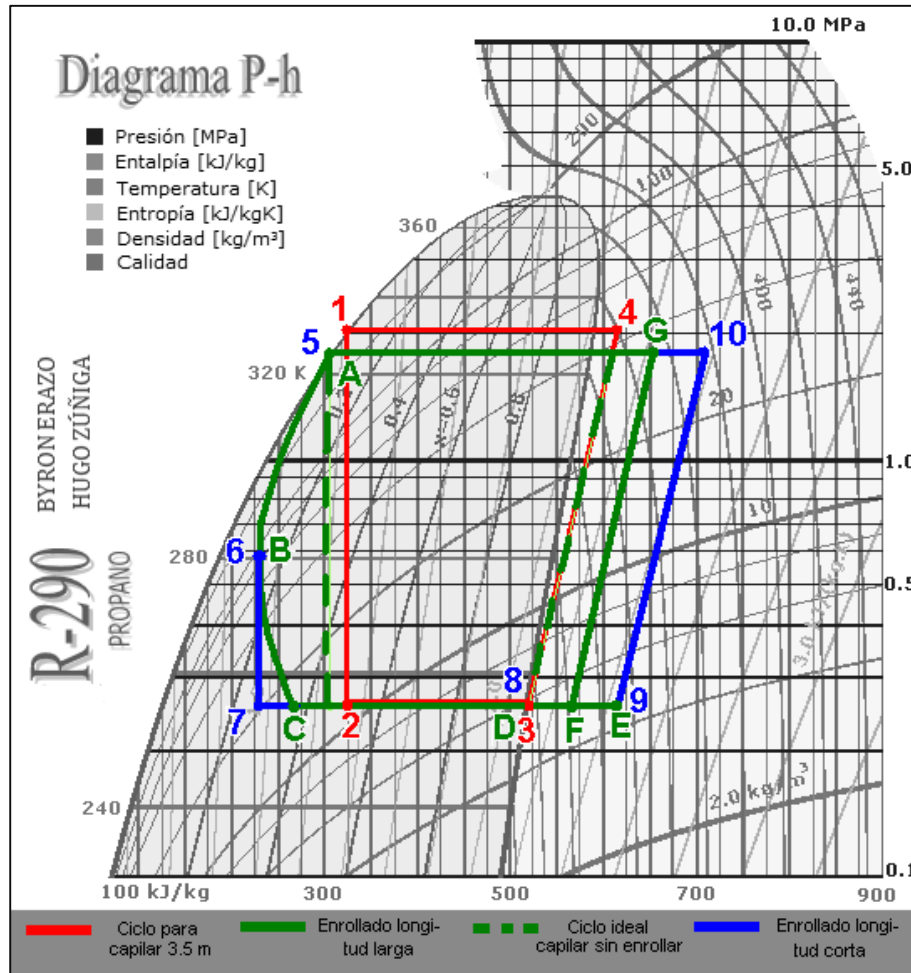


Figura 6.7. Ciclo de refrigeración ideal (rojo) y considerando el enrollamiento de capilar en diagrama P-h

- El capilar de 3,5 metros con respecto a los otros capilares trabaja con una variación de presión mayor y tiene mayor capacidad de refrigeración (en un 27,34% aproximadamente).
- El capilar se encuentra enrollado sobre los demás capilares, tomando en cuenta que funciona sólo un capilar a la vez, se puede decir que no existe transferencia de calor directa entre el capilar de 3,5 m y la tubería de succión. Por lo tanto el proceso de expansión se acerca a un proceso isoentálpico y adicionalmente el sobrecalentamiento a entrada del compresor es mínimo. Es decir el ciclo real en este caso tiene un comportamiento que se acerca a un ciclo ideal de refrigeración (Ver ciclo de refrigeración rojo en la Figura 6.6 y Figura 6.7).

- El punto 3 del ciclo para el capilar de 3,5 m se encuentra como vapor saturado a una temperatura de succión más baja que con los otros capilares, lo que se confirma con la particularidad de que se forma escarcha a la entrada del compresor. Por lo tanto la densidad a la succión es mayor que en los otros capilares donde ingresa el propano como vapor sobrecalentado.
- Si se analiza el ciclo de refrigeración para capilar de 3,5 m (ciclo rojo) y para los demás capilares (ciclo azul) que se observan en la Figura 6.6 y Figura 6.7, mediante el análisis termodinámico se obtiene que:

$$\dot{q}_{abs(3,5m)} = \dot{m}_3 \cdot \Delta h_{2-3}$$

$$\dot{q}_{abs(2,25m;4,75m;6,5m)} = \dot{m}_9 \cdot \Delta h_{7-8}$$

$$\left[\begin{array}{l} \Delta h_{2-3} < \Delta h_{7-8} \\ \rho_3 > \rho_9 \rightarrow \dot{m}_3 > \dot{m}_9 \end{array} \right] \therefore \dot{q}_{abs(3,5m)} \cong \dot{q}_{abs(2,25m;4,75m;6,5m)}$$

Por lo tanto el calor absorbido con el capilar de 3,5 m no cambia considerablemente (de los cálculos realizados varían en un 27%) respecto al calor absorbido con los demás capilares, lo cual se comprueba debido a que mientras el flujo másico es mayor con el capilar analizado, la variación de entalpía es menor debido a que el proceso si se da a entalpía constante en el ciclo rojo, razón por la cual hay una tendencia a equiparar el calor absorbido. Es importante considerar que para los demás capilares el calor absorbido se considera en el proceso de 7 a 8 y no de 7 a 9, debido a que el efecto de sobrecalentamiento no absorbe calor del medio sino del capilar.

- La relación de compresión para el proceso isoentálpico con el capilar de 3,5 m se define por:

$$r_c = \frac{v_3}{v_4} = \frac{0,16743 \frac{m^3}{kg}}{0,02306 \frac{m^3}{kg}} = 7,26$$

Si se asume que la succión en el compresor con los demás capilares se da en vapor saturado como en el ciclo ideal, la relación de compresión sería 6,4937.

Debido a que la relación de compresión es constante para cualquier proceso, se debe analizar a los demás capilares considerando que el propano entra al compresor como vapor sobrecalentado por lo que relación de compresión debe ser:

$$r_c = \frac{v_9}{v_{10}} = 7,26$$

Al resolver mediante un proceso iterativo considerando compresión isentrópica, se determina que el ingreso al compresor (Punto 9) está a 275,5 K, y tomando en cuenta las condiciones de trabajo de los otros capilares que se observan en la Tabla 6.11, la temperatura como vapor saturado sería 254,9 K, por lo que se sobrecalienta 20,6 K.

Adicionalmente, en la Figura 6.7 se puede apreciar que se tiene una densidad mayor en la succión del compresor en el ciclo rojo respecto del ciclo azul; por lo que tomando en cuenta la misma relación de compresión, el ciclo rojo también tendrá la mayor densidad a la salida. Conociendo esto y efectuando un análisis para compresión isentrópica entre ambos ciclos, es posible determinar que la mayor presión de salida está dada para el ciclo rojo.

Por lo mencionado anteriormente y sabiendo que se tiene una misma presión baja referencial, se puede comprobar que la mayor variación de presiones se produce con el capilar de 3,5 m (ciclo rojo).

Las consideraciones realizadas tienen sus limitaciones correspondientes a cualquier análisis de problemas reales y en este caso permiten entender la naturaleza de los fenómenos involucrados.

CAPÍTULO 7

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1 CONCLUSIONES

- Si es posible utilizar propano en los compresores que utilizan R-134a, en este proyecto se han obtenido resultados satisfactorios y que se comprueban con el análisis termodinámico realizado.
- Para la obtención de las propiedades y diagramas de los refrigerantes es muy importante dominar las diferentes herramientas matemáticas y las herramientas de programación que facilitan el manejo de las ecuaciones diferenciales complejas que se utilizan.
- Como resultado de la simulación se observa que si se reduce la velocidad al compresor que trabaja con R-290 en un 30%, se reduce el flujo másico de propano lo cual hace que la potencia del compresor, la tasa de calor absorbido y la tasa de calor rechazado con propano sean similares a las del R-134a, siendo así viable la utilización de propano en los sistemas de refrigeración doméstica que funciona con R-134a.
- En un sistema de refrigeración diseñado para R-134a es posible utilizar isobutano, ya que la potencia para comprimir el R-600a es menor a la requerida para R-134a, pero no se obtendría la misma capacidad de refrigeración, ya que ésta sería aproximadamente menor en un 45%.
- El ciclo con propano tiene mayor capacidad de refrigeración pero tiene el limitante de que necesita una mayor potencia para comprimirlo, razón por la cual el compresor funciona pero sobrecargado un poco. Se tiene la opción de modificar la velocidad de giro y extraer la misma cantidad de calor con igual potencia y sin sobrecargar el compresor.
- Por medio de las pruebas efectuadas al refrigerador de experimentación se determina que el ciclo con propano absorbe una mayor cantidad de calor respecto al ciclo con R-134a. El análisis termodinámico efectuado por el software sin reducir la velocidad del compresor demuestra el mismo resultado y también se observa que la variación de presión con R-290 es mayor a la variación al usar R-134a.

- La refrigeradora funciona correctamente con todos los capilares, ya que la longitud instalada de los capilares enrollados (específicamente 2,25 m, 4,75 m y 6,5 m) representa una longitud equivalente mayor que es similar para todos ellos. Al estar enrollados en la tubería de succión se da un proceso de transferencia de calor entre el capilar y esta tubería, lo que provoca que el proceso de expansión no sea isoentálpico y más bien el refrigerante se mantenga con una baja calidad en los primeros tramos del capilar. El único capilar que genera un comportamiento en su ciclo cercano al del ciclo ideal es el de 3,5 m, debido a que se encuentra enrollado sobre los demás capilares sin permitir una transferencia de calor directa con la tubería de succión.
- La relación de compresión siempre es constante para cualquier condición de trabajo del compresor, esto permite explicar que la variación de presión con el capilar de 3,5 m (proceso en el cual el propano ingresa como vapor saturado al compresor) sea mayor que la variación de presión con los demás capilares (proceso en el cual el propano ingresa como vapor sobrecalentado), debido a que es la única manera para que la relación de volúmenes específicos sea constante.
- Los resultados obtenidos de los cálculos basados en las pruebas son consistentes con los resultados del software Hidrocarburos-Refrigerantes 1.0. Las diferencias entre los resultados se deben a las simplificaciones realizadas, por ejemplo considerando ciclo ideal, y a las diferentes condiciones de trabajo en cada una de las pruebas.
- Se observa que la capacidad de refrigeración con R-134a disminuye con respecto a la del equipo original (que funciona con R-12), y la capacidad de refrigeración al utilizar propano vuelve, incluso superando la del equipo original.
- La determinación de la capacidad de enfriamiento del refrigerador mediante la relación obtenida en base a las pruebas A0 y A1, resulta ser aproximada debido a variaciones en las condiciones entre ambas pruebas por ejemplo diferencias en temperaturas exteriores. Sin embargo el empleo de esta fórmula sirve de parámetro comparativo para todas las pruebas realizadas con el R-134a y con el R-290.

- El enfriamiento del recipiente con agua mientras se ejecutan las pruebas A1 en el equipo, se produce durante todo el tiempo de la prueba, incluso cuando permanece apagado el compresor. Esto es debido a que el ambiente refrigerado se mantiene siempre a una temperatura inferior de la que se encuentra el recipiente. Es decir, para este proceso la absorción de calor del recipiente con agua se da por parte del aire ambiente interior del congelador, el cual a su vez es enfriado por el evaporador del refrigerador.

7.2 RECOMENDACIONES

- Se recomienda continuar con este estudio del uso del propano en los sistemas de R-134a, y se propone probar un circuito para reducir la velocidad del compresor que permita comprobar los resultados que se encuentran simulados en el software.
- Se recomienda estudiar cuantitativamente de una manera más amplia el comportamiento termodinámico de los capilares especialmente si se encuentran enrollados a la tubería de succión del compresor y comprobar el análisis que se ha realizado en este proyecto.
- Con el fin de determinar el comportamiento real de un refrigerador con propano para diferentes longitudes de capilares, se sugiere la instalación de los mismos sin enrollarlos en la tubería de succión, para establecer principalmente diferencias entre los intervalos de presión de funcionamiento.
- Se puede adecuar instrumentos de medición adicionales en el refrigerador con propano, para posibilitar la realización de prácticas en el Laboratorio de Termodinámica, enfocadas en la refrigeración con propano.
- Realizar las pruebas para calcular la capacidad de refrigeración con una carga mayor y en lo posible no colocar la misma en la parte del congelador, de esta manera se podría obtener valores más cercanos a la capacidad de refrigeración del equipo.
- Antes de utilizar el software desarrollado se recomienda leer el Manual de Usuario que se encuentra en el Anexo 6.

REFERENCIA BIBLIOGRÁFICA

- [1]. ALARCÓN, José; Tratado Práctico de refrigeración Automática; 9ª Edición; Marambo Editores; Barcelona; 1981.
- [2]. ASHRAE, American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers; Fundamentals Handbook; Ashrae; Atlanta; 2009.
- [3]. ASHRAE, American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers; Refrigeration Handbook; Ashrae; Atlanta; 1998.
- [4]. CENGEL, Yunus; Termodinámica; 5ª Edición; McGraw-Hill; México D. F.; 2006.
- [5]. CENGEL, Yunus; Transferencia de Calor; McGraw-Hill; México D. F.; 2004.
- [6]. DOSSAT, Roy; Principios de Refrigeración; Cecsa; México D. F.; 1998.
- [7]. REID, Robert; Propiedades de los gases y líquidos; 2ª Edición; Uteha; México D.F.; 1968.
- [8]. REID, R; PRAUSNITZ, J; SHERWOOD, T; The properties of gases and liquids; 3ª Edición; McGraw-Hill; USA; 1977.
- [9]. REYNOLDS; Thermodynamics Properties in SI; Stanford University; California - USA; 1979.
- [10]. STOECKER, W. F.; Refrigeración y acondicionamiento de aire; McGraw-Hill; 1965.
- [11]. TOULOUKIAN, Y; SAXENA, S; HERTERMANS, P; Thermophysical properties of matter; The TPRC Data Series; Volumen 11 – Viscosity; New York; 1975.
- [12]. <http://alan-refrigeracion.blogspot.com/2009/11/que-es-y-tipos-de-evaporadores.html>
- [13]. <http://www.alisandesinfecciones.com/contenido.php?lang=es&seccion=5&familia=5&servicio=10>
- [14]. http://www.coolmangroup.com/coolman_catalog_list.php
- [15]. <http://www.directindustry.es/prod/itt-standard/condensadores-de-coraza-y-tubos-25340-236587.html>
- [16]. http://www.emersonclimatemexico.com/literatura_mt.html
- [17]. <http://es.scribd.com/doc/15228636/Manual-de-Aplicacion-de-Compresores-Embraco-Refrigeracion-BUENO.html>

- [18]. <http://losmejorestecnicosjunior.blogspot.com/2010/11/analisis-de-irregularidades-en-los.html>
- [19]. <http://news.nauticexpo.es/press/vitrifrigo/new-wmc005c001-5000-btu-h-self-contained-ac-unit-23493-194565.html>
- [20]. <http://raa-juarez-ocaguera-jovany.blogspot.com/2010/10/compresor-centrifugo.html>
- [21]. <http://www.tecumseh.com.br>
- [22]. <http://spanish.alibaba.com/products/tube-on-plate-evaporator.html>
- [23]. MOSQUERA, Alecksey; Construcción de un sistema de refrigeración doméstica utilizando propano; EPN; Quito; 1995.
- [24]. VALLEJO, Evelyn; Recuperación y readecuación del equipo de refrigeración del laboratorio de Termodinámica de la Escuela Politécnica Nacional; EPN; Quito; 2011.