



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN INGENIERÍA
ENERGÍA – PROCESOS Y USO EFICIENTE DE LA ENERGÍA

ANÁLISIS PINCH PARA EL USO EFICIENTE DE LA ENERGÍA EN PLANTAS DE
COMPRESIÓN DE GAS NATURAL DEL ACTIVO INTEGRAL CATARELL

TESIS
QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:
MAESTRA EN INGENIERÍA

PRESENTA:
DIANA MARÍA ESCOLÁSTICO HERNANDEZ

TUTOR PRINCIPAL
ARTURO PALACIO PEREZ
INSTITUTO DE INGENIERÍA

MÉXICO, D. F. AGOSTO DE 2015



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

JURADO ASIGNADO:

Presidente: Dr. Fernandez Zayas José Luis
Secretario: Dr. Rodríguez Valdés Alejandro
Vocal: Dr. Palacio Pérez Arturo
1 er. Suplente: Dr. Álvarez Watkins Pablo
2 do. Suplente: Dra. Escobedo Izquierdo M. Azucena

Lugar o lugares donde se realizó la tesis: Instituto de Ingeniería (II).

TUTOR DE TESIS:

Dr. Arturo Palacio Pérez

FIRMA

**Para el maravilloso niño que me iluminó siempre con su sonrisa,
con todo el amor para ti, Sebastián.**

Agradecimientos

Gracias a la Universidad Nacional Autónoma de México por darme la oportunidad de formar parte de sus aulas, y por permitirme impregnarme del conocimiento que en ella se genera. Gracias por proporcionarme todas las herramientas que hicieron posible la ejecución de este trabajo, así mismo agradecer a CONACYT por otorgarme el financiamiento económico durante los dos años del programa de maestría, sin este apoyo no habría podido culminar con éxito mi objetivo.

Agradezco la dirección, paciencia, consejos y sobre todo el apoyo que me brindó el Dr. Arturo Palacio Perez, mi tutor de tesis. La oportunidad de trabajar con él en este proyecto, y por compartirme su experiencia profesional, ha sido lo más valioso.

Este trabajo es dedicado a toda mi familia que a pesar de la distancia siempre me han apoyado y me demuestran su cariño cada día, pero en especial a mi mamá por ser la persona que durante toda mi vida me ha impulsado, apoyado y motivado a alcanzar mis objetivos; a mi papá por todo su apoyo, protección y cariño.

También agradezco mucho el apoyo, cariño y paciencia al extraordinario compañero de aventuras que he tenido, Ulises Matus; de igual manera a toda su familia quienes me han brindado mucho cariño, y me han hecho sentir como un miembro más de ella.

Dedicado también a mis entrañables amigos con quienes estudié la licenciatura, a los amigos que tuve durante los dos años de la maestría y a las personas que conocí a lo largo de la ejecución de este proyecto.



Contenido

I.	Introducción	1
II.	Objetivos	4
III.	Justificación	5
Capítulo 1. Introducción a la eficiencia energética		6
1.1	La energía en el contexto internacional	6
1.2	Uso de la energía en la industria	8
1.2.1	Usos finales de la energía en la industria	8
1.2.2	La industria del gas natural	9
1.3	Eficiencia energética en México	12
1.3.1	Políticas y programas de eficiencia energética: Evolución histórica	13
1.3.2	Iniciativas de eficiencia energética implementadas en México	16
1.3.3	Política energética en México	19
1.4	Emisiones de gases efecto invernadero	20
1.4.1	Combustibles fósiles: Petróleo y gas natural	21
1.5	Uso de procesos de optimización y aprovechamiento de la energía en la industria en algunos países del mundo.	21
Capítulo 2. Proceso de compresión de gas natural		24
2.1	Plantas de compresión de gas natural: Activo Integral Cantarell	24
2.2	Importancia del proceso de compresión de gas natural	27
2.3	Análisis de las instalaciones de las plantas de compresión de gas natural	27
2.3.1	Módulos de compresión: AKAL-B	29
2.3.2	Módulos de compresión: AKAL-C	35
2.3.3	Módulos de compresión: AKAL J	39
Capítulo 3. Análisis termodinámico del proceso de compresión de gas natural		46
3.1	Simulación en Aspen Hysys	46
3.1.1	Procedimiento para la simulación en Hysys	47
3.1.2	Paquete termodinámico	47
3.1.3	Simulación de los módulos de compresión de gas	50
3.1.4	Simulación del ciclo Brayton (turbina de gas)	53
3.2	Cálculo de las propiedades termodinámicas del proceso	54
3.3	Ecuaciones para el análisis termodinámico	57
3.3.1	Resultados del análisis termodinámico del proceso	59
3.3.1.1	AKAL-B	60



3.3.1.2 AKAL-C	63
3.3.1.3 AKAL-J	66
3.3.2 Análisis termodinámico del ciclo Brayton.	69
Capítulo 4. Metodología del Punto de Pliegue o Pinch.	72
4.1. Principios fundamentales y conceptos básicos.	73
4.1.1 Diagrama Temperatura-Entalpía	73
4.1.2 Las curvas compuestas	75
4.1.3 La Tabla problema	77
4.1.4 La Gran Curva Compuesta	80
4.1.5 Las reglas de oro de la metodología Pinch	81
4.1.6 Diseño de una red de intercambio de calor	81
4.2 Análisis Pinch de los casos de estudio	83
4.2.1 Análisis Pinch: AKAL-B	83
4.2.1.1 Extracción de datos	83
4.2.1.2 Construcción de una nueva red de intercambio de calor	87
4.2.1.3 Análisis termodinámico de la nueva red de intercambio de calor	91
4.2.2 Análisis Pinch: AKAL-C	96
4.2.2.1 Extracción de datos	96
4.2.2.2 Construcción de una nueva red de intercambio de calor	99
4.2.2.3 Análisis termodinámico de la nueva red de intercambio de calor	104
4.2.3 Análisis Pinch: AKAL-J	108
4.2.3.1 Extracción de datos	108
4.2.3.2 Construcción de una nueva red de intercambio de calor	111
4.2.3.3 Análisis termodinámico de la nueva red de intercambio de calor	115
Capítulo 5. Resultados y Conclusiones	120
5.1 Perspectivas a futuro	124
Referencias bibliográficas	126
Anexo 1	128



Índice de Figuras

Figura	1.1	Producción mundial de energía primaria. 2011	6
Figura	1.2	Consumo mundial de energía por Energético, 2011	7
Figura	1.3	Consumo total mundial de energía por sector	7
Figura	1.4	Componentes del gas natural antes de ser procesado	10
Figura	2.1	Plataforma marina en Cantarell	25
Figura	2.2	Vista panorámica de las plataformas en el Activo Integral Cantarell	25
Figura	2.3	Ubicación del Activo Integral Cantarell en el territorio Nacional	26
Figura	2.4	Ubicación de los campos que integran Cantarell	26
Figura	2.5	Diagrama del proceso de compresión de gas natural. Plataforma AKAL-B	30
Figura	2.6	Descripción gráfica de la operación de la turbina de gas.	32
Figura	2.7	Diagrama del proceso de compresión de gas natural. Plataforma AKAL-C	35
Figura	2.8	Diagrama de las turbinas de gas	37
Figura	2.9	Diagrama del proceso de compresión de gas natural. AKAL-J	40
Figura	2.10	Diagrama de las turbinas de gas	42
Figura	3.1	Proceso para acceder a la simulación en Hysys	47
Figura	3.2	Especificaciones dentro de la simulación del proceso de compresión de gas natural	51
Figura	3.3	Circuito de recirculación en la Plataforma AKAL-B.	52
Figura	3.4	Diagrama de proceso Recycle (iteración)	52
Figura	3.5	Procedimiento para acceder a la simulación con reacciones químicas en Hysys	53
Figura	3.6	Especificaciones dentro de la simulación del ciclo Brayton	53
Figura	3.7	Distribución del trabajo perdido en cada una de las plataformas analizadas	60
Figura	3.8	Trabajo perdido por tipo de equipo en los módulos de compresión de AKAL-B	60
Figura	3.9	Porcentaje de trabajo perdido en cada equipo de los módulos de compresión de AKAL-B.	60
Figura	3.10	Trabajo perdido en los equipos de los módulos de compresión de AKAL-C	63
Figura	3.11	Porcentaje de trabajo perdido en cada equipo de los módulos de compresión de AKAL-C	63
Figura	3.12	Trabajo perdido en los equipos de los módulos de compresión de AKAL-J	66
Figura	3.13	Porcentaje de trabajo perdido en cada equipo de los módulos de compresión de AKAL-J	66
Figura	3.14	Diagrama T-s para un ciclo Brayton ideal	69
Figura	3.15	Desviación de un ciclo de turbina de gas real del ciclo Brayton ideal como resultado de irreversibilidades	70
Figura	3.16	Trabajo perdido en el ciclo Brayton	71
Figura	4.1	Diagrama Temperatura-Entalpía	73



Figura 4.2	Representación del intercambiador de calor	74
Figura 4.3	Diagrama de Flujo de una planta típica	75
Figura 4.4	Construcción de una curva compuesta	76
Figura 4.5	Curva compuesta de las corrientes de la figura 4.3	77
Figura 4.6	La Gran Curva Compuesta para las corrientes del diagrama de flujo	80
Figura 4.7	Representación del diagrama de rejilla de las corrientes de las figura 4.3	82
Figura 4.8	Área seleccionada son los equipos a modificar	83
Figura 4.9	Curvas compuestas	86
Figura 4.10	Gran Curva Compuesta para el sistema AKAL-B	86
Figura 4.11	Representación del software ASPEN Hysys del intercambiador 3	88
Figura 4.12	Representación del software ASPEN Hysys del intercambiador 4	88
Figura 4.13	Representación del software ASPEN Hysys del intercambiador 2	89
Figura 4.14	Representación del software ASPEN Hysys del enfriador 1	90
Figura 4.15	Representación del software ASPEN Hysys del enfriador 2	90
Figura 4.16	Representación del software ASPEN Hysys del intercambiador 1	90
Figura 4.17	Diagrama de red para módulos de Compresión de AKAL-B	91
Figura 4.18	Diagrama de flujo. Módulos de Compresión de Gas Natural AKAL-B	91
Figura 4.19	Trabajo perdido por tipo de equipo en los módulos de compresión de AKAL-B	93
Figura 4.20	Porcentaje de trabajo perdido por equipo. AKAL-B	94
Figura 4.21	Área seleccionada son los equipos a modificar	96
Figura 4.22	Curvas compuestas	98
Figura 4.23	Gran Curva Compuesta para el sistema AKAL-C	99
Figura 4.24	Representación del software ASPEN Hysys del intercambiador 1	100
Figura 4.25	Representación del software ASPEN Hysys del intercambiador 3	101
Figura 4.26	Representación del software ASPEN Hysys del intercambiador 4	101
Figura 4.27	Representación del software ASPEN Hysys del enfriador 2	102
Figura 4.28	Representación del software ASPEN Hysys del enfriador 1	102
Figura 4.29	Representación del software ASPEN Hysys del intercambiador 2	103
Figura 4.30	Diagrama de red para módulos de Compresión de AKAL-C	103
Figura 4.31	Diagrama de flujo. Módulos de Compresión de Gas Natural AKAL-C	104
Figura 4.32	Trabajo perdido por tipo de equipo en los módulos de compresión de AKAL-C	106
Figura 4.33	Porcentaje de trabajo perdido por equipo. AKAL-C	106
Figura 4.34	Área seleccionada son los equipos a modificar	108
Figura 4.35	Curvas compuestas	110
Figura 4.36	Gran Curva Compuesta para el sistema AKAL-J	111
Figura 4.37	Representación del software ASPEN Hysys del intercambiador 1	113
Figura 4.38	Representación del software ASPEN Hysys del intercambiador 2	113
Figura 4.39	Representación del software ASPEN Hysys del intercambiador 3	113
Figura 4.40	Representación del software ASPEN Hysys del enfriador 2	114
Figura 4.41	Representación del software ASPEN Hysys del enfriador 1	114
Figura 4.42	Representación del software ASPEN Hysys del intercambiador 4	115
Figura 4.43	Diagrama de red para módulos de Compresión de AKAL-J	115
Figura 4.44	Diagrama de flujo. Módulos de Compresión de Gas Natural AKAL-J	116



Figura	4.45	Trabajo perdido por tipo de equipo en los módulos de compresión de AKAL-J	118
Figura	4.46	Porcentaje de trabajo perdido por equipo. AKAL-J	118
Figura	5.1	Distribución del trabajo perdido con respecto al trabajo total, en cada una de las plataformas analizadas.	121
Figura	5.2	Turbina de gas con recuperador de calor	122



Índice de Cuadros

Cuadro	1.1	Principales usos finales de la energía en la industria	9
Cuadro	1.2	Evolución de las políticas y programas de eficiencia energética en México	14
Cuadro	1.3	Iniciativas de eficiencia energética implementadas en México	17
Cuadro	1.4	Contribución de emisiones de GEI por categoría (2010)	20
Cuadro	1.5	Contribución de emisiones de GEI en la categoría energía	20
Cuadro	1.6	Contribución de emisiones de GEI calculadas por PEMEX	21
Cuadro	2.1	Flujo, temperatura y presión de las corrientes que se muestran en la figura 2.5.	31
Cuadro	2.2	Turbinas de gas GT-4220 A/B/C- Condiciones de diseño. AKAL-B	32
Cuadro	2.3	Composición del gas combustible en fracción molar	33
Cuadro	2.4	Composición del gas amargo en fracción molar	33
Cuadro	2.5	Presiones Temperaturas en la succión y descarga de las etapas de compresión GB-4202 A/B/C (P bar y T en °C) para las condiciones actuales de operación	34
Cuadro	2.6	Demanda de calentamiento en Akal-B. Las cargas térmicas son reportadas en MJ/h.	34
Cuadro	2.7	Flujo, temperatura y presión de las corrientes que se muestran en la figura 2.7.	36
Cuadro	2.8	Condiciones de diseño de las turbinas de gas. AKAL-C	37
Cuadro	2.9	Composición del gas combustible en fracción molar	37
Cuadro	2.10	Composición del gas amargo en fracción molar	38
Cuadro	2.11	Presiones Temperaturas en la succión y descarga de las etapas de compresión GB- A/B/C/D (P bar y T en °C) para las condiciones actuales de operación.	38
Cuadro	2.12	Demanda de calentamiento en Akal-C. Las cargas térmicas son reportadas en MJ/h.	39
Cuadro	2.13	Flujo, temperatura y presión de las corrientes que se muestran en la figura 2.9.	41
Cuadro	2.14	Condiciones de diseño de las turbinas de gas. AKAL-J	42
Cuadro	2.15	Composición del gas combustible en fracción molar	43
Cuadro	2.16	Composición del gas amargo en fracción molar. AKAL-J	43
Cuadro	2.17	Presiones Temperaturas en la succión y descarga de las etapas de compresión GB-4202/ A/B/C (P bar y T en °C) para las condiciones actuales de operación	44
Cuadro	2.18	Demanda de calentamiento en Akal-J. Las cargas térmicas son reportadas en MJ/h.	45
Cuadro	3.1	Propiedades termodinámicas de las corrientes del proceso de compresión. AKAL-B	54
Cuadro	3.2	Propiedades termodinámicas de las corrientes del proceso de compresión. AKAL-C	55



Cuadro	3.3	Propiedades termodinámicas de las corrientes del proceso de compresión. AKAL-J	56
Cuadro	3.4	Resultados del análisis termodinámico de los módulos de compresión de AKAL-B	62
Cuadro	3.5	Resultados del análisis termodinámico de los módulos de compresión de AKAL-C	65
Cuadro	3.6	Resultados del análisis termodinámico de los módulos de compresión de AKAL-J	68
Cuadro	3.7	Propiedades termodinámicas del Ciclo Brayton	69
Cuadro	3.8	Resultados del análisis termodinámico del ciclo Brayton	71
Cuadro	4.1	Datos de las corrientes del diagrama de flujo	75
Cuadro	4.2	Intervalos de temperatura para $\Delta T_{min} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$	78
Cuadro	4.3	Tabla problema	79
Cuadro	4.4	Datos de las corrientes frías y calientes. AKAL-B	84
Cuadro	4.5	Intervalos de temperatura para $\Delta T_{min} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$	85
Cuadro	4.6	Tabla problema AKAL-B	85
Cuadro	4.7	Propiedades termodinámicas. AKAL-B	92
Cuadro	4.8	Análisis termodinámico de los módulos de compresión de Gas Natural. AKAL-B	95
Cuadro	4.9	Datos de las corrientes frías y calientes. AKAL-C	97
Cuadro	4.10	Intervalos de temperatura para $\Delta T_{min} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$	97
Cuadro	4.11	Tabla problema AKAL-C	98
Cuadro	4.12	Propiedades termodinámicas. AKAL-C	105
Cuadro	4.13	Análisis termodinámico de los módulos de compresión de Gas Natural. AKAL-C	107
Cuadro	4.14	Datos de las corrientes frías y calientes. AKAL-J	109
Cuadro	4.15	Intervalos de temperatura para $\Delta T_{min} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$	109
Cuadro	4.16	Tabla problema AKAL-J	110
Cuadro	4.17	Propiedades termodinámicas. AKAL-J	117
Cuadro	4.18	Análisis termodinámico de los módulos de compresión de Gas Natural. AKAL-J	119
Cuadro	5.1	Cálculo del porcentaje de Trabajo perdido con respecto al total de energía útil que ingresa al proceso en AKAL-B	120
Cuadro	5.2	Cálculo del porcentaje de Trabajo perdido con respecto al total de energía útil que ingresa al proceso en AKAL-C	121
Cuadro	5.3	Cálculo del porcentaje de Trabajo perdido con respecto al total de energía útil que ingresa al proceso en AKAL-J	121
Cuadro	5.4	Emisiones de $\text{CO}_2\text{ eq.}$ plataforma AKAL-B, por combustible no quemado.	123
Cuadro	5.5	Emisiones de $\text{CO}_2\text{ eq.}$ plataforma AKAL-C, por combustible no quemado.	123
Cuadro	5.6	Emisiones de $\text{CO}_2\text{ eq.}$ plataforma AKAL-J, por combustible no quemado.	123
Cuadro	5.7	Costo del gas natural no quemado.	124



Introducción

La presente situación del mundo con respecto a los problemas ambientales, cambio climático y escases de los recursos fósiles, ha hecho que se tomen medidas para combatir dichos problemas. Hacer uso eficiente de la energía, la cual principalmente proviene de fuentes fósiles (petróleo, carbón, gas natural), es una de las acciones implementadas en su mayoría en el sector industrial; esto con la finalidad de aprovechar mejor los recursos, contribuir a la mejora del medio ambiente y así también, porque los costos energéticos representan una alta proporción de los costos totales de producción, lo que para la industria repercute en la parte económica.

El gas natural es un recurso no renovable, que debido a sus características se le ha dado una amplia gama de aplicaciones que van desde el uso doméstico hasta las diversas ramas industriales. Para que este combustible pueda ser utilizado es conveniente que pase por un proceso de purificación que es denominado endulzamiento, ya que el gas tal como es extraído de los yacimientos, contiene ácido sulfhídrico, que ocasiona contaminación, corrosión y resta poder calorífico al gas. El proceso de endulzamiento de gas natural se refiere a la purificación de este, mediante la remoción de las impurezas presentes en fase gaseosa. Un paso antes del proceso de endulzamiento es necesario comprimir el gas hasta cierta presión, esto para poder ser enviado a las plantas de deshidratación y desulfuradoras de gas; es en este paso donde se realiza la aplicación de un tipo de análisis energético llamado Metodología Pinch o del Punto de Pliegue.

Como en todos los procesos que abarca la industria, la necesidad de reducir en las plantas los costos operativos y aumentar la producción dentro de los estándares de calidad que rigen el mercado, han llevado al desarrollo de nuevos procesos y a optimizar los ya establecidos.

Es la incertidumbre del suministro de energía, el aumento en la demanda del gas natural y el cumplimiento de las regulaciones ambientales, lo que ha hecho que la industria se centre en realizar análisis de aprovechamiento de energía en sus procesos e instalaciones. Estos análisis consisten en presentar opciones de optimización de la energía mediante la mejora de las operaciones unitarias involucradas en el proceso, y principalmente la interacción de los equipos para realizar dichas operaciones.

Uno de esos análisis es la tecnología Pinch, que proporciona una metodología sistemática para el ahorro de energía en los procesos. La metodología está basada en principios termodinámicos (March, 1998).



Un análisis Pinch inicia con el balance de calor para el proceso. Utilizando esta metodología es posible identificar apropiadamente cambios en las condiciones del proceso que puedan tener un impacto en el ahorro de energía [1]. Esta tecnología demuestra que es posible el establecimiento de diseños de intercambio térmico con un número mínimo tanto de unidades de intercambio de calor como de área de transferencia de calor, maximizando la recuperación de calor y distribuyendo de forma óptima el uso de los servicios auxiliares (Bacha, Fortes, & Aguilar, 2007).

Cantarell.

En 1972, un pescador llamado Rudesindo Cantarell, observó una mancha de aceite que brotaba de las profundidades del mar en el Golfo de México, aproximadamente a 70 kilómetros de la costa, en la zona conocida como Sonda de Campeche. Poco tiempo después, estudios de exploración determinaron la localización de un campo petrolero gigante. En honor al pescador que dio los primeros indicios de su existencia, este campo lleva el nombre de Cantarell.

A partir de la explotación de este yacimiento, México se ubicó por segunda vez en su historia como productor y exportador de petróleo, lo que lo colocó por primera vez en el panorama mundial como uno de los países relevantes del mundo petrolero. El efecto Cantarell influyó rápidamente en la economía del país. De producir 749 mil barriles diarios durante los setenta, el promedio de producción diaria del país creció hasta alcanzar 2.5 millones de barriles en la década de los ochenta, 2.8 millones en los noventa y 3.1 millones en el periodo 2000-2010.

Cantarell representó 36.8% de la producción total de petróleo de los ochenta, 40.8% de los noventa y el 50.4% en el periodo 2000-2010. En diciembre de 2003, Cantarell alcanzó su pico de producción al promediar 2.21 millones de barriles diarios, mes en que la producción nacional alcanzó su nivel más alto de la historia: 3.44 millones de barriles diarios.

Declinación.

Como en todo campo petrolero, la declinación de la producción es un fenómeno inevitable, debido a que sus reservas de hidrocarburos son finitas. Cantarell, por lo mismo, no fue ajeno a este fenómeno, y a partir de 2004, inició su proceso natural de declinación. Dada la importancia de Cantarell en la producción global del país, el inicio de su declinación impactó la estrategia de producción de PEMEX. En consecuencia, se ejecutaron nuevos proyectos como Ku-Maloob-Zaap, Ixtal-Manik y Delta del Grijalva para compensar dicha reducción en la producción, la cual alcanzó aproximadamente 800 mil barriles de crudo diarios desde el inicio de la declinación de Cantarell, lográndose de esta manera una producción a finales de diciembre 2010 de 2 millones 574 mil barriles diarios.



A nivel de activo integral, Cantarell tenía, al primero de enero de 2010, reservas remanentes totales por 5 mil 116 millones de barriles de crudo, de las cuales 2 mil 542 millones son reservas probadas. Otras 1 mil 172 millones son reservas probables y 1 mil 402 millones son reservas posibles. La relación reserva probada-producción de Cantarell es de 10.6 años (a los niveles actuales de producción).

La eficiencia energética es una opción para mitigar el consumo de energía, en este caso en específico el consumo adicional de gas natural para servicios de calentamiento; la propuesta en este trabajo es la implementación de la Metodología Pinch como una alternativa para la recuperación de energía térmica (calor), con lo que se promueve el aumento en la eficiencia energética de los equipos involucrados en el proceso, así como la disminución de emisiones de gases efecto invernadero.



Objetivos

- **Objetivo General**

Implementar la metodología del punto de pliegue (Pinch) en los módulos de compresión de gas natural del complejo petrolero Cantarell, para establecer un diseño de intercambio térmico entre las unidades del proceso, además de la recuperación de calor del sistema generador de potencia con el propósito de mejorar la eficiencia global del sistema y hacer uso eficiente de la energía.

- **Objetivos Específicos**

1. Simular con el software ASPEN Hysys los módulos de compresión de gas natural en su operación actual para conocer los consumos energéticos de cada uno de los equipos, así como sus propiedades termodinámicas.
2. Realizar un análisis de exergía del proceso de compresión de gas natural con el cual se determinarán las irreversibilidades en el sistema.
3. Estudiar la importancia de aumentar la eficiencia *termodinámica* en los equipos involucrados en la compresión de gas natural.
4. Aplicar la metodología del punto de pliegue o Pinch a los módulos de compresión de gas, de acuerdo con los resultados obtenidos en el análisis de exergía.
5. Modelar con el software ASPEN Hysys las propuestas de ahorro de energía mediante el aumento de la eficiencia energética para los módulos de compresión de gas, de acuerdo con los resultados obtenidos por la metodología Pinch.



Justificación

Al gas natural asociado se le conoce como gas amargo debido a la presencia de ácido sulfhídrico (H_2S) dentro de su composición; esta sustancia es indeseable por lo que es necesario removerla por medio de un proceso de endulzamiento para obtener las propiedades deseadas para su uso comercial o industrial [3].

En las plataformas del complejo petrolero Cantarell, antes de llegar al proceso de endulzamiento de gas se realiza la compresión del mismo, esto con el objetivo de aumentar la presión en las corrientes para que ingrese al endulzado en las condiciones de presión y temperatura necesarias para el proceso. En la compresión del gas se genera potencia mediante el ciclo Brayton, esto para suministrar la energía requerida para la operación de los compresores y servicios auxiliares de los módulos de compresión; es en esta etapa donde se presenta desperdicio de energía, ya que los gases de chimenea provenientes de la turbina son liberados a la atmósfera sin ser aprovechados, con una temperatura de alrededor de $540\text{ }^{\circ}\text{C}$, equivalente a 126.4 MMBtu/h .

Para llevar a cabo el uso eficiente de la energía térmica, se implementará en este trabajo la metodología del punto de pliegue o Pinch con la cual será posible encontrar las condiciones para el intercambio de calor entre las corrientes procedentes de los compresores que necesitan ser enfriadas, y las que deben ser calentadas previo al proceso de endulzamiento de gas natural; esta metodología arrojará un diseño para la red de intercambiadores de calor necesarios para llevar a cabo el uso eficiente de la energía en los módulos de compresión.

Con respecto al aprovechamiento de los gases de escape procedentes de la turbina de gas, con esta técnica se pretende aumentar la eficiencia del ciclo Brayton.



Capítulo 1.

Introducción a la eficiencia energética.

1.1 La energía en el contexto internacional.

A lo largo de la historia, el uso de la energía ha sido central para el funcionamiento y desarrollo de las sociedades humanas. Pero durante los siglos XIX y XX la humanidad aprendió cómo aprovechar la forma más alta de concentración de energía contenida en los combustibles fósiles. Estos proporcionaron el poder que impulsó a la revolución industrial, brindando inigualables aumentos en la riqueza y productividad de millones de personas en todo el mundo. Al entrar en el tercer milenio, sin embargo, hay una creciente conciencia de que tendrán que ir cambiando radicalmente los sistemas energéticos con los que se cuenta actualmente, si se quieren suplir las necesidades de energía a largo plazo, y esto debe ser, a través de sistemas sostenibles y eficientes (Boyle Godfrey, 2003).

Para el 2012 la producción mundial de energía primaria totalizó en 13,461.15 millones de toneladas equivalentes de petróleo (MMtep), lo que significó un aumento del 2.0% con respecto al 2011. El mayor productor de energía primaria fue China con un 18.8%, mientras que México ocupó el duodécimo lugar, con 1.6% de la energía total producida en el mundo (2012, 2014). En la figura 1.1 se muestra la producción de energía primaria por tipo de energético.

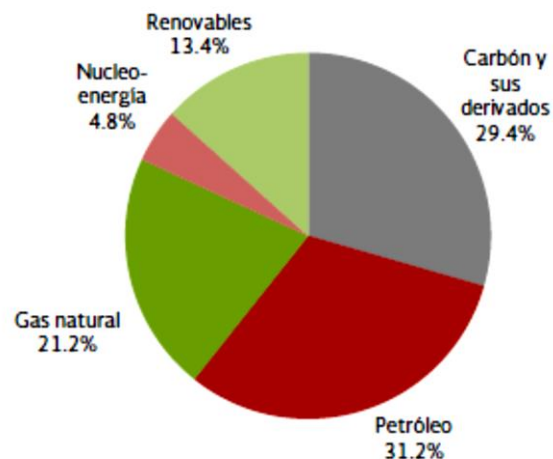


Figura 1.1. Producción mundial de energía primaria, 2012. 13,461.15 MMtep

Fuente: World Energy Balances, IEA, edición 2014



De acuerdo con el Balance Nacional de Energía 2013¹, el consumo mundial de energía creció 0.7% en 2012. Los mayores crecimientos correspondieron al carbón y sus derivados con 0.6%, y electricidad, con 2.8%. Con respecto a las energías renovables, estas presentaron un aumento del 0.5%. A continuación se muestra la distribución del consumo de energía a nivel mundial por energético.

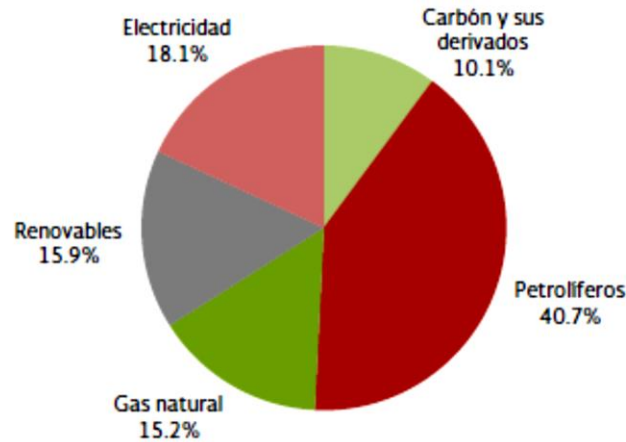


Figura 1.2. Consumo Mundial de Energía por Energético, 2012.
Fuente: World Energy Balances, IEA, edición 2014

Respecto al sector de consumo, el principal a nivel mundial fue el industrial con el 28.4%, seguido por el transporte con un 27.9% y el residencia con 23.1%. Ver figura 1.3.

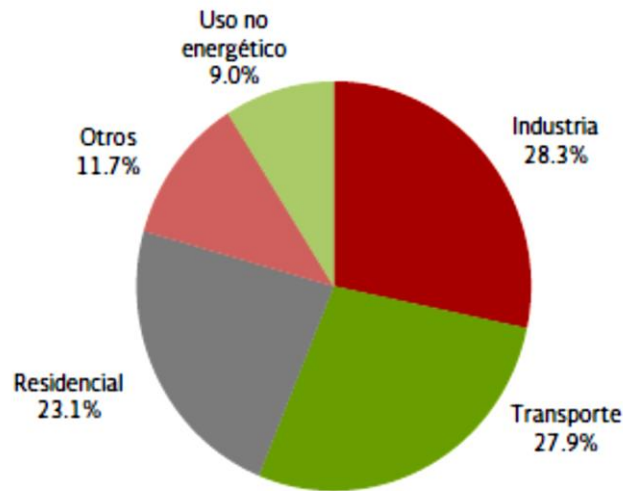


Figura 1.3. Consumo total mundial de energía por sector, 2012
8,978.86 MMtep
Fuente: World Energy Balances, IEA, edición 2014

¹ Por ser el último publicado.



Tanto la producción como el consumo de energía a nivel mundial se basan en más del 70% del total en combustibles fósiles, mientras que a las energías limpias les corresponde sólo el 15.9% de la producción a nivel mundial. Con estos datos se confirma la dependencia que se continúa teniendo con respecto a los combustibles fósiles, por lo que es necesario y urgente atender el uso eficiente de la misma, lo que redundará en la mitigación de los gases efecto invernadero.

1.2 Uso de la energía en la industria mexicana.

La producción nacional de energía para el año 2013 totalizó en 9,020.21 PJ, lo que significó una disminución de 0.4% con respecto al 2012. Siendo el petróleo el principal energético producido (64.3% del total), seguido por el gas natural con un 22.7% del total, mientras que las fuentes renovables representan sólo el 7.0%².

Los encargados de la mayor producción de petróleo a nivel nacional son el Activo Integral Ku-Maloob-Zaap con un 33.6% del total, presentando un aumento del 1.5% en 2012 respecto a 2011; y el Activo Integral Cantarell con una producción de 17.8% del total, con una caída de 9.3% respecto al año anterior, esto derivado de la declinación de la producción de este activo (2013, 2013).

El principal combustible utilizado en la industria en el 2012 es el gas seco, representando el 35.8% (548.29 PJ). Lo que significó un aumento del 4.5% con respecto al 2011. El sector industrial comprende el consumo de energía de los procesos productivos en el que destacan 15 ramas identificadas como: siderúrgica, PEMEX Petroquímica, química, azúcar, cemento, minería, celulosa y papel, vidrio, fertilizantes, cerveza y malta, automotriz, aguas envasadas, construcción, hule y tabaco. Esta clasificación es de acuerdo al Sistema de Clasificación Industrial de América del Norte (SCIAN).

Las industrias más intensivas en el uso de energía, ya que utilizan cerca del 30% del consumo total industrial, son: la industria básica del hierro y del acero, sus requerimientos de energía totalizaron 207.34 PJ, es decir el 13.6%; la industria de fabricación de cemento y productos a base de cemento, tuvo una participación de 9.1% en 2012, su demanda energética totalizó 139.50 PJ; Petroquímica de PEMEX con un 6.9% del total del sector, totalizando 106.28 PJ consumidos durante el año 2012. Los mayores consumidores de energía por sector son transporte e industrial, ocupando el primer y segundo lugar con 47% y 31% del total nacional.

1.2.1 Usos finales de la energía en la industria.

Los principales usos finales de la energía se clasifican en dos rubros, térmica y electricidad, como se muestra en el cuadro siguiente:

² Datos tomados del Balance Nacional de Energía 2012.



Cuadro 1.1. Principales usos finales de la energía en la industria³.

<i>Térmica</i>	<i>Electricidad</i>
<i>Hornos</i>	Motores
<i>Calefacción</i>	Bombas
<i>Refrigeración</i>	Ventiladores
<i>Panificación</i>	Transportadores
<i>Secado</i>	Trituración, molienda
<i>Calefacción y refrigeración, de espacios incluyendo ventilación</i>	Sistemas de vacío

En el sector industrial a nivel mundial los motores trifásicos representan la mayor parte del consumo de energía y por esta razón se han implementado normas de eficiencia energética desde hace ya varios años. En México los sistemas electromotrices representan el 61% del consumo total de electricidad (Instituto Nacional de , 2012). Estos convierten la energía eléctrica en energía mecánica, accionan bombas y ponen en marcha ventiladores, cintas transportadoras, compresores, etc. Los motores normalmente funcionan durante muchas horas a lo largo de varios años, por tanto seleccionar motores de alta eficiencia y garantizar su correcto funcionamiento, será importante para minimizar el consumo de electricidad. La iluminación también representa un porcentaje importante del consumo de electricidad en la industria.

Los compresores pueden ser accionados por motores eléctricos o bien por turbinas de vapor o gas. Estos elementos, compresores, son muy ineficientes ya que hasta el 90% de la energía puede perderse como calor residual. En ocasiones sólo el 5% del total de la energía se almacena en el fluido a presión y el 95% de la energía se convierte en calor (Coakley Tadhg, 2010).

1.2.2 La industria del gas natural.

El gas natural es una mezcla de hidrocarburos parafínicos ligeros con el metano como su principal constituyente. El gas natural puede encontrarse asociado con el petróleo o independiente en pozos de gas no asociado o gas seco. Es enviado a plantas de gas, en donde se obtiene el gas seco, gas licuado, nafta y etano.

El componente principal del gas natural es el Metano (CH₄), cuyo contenido varía generalmente entre 55 y 98% molar. Contiene también, Etano (C₂H₆), Propano (C₃H₈), Butano (C₄H₁₀) y componentes más pesados en proporciones menores y decrecientes.

El gas natural tiene también cantidades menores de gases inorgánicos, como el Nitrógeno (N₂), el Dióxido de Carbono (CO₂), Sulfuro de Hidrógeno (H₂S), Monóxido de

³ Información tomada del documento “Uso de la energía en el sector industria”. IUSES. 2010.



Carbono (CO), Oxígeno (O₂), Vapor de Agua (H₂O), etc. Todos estos componentes son considerados impurezas del gas natural, algunas de estas impurezas causan verdaderos problemas operacionales, como lo es la formación de hidratos, que se producen por la condensación y reacción del agua, o el incremento del proceso de corrosión en los equipos, causado por la presencia de gases ácidos.

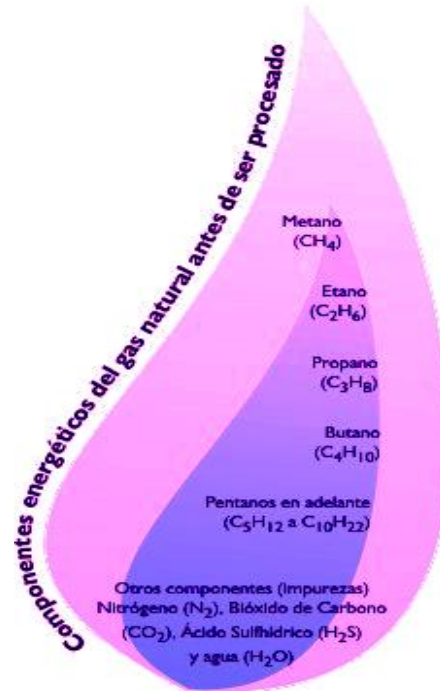


Figura 1.4. Componentes del gas natural antes de ser procesado.

Fuente: PEMEX Gas y Petroquímica Básica.

De acuerdo con su origen al gas natural se le puede clasificar como:

Gas asociado: Es aquel que se encuentra en contacto y/o disuelto en el petróleo del yacimiento. Generalmente, el gas natural asociado se encuentra como gas húmedo ácido. Este gas tiene que ser sometido al proceso de separación gas-petróleo, para poder ser tratado y utilizado.

Gas no asociado: Es aquel que se encuentra en yacimientos que no contienen crudo, a las condiciones de presión y temperatura originales. Este gas puede hallarse como húmedo ácido, húmedo dulce o seco. Puede ser tratado y distribuido sin la necesidad del proceso de separación. Está compuesto principalmente por metano, compuesto que alcanza una concentración porcentual mayor a 90%, con pequeñas cantidades de pentanos y compuestos más pesados.

Por su composición, el gas natural se clasifica de la siguiente manera:

Gas seco: Debido a su composición se puede utilizar directamente como combustible, ya que su composición fundamental alcanza valores de un 85-90% de concentración de metano. En los yacimientos de gas seco la mezcla de hidrocarburos permanece en fase



gaseosa a condiciones de yacimiento y de superficie, y la producción de líquidos sólo se logra a temperaturas criogénicas. El término gas seco, está relacionado con la poca capacidad de producir hidrocarburos líquidos, nada tiene que ver con el contenido de agua.

Gas húmedo: Este es un gas del cual se puede obtener una riqueza líquida de hasta 3 GPM (Galones por mil Pies cúbicos Normales de gas); no existe ninguna relación con el contenido de vapor de agua que pueda contener el gas. En los yacimientos de gas húmedo existe mayor porcentaje de componentes intermedios y pesados que en los de gas seco.

Gas condensado: Este gas se puede definir como un gas con líquido disuelto. El contenido de metano es alrededor de 60%. La mezcla de hidrocarburos a las condiciones iniciales de presión y temperatura se encuentra en fase gaseosa o en el punto de rocío.

Gas ácido: Es un gas cuyo contenido de sulfuro de hidrógeno (H_2S) es mayor que 4 ppm (partes por millón).

Gas dulce: Contiene cantidades de sulfuro de hidrógeno, menores a 4 ppm (partes por millón) en base volumen y menos de 3% en base molar de dióxido de carbono (CO_2).

Gas hidratado: Es un gas que tiene más de 7 libras de agua por cada millón de pies cúbicos normales de gas, lo que indica que el gas deberá de ser sometido al proceso de deshidratado para poder comercializarlo.

Gas anhidro: Este gas tiene menos cantidad de vapor de agua que el gas hidratado.

La producción y uso del gas natural surge básicamente como resultado de la explotación del crudo. En sus orígenes el gas natural fue un subproducto no deseado de la explotación petrolera en la medida en que en la mayoría de los yacimientos se encontraba asociado al crudo extraído, lo que algunas veces generaba peligrosas condiciones para las actividades perforatorias y de producción. Tuvieron que pasar algunas décadas para que la industria petrolera tomase conciencia de que la existencia del gas natural y la presión que éste ejercía en los yacimientos posibilitaba la recuperación del petróleo, lo que más tarde permitiría acelerar el desarrollo de la industria petrolera, coadyuvando a que se conformaran los patrones en el uso de la energía, que hoy en día se conocen a nivel mundial.

Hasta hace relativamente pocos años una parte del gas natural asociado era quemado o enviado a la atmósfera y la mayor parte era reinyectado al yacimiento y/o utilizado para extracción de petróleo en la llamada operación de bombeo neumático (Márquez D., 1989).

Con el descubrimiento en 1945 del yacimiento Misión en el norte del país se da en cierta forma el inicio a la historia del gas natural en México. Las actividades ligadas al aprovechamiento de este hidrocarburo son iniciadas en años posteriores, al realizarse las obras de reinyección al yacimiento Poza Rica y particularmente con las construcciones de



los gasoductos entre la planta de absorción allí ubicada y el Distrito Federal, y desde Reynosa a Monterrey, al desarrollarse los campos productores de gas al noroeste de Tamaulipas. La producción de gas natural en México adquiere una importancia relativamente tardía como fuente de suministro energético, considerando el auge temprano de la explotación petrolera (Márquez D., 1989).

A fines de los cuarenta no se comercializaba el gas natural. Las líneas de conducción de longitud, menos de 100 km y de reducido diámetro (menos de 12 plg) sólo se utilizaban para abastecer de combustible las instalaciones de Pemex (Proeto, 1985).

La producción de gas natural entre los años 1952 y 1964 pasa de 256 a 1,325 MMPCD en correspondencia con el significativo aumento que había conocido la producción de crudo. A finales de 1952, las reservas totales de hidrocarburos alcanzaban la cifra de 2,241 MMB correspondiendo alrededor de 40% al gas natural. Al 31 de diciembre de 1964, éstas se establecerían en 5,227 MMB y la participación en ellas de las reservas de gas natural se estimaba en 44% (Márquez D., 1989).

Para finales de los setenta, la red de gasoductos aumentó en forma considerable no sólo en términos de kilómetros, sino también en cuanto a diámetro de las tuberías; se contaba con más de 4,000 km de líneas de conducción, proviniendo el fluido en más de 70% de los campos no asociados al crudo y con tuberías que alcanzaron hasta 24 plg de diámetro (Márquez D., 1989).

El desarrollo y consolidación de esta incipiente industria encontró formidables estímulos en los grados relativos de desarrollo industrial logrados a partir de los cuarenta, y en especial, en el desarrollo y crecimiento de la industria petroquímica desde principios de los setenta, al volverse ésta un importante consumidor de gas natural como materia prima y como energético.

El aumento en el consumo del gas natural, los descubrimientos de nuevos yacimientos y la utilización restringida de los líquidos, así como de las fuentes suplementarias de aprovisionamiento de hidrocarburos en estos tiempos, justificaron ampliamente las inversiones realizadas con el fin de aprovechar el gas natural, lo que permitió, en forma paulatina, la conformación de una verdadera industria gasera.

1.3 Eficiencia energética en México.

Las estrategias actuales en materia de eficiencia energética a nivel internacional, tienen su origen en tres aspectos fundamentales; la crisis del petróleo, la globalización de la economía mundial y más reciente, el cambio climático global.

La Secretaría de Energía (SENER) define la Eficiencia Energética como todas las acciones que conlleven a una reducción económicamente viable de la cantidad de energía necesaria para satisfacer las necesidades energéticas de los servicios y bienes que requiere



la sociedad, asegurando un nivel de calidad igual o superior y una disminución de los impactos ambientales negativos derivados de la generación, distribución y consumo de energía.

A partir de la primera crisis petrolera de 1973-1974, cuando los precios del hidrocarburo se incrementaron notablemente, se gestaron importantes transformaciones en el entorno energético mundial, las cuales se intensificaron con los aumentos de precios registrados en los años de 1979 y 1980. En este período concluyó, sobre todo en los países de mayor nivel de desarrollo, la era de los energéticos baratos que había servido como uno de los elementos base para la expansión de la economía mundial.

Debido a la alta dependencia de los hidrocarburos como fuente primaria de suministro de energía en el mundo, y en particular la dependencia y vulnerabilidad de las naciones importadoras, sobre todo las de economías desarrolladas, principales consumidoras de los energéticos en el mundo, se iniciaron importantes cambios por el lado de la demanda de energía, al implantar entre otras políticas la de ahorro, cuyos resultados en muy corto plazo resultaron espectaculares. La transformación inició a principios de los 70's y se aceleró después de 1979, año a partir del cual el consumo total de petróleo en el mundo disminuyó en 2.57% anual promedio, mientras que a partir de 1984 retomó el crecimiento a una tasa más moderada del 1.5% anual, muy inferior a la registrada en el lapso comprendido entre 1960 y 1979 que fue del 6.4% anual (Instituto Nacional de Estadística y Geografía, 2012).

1.3.1 Políticas y programas de eficiencia energética: Evolución histórica.

Los avances en la penetración del ahorro y uso eficiente de la energía en la planeación del país, se ven reflejados en los Planes Nacionales de Desarrollo, los Programas Sectoriales⁴ y en diversos documentos sobre Prospectiva del Sector Eléctrico⁵.

En el Cuadro 1.2 se muestra la evolución de las políticas y programas de eficiencia energética en México.

⁴ Secretaría de Patrimonio y Fomento Industrial, "Programa de Energía. Metas a 1990 y Proyecciones al año 2000". Secretaría de Energía Minas e Industria Paraestatal; "Programa Nacional de Modernización de Energéticos 1984-1988". "Programa Nacional de Modernización Energética 1990-1994". Secretaría de Energía; "Programa de Desarrollo y Reestructuración del Sector de la Energía, 1995-2000". Programa Sectorial de Energía 2001-2006.

⁵ SEMIP "Documento de Prospectiva del Sector Eléctrico 1994-2003. SENER de Prospectiva del Sector Eléctrico Períodos de 1995 al 2003-2012.



Cuadro 1.2. Evolución de las políticas y programas de eficiencia energética en México.

Programa de Energía. Metas a 1990 y Proyecciones al año 2000 (Publicado en 1981)	Establecía en su segundo objetivo específico: Racionalizar la producción y uso de la energía.
Programa Nacional de Energéticos 1984-1988	Se plantea como uno de los principales problemas, el alto consumo de energía por unidad de producto, provocado entre otros factores por el uso de ineficiente; a partir de este diagnóstico, el Programa establece: Ahorrar energía y promover su uso eficiente, en la producción distribución y utilización final.
Programa Nacional de Modernización Energética 1990-1994	<p>De las cinco prioridades que se plantean en el programa, la segunda señala: Ahorro y uso eficiente de la energía.- Llevar adelante un programa con carácter integral, que promueva el ahorro y uso eficiente de la energía, con la participación comprometida de toda la sociedad. Inducir cambios permanentes en los hábitos de consumo hacia usos, más eficientes; en la medida en que se vaya conteniendo la dinámica de la demanda, se estarán ahorrando recursos naturales y liberando recursos de inversión para otras prioridades nacionales.</p> <p>Adicionalmente en su segundo lineamiento de política para la modernización del sector energético, establece que se le otorga máxima prioridad al tema, con base en los importante potenciales de ahorro, lo que requiere que se fijen metas concretas, para lo cual indica, entre otras, las siguientes líneas de acción:</p> <ul style="list-style-type: none">• Asignar partidas presupuestales específicas en empresas paraestatales para la ejecución de acciones de ahorro de energía.• Evaluar la conveniencia de establecer esquemas de apoyo fiscal y financiero.• Realizar diagnósticos energéticos en los sectores que registran mayores consumos.• Establecer normas de eficiencia energética.• Promover campañas de concientización e información, incluir el ahorro de energía en programas de estudio a nivel básico, así como brindar asesorías y asistencia técnica.
Programa de Desarrollo y	Establece que la actividad de este sector ha transitado de una etapa en la que prevaleció la meta de autosuficiencia en el abasto,



Reestructuración del Sector de la Energía 1995-2000

en otra en la que se sumaron a la lista de prioridades, entre otras el fomento al ahorro de energía; también señala, refiriéndose al cuidado de los recursos naturales y la protección al medio ambiente, que el esfuerzo sostenido y aún acrecentado en materia de ahorro y uso eficiente de la energía, contribuiría a ese propósito. Concluyendo que los programas encaminados a una mayor eficiencia energética, deberán influir sobre la demanda de manera que, manteniendo las tasas de crecimiento económico previstas, se aseguren menores consumos.

Programa Sectorial de Energía 2001-2006

Menciona algunas acciones y programas, como la elaboración y aplicación de normas de eficiencia energética, el horario de verano, los programas para la comercialización de lámparas fluorescentes compactas, los proyectos demostrativos y de asistencia técnica, los programas de incentivos para la adquisición de equipos eléctricos de alta eficiencia y el sello FIDE.

El programa establece como meta para el 2006: un ahorro nacional equivalente al 2.5% con respecto al consumo final total nacional. Para lograrlo plantea la estrategia y describe las líneas de acción que incluyen fortalecimiento de la modernización, el fortalecimiento y el diseño e implementación de nuevos programas de eficiencia energética, la intensificación de la investigación y desarrollo tecnológico, la promoción del ahorro de energía y el impulso a la educación en materia de eficiencia energética.

Programa Sectorial de Energía 2007-2012

Su componente III. Eficiencia Energética, Energías Renovables y Biocombustibles, establece como su primer objetivo promover el uso y producción eficientes de la energía indica que: dos de los ejes centrales de las políticas públicas de México son la sustentabilidad ambiental y la economía competitiva y generadora de empleos. En este sentido, el uso eficiente de la energía concilia las necesidades de la sociedad con el cuidado de los recursos naturales.

La eficiencia energética busca ofrecer el mismo servicio con un menor consumo de energía. Es una oportunidad para reducir el gasto en insumo energético, aumentar la competitividad del apartado productivo, reducir las emisiones de gases efecto invernadero y conservar los recursos energéticos de nuestro país.

Estrategia Nacional de Energía 2013-2027

Se propicia la inclusión social de la población a los beneficios que derivan del uso de la energía, la sustentabilidad a largo plazo del sector, y la mitigación de los impactos negativos que la producción y el consumo de energéticos pueden tener sobre la



Programa Nacional para el Aprovechamiento sustentable de la Energía 20014-2018

salud y el medio ambiente, incluyendo la reducción de emisiones de gases efecto invernadero.

Expone de manera sucinta las problemáticas de orden estratégico sobre las que se deben establecer políticas públicas que, actuando de manera coordinada, mejoren el funcionamiento del sector energético nacional.

El Pronase es el documento rector del aprovechamiento sustentable de la energía en México y será de observancia obligatoria para la Secretaría de Energía y las entidades paraestatales coordinadas por la misma; las demás dependencias y entidades de la Administración Pública Federal se sujetarán a sus disposiciones cuando dicho programa incida en el ámbito de sus respectivas competencias.

El Programa consta de seis objetivos, dieciocho estrategias y sesenta y seis líneas de acción, que permitirán alcanzar el uso óptimo de la energía en todos los procesos y actividades para su explotación, producción, transformación, distribución y consumo. Así mismo, considera seis rubros que impulsarán y promoverán la eficiencia energética en el país, tales como:

- Programas de eficiencia energética
- Regulación de la eficiencia energética
- Mecanismos de cooperación
- Capacidades institucionales
- Cultura del ahorro de energía
- Investigación y desarrollo tecnológico

Fuente: E. y. C. C. Instituto Nacional de Estadística y Geografía, «Estudio del impacto de medidas y políticas de eficiencia energética en los sectores de consumo, sobre el balance de energía y sobre los escenarios de gases de efecto invernadero en el corto y mediano plazo.» 2012. [En línea]. Available: http://www.inecc.gob.mx/descargas/cclimatico/2012_estudio_cc_mitgef13.pdf. [Último acceso: 30 Abril 2014].

1.3.2 Iniciativas de eficiencia energética implementadas en México.

A continuación se muestran las iniciativas en materia de eficiencia energética durante los últimos 30 años:



Cuadro 1.3. Iniciativas de eficiencia energética implementadas en México.

Año	Iniciativa
1980	Creación del Programa Nacional del Uso Racional de la Energía Eléctrica de CFE y LyFC.
1984	Creación del Programa de Conservación y Ahorro de Energía de Petróleos Mexicanos.
1985	PEMEX a través del PROCAE y con el apoyo del Instituto Mexicano del Petróleo pone en marcha uno de los Programas de Formación de Recursos Humanos en Ahorro de Energía de mayor dimensión hasta ahora implementados.
1989	Creación de la CONAE (Comisión Nacional para el Ahorro de Energía); Creación del PAESE (Programa de Ahorro de Energía en el Sector Eléctrico).
1990	Constitución del Fideicomiso para el Aislamiento Térmico de Viviendas. Creación del FIDE (Fideicomiso para el Ahorro de Energía Eléctrica).
1991	El PAESE_CFE indica el desarrollo de proyectos de sustitución de lámparas incandescentes por fluorescentes compactas.
1992	Se establece el Premio Nacional de Ahorro de Energía Eléctrica CFE-PAESE-FIDE. Se lleva a cabo el proyecto Ilumex, para el reemplazo de lámparas incandescentes por fluorescentes compactas. Publicación de las primeras Normas Oficiales Mexicanas para cuatro productos: refrigeradores, equipo de aire acondicionado, lavadoras y motores eléctricos. Se introduce en México el “Sello FIDE”, como un sello de cumplimiento voluntario de eficiencia energética.
1996	FIDE comienza el Programa de Incentivos y Desarrollo de Mercado para transformar el mercado hacia el uso de motores eléctricos, compresores y sistemas de iluminación comercial de alta eficiencia. Se implementa el horario de verano para todo el país.
1997	FIDE comienza el programa de gran escala para el reemplazo de lámparas incandescentes por lámparas fluorescentes compactas en el sector residencial.
1999	Comienza el programa de eficiencia energética en edificios federales (Programa APF).
2000	CONAE pone en vigor 18 NOMs de eficiencia energética. FIDE recibe el reconocimiento Energy Globe Award 2000. PEMEX restablece su programa de ahorro de energía.



- 2002** Se inicia el Programa de Financiamiento para el Ahorro de Energía Eléctrica (PFAEE), con la participación de CFE, NAFIN, FIPATEERM y FIDE, para la sustitución de equipos electrodomésticos.
PEMEX establece su Programa Institucional de Uso Eficiente y de Ahorro de Energía.
- 2003** Se homologan 3 NOMs con normas de Estados Unidos y Canadá.
- 2004** CONAE implementa tres Premios Nacionales de Ahorro de Energía (Térmica, Transporte, Energía Renovable).
- 2006** El FIDE se hace acreedor del premio International Star of Energy Efficiency Award, de la Aliance to Save Energy.
- 2007** Publicación de la Estrategia Nacional de Cambio Climático.
- 2008** Publicación de la Ley para el Aprovechamiento Sustentable de la Energía (LASE). La CONUEE queda constituida a partir de la entrada en vigor de la ley para el Aprovechamiento Sustentable de la Energía, publicada el 28 de noviembre de 2008. /Programa piloto para el reemplazo de lámparas incandescentes por CFLs.
- 2009** Publicación del Programa Especial de Cambio Climático 2009-2012. Comienza el Programa Nacional para el Aprovechamiento Sustentable de la Energía (PRONASE).
- 2011** Inicia el Programa Luz Sustentable
Se crea el Fondo para la Transición Energética.
Se registra el primer Programa bajo el Mecanismo de Desarrollo Limpio a nivel internacional para la sustitución de lámparas incandescentes por fluorescentes compactas.
- 2012** Es publicada la Ley General de Cambio Climático. /La SENER a través de la CONUEE y la CRE publican e entran en vigor 23 NOMs de eficiencia energética.
- 2013** Se publica la Estrategia Nacional de Energía 2013-2027.
- 2014** La CONUEE implementa el Programa Sistema de Gestión de la Energía y Generación distribuida.

Fuente: E. y. C. C. Instituto Nacional de, «Estudio del impacto de medidas y políticas de eficiencia energética en los sectores de consumo, sobre el balance de energía y sobre los escenarios de gases de efecto invernadero en el corto y mediano plazo.» 2012. [En línea]. Available: http://www.inecc.gob.mx/descargas/cclimatico/2012_estudio_cc_mitgef13.pdf. [Último acceso: 30 Abril 2014].



1.3.3 Política energética en México.

Con el *Programa de Energía. Metas a 1990 y Proyecciones al año 2000 (Publicado en 1981)*, en México se da comienzo con los programas y políticas de Eficiencia Energética, enfocadas a la optimización y cuidado de los combustibles y recursos no renovables. En los cuadros 1.2 y 1.3 se muestran los diversos programas, políticas e iniciativas que se han implementado a lo largo de los últimos treinta y cinco años en el país, referentes a eficiencia energética en diferentes rubros.

De acuerdo con la *Estrategia Nacional de Energía (ENE)*, la política energética del país que expone de manera concisa las problemáticas de orden estratégico sobre las que se deben establecer políticas públicas, que mejoren el funcionamiento del sector energético del país. Un factor clave y de enfoque para la Estrategia es promocionar la eficiencia energética tanto en el consumo, como en los procesos de producción de energía. El uso de las mejores prácticas y tecnologías permitirá reducir el consumo energético del país sin impactar su crecimiento, esto sin perder de vista que obtener tales ahorros requiere de esfuerzos a largo plazo. La mejora en la eficiencia energética aumenta la productividad de la economía, promueve nuevos mercados y reduce la presión sobre nuestros sistemas energéticos.

Enfrentar los retos ambientales del uso y generación de la energía es un elemento también central de la Estrategia, no sólo por la importancia de evitar y reducir los impactos y riesgos ambientales a la población y los ecosistemas, sino también para impulsar el crecimiento de la economía, mejorar el bienestar y la competitividad. Reducir la huella ambiental de la energía puede contribuir significativamente a eliminar las pérdidas económicas relacionadas con el daño al medio ambiente. El establecer medidas para acelerar la transición energética hacia fuentes no fósiles, particularmente renovables, aumenta la seguridad energética, permite aprovechar otros recursos naturales abundantes en el país, prepara al país ante un escenario de regulación climática internacional.

Como resultado de la implementación de estrategias establecidas en la ENE y en cumplimiento de los objetivos del Programa Nacional para el Aprovechamiento Sustentable de la Energía (PRONASE); a partir del año 2013 la Conuee ha creado dos programas pilotos: *Sistemas de Gestión de la Energía y Generación distribuida*. El primero de estos está enfocado al sector industrial, así como a las pequeñas y medianas empresas; *Sistemas de Gestión de la Energía*, tiene como objetivo establecer los métodos y propósitos necesarios para mejorar el rendimiento energético, incluyendo la eficiencia, uso y consumo. También tiene la finalidad de conducir a reducciones en las emisiones de gases efecto invernadero, el costo de la energía y otros impactos ambientales relacionados. La *generación distribuida*, plantea el uso de alternativas tecnológicas para generar energía eléctrica lo más cerca posible al lugar de consumo, incorporando las ventajas de la tecnología moderna y el respaldo de la industria eléctrica.



1.4 Emisiones de gases efecto invernadero.

En México la categoría de energía es la principal fuente de emisiones de Gases Efecto Invernadero (GEI). Esto de acuerdo con el Inventario Nacional de Emisiones de Gases Efecto Invernadero 1990-2010 (INEGEI), representó 67.3% del total de las emisiones durante el 2010⁶. Esta categoría se integra por el consumo de energía en el sector transporte (22.2%), generación de energía (21.8%), manufactura e industria de la construcción (7.6%), fugitivas (11.1%), otros consumos (4.6%). Las emisiones totales de GEI de la categoría de energía del país alcanzaron 490.4 Tg CO₂ eq. en 2012.

Las emisiones de la industria energética están conformadas por las asociadas a la generación de electricidad y las que se derivan del consumo propio, es decir, la energía utilizada para el funcionamiento de sus instalaciones.

El Balance Nacional de Energía 2012 dice que las emisiones de la categoría industrial por consumo de combustible totalizaron 66.73 Tg CO₂ eq., lo cual corresponde a 14.6% del total. Los gases emitidos fueron 99.7% CO₂ y 0.3% N₂O.

Cuadro 1.4. Contribución de emisiones de GEI por categoría (2010).

<i>Categoría</i>	<i>Porcentaje</i>
Energía	67.30 %
Agricultura	12.30 %
Procesos industriales	8.20 %
Uso del suelo, Cambio del Uso del Suelo y Silvicultura	6.30 %
Desechos	5.90 %

Cuadro 1.5. Contribución de emisiones de GEI en la categoría Energía.

<i>Categoría</i>	<i>Porcentaje</i>
Industria de la energía	21.80 %
Manufactura e industria de la construcción	7.60 %
Energía Transporte	22.20 %
Comercial, residencial y agropecuario	4.60 %
Emisiones fugitivas	11.10 %

Es importante mencionar que los compromisos de reducción de gases efecto invernadero, que se tienen como “mitigación” del cambio climático, es posible alcanzarlos mediante el aumento en la eficiencia energética de los equipos, aunque no es consecuencia directa.

⁶ Por ser el último año reportado en el INEGI.



1.4.1 Combustibles fósiles: Petróleo y gas natural.

Las emisiones de Gases Efecto Invernadero, calculadas por PEMEX tan sólo por la quema de gas son alrededor de 12 MMtCO₂e⁷, en 2010, mientras que por la poca eficiencia en la operación de calderas de vapor es de 15 MMtCO₂e, por los sistemas de condensado 8.0 MMtCO₂e, por la ineficiencia en la red de intercambio de calor 12.8 MMtCO₂e, 20.95 MMtCO₂e emitidas por los procesos sin optimización en el uso del combustible, es decir, son las emisiones por no efectuar proyectos de cogeneración.

Cuadro 1.6. Contribución de emisiones de GEI calculadas por PEMEX.

<i>Actividad</i>	<i>Porcentaje</i>
Quema de gas	17.45 %
Eficiencia en operación de calderas de vapor	21.82 %
Sistemas de condensado	11.64 %
Ineficiencia en la red de intercambio de calor	18.62 %
Procesos sin optimización	30.47 %

Para mitigar en un alto porcentaje las emisiones por quema de gas la Comisión Nacional de Hidrocarburos (CNH) estableció a PEMEX la reducción de quema de gas como un compromiso institucional. La quema máxima puede ser del 2%. Esto se logra con mejoras operativas y a través de la provisión de infraestructura de aprovechamiento y transporte del gas producido. Además, se ha considerado la reinyección de este fluido a pozos y así evitar la inyección de nitrógeno (N₂).

En el caso de las calderas se propone el cambio de elementos deteriorados, generalmente quemadores, compuertas y equipo de control e instrumentación, así como válvulas y accesorios relacionados con sistemas operativos de combustión, agua de alimentación y vapor integrados al equipo. De acuerdo con las necesidades de la instalación se puede incluir el redimensionamiento de equipos auxiliares.

Estos procedimientos son los indicados en las guías para la realización de inventarios nacionales de Gases Efecto Invernadero del IPCC (Intergovernmental Panel on Climate Change), los cuales son los métodos preferidos de estimación de emisiones.

1.5 Uso de procesos de optimización y aprovechamiento de la energía en la industria en algunos países del mundo.

Desde la década de 1970 la optimización de procesos en la industria se ha venido utilizando, con la implementación de metodologías de integración de procesos, como lo es el Análisis Pinch, se puede lograr un ahorro de energía del orden del 10 al 40%. La

⁷ Millones de toneladas métricas de dióxido de carbono equivalente.



implementación de esta metodología, así como el porcentaje de optimización de los procesos en la industria varían de un caso a otro. De acuerdo con un estudio realizado por la Agencia Internacional de Energía, se estima que este tipo de metodologías ayudan a ahorrar de 2-5% de energía primaria por año, o bien del 5-10% de todo el consumo de combustible en las industrias de proceso.

- **Industria Petroquímica**

En la industria petroquímica se puede lograr un ahorro entre el 20 al 50% de energía, la metodología pinch tuvo su origen en este tipo de industria, principalmente en refinerías o instalaciones en mar abierto (plataformas). Algunos de los esquemas implementados para la recuperación de energía son:

- Recuperación de calor de las columnas de destilación.
- Pre calentamiento de agua y alimentación usando calor residual.
- Instalación de niveles adicionales de refrigeración.

- **Industria Química**

Un caso particular, en la industria Química es que se puede lograr el ahorro de cantidades enormes de agua por ejemplo si se reutiliza el agua de las torres de enfriamiento, reutilización del agua de proceso; esto origina una reducción de hasta el 30% del volumen de agua.

- **Industria de fertilizantes**

Durante la producción del amoníaco grandes cantidades de calor se desechan, estas pueden ser utilizadas para otros procesos, por lo que la implementación de un metodología de integración de procesos resulta en un ahorro de alrededor del 30% de combustible.

- **Industria del hierro y acero**

En este tipo de industria las herramientas de integración de procesos se han utilizado desde 1991 en Suecia, por lo que un de la excelente optimización de sus recursos se describe a continuación: Con una compleja red de portadores de energía, se puede lograr el intercambio de energía con plantas de calor y electricidad y con las redes de calefacción de la comunidad circundante.

- **Industria papelera**

Estudios realizados en Canadá, Estados Unidos, Finlandia y Suecia han identificado grandes potenciales de ahorro de energía en la industria papelera. La integración de redes de intercambio de calor más eficientes, permiten un ahorro del orden de 10 a 40%. La implementación de tecnología novedosa, como molinos y la integración de los sistemas de evaporación con los de calor secundario, representan un ahorro energético del 15-30%.

- **Industria Textil**

Un estudio de la implementación de sistemas de integración de procesos en Portugal identificó las siguientes oportunidades de ahorro de energía:



- Utilizar el aire caliente de los compresores y el sistema de cogeneración, en lugar de precalentar el aire fresco.
- Aumentar la producción de agua caliente de la unidad de cogeneración y su uso directamente en los procesos de lixiviación y lavado.
- Usar agua caliente de la unidad de cogeneración para la caldera de agua de pintura.



Capítulo 2.

Proceso de compresión de gas natural.

2.1 Plantas de compresión de gas natural: Activo Integral Cantarell-AKAL.

El Activo Integral Cantarell es el complejo petrolero más grande de México, fue considerado uno de los más importantes a nivel mundial. Cantarell se localiza frente a las costas del Estado de Campeche en aguas territoriales de la Plataforma Continental del Golfo de México, a una distancia aproximada de 80 km de Ciudad del Carmen, Campeche, dentro de los límites jurisdiccionales que corresponden a la Región Marina Noreste de Pemex Exploración y Producción (Hidrocarburos, 2013). Los campos de este complejo son: Akal, Nohoch, Chac, Takin, Sihil, Kutz, Kambesah e Ixtoc.

Akal es el campo más grande de los 8 que forman el complejo Cantarell (ver figura 2.4). Es un tipo de plataforma de enlace, es decir, de compresión de gas. Cuenta con un número importante de módulos de compresión, en los cuales ingresa gas amargo (asociado), y este debe ser comprimido hasta la presión necesaria para ser enviado a las etapas posteriores del proceso.



Figura 2.1. Plataforma marina en Cantarell.



Figura 2.2. Vista panorámica de las plataformas en el Activo Integral Cantarell.



En las figuras siguientes se muestra la ubicación del Activo Integral Cantarell y los campos que la integran.



Figura 2.3. Ubicación del Activo Integral Cantarell en el territorio nacional.

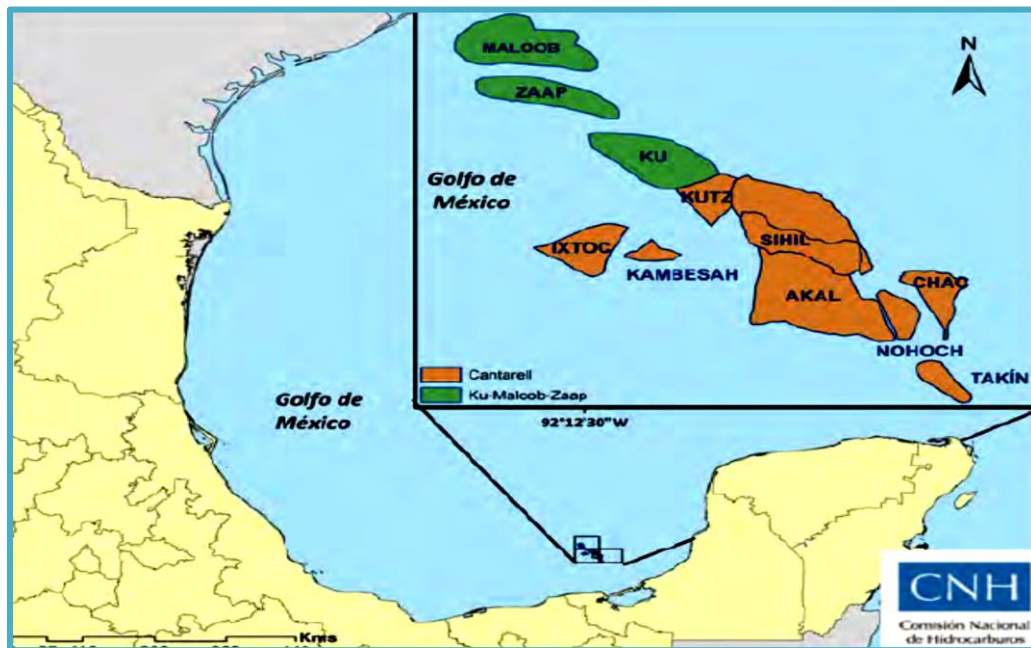


Figura 2.4. Ubicación de los campos que integran Cantarell.

Fuente: CNH con datos de PEP.



2.2 Importancia del proceso de compresión de gas natural.

La compresión se refiere al aumento de energía que se logra en un fluido gaseoso por medio de un trabajo que aporta dicha energía; los fluidos que más comúnmente se comprimen son: aire, gas natural, componentes separados del gas natural y gases comerciales con propósitos industriales. El gas natural se somete a un proceso de compresión, con el propósito de que alcance las condiciones de operación necesarias para el proceso de endulzamiento y para su propio transporte; los compresores tienen como función principal aumentar la presión del gas, por lo cual el compresor somete al gas a un trabajo de tal manera que se incremente la energía total del mismo, y este incremento se manifiesta por aumentos de presión y temperatura. El proceso de compresión se puede representar a través de un proceso termodinámico, en donde el gas con presión P_1 , se comprime y posteriormente se descarga a los niveles de presión P_2 superiores requeridos. Este proceso puede darse en una o varias etapas.

Generalmente, previo a la utilización de un gas es necesario someterlo a un proceso de compresión, con lo cual se incrementa el nivel energético del gas. El aumento de energía se logra mediante el trabajo que se ejerce sobre el fluido en el compresor. Un ejemplo del proceso de compresión del gas, es cuando se quiere transportar gas a través de los gasoductos; en este caso se requiere aplicar una presión necesaria para vencer la resistencia de fricción.

La compresión del gas se realiza con la finalidad de:

- Efectuar extracción desde los equipos de producción.
- En el transporte, con el objetivo de conducir el gas producido a través de gasoductos o redes de bombeo.
- En el almacenaje, cuando el mismo se efectúa a alta presión y no se cuenta con presión disponible de alguna de las etapas precedentes.
- En la captación del gas natural a baja presión para aspirarlo de las redes conectadas a los cabezales de los pozos.
- En la utilización, en caso de tratarse de un consumo industrial cuyo artefacto requiere una presión mayor que la de distribución.

2.3 Análisis de las instalaciones de las plantas de compresión de gas natural.

La plataforma de compresión localizada en la sonda de Campeche, tiene la función de comprimir y acondicionar el gas amargo procedente de la plataforma de producción de cada complejo a fin de enviarlo a Tierra. Para lograr su objetivo, considerando su localización geográfica y la necesidad de operación continua, la plataforma de compresión cuenta con plantas y equipo auxiliar para servicios indispensables tales como: endulzamiento de gas combustible, tratamiento y eliminación de desechos, sistema de calentamiento y de enfriamiento, generación de agua potable, suministro de agua de servicios y contra incendio, generación y distribución de energía eléctrica, aire de planta e instrumentos.



Las áreas que forman la Plataforma de Compresión son descritas a continuación:

- Área de compresión
- Área de endulzamiento de gas
- Área de deshidratación de gas
- Área de tratamiento de agua aceitosa
- Área de servicios auxiliares

- ***Área de compresión.***

La función de la sección de compresión es la de elevar la presión del gas amargo procedente de la plataforma de producción con el fin de hacer posible su transporte hacia Tierra, por ello cuenta con módulos de compresión los cuales están constituidos por dos compresores, accionados por una turbina de gas y tienen el objetivo de comprimir el gas procedente del separador de baja presión de la plataforma de producción. La compresión consta de dos etapas de enfriamiento y separación de condensados en cada una de ellas.

- ***Área de endulzamiento de gas.***

Esta área tiene como finalidad eliminar los compuestos ácidos presentes en el gas, con el propósito de adecuarlo para su uso como combustible en los diferentes equipos de la plataforma. Está formada por tres plantas paquetes las cuales emplean dietanolamina (DEA) como agente absorbente de gases ácidos.

Los paquetes de endulzamiento reciben una parte de gas de la descarga de los módulos de compresión. Una vez libre de compuestos ácidos, el gas se distribuye a diferentes equipos de la plataforma que lo requieran, a través de la red de gas combustible.

- ***Área de deshidratación.***

Tiene la función de eliminar el agua presente en el gas natural, procedente de compresión, con el fin de acondicionarlo para su envío a Tierra. La eliminación del agua es necesaria para evitar la corrosión y la formación de hidratos en la tubería de transporte a Tierra. Se cuenta con una planta deshidratadora que utiliza Dietilenglicol (DEG) o Trietilenglicol (TEG) como medio de absorción del agua.

- ***Área de tratamiento de agua aceitosa.***

El objetivo de esta área es eliminar del agua procedente de los diferentes drenes de equipos, el ácido sulfhídrico y el aceite, antes de retornar al mar. Para realizar esta operación se dispone de un separador Agua-Gas-Aceite, donde el segundo fluido se envía al quemador y el tercero se recupera, mientras que el agua separada se alimenta a una torre en la que se elimina el ácido sulfhídrico mediante agotamiento con gas inerte. El agua libre de contaminantes se envía al mar.



- **Área de servicios auxiliares.**

Para su operación la Plataforma cuenta con los siguientes servicios:

- Generación de gas inerte
- Almacenamiento y distribución de diésel
- Distribución de gas combustible
- Suministro y distribución de agua de mar
- Producción y distribución de agua potable
- Recolección de drenajes y agua residual
- Recuperación de aceite residual
- Sistema de calentamiento y enfriamiento
- Inyección de agentes químicos
- Almacenamiento de DEA y TEG
- Almacenamiento de aceite de distribución
- Sistema de desfogue
- Generación y distribución de energía eléctrica
- Acondicionamiento de aire
- Sistema de seguridad
- Sistema de intercomunicación y telecomunicación

2.3.1 Módulos de compresión: AKAL-B.

En la plataforma de compresión Akal B existen tres módulos de compresión de alta presión de gas amargo. Los compresores son de dos etapas, con enfriamiento de la descarga por medio de enfriadores tipo solo-aíres en cada una de ellas.

Los compresores en cada uno de los módulos de compresión, son accionados por turbinas de gas y reciben la corriente combinada de gas (gas de los compresores reforzadores de Akal-L y Akal-G) por medio de los cabezales de alta presión.

Proceso de compresión.

La integración de las corrientes de gas provenientes de AKAL-L y AKAL-G se integran para formar la corriente de gas amargo (Ver figura 9), la cual es alimentada a los tanques separadores de succión del compresor de alta presión llamados *Scrubbers* (**FA-4220⁸ A/B/C**), primera etapa, los cuales son tipo filtro coalescedor, estos equipos se encuentran divididos en dos secciones separadas por elementos filtrantes; trabaja a 40 °C y 8.03 bares.

El gas prácticamente libre de líquidos, sale del separador hacia la succión del compresor de alta presión (**GB-4220 A/B/C**), se eleva la presión del gas de 1 bar a 29 bares con una temperatura de descarga de 164 °C. La corriente proveniente de la descarga del

⁸ Se indica el equipo representado en la figura 2.5



GB-4220 es alimentado a los enfriadores de la primera etapa del compresor de Alta Presión (**EC-4220 A/B/C**), llamados solo-aires, que abaten la temperatura de esta corriente hasta 51 °C; la temperatura se controla mediante indicadores que posicionan las persianas del enfriador, variando el flujo de aire a través de la cama de tubos.

El gas enfriado se envía a los separadores (*Scrubbers*) (**FA-4221 A/B/C**), el recipiente opera a 48.9 °C y 24.34 bares, separando el agua de los hidrocarburos. El agua es enviada al sistema de aceite recuperado, mientras que el gas es alimentado a la segunda etapa del compresor de alta presión (**GB-4221 A/B/C**), elevando la presión del gas a 83.22 bares a una temperatura de 166.6 °C. Nuevamente este gas comprimido es alimentado a los enfriadores tipo solo-aire de la segunda etapa del compresor de alta presión (**EC-4221 A/B/C**), logrando enfriar la corriente hasta los 51 °C. A la salida del enfriador **EC-4221** la corriente se separa, una parte es recirculada al separador **FA-4221**, mientras que el mayor porcentaje de dicha corriente es enviada al separador **FA-4222** donde se separan los líquidos formados por el enfriamiento experimentado por el gas; este recipiente opera a 51 °C y 80.43 bares. Finalmente el gas libre de líquidos abandona el **FA-4222** para posteriormente integrarse al proceso de la planta endulzadora.

A continuación se muestra el diagrama de flujo de la descripción realizada anteriormente del proceso de compresión de gas natural en la plataforma AKAL-B.

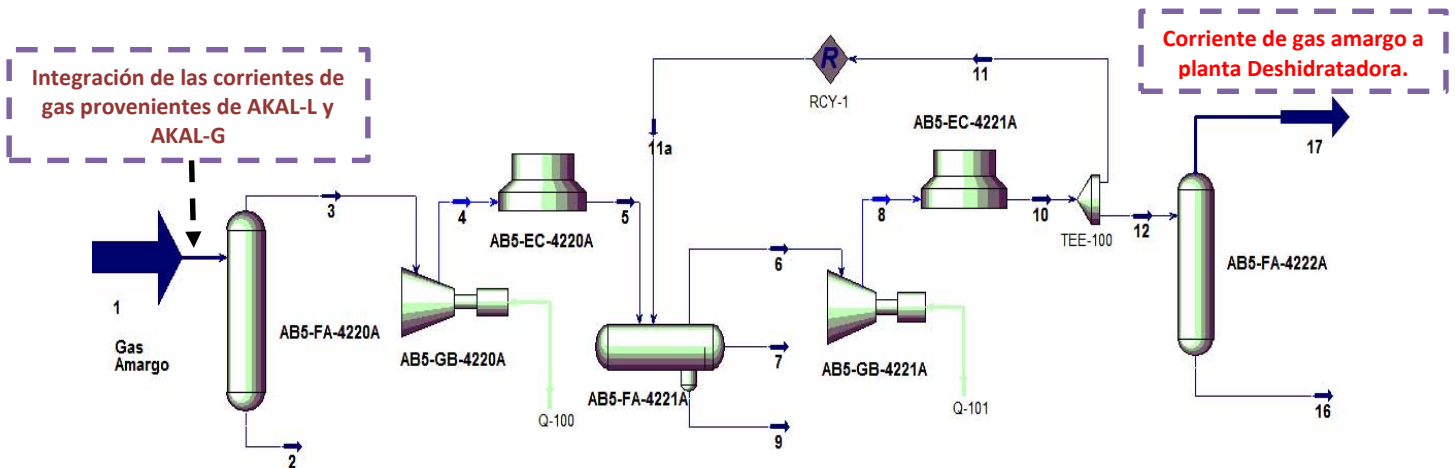


Figura 2.5. Diagrama del proceso de compresión de gas natural. Plataforma AKAL-B.



Cuadro 2.1 Flujo, temperatura y presión de las corrientes que se muestran en la figura 2.5. Plataforma AKAL-B.

Corriente	Flujo Másico Kg/h	Temperatura °C	Presión bar
1	171,612.00	40.00	8.03
2	318.77	40.00	8.03
3	171,297.43	40.00	8.03
4	171,297.43	164.00	29.00
5	171,297.43	51.00	24.34
4a	365500.00	25.00	1.01
5a	365500.00	121.40	1.01
6	171,569.94	48.90	24.34
7	0.00	48.90	24.34
8	171,569.94	166.60	83.22
9	428.55	48.90	24.34
10	171,569.94	51.00	80.43
8a	351600.00	25.00	1.01
10a	351600.00	148.70	1.01
11a	706.86	51.00	80.43
12	170,863.08	51.00	80.43
16	431.37	51.00	80.43
17	170,431.71	51.00	80.43

Proceso de generación de potencia.

La turbina de gas modelo PGT25 de General Electric, es una máquina del tipo de ciclo simple, con dos flechas; consiste en un generador de gas y una turbina de potencia [11].

El generador de gas modelo LM2500 está integrado por un compresor de geometría variable, una cámara de combustión anular, una turbina de alta presión, una caja de engranajes, controles y accesorios. La turbina de potencia es del tipo de dos etapas, de baja presión, aerodinámicamente acoplada al generador de gas y accionada por gas de escape del generador de gas (EPC-22).

El ciclo de la turbina comienza con la entrada de aire por la entrada acampanada del generador de gas y directamente al interior del compresor a través de los álabes de guía de entrada de paso variable. La velocidad de operación normal del generador de gas es de 4,950 a 10,050 rpm (EPC-22).

El aire comprimido que sale del compresor es introducido directamente en la sección anular de la cámara de combustión, donde se mezcla con el combustible (gas



natural). Los gases calientes, que resultan de la combustión, son introducidos directamente en la turbina de alta presión, la cual acciona el rotor del compresor.

En la figura 2.6 se muestra la integración del proceso de generación de potencia para los módulos de compresión de gas natural.

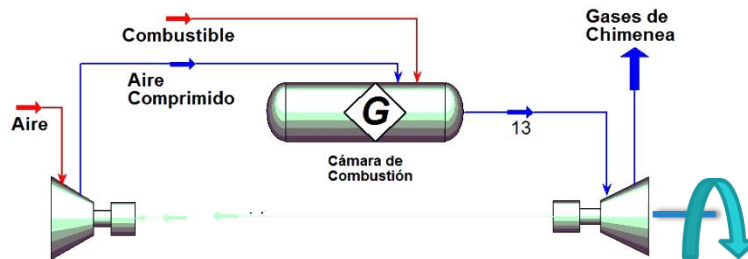


Figura 2.6. Descripción gráfica de la operación de la turbina de gas.

Las características de las turbinas de gas utilizadas en los módulos de compresión de AKAL-B, se muestran en el Cuadro 2.2:

Cuadro 2.2. Turbinas de gas GT-4220 A/B/C - Condiciones de diseño⁹.

Módulos A/B/C/	
Modelo.	PGT25 General Electric(LM2500 dle combustion)
Potencia generada a condiciones iso.	23,266 kW (31,200 shp)
Tasa de calor	9,548 kJ/kW (9,056 btu/kWh)
Eficiencia térmica.	37.7 %
Relación de presiones.	17.9
Flujo de gases de escape.	68.9 kg/s (248,040 kg/h)
Velocidad de la turbina.	6,500 rpm
Temperaturas de gases de escape.	525 °c (976 °f)

Condiciones actuales de operación.

La composición del gas combustible alimentado a la turbina de gas se muestra a continuación en el Cuadro 2.3:

⁹ Datos tomados del catálogo de *General Electric gas_turb_cat.pdf Mechanical Drive (ISO conditions - natural gas - shaft output)*.



Cuadro 2.3. Composición del gas combustible en fracción molar¹⁰.

Componente	Fracción molar
<i>Nitrógeno.</i>	<i>0.0532</i>
<i>Vapor de agua.</i>	<i>0.0000</i>
<i>Bióxido de carbono.</i>	<i>0.0009</i>
<i>Sulfuro de hidrógeno.</i>	<i>0.0000</i>
<i>Metano.</i>	<i>0.8486</i>
<i>Etano.</i>	<i>0.0883</i>
<i>Propano.</i>	<i>0.0044</i>
<i>Isobutano.</i>	<i>0.0004</i>
<i>n-Butano.</i>	<i>0.0014</i>
<i>Isopentano.</i>	<i>0.0009</i>
<i>n-Pentano.</i>	<i>0.0015</i>
<i>n-Hexano.</i>	<i>0.0004</i>
Total.	1.0000

Cuadro 2.4. Composición del gas amargo en fracción molar¹¹.

Componente	Porcentaje molar.
<i>Nitrógeno.</i>	<i>0.3350</i>
<i>Vapor de Agua.</i>	<i>0.0122</i>
<i>Bióxido de carbono.</i>	<i>0.0219</i>
<i>Sulfuro de hidrógeno.</i>	<i>0.0126</i>
<i>Metano.</i>	<i>0.4515</i>
<i>Etano.</i>	<i>0.0882</i>
<i>Propano.</i>	<i>0.0466</i>
<i>Isobutano.</i>	<i>0.0057</i>
<i>n-Butano.</i>	<i>0.0155</i>
<i>Isopentano.</i>	<i>0.0037</i>
<i>n-Pentano.</i>	<i>0.0046</i>
<i>n-Hexano.</i>	<i>0.0027</i>
Total.	1.0000

Condiciones en la etapa de compresión.

De acuerdo con la información obtenida en las plantas de compresión (información proporcionada por PEMEX EXPLORACIÓN Y PRODUCCIÓN, 2012), cada uno de los módulos

¹⁰ La composición del gas combustible fue tomada del archivo "succión general de gas combustible a turbogeneradores".

¹¹ La composición del gas amargo alimentado a la primera etapa de compresión GB-4220 A/B/C fue tomada del archivo llamado "base de datos cromatografía" cuya procedencia indicada es AKAL-L.



operan bajo las siguientes condiciones. Se comprimen 137.3 MMSCFD¹² con una eficiencia politrópica de 75%, logrando una potencia de compresión de 9,958 kW o 13,354 hp. Y para la segunda etapa de compresión la eficiencia politrópica es de 75%, la potencia de compresión de 9,168 kW o 12,294 hp. En el Cuadro 2.4 se muestran las presiones y temperaturas de las etapas de compresión.

Cuadro 2.5. Presiones y temperaturas en la Succión y Descarga de las etapas de compresión GB-4220 A/B/C (P bar y T en °C) para las condiciones actuales de operación.

<i>Unidades</i>	<i>Primera etapa</i>				<i>Segunda etapa</i>			
	<i>Succión</i>		<i>Descarga</i>		<i>Succión</i>		<i>Descarga</i>	
	<i>P</i>	<i>T</i>	<i>P</i>	<i>T</i>	<i>P</i>	<i>T</i>	<i>P</i>	<i>T</i>
GB-4220/21 A	8.03	40.00	29.00	164.0	24.34	48.90	80.5	166.60
GB-4220/21 B	8.03	40.00	29.00	164.0	24.34	48.90	80.5	166.60
GB-4220/21 C	8.03	40.00	29.00	164.0	24.34	48.90	80.5	166.60

Condiciones en la generación de potencia.

El consumo de gas combustible en las turbinas de gas GT-4220 es 4.99 MMSCFD (195.6 MMBTU/h). Con una potencia generada de 20,267 kW (27,178 hp) incluyendo pérdidas. La tasa de calor de la turbina de gas es 9,650 BTU/kW.

Demanda de calentamiento.

La demanda de calentamiento en la plataforma Akal-B según las condiciones de diseño es de 25,75.00 MJ/h. El calentamiento es demandado por los siguientes usuarios:

- EA-3551 A/B/C.- Calentadores de gas combustible de alta presión.
- EA-3555 A/B/C.- Calentadores de gas combustible de media presión.
- EA-3559 A/B/C.- Calentadores de gas combustible de baja presión.

Cuadro 2.6. Demanda de calentamiento en Akal-B. Las cargas térmicas son reportadas en MJ/h.

Equipo	Carga térmica (MJ/h)
EA-3551 A/B/C	16,011.00
EA-3555 A/B/C	7,440.00
EA-3559 A/B/C	1,623.60

¹² Million Standard Cubic Feet per Day. Millones de Pies Cúbicos Estándar por Día.



2.3.2 Módulos de compresión: AKAL-C.

En la plataforma de compresión Akal C existen cuatro módulos de compresión de gas húmedo amargo. Cada compresor es de dos etapas con enfriamiento a la descarga de cada etapa. Para el análisis que se llevará a cabo en los siguientes capítulos, no se tomará en cuenta cada uno de los módulos ya que no hay datos para el mismo, debido a que se encuentra fuera de operación.

Proceso de compresión.

El gas húmedo amargo de baja presión entra al separador de succión (**V-101**¹³ A/B/C/D) a 34.30 °C y a 7.82 bares de presión; en dicho separador se extraen los condensados que pudiera tener presente el gas natural amargo. Posteriormente es alimentado a la primera etapa del compresor de alta presión (**GB-733** A/B/C/D), de donde sale a 29.39 bares de presión y 188.7 °C.

La descarga de gas húmedo amargo de la primera etapa de compresión es enviada al enfriador por aire (**EA-4202** A/B/C/D), de donde sale a 37.30 °C y 27.77 bares, la temperatura se controla mediante indicadores que posicionan las persianas del enfriador, variando el flujo de aire a través de la cama de tubos.

El gas enfriado es enviado al separador de interetapa (**V-102** A/B/C/D), en donde se separa el gas de los condensados y del agua, el gas ingresa a las condiciones de salida del enfriador y sale del separador a 37.70°C y 27.77 bares. El gas amargo libre de líquidos o condensados es alimentado a la segunda etapa de compresión, (**GB-742** A/B/C/D), en donde se eleva la presión hasta 75.71 bares y la temperatura del gas es de 144.5 °C

La descarga de gas húmedo amargo de la segunda etapa de compresión es enviada al enfriador por aire (**EA-4202** A/B/C/D), en donde entra bajo las siguientes condiciones, 144.5 °C y 75.71 bares, para salir a 42°C y 73.98 bares de presión. Finalmente, el gas amargo es enviado al separador de descarga (**V-103** A/B/C/D), en donde, una vez separados los condensados del gas húmedo amargo, este último será enviado a la planta deshidratadora a 42 °C y 73.98 bares.

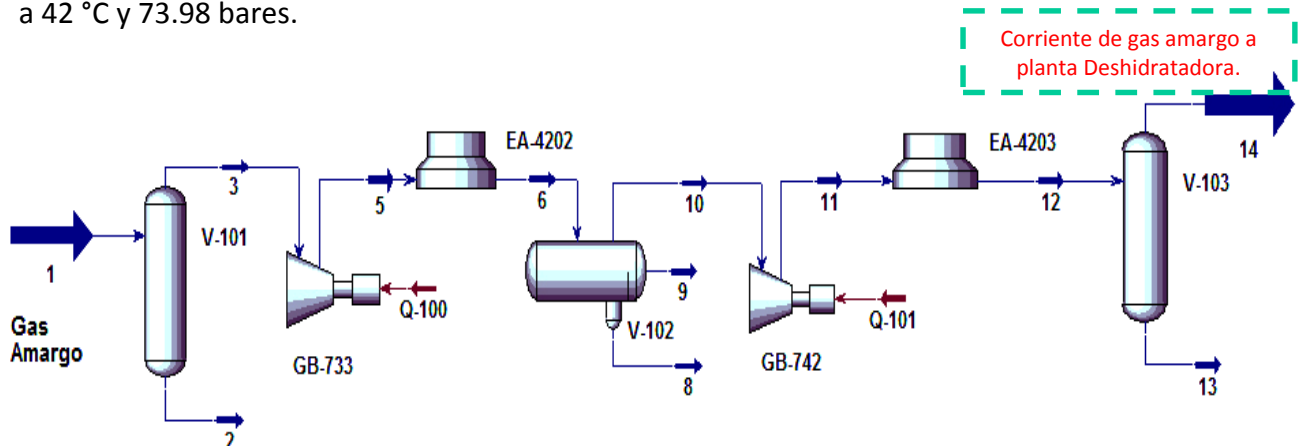


Figura 2.7. Diagrama del proceso de compresión de gas natural. Plataforma AKAL-C.



Cuadro 2.7 Flujo, temperatura y presión de las corrientes que se muestran en la figura 2.7. Plataforma AKAL-C.

Corriente	Flujo Másico Kg/h	Temperatura °C	Presión bar
1	171,612.00	40.00	8.03
2	318.77	40.00	8.03
3	171,297.43	40.00	8.03
4	171,297.43	164.00	29.00
5	171,297.43	51.00	24.34
4a	365500.00	25.00	1.01
5a	365500.00	121.40	1.01
6	171,569.94	48.90	24.34
7	0.00	48.90	24.34
8	171,569.94	166.60	83.22
9	428.55	48.90	24.34
10	171,569.94	51.00	80.43
8a	351600.00	25.00	1.01
10a	351600.00	148.70	1.01
11a	706.86	51.00	80.43
12	170,863.08	51.00	80.43
16	431.37	51.00	80.43
17	170,431.71	51.00	80.43

Proceso de generación de potencia.

Los compresores de aire operan con la potencia suministrada por las turbinas de gas. La forma de operar de una turbina de gas es la siguiente: Aire comprimido (en exceso) mediante un compresor tipo axial es mezclado con gas natural en una cámara de combustión, los gases de combustión se expanden a través de la turbina moviendo los álabes y de esta manera se produce trabajo. Las turbinas de gas instaladas en Akal-C son de la marca Dresser-Rand modelo GT61R.

La DR-61 fue desarrollada como una turbina de potencia eficiente, rentable y confiable para el generador a gas GE LM2500. La DR-61 es una turbina industrial, robusta y de acción mecánica con una flecha diseñada para velocidades de salida de 5,500 rpm. El LM2500 es un derivado industrial del CF6, una turbina de alta eficiencia instalada en muchos cuerpos de aviones comerciales.

La DR-61 es una turbina de 2 etapas atornillada rígidamente al LM2500. Esto provoca que, al ser el difusor de entrada de la turbina más corto reduzca las pérdidas de presión total y mejore la eficiencia global. Para evitar distorsión térmica, la cual puede bajar la



eficiencia, todos los componentes del cuerpo de la turbina son simétricos, anillos de una sola pieza desde la descarga del generador a gas hasta el difusor de escape de la turbina.

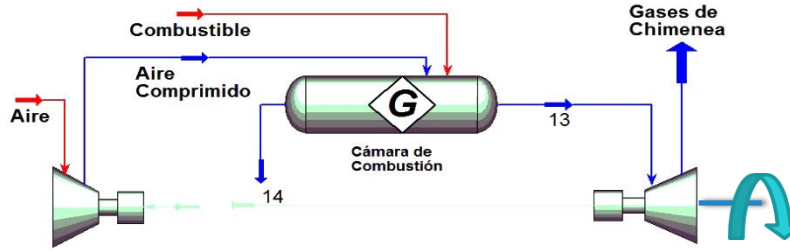


Figura 2.8. Diagrama de las turbinas de gas.

En el Cuadro 2.8 se muestran las características principales de las turbinas de gas, de la plataforma AKAL-C, de acuerdo con el fabricante:

Cuadro 2.8. Condiciones de diseño de las turbinas de gas. AKAL-C.

<i>Módulos A/B/C/D</i>	
Potencia generada a condiciones ISO.	22,417 kW
Heat Rate.	9,919 kJ/kW (9,408 BTU/kW)
Eficiencia térmica.	36.3 %
Flujo de gases de escape.	68.9 kg/s (248,040 kg/h)
Velocidad de la turbina.	6,500 rpm.
Temperaturas de gases de escape.	525 °C (976 °F)

Condiciones actuales de operación.

La composición del gas combustible alimentado a las turbinas de gas se muestra en el Cuadro 2.9:

Cuadro 2.9. Composición del gas combustible en fracción molar¹⁴.

<i>Componente</i>	<i>Fracción molar</i>
Nitrógeno.	0.0708
Vapor de agua.	0.0000
Bióxido de carbono.	0.0014
Sulfuro de hidrógeno.	0.0000
Metano.	0.7796
Etano.	0.0991
Propano.	0.0495
Total.	1.0000

¹⁴ La composición del gas combustible utilizada para las condiciones actuales de operación fue tomada del archivo "BASE DE DATOS CROMATOGRAFÍA" bajo la descripción SUCCIÓN GENERAL DE GAS COMBUSTIBLE A TURBOGENERADORES.



En el Cuadro 2.10 se muestra la composición del gas amargo que ingresa a la primera etapa de los módulos de compresión en la plataforma AKAL-C:

Cuadro 2.10. Composición molar del gas amargo. AKAL-C¹⁵.

<i>Componente</i>	<i>Fracción mol.</i>
Sulfuro de hidrógeno.	0.019345
Bióxido de carbono.	0.025772
Agua.	0.000000
Nitrógeno.	0.076539
Metano.	0.672446
Etano.	0.110335
Propano.	0.055958
Isobutano.	0.006180
n-Butano.	0.020226
Isopentano.	0.005310
n-Pentano	0.006993
n-Hexano	0.000896
Total	1.000000

Condiciones en las etapas de compresión.

De acuerdo con la información obtenida en las plantas de compresión (información proporcionada por PEMEX), cada uno de los módulos operan bajo las siguientes condiciones. Se comprimen 120 MMSCFD con una eficiencia politrópica de 65%, logrando una potencia de compresión de 9865.13 kW. Mientras que para la segunda etapa de compresión la eficiencia politrópica es de 61%, la potencia de compresión es 6936.28 kW. En el Cuadro siguiente se muestran las condiciones de cada etapa de compresión en la plataforma AKAL-C:

Cuadro 2.11. Presiones y temperaturas en la Succión y Descarga de las etapas de compresión GB-733/42 A/B/C/D (P bar y T en °C) para las condiciones actuales de operación.

<i>Equipos</i>	<i>Primera etapa</i>				<i>Segunda etapa</i>			
	<i>Succión</i>		<i>Descarga</i>		<i>Succión</i>		<i>Descarga</i>	
	<i>P</i>	<i>T</i>	<i>P</i>	<i>T</i>	<i>P</i>	<i>T</i>	<i>P</i>	<i>T</i>
GB-733/42 A	--	--	--	--	--	--	--	--
GB-733/42 B	7.08	34.40	29.40	224.60	27.67	37.30	75.71	174.90
GB-733/42 C	7.19	36.00	31.53	210.00	30.55	40.90	75.26	162.70
GB-733/42 D	7.34	33.30	31.32	227.8	30.06	32.80	76.26	165.50

¹⁵ La composición del gas amargo alimentado a la primera etapa de compresión GB-4 utilizada para las condiciones actuales de operación fue tomada del archivo llamado "BASE DE DATOS CROMATOGRAFÍA" cuya procedencia indicada es AKAL-L.



Condiciones en la generación de potencia.

El consumo de gas combustible en las turbinas de gas GT-4220 es 4.99 MMSCFD (195.6 MMBTU/h). Con una potencia generada de 20,267 kW (27,178 hp) incluyendo pérdidas. La tasa de calor de la turbina de gas es 9,650 BTU/kW.

Demanda de calentamiento.

La demanda de calentamiento en la plataforma Akal-C según las condiciones de diseño es de. Los usuarios que demandan calentamiento se presentan a continuación:

- EA-4402 A/B/C. Calentador de gas combustible.
- EA-4550 A/B/C. Calentador de gas combustible.
- EA-4551 A/B/C. Calentador de gas combustible.

Las cargas térmicas según las condiciones de diseño para estos usuarios son mostradas en el Cuadro 2.12:

Cuadro 2.12. Demanda de calentamiento en Akal-C. Las cargas térmicas son reportadas en MJ/h.

Equipo	Carga térmica (MJ/h)
EA-4402 A/B/C	20,732.84
EA-4550 A/B/C	7,229.20
EA-4551 A/B/C	1,374.78

Como se observa en el Cuadro 2.11, todo el servicio de calentamiento requerido en Akal-C se hace quemando gas combustible en los hornos de aceite térmico, nada se calienta recuperando calor del proceso.

2.3.3 Módulos de compresión AKAL-J.

El gas amargo antes de ser enviado al proceso de deshidratado, en la plataforma AKAL-J es comprimido a alta presión. Los compresores de gas amargo constan de 2 etapas y están acoplados a turbinas de gas, las cuales trabajan en lo que se denomina Ciclo Abierto (Los gases de escape son enviados a la atmósfera a altas temperaturas sin existir recuperación de calor).

Proceso de compresión.

El gas húmedo amargo de baja presión proveniente de PB-AJ-3 es alimentado al separador de succión (**FA-4206**¹⁶ A/B/C/D) para separar todo el líquido que este pudiera contener; posteriormente, el gas ingresa nuevamente a un separador centrifugo (**FA-4207**),

¹⁶ Indica el equipo representado en la figura 2.9



de ahí es enviado el gas a un compresor de baja presión (**GB-4201**), con la intención de elevar la presión antes de ingresar a la primera etapa de compresión.

En los módulos de compresión de gas de AKAL-J ingresan dos corrientes de alimentación a dicho proceso, una de ellas es la descrita en el párrafo anterior, la cual necesita de una primera compresión, por ser gas de baja presión; la segunda corriente ingresa en el separador (**FA-4205 A/B/C/D**) llamado “slug catcher”, donde hay separación líquido-gas, para posteriormente poder enviar el gas a los tanques separadores de fases.

La corriente procedente del compresor GB-4201 a 150.50 °C y 6.40 bares de presión se mezcla con la corriente procedente del separador slug catcher (**FA-4205**) a 35 °C y 6.40 bares; después de ponerse en contacto y mezclarse ambas corrientes, estas salen a 41.54 °C y 6.40 bares de presión, para ser alimentadas al separador de succión (**FA-4202 A/B/C/D**).

Al compresor de alta presión (**GB-4202 A/B/C/D**) ingresa la corriente de salida del separador de succión (**FA-4202**) a 41.54 °C y 6.40 bares de presión, para posteriormente elevar la presión hasta 26.53 bares y una temperatura de 157.9 °C. La descarga de gas húmedo amargo de la primera etapa de compresión es enviada al enfriador por aire (**EC-4202 A/B/C/D**), en donde se logra disminuir la temperatura del gas hasta 80 °C. El siguiente paso es enviar la corriente de gas al separador de interetapa (**FA-4203 A/B/C/D**), en donde se separa el gas de los condensados y del agua.

El gas húmedo amargo es alimentado a la segunda etapa del compresor de alta presión (**GB-4203 A/B/C/D**), en donde ingresa bajo las siguientes condiciones, 80 °C y 25.84 bares, y se eleva la presión hasta 79.44 bares. La descarga de gas húmedo amargo de la segunda etapa de compresión es enviada al enfriador por aire (**EC-4203 A/B/C/D**), la temperatura desciende hasta los 60 °C y finalmente es enviado al separador de descarga (**FA-4204 A/B/C/D**), en donde, una vez realizada la separación de fases el gas comprimido es enviado a la planta deshidratadora a 60 °C y 78.40 bares de presión. En la figura 2.9 se muestra el diagrama de flujo del proceso de compresión de gas natural amargo en la plataforma AKAL-J.

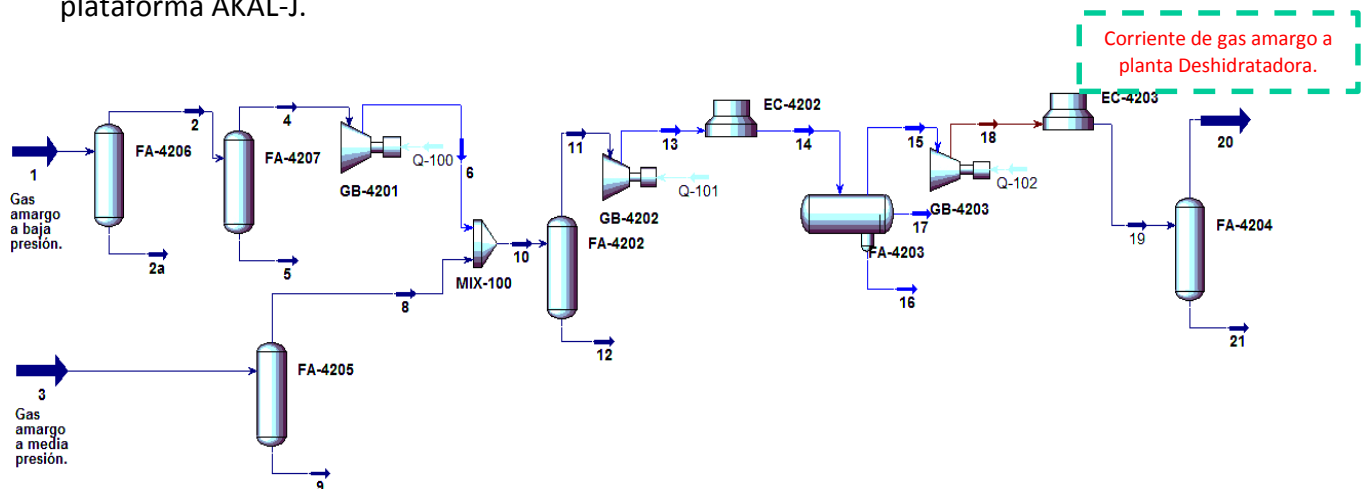


Figura 2.9. Diagrama del proceso de compresión de gas natural. Plataforma AKAL-J.



Cuadro 2.13 Flujo, temperatura y presión de las corrientes que se muestran en la figura 2.9. Plataforma AKAL-J.

Corriente	Flujo Másico Kg/h	Temperatura °C	Presión bar
1	7,232.40	92.20	2.40
2	7,232.40	92.20	2.40
2a	0.00	92.20	2.40
3	131,300.00	35.00	6.40
4	7,232.40	92.20	2.40
5	0.00	92.20	2.40
6	7,232.40	150.50	6.40
8	131,300.00	35.00	6.40
9	0.00	35.00	6.40
10	138,532.40	41.54	6.40
11	138,532.40	41.54	6.40
12	0.00	41.54	6.40
13	138,532.40	157.90	26.53
14	138,532.40	80.00	25.84
15	138,532.40	80.00	25.84
16	0.00	80.00	25.84
17	0.00	80.00	25.84
18	138,532.40	180.00	79.44
19	138,532.40	60.00	78.40
20	138,532.40	60.00	78.40
21	0.00	60.00	78.40
Aire	385,300.00	25.00	1.01
Aire 2	385,300.00	56.37	1.01
Aire 3	356,700.00	25.00	1.01
Aire 4	356,700.00	107.90	1.01

Proceso de generación de potencia.

Los compresores de aire operan gracias a la potencia suministrada por la turbina de gas. Las turbinas de gas instaladas en Akal-J son de la marca Dresser-Rand modelo GT61R. Por cada módulo de compresión que opera en dicha plataforma se encuentra operando una turbina de este tipo.

La DR-61 fue desarrollada como una turbina de potencia eficiente, rentable y confiable para el generador a gas GE LM2500. La DR-61 es una turbina industrial, robusta y de acción mecánica con una flecha diseñada para velocidades de salida de 5,500 rpm. El



LM2500 es un derivado industrial del CF6, una turbina de alta eficiencia instalada en muchos cuerpos de aviones comerciales.

La DR-61 es una turbina de dos etapas atornillada rígidamente al LM2500. Esto provoca que al ser el difusor de entrada de la turbina más corto reduzca las pérdidas de presión total y mejore la eficiencia global. Para evitar distorsión térmica, la cual puede bajar la eficiencia, todos los componentes del cuerpo de la turbina son simétricos, anillos de una sola pieza desde la descarga del generador a gas hasta el difusor de escape de la turbina.

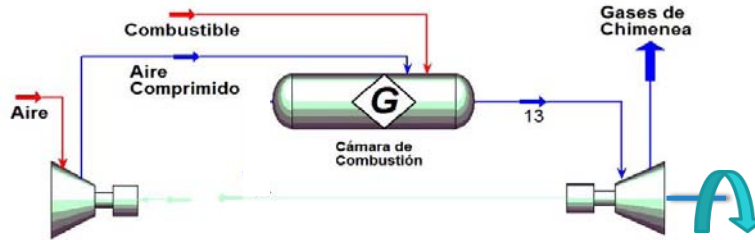


Figura 2.10. Diagrama de las turbinas de gas.

Las características técnicas de las turbinas de gas de la plataforma AKAL-J, de acuerdo con el fabricante se pueden observar en el Cuadro 2.14:

Cuadro 2.14. Condiciones de diseño de las turbinas de gas. AKAL-J.

Módulos A/B/C/D	
Potencia generada a condiciones ISO.	22,417 kWh (General Electric)
Heat Rate.	9,919 kJ/kWh (9,408 BTU/kWh)
Eficiencia térmica.	36.3 %
Flujo de gases de escape.	68.9 kg/s (248,040 kg/hr)
Velocidad de la turbina.	6,500 rpm.
Temperaturas de gases de escape.	525 °C (976 °F)

Condiciones actuales de operación.

La composición del gas utilizado como combustible para las turbinas que otorgan la potencia de trabajo a los compresores, se muestra en el Cuadro siguiente:



Cuadro 2.15. Composición del gas combustible en fracción molar.

<i>Componente</i>	<i>Fracción molar</i>
Nitrógeno.	0.0708
Vapor de agua.	0.0000
Bióxido de carbono.	0.0014
Sulfuro de hidrógeno.	0.0000
Metano.	0.7796
Etano.	0.0991
Propano.	0.0495
Isobutano.	0.0000
n-Butano.	0.0000
Isopentano.	0.0000
n-Pentano.	0.0000
n-Hexano.	0.0000
Total.	1.0000

A continuación se muestra la composición en fracción molar del gas amargo que ingresa a la primera etapa del proceso de compresión en la plataforma AKAL-J:

Cuadro 2.16. Composición molar del gas amargo. AKAL-J¹⁷.

<i>Componente</i>	<i>Fracción mol.</i>
Sulfuro de hidrógeno.	0.019345
Bióxido de carbono.	0.025772
Agua.	0.000000
Nitrógeno.	0.076539
Metano.	0.672446
Etano.	0.110335
Propano.	0.055958
Isobutano.	0.006180
n-Butano.	0.020226
Isopentano.	0.005310
n-Pentano	0.006993
n-Hexano	0.000896
<i>Total</i>	<i>1.000000</i>

¹⁷ La composición del gas amargo alimentado a la primera etapa de compresión GB-4202 utilizada para las condiciones actuales de operación fue tomada del archivo llamado "BASE DE DATOS CROMATOGRAFÍA".



Condiciones en las etapas de compresión.

De acuerdo con la información obtenida en las plantas de compresión (información proporcionada por PEMEX), cada uno de los módulos operan bajo las siguientes condiciones. Se comprimen 120 MMSCFD con una eficiencia politrópica de 74%, logrando una potencia de compresión de 8697.62 kW, en la primera etapa de compresión. Mientras que para la segunda etapa la eficiencia politrópica es de 72%, y la potencia de compresión es 7350.80 kW. En el Cuadro siguiente se muestran las condiciones de cada etapa de compresión en la plataforma AKAL-J:

Cuadro 2.17. Presiones y temperaturas en la Succión y Descarga de las etapas de compresión GB-4202/03 A/B/C/D (P bar y T en °C) para las condiciones actuales de operación.

Equipos	Primera etapa				Segunda etapa			
	Succión		Descarga		Succión		Descarga	
	P	T	P	T	P	T	P	T
GB-4202/03 A	6.40	41.54	26.53	157.9	25.84	80	79.44	180
GB-4202/03 B	6.40	41.54	26.53	157.9	25.84	80	79.44	180
GB-4202/03 C	6.40	41.54	26.53	157.9	25.84	80	79.44	180
GB-4202/03 D	6.40	41.54	26.53	157.9	25.84	80	79.44	180

Condiciones en la generación de potencia.

El consumo de gas combustible en las turbinas de gas GT-4220 es 4.99 MMSCFD (195.6 MMBTU/h). Con una potencia generada de 20,267 kW (27,178 hp) incluyendo pérdidas. La tasa de calor de la turbina de gas es 9,650 BTU/kW.

Demanda de calentamiento.

La demanda de calentamiento en la plataforma Akal-J según las condiciones de diseño es de 27,919.10 KJ/h. Los usuarios que demandan calentamiento se presentan a continuación:

- EA-4401 A/B/C- Calentador de gas combustible a Módulos.
- EA-4701 A/B/C.- Calentador de gas combustible.
- EA-4702 A/B/C.- Calentador de gas combustible.

Las cargas térmicas según las condiciones de diseño para estos usuarios son mostradas en el Cuadro 2.18:



Cuadro 2.18. Demanda de calentamiento en Akal-J (según condiciones de diseño). Las cargas térmicas son reportadas en MJ/h.

Equipo	Carga térmica (MJ/h)
EA-4401	18,018.00
EA-4701 A/B/C	8,525.00
EA-4702 A/B/C	1,376.10

Como se observa en el Cuadro 2.18, todo el servicio de calentamiento requerido en Akal-J se hace quemando gas combustible en los hornos de aceite térmico, nada se calienta recuperando calor del proceso.



Capítulo 3.

Análisis termodinámico del proceso de compresión de gas natural.

Para ahorrar energía, es necesario disminuir el trabajo perdido durante el proceso y, por consiguiente, la generación de entropía, ya que el trabajo perdido resulta de la multiplicación de la generación de entropía por la temperatura ambiente (Bazúa R., 2013). La optimización del uso de la energía se basa en el concepto de que la energía tiene tanto cantidad como calidad. La calidad de una cantidad de energía es la medida de su capacidad para producir trabajo útil. Si esta capacidad para realizar trabajo útil se reduce durante un proceso, entonces se dice que la energía se ha degradado (Wark, 2001), y es la Segunda Ley de la Termodinámica la que permite evaluar la degradación de la energía mediante el concepto de entropía, lo que a su vez admite conocer la cantidad de trabajo útil, esto por medio de la exergía. La **exergía**¹⁸ es una propiedad termodinámica que permite determinar el potencial de trabajo útil de una determinada cantidad dada de energía en algún estado especificado, que también se denomina *disponibilidad o energía disponible*.

La realización de un análisis termodinámico expone la eficiencia del mismo, ya que se puede conocer la cantidad de energía útil para efectuar el proceso, y a la par evidenciar las irreversibilidades termodinámicas del mismo. Conocer el trabajo perdido en cada equipo del proceso de compresión de gas natural, como consecuencia de la presencia de irreversibilidades, permite implementar medidas de ahorro de energía que sean adecuadas para disminuir las irreversibilidades y aumentar la eficiencia del proceso.

3.1 Simulación en Aspen Hysys.

Aspen Hysys¹⁹ es un entorno de simulación de procesos químicos diseñado para crear modelos de estado, diseñar una planta, monitorear el desempeño de la misma así como resolución de problemas y mejora operativa.

¹⁸ Definición tomada de del libro Termodinámica de Yunus A. Cengel.

¹⁹ Simulador de procesos diseñado por la empresa ASPEN Tech.co



Llevar a cabo el análisis termodinámico del proceso de compresión de gas natural implica conocer propiedades termodinámicas como la entalpía y la entropía de las corrientes que intervienen en dicho proceso; para ello se pueden realizar cálculos mediante ecuaciones termodinámicas aplicadas a las condiciones de operación. Las hojas de cálculo son buenas herramientas para el procesamiento de datos, pero se dificulta su manejo al momento en que la información empieza a ser cuantiosa, por lo que puede llevar al usuario a cometer errores. Ante esto, en este trabajo se procedió a realizar la simulación del proceso de compresión de gas natural empleando Aspen Hysys, facilitando la manipulación de los datos.

3.1.1 Procedimiento para la simulación en Hysys.

Como primer requerimiento el simulador necesita que sean ingresados datos específicos del proceso químico que se ha de reproducir. Inicialmente se debe ingresar la lista de componentes que integran las corrientes del proceso; puede existir más de una lista de componentes si es necesario, con la opción de especificar cuál de ellas se le asignará a determinada corriente.

El siguiente paso es elegir el *paquete termodinámico* que calcule las propiedades termodinámicas, físicas y de transporte de las mezclas de compuestos que forman las corrientes del proceso. Una vez especificada la información anterior, se puede proceder al panel de simulación, en donde se dibuja el diagrama de flujo del proceso. Lo anterior se esquematiza en la figura 3.1.

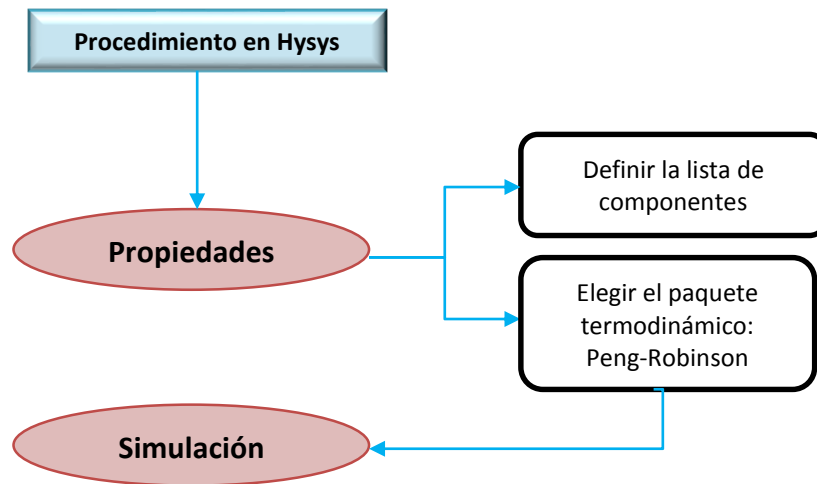


Figura 3.1. Procedimiento para acceder a la simulación en Hysys.

3.1.2 Paquete termodinámico.

Para determinar las propiedades de la mezcla que compone a las corrientes del proceso de compresión de gas natural, es necesario elegir un paquete termodinámico que estime tales propiedades. *Peng-Robinson* es ideal para los cálculos de sistemas de hidrocarburos, petróleo, gas y petroquímica, además que resuelve rigurosamente cualquier



sistema de dos o tres fases con un alto grado de eficiencia y fiabilidad y es aplicable en un amplio rango de condiciones. Este no es el único paquete termodinámico que aparece en el simulador, pero cada uno de ellos tiene una aplicación específica de acuerdo con el compuesto que predomine en el sistema.

En la ecuación de estado Peng-Robinson, se relacionan las variables P-V-T para predecir el comportamiento termodinámico de un sistema (Peng & Robinson, 1976). Las ecuaciones utilizadas en Hysys parten de la ecuación de estado Peng-Robinson:

$$P = \frac{RT}{V_m - b} - \frac{a\alpha}{V_m^2 + 2bV_m - b^2} \quad (1)$$

Donde:

P = Presión

R = Constante de los gases

T = Temperatura

V_m = Volumen molar

$$b = 0.077796 \frac{RT_{ci}}{P_{ci}}$$

$$a = 0.457235 \frac{(RT_{ci})^2}{P_{ci}} \alpha_i$$

$$\sqrt{\alpha_i} = 1 + m_i(1 - T_{ri}^{0.5})$$

A partir de la ecuación (1) el paquete termodinámico puede conocer las propiedades, entalpía y entropía, de las corrientes:

Entalpía total de la mezcla:

$$\frac{H - H^{ID}}{RT} = Z - 1 - \frac{1}{2^{1.5} b RT} \left[a - T \frac{da}{dT} \right] \ln \left(\frac{V + (2^{0.5} + 1)b}{V - (2^{0.5} - 1)b} \right) \quad (2)$$

Donde:

H = Entalpía total de la mezcla.

H^{ID} = Entalpía de gas ideal, cambia con la temperatura de cada componente.

R = Constante de los gases ideales.

T = Temperatura absoluta.

V = Volumen.

Z = Factor de compresibilidad.

t = tiempo.

a y b los parámetros de repulsión y atracción de la mezcla respectivamente, los cuales se expresan mediante las ecuaciones 2 a 8.

$$A = \frac{aP}{(RT)^2} \quad (3)$$

$$B = \frac{bP}{RT} \quad (4)$$

P =Presión



$$a = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n x_i x_j (a_i a_j)^{0.5} (1 - k_{ij}) \quad (5)$$

Donde:

$a_i a_j$ = Parámetro de repulsión del componente i, j.

$x_i x_j$ = Composición molar de los componentes i, j en la mezcla.

k_{ij} = Parámetro de interacción entre los componentes i, j.

$$b_i = 0.077796 \frac{RT_{ci}}{P_{ci}} \quad (6)$$

$$a_i = 0.457235 \frac{(RT_{ci})^2}{P_{ci}} \alpha_i \quad (7)$$

$$\sqrt{\alpha_i} = 1 + m_i (1 - T_{ri}^{0.5}) \quad (8)$$

$$m_i = 0.37464 + 1.54226 \omega_i - 0.26992 \omega_i^2 \quad (9)$$

De la ecuación de Peng-Robinson se obtiene una ecuación para el factor de compresibilidad, que está dada por:

$$Z^3 - (1 - B)Z^2 + (A - 2B - 3B^2)Z - (AB - B^2 - B^3) = 0 \quad (10)$$

Entropía total de la mezcla:

$$\frac{S - S_0^{ID}}{R} = \ln(Z - B) - \ln \frac{P}{P^0} - \frac{A}{2^{1.5} b R T} \left[\frac{T da}{adt} \right] \ln \left(\frac{V + (2^{0.5} + 1)b}{V - (2^{0.5} - 1)b} \right) \quad (11)$$

Donde:

S= Entropía total de la mezcla.

P= Presión.

T= Temperatura.

V= Volumen.

R= Constante de los gases ideales.

S_0^{ID} = Entropía del gas ideal en el estado de referencia.

P^0 = Presión en el estado de referencia.

Las variables A, B, a, b y Z han sido definidas en las ecuaciones (3), (4), (5), (6) y (10), respectivamente.

Como se explica en la sección anterior, del cálculo de ciertas propiedades termodinámicas del proceso de compresión de gas natural se encarga el paquete termodinámico de Hysys, como son la entalpia, mostrada en la ecuación (2), la entropía ecuación (11) y para el cálculo de la exergía se emplea la ecuación (12):

$$E_x = \dot{m}(h - T_0 s) \quad (12)$$



Donde:

E_x = Exergía total de la corriente.

\dot{m} = Flujo másico.

h =Entalpia por unidad de masa.

T_0 = Temperatura de referencia o temperatura ambiente.

s = Entropía por unidad de masa.

3.1.3 Simulación de los módulos de compresión de gas.

Siguiendo el procedimiento explicado en la sección 3.1.1, se accede al “panel de simulación”, siendo esta sección donde se realiza el diagrama de flujo del equipo o proceso que se desea simular. Para simular los módulos de compresión de gas se definieron las corrientes de entrada del proceso; posteriormente, el simulador se encarga de realizar cálculos de las propiedades y condiciones de salida para determinado equipo.

En el diagrama inferior se explican las condiciones generales para definir las corrientes del proceso, así como la operación de cada equipo para un módulo de compresión.

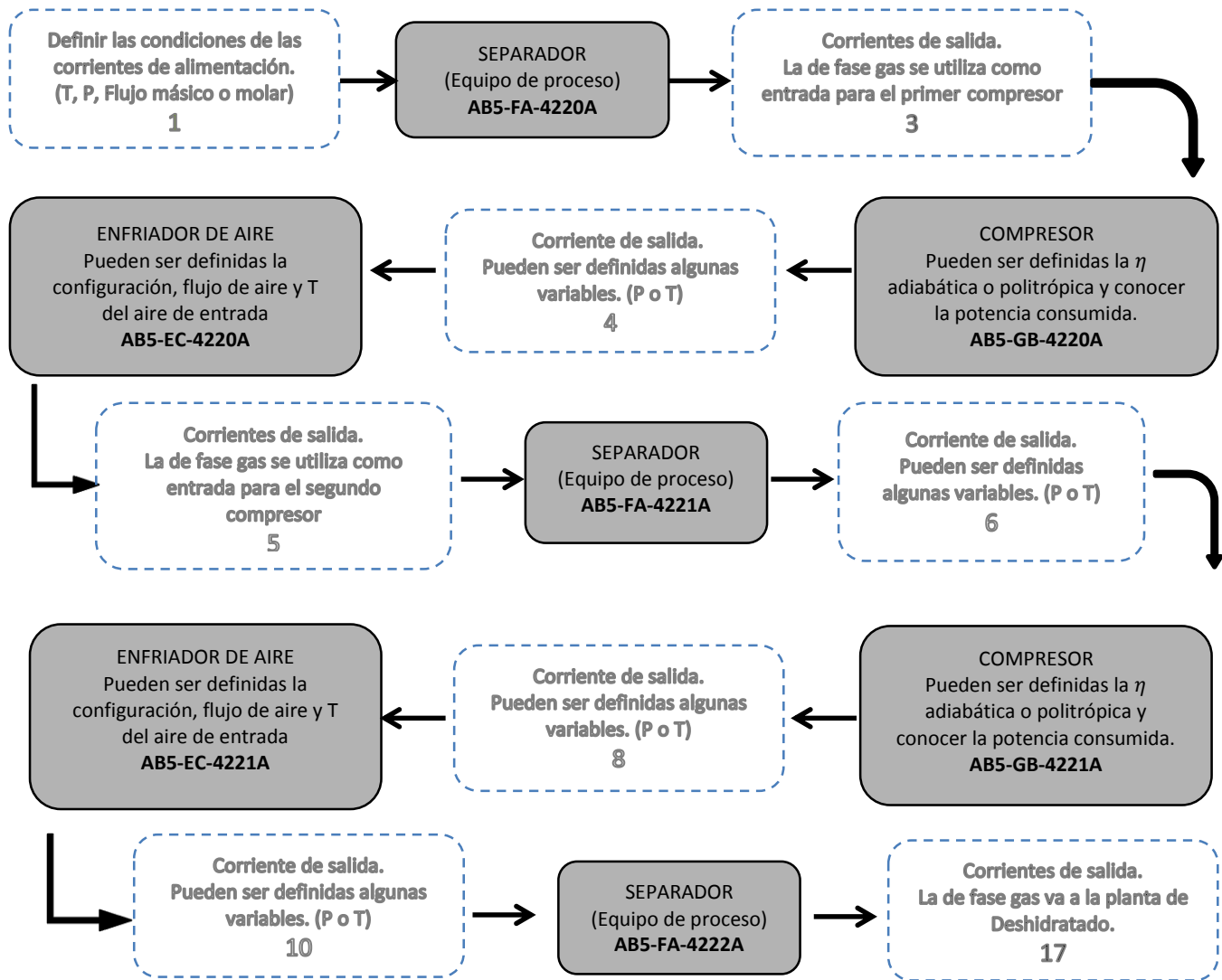


Figura 3.2. Especificaciones dentro de la simulación del proceso de compresión de gas natural. Los números al final de cada recuadro hacen referencia a las corrientes del diagrama de flujo de la figura 3.

Recirculación.

Para el caso particular de la planta AKAL-B existe recirculación del gas amargo, de la salida del enfriamiento de la segunda etapa de compresión hacia el separador de interetapa; esto se debe a que aún hay presencia de un flujo másico considerable de líquidos, estos son agua y otros condensados (Ver figura 3.3).

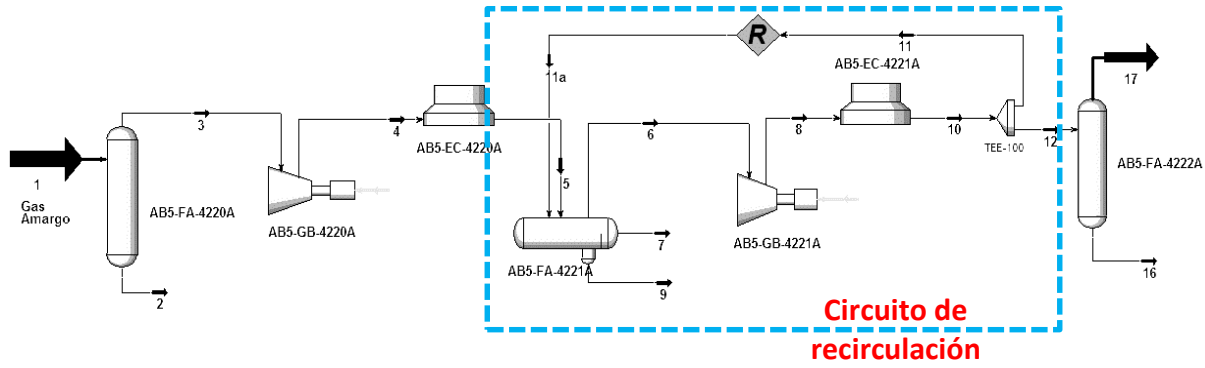


Figura 3.3. Circuito de recirculación en la plataforma AKAL-B.

La recirculación es un ciclo que es generado por el retorno de una corriente final que se recicla y se convierte en corriente de alimentación en una etapa previa del proceso. Para la corriente de alimentación que se recicla se suponen valores y se procesa el circuito, una vez que este es solucionado se comparan los valores finales o valores calculados por Hysys, con los valores iniciales supuestos; si los valores cumplen con el criterio de convergencia establecido por el usuario, el circuito queda solucionado, pero si ocurre lo contrario, los valores finales se convierten en los iniciales. El procedimiento anterior se repite hasta que se cumplan los criterios de convergencia.

En Hysys la herramienta encargada de realizar lo descrito en el párrafo anterior se llama **Recycle**, se encargará de las propiedades finales e iniciales de la corriente de recirculación y con base en los criterios de convergencia establecidos, decidirá si continuar o parar el ciclo. Se ilustra la secuencia del proceso de iteración (Recycle) en la figura 3.4.

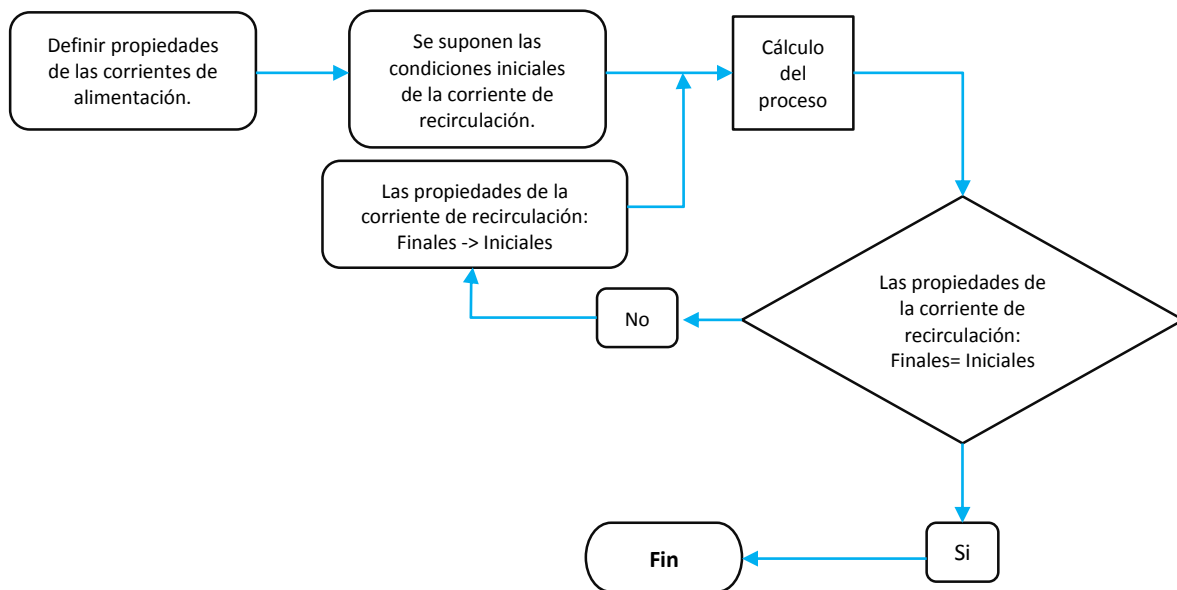


Figura 3.4. Diagrama de proceso Recycle (Iteración).



3.1.4 Simulación del ciclo Brayton (turbina de gas).

Siguiendo el procedimiento explicado en la sección 3.1.1, se ingresa la lista de componentes y el paquete termodinámico, que por tratarse de gas natural como combustible se eligió Peng-Robinson. Antes de pasar a la sección de simulación es necesario definir las *reacciones* que se llevarán a cabo en el *reactor* (cámara de combustión), para lo cual es necesario ingresar a la pestaña *Reacciones (Reactions)*. Para una mejor explicación de este procedimiento se describe detalladamente en el siguiente diagrama. (Ver figuras 3.5 y 3.6).

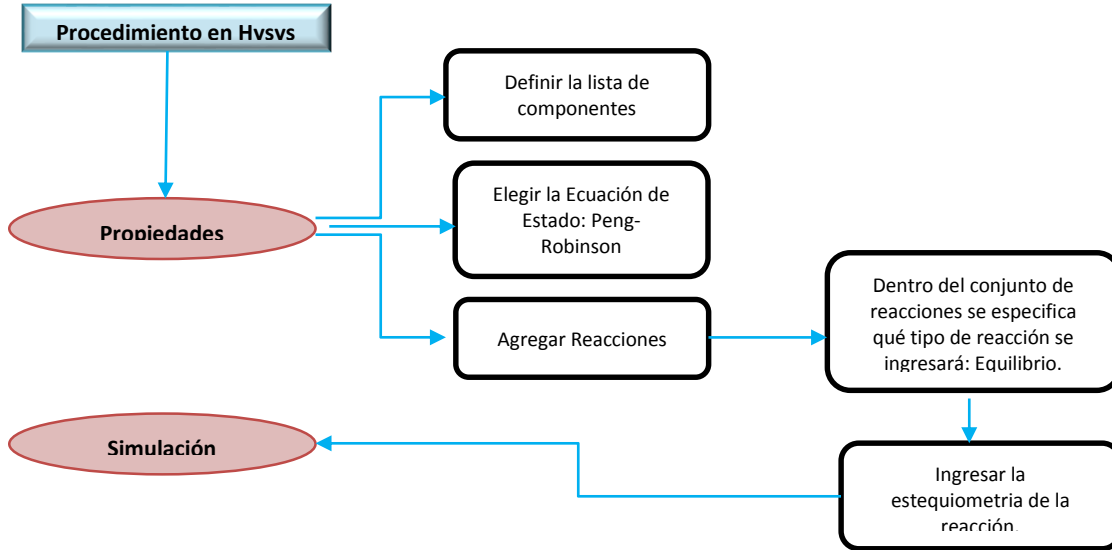


Figura 3.5. Procedimiento para acceder a la simulación con reacciones químicas en Hysys.

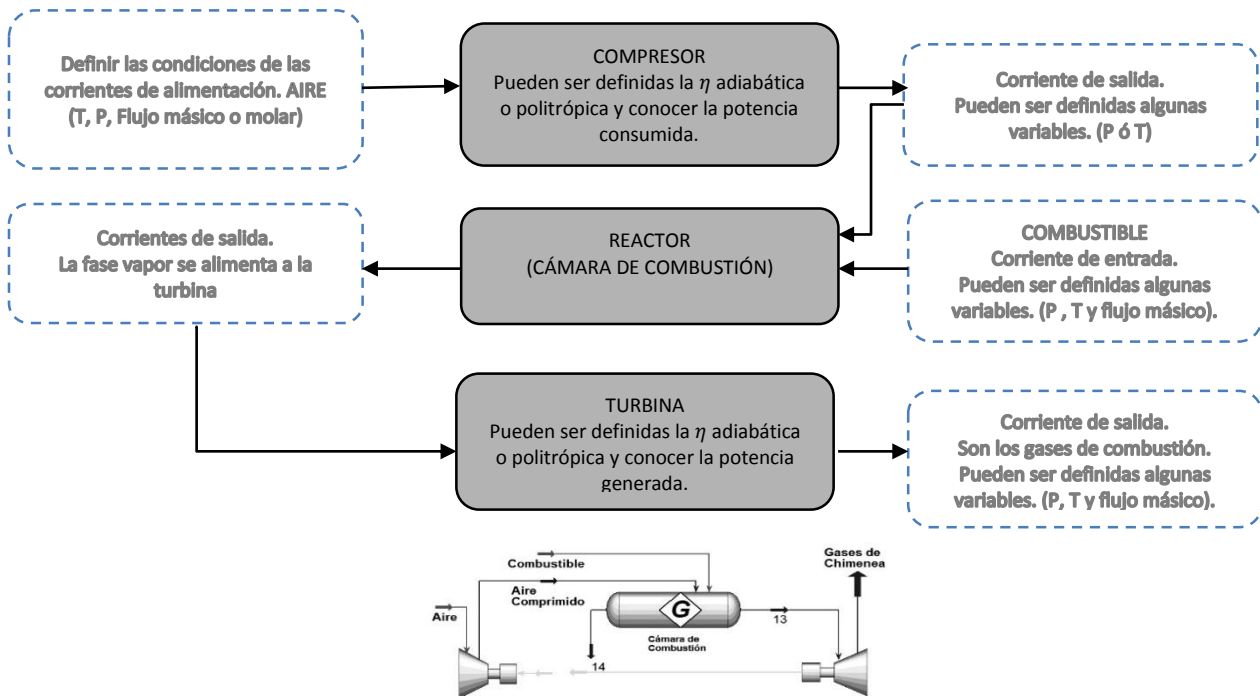


Figura 3.6. Especificaciones dentro de la simulación del ciclo Brayton.



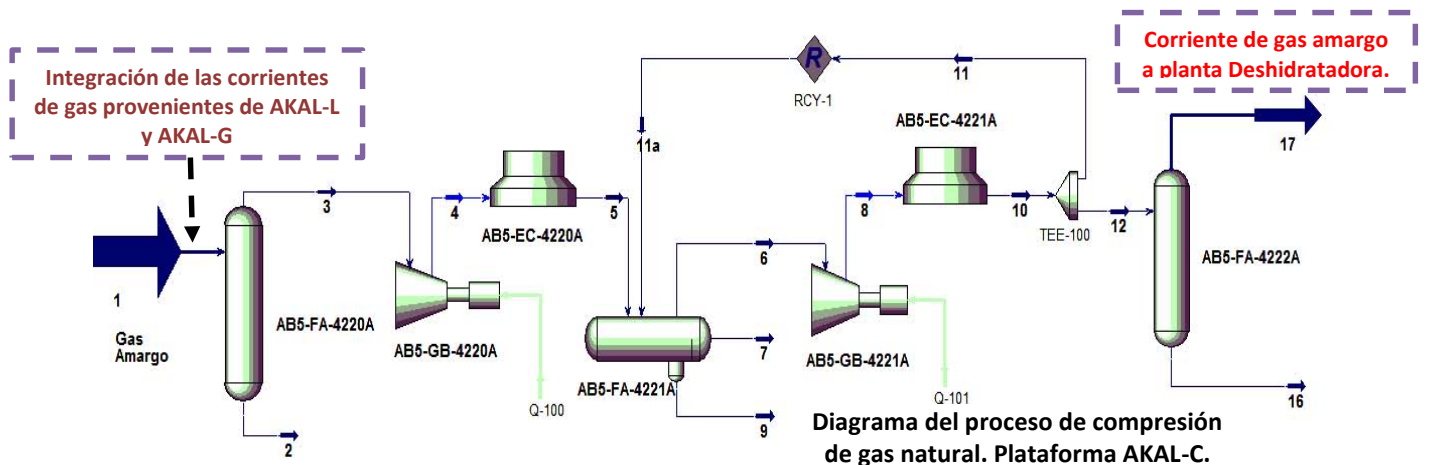
3.2 Cálculo de las propiedades termodinámicas del proceso.

En esta sección se muestran las propiedades termodinámicas de cada una de las plantas de compresión de gas que se analizan en este trabajo. Los datos aquí mostrados son obtenidos de la simulación de las plantas en Hysys.

Las propiedades termodinámicas del proceso de compresión de gas de los módulos de compresión de AKAL-B, se muestran en el Cuadro siguiente:

Cuadro 3.1. Propiedades termodinámicas de las corrientes del proceso de compresión. AKAL-B.

Corriente	Flujo Másico Kg/h	Temperatura °C	Presión bar	Entalpia MJ/h	Entropía MJ/h K	Exergía MJ/h
1	171,612.00	40.00	8.03	-425,769.37	1,138.47	34,957.36
2	318.77	40.00	8.03	-5,042.99	1.02	0.77
3	171,297.43	40.00	8.03	-420,706.50	1,137.59	34,910.42
4	171,297.43	164.00	29.00	-385,076.63	1,161.40	63,499.96
5	171,297.43	51.00	24.34	-420,706.50	1,076.26	53,102.20
4a	365500.00	25.00	1.01	-897668.00	1929.84	47.08
5a	365500.00	121.40	1.01	-821644.00	2474.44	-39547.10
6	171,569.94	48.90	24.34	-415,542.39	1,076.94	53,186.68
7	0.00	48.90	24.34	0.00	0.00	0.00
8	171,569.94	166.60	83.22	-382,944.10	1,096.16	80,191.79
9	428.55	48.90	24.34	-6,758.27	1.42	2.88
10	171,569.94	51.00	80.43	-422,919.89	992.02	71,167.21
8a	351600.00	25.00	1.01	-866,694.00	1,803.71	35.16
10a	351600.00	148.70	1.01	-784,771.20	2,307.55	-36,918.00
11a	706.86	51.00	80.43	-1,742.40	4.09	293.20
12	170,863.08	51.00	80.43	-421,177.50	987.93	70,874.01
16	431.37	51.00	80.43	-6,789.83	1.44	6.10
17	170,431.71	51.00	80.43	-415,342.07	986.29	70,746.20





Cuadro 3.2. Propiedades termodinámicas de las corrientes del proceso de compresión. AKAL-C.

Corriente	Flujo Másico Kg/h	Temperatura °C	Presión bar	Entalpia MJ/h	Entropia MJ/h C	Exergía MJ/h
1	139,200.00	34.40	7.08	-200,448.00	755.72	23,886.72
3	3,695.00	34.40	7.08	-58,528.80	11.51	4.99
4	135,505.00	34.40	7.08	-141,873.74	744.19	23,726.93
5	135,505.00	224.60	29.40	-106,357.87	775.22	49,987.79
6	135,505.00	37.90	27.67	-143,770.81	683.22	40,014.63
8	459.20	37.90	27.67	-7,264.54	1.45	1.96
9	0.00	37.90	27.67	0.00	0.00	0.00
10	135,045.80	37.90	27.67	-136,531.30	681.71	39,906.03
11	135,045.80	174.90	75.71	-111,547.83	707.50	57,191.90
12	135,045.80	42.00	73.98	-138,421.95	637.28	51,263.39
13	69.22	42.00	73.98	-1,092.29	0.22	0.75
14	134,976.58	42.00	73.98	-137,406.16	636.95	51,237.11
Aire	362,800.00	25.00	1.01	-384,930.80	1,843.02	107,134.84
Aire 2	362,800.00	56.88	1.01	-284,761.72	2,459.78	133,836.92
Aire 3	380,100.00	25.00	1.01	-389,602.50	1,972.72	144,285.96
Aire 4	380,100.00	57.88	1.01	-313,962.60	2,485.47	160,972.35

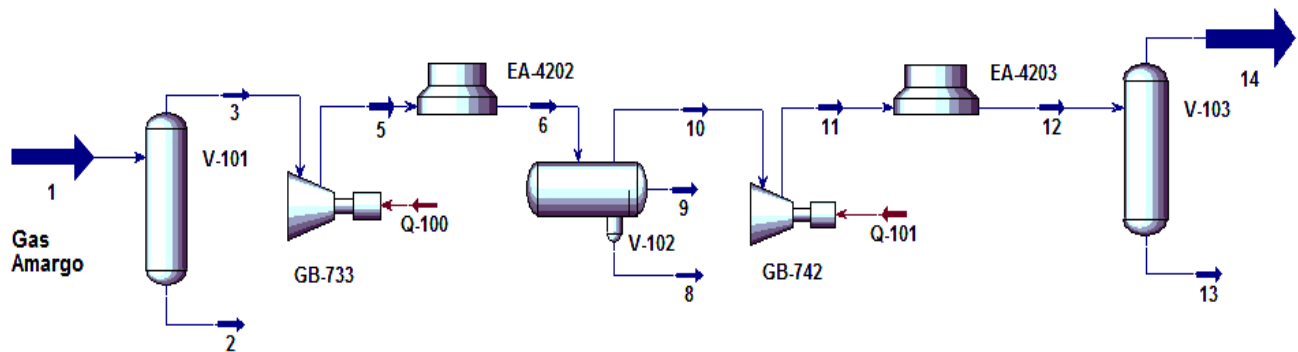


Diagrama del proceso de compresión de gas natural. Plataforma AKAL-C.

En la Cuadro 3.3 se muestran las propiedades termodinámicas de los módulos de compresión de AKAL-J:



Capítulo 3. Análisis termodinámico del proceso de compresión de gas natural

Cuadro 3.3. Propiedades termodinámicas de las corrientes del proceso de compresión. AKAL-J.

Corriente	Flujo Másico Kg/h	Temperatura °C	Presión bar	Entalpia MJ/h	Entropia MJ/h C	Exergía MJ/h
1	7,232.40	92.20	2.40	-20,583.41	41.04	533.10
2	7,232.40	92.20	2.40	-20,583.41	41.04	533.10
2a	0.00	92.20	2.40	0.00	0.00	0.00
3	131,300.00	35.00	6.40	-429,088.40	897.83	23,634.00
4	7,232.40	92.20	2.40	-20,583.41	41.04	533.10
5	0.00	92.20	2.40	0.00	0.00	0.00
6	7,232.40	150.50	6.40	-19,715.52	41.56	1,244.70
8	131,300.00	35.00	6.40	-429,088.40	897.83	23,634.00
9	0.00	35.00	6.40	0.00	0.00	0.00
10	138,532.40	41.54	6.40	-448,844.98	941.05	24,644.91
11	138,532.40	41.54	6.40	-448,844.98	941.05	24,644.91
12	0.00	41.54	6.40	0.00	0.00	0.00
13	138,532.40	157.90	26.53	-417,536.65	962.80	49,442.21
14	138,532.40	80.00	25.84	-441,225.69	903.37	43,443.76
15	138,532.40	80.00	25.84	-441,225.69	903.37	43,443.76
16	0.00	80.00	25.84	0.00	0.00	0.00
17	0.00	80.00	25.84	0.00	0.00	0.00
18	138,532.40	180.00	79.44	-414,766.01	921.66	64,431.42
19	138,532.40	60.00	78.40	-455,910.13	816.79	54,595.62
20	138,532.40	60.00	78.40	-455,910.13	816.79	54,595.62
21	0.00	60.00	78.40	0.00	0.00	0.00
Aire	385,300.00	25.00	1.01	-1,227,180.50	1,978.13	120,830.08
Aire 2	385,300.00	56.37	1.01	-1,161,294.20	2,558.39	137,513.57
Aire 3	356,700.00	25.00	1.01	-1,173,899.70	1,876.24	140,575.47
Aire 4	356,700.00	107.90	1.01	-1,067,959.80	2,379.19	165,901.17

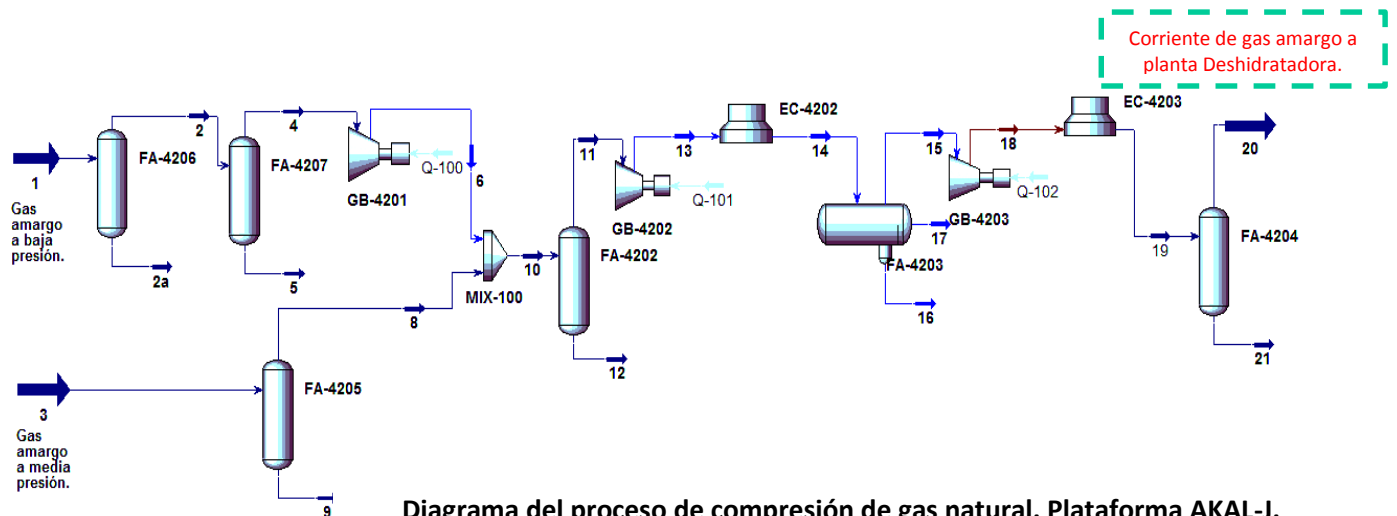


Diagrama del proceso de compresión de gas natural. Plataforma AKAL-J.



3.3 Ecuaciones para el análisis termodinámico.

El análisis termodinámico por primera ley, establece que la energía se conserva. Para procesos a régimen estacionario la ecuación 12 es utilizable:

$$\dot{Q} + \dot{W} = \Delta\dot{H} \quad (12)$$

En ella se tiene que tomar en cuenta la conversión de signos para el trabajo (W) y calor (Q), que toma como positiva cuando el trabajo y el calor se suministran al proceso. El término $\Delta\dot{H}$ se refiere al cambio en la energía total del sistema, el cual puede ser calculado con la siguiente ecuación:

$$\Delta\dot{H} = \sum_{Salidas} M \left(h + gz + \frac{v^2}{2} \right) - \sum_{Entradas} M \left(h + gz + \frac{v^2}{2} \right) \quad (13)$$

Donde:

h = Entalpia de las corrientes.

gz = Energía potencial de las corrientes.

$\frac{1}{2}v^2$ = Energía cinética de las corrientes.

M_{ent} = Flujo másico de las corrientes de entrada.

M_{sal} = Flujo másico de las corrientes de salida.

Si el primer término del lado izquierdo de la ecuación (13) se desplaza al lado derecho de la misma ecuación y sustituyendo la ecuación (12) en (13), se obtiene el cambio de entalpia de las corrientes asociadas a cada equipo del proceso:

$$\Delta\dot{H} = \sum_{salidas} \left[h + gz + \frac{1}{2}v^2 \right] M_{sal} - \sum_{entradas} \left[h + gz + \frac{1}{2}v^2 \right] M_{ent} \quad (14)$$

Para el análisis realizado en este trabajo se desprecian las contribuciones de energía potencial y cinética, por tanto la ecuación 13 queda de la siguiente forma:

$$\sum_{entradas} [h]_{ent} \dot{M}_{ent} + \dot{Q} + \dot{W} = \sum_{salidas} [h]_{sal} \dot{M}_{sal} \quad (15)$$

Donde:

\dot{Q} = Carga térmica (calor transferido por unidad de tiempo: KJ/h, kW, Btu/h) entre el exterior y el sistema (debe cruzar la frontera del sistema).

\dot{W} = Potencia (trabajo mecánico por unidad de tiempo: MJ/h, MW, HP) transferida entre el exterior y el sistema.

\dot{M}_{ent} = Flujo másico de la corriente de entrada que alimenta al sistema (debe cruzar la frontera del sistema) y que tiene la energía total por unidad de masa: $[h]_{ent}$, ya incluye el trabajo de flujo.

\dot{M}_{sal} = Flujo másico de la corriente de salida que sale del sistema (debe cruzar la frontera del sistema) y que tiene la energía total por unidad de masa: $[h]_{sal}$, que ya incluye el trabajo de flujo.



A continuación se muestran los balances de energía y entropía para cada uno de los equipos que intervienen en el proceso de compresión de gas natural amargo, tomando como sistema a cada uno de los equipos participantes y no al proceso en general.

→ **Sistema: Separador.**

Balance de energía: $h_{ent}\dot{M}_{ent} = \sum_{sal}(h\dot{M})_{sal}$

Balance de entropía: $(S_{gen})_{Total} = \sum_{sal}(s\dot{M})_{sal} - \sum_{ent}(s\dot{M})_{ent}$

→ **Sistema: Compresor**

Balance de energía: $\dot{W} = h_{sal}\dot{M}_{sal} - h_{ent}\dot{M}_{ent}$

Balance de entropía: $(S_{gen})_{Total} = s_{sal}\dot{M}_{sal} - s_{ent}\dot{M}_{ent} = (s_{sal} - s_{ent})\dot{M}_{ent}$

→ **Sistema: Enfriador**

Balance de energía: $\dot{Q}_c = h_{sal}\dot{M}_{sal} - h_{entr}\dot{M}_{ent}$

Balance de entropía: $(S_{gen})_{Total} = (s_{sal}\dot{M}_{sal} - s_{ent}\dot{M}_{ent}) - \frac{\dot{Q}_c}{T_{\text{Fluido de enfriamiento}}}$

Para analizar el consumo de energía en un proceso, el calor debe convertirse a una misma base comparativa que el trabajo. Para ello, el calor que se suministra a un proceso debe ser convertido a unidades de trabajo mecánico equivalente, el cual puede ser calculado con la ecuación abajo mostrada, la cual establece que sólo una parte de la energía en forma térmica que entra a un sistema puede ser considerada trabajo mecánico útil.

$$W_Q = \dot{Q} \left(1 - \frac{T_{amb}}{T_{ext}} \right) \quad (16)$$

En ella el término $\left(1 - \frac{T_{amb}}{T_{ext}} \right)$ es la eficiencia de Carnot, en la cual la T_{ext} es la temperatura del medio que suministra el calor, llamada temperatura de la fuente térmica y T_{amb} es la temperatura ambiente. Si al término del lado izquierdo en la ecuación 16 se agrega el trabajo mecánico proporcionado al sistema (W), se obtiene la energía total proporcionada al sistema expresada como trabajo mecánico equivalente (ecuación 17).

$$W_{eq} = W + \dot{Q} \left(1 - \frac{T_{amb}}{T_{ext}} \right) \quad (17)$$

Los procesos reales se llevan a cabo en condiciones irreversibles las cuales generan un consumo de energía mecánica para cubrir las, energía que no es posible recuperar y que por lo tanto se pierde. Este trabajo perdido es directamente calculado por el teorema de Gouy Stodola, el cual puede ser calculado con la ecuación 18.

$$W_p = T_{amb}(S_{gen})_{Total} \quad (18)$$

Donde $(S_{gen})_{Total}$ es la generación de entropía total en el sistema y se calcula realizando un balance de entropía sobre el sistema (Ecuación 19).

$$\sum_{Entradas} S_{ent} \dot{M}_{ent} + \sum_i \frac{\dot{Q}_i}{T_{exti}} + (S_{gen}) = \sum_{Salidas} S_{sal} \dot{M}_{sal} \quad (19)$$



$$(S_{gen})_{Total} = \Delta\dot{S} - \frac{\dot{Q}_i}{T_{ext}} \quad (20)$$

Para una T_{ext} , temperatura de la fuente térmica o sumidero de energía, una buena aproximación es la media logarítmica entre las temperaturas absolutas de entrada y salida.

$$T_{ext} = T_{LM} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} = \frac{(T_{c1} - T_{f2}) - (T_{c2} - T_{f1})}{\ln\left(\frac{T_{c1} - T_{f2}}{T_{c2} - T_{f1}}\right)} \quad (21)$$

Donde:

T_{c1} = Temperatura de entrada de la corriente caliente.

T_{c2} = Temperatura de salida de la corriente caliente.

T_{f1} = Temperatura de entrada de la corriente fría.

T_{f2} = Temperatura de salida de la corriente fría.

Por otra parte, si el proceso se lleva a cabo en condiciones completamente reversibles en todas sus partes, es posible determinar el trabajo mínimo que se requiere para llevar a cabo las transformaciones en el equipo. Este trabajo depende únicamente de las propiedades de las corrientes de entrada y salida y de los estados inicial y final del sistema y no de la trayectoria que sigue el sistema. Este cálculo se lleva a cabo mediante el cambio en la exergía total del sistema (ecuación 22).

$$\Delta\dot{E}_x = \Delta H - \dot{T}_{amb} \Delta\dot{S} = \sum_{Salidas} \dot{M} (h - T_{amb}s) - \sum_{Entradas} \dot{M} (h - T_{amb}s) \quad (22)$$

$$(\dot{W}_{eq})_{min} = \Delta\dot{E}_x \quad (23)$$

Por lo tanto, se concluye que el trabajo equivalente está conformado por una cantidad mínima de trabajo que es necesaria para llevar a cabo la o las operaciones en condiciones reversibles (Trabajo mínimo equivalente) y por otra parte de energía adicional que es necesario suministrar para cubrir las irreversibilidades de los procesos (Trabajo perdido). Esto da origen a una nueva ecuación para el trabajo equivalente.

$$\dot{W}_{eq} = \dot{W}_p + (\dot{W}_{eq})_{min} \quad (24)$$

3.3.1 Resultados del análisis termodinámico del proceso.

El análisis termodinámico realizado a las tres plataformas de compresión de gas natural amargo (AKAL-B, C, J), indica que la energía pérdida o trabajo perdido total a causa de las irreversibilidades que se presentan en el proceso, es similar para cada plataforma. En la plataforma AKAL-B la energía perdida representa el 33.18% equivalente a 198,993.89 MJ/h, AKAL-C 207,555.83 MJ/h lo que es igual al 34.60% y AKAL-J con 193,266.17 MJ/h lo que aporta el 32.22% de un total de 599,815.89 MJ/h. (Ver figura 3.7).

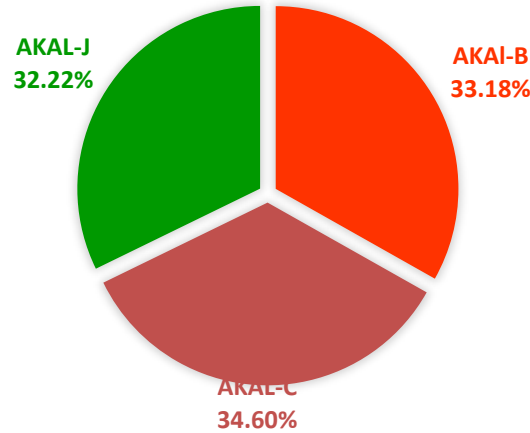


Figura 3.7. Distribución del trabajo perdido en cada una de las plataformas analizadas.

En las siguientes secciones se detallan los resultados del análisis termodinámico para cada una de las plataformas aquí mencionadas, con esto se logrará identificar cuáles son los equipos que contribuyen en mayor porcentaje al trabajo perdido total de cada módulo de compresión.

3.3.1.1 AKAL-B

El análisis termodinámico del proceso de compresión de gas natural en los módulos de AKAL-B, muestra que el mayor trabajo perdido está en los enfriadores EC-4220 y EC-4221, con un porcentaje de 51.42% y 41.96%, respectivamente, lo cual representa el 93.21% del total, es decir **185,475.28 MJ/h** del total de trabajo perdido en este módulo de compresión. Lo anterior se puede observar en la figura 3.8. A continuación siguen los compresores con un 6.45% del total de trabajo perdido (W_p), en donde el GB-4220 representa el 3.57% y el compresor GB-4221 el 2.88%, lo que significa **12,824.25 MJ/h**; por último están los separadores con tan sólo el 0.35% equivalente a **690.35 MJ/h**.

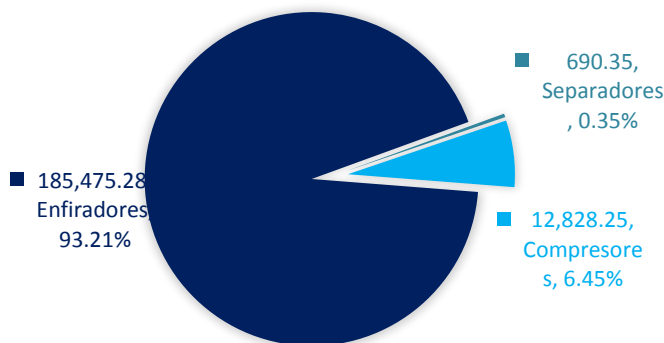


Figura 3.8. Trabajo perdido por tipo de equipo en los módulos de compresión de AKAL-B.

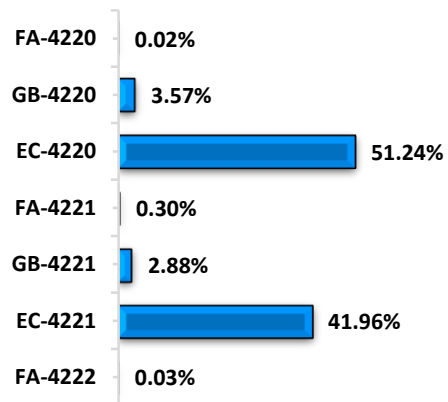


Figura 3.9 Porcentaje de trabajo perdido en cada equipo de los módulos de compresión de AKAL-B.



De acuerdo con los resultados del análisis termodinámico de los módulos de compresión de gas de AKAL-B, se puede determinar que existe potencial de ahorro de energía, ya que el trabajo perdido es producido por las irreversibilidades en el proceso. Por tanto, para ahorrar energía, es necesario disminuir la generación de entropía y, por consiguiente, el trabajo perdido. En la medida en que se reduzca la generación de entropía se disminuirá el consumo energético total del proceso.

Como se puede apreciar en la figura 3.9, los separadores serán despreciados debido a que el porcentaje de trabajo perdido es muy bajo en comparación con los enfriadores y compresores del proceso. El análisis termodinámico para el **compresor GB-4220**, indica que recibe una carga térmica de 35,629.87 MJ/h. El proceso de compresión en condiciones reversibles requiere 28,530.81 MJ/h de trabajo reversible $(W_{eq})_{min}$, pero debido a que se presentan irreversibilidades por la fricción que da como resultado una eficiencia menor al 100%, entonces 7,099.05 MJ/h son requeridos para compensar dichas irreversibilidades y se presentan como trabajo perdido (W_p) o energía adicional que hay que suministrar al sistema para lograr el trabajo de compresión total necesario.

El **enfriador EC-4220** aporta el 51.24 % del trabajo perdido (W_p) total del proceso, lo que equivale a 101,969.68 MJ/h. Las irreversibilidades presentes se deben a la transferencia de calor a través del gradiente de temperatura. La entropía generada por ser un sistema abierto a régimen estacionario, se manifiesta mediante las irreversibilidades en los equipos, lo que trae como consecuencia pérdida de energía útil, representado mediante la nomenclatura manejada en este análisis como trabajo perdido (W_p) .

El **compresor GB-4221** utiliza 32,598.29 MJ/h de trabajo útil (W_{eq}) , de los cuales 5,729.20 MJ/h se van como trabajo perdido (W_p) , lo que representa el 2.88% del total del trabajo perdido en el sistema y los otros 26,869.09 MJ/h es el trabajo reversible $(W_{eq})_{min}$ que necesita el compresor como proceso reversible. Mientras que el **enfriador EC-4221** aporta el 41.96% del trabajo perdido total del sistema, o lo que es lo mismo 83,505.60 MJ/h de (W_p) . En ambos enfriadores se puede observar que el dato de la correspondiente a la exergía es negativo, lo cual indica que existe energía disponible para ser aprovechada.



Cuadro 3.4. Resultados del análisis termodinámico de los módulos de compresión de AKAL-B.

Equipo		Corrientes		ΔH	ΔS	ΔEx	Text	Q	W	Weq	Sgen	(Weq)min	Wp	%
		Entrada	Salida	MJ/h	MJ/h K	MJ/h	K	MJ/h	MJ/h	MJ/h	MJ/h K	MJ/h	MJ/h	
Separador	FA-4220	1	2 y 3	0.00	0.13	-38.79	0.00	0.00	0.00	0.00	0.13	-38.79	38.79	0.02%
Compresor	GB-4220	3	4	35,629.87	23.81	28,530.81	371.71	0.00	35,629.87	35,629.87	23.81	28,530.81	7,099.05	3.57%
Enfriador	EC-4220	4 y 4a	5 y 5a	40,394.13	459.46	-96,593.92	343.92	40,394.13	0.00	5,375.76	342.01	-96,593.92	101,969.68	51.24%
Separador	FA-4221	5 y 11a	6,7 y 9	0.00	-1.98	591.56	0.00	0.00	0.00	1,183.12	1.98	591.56	591.56	0.30%
Compresor	GB-4221	6	8	32,598.29	19.22	26,869.09	377.58	0.00	32,598.29	32,598.29	19.22	26,869.09	5,729.20	2.88%
Enfriador	EC-4221	8 y 8a	10 y 10a	41,947.00	399.70	-77,223.51	350.67	41,947.00	0.00	6,282.10	280.08	-77,223.51	83,505.60	41.96%
Separador	FA-4222	12	16 y 17	0.00	-0.20	60.00	0.00	0.00	0.00	120.01	0.20	60.00	60.00	0.03%
Total												198,993.89	100%	



3.3.1.2 AKAL-C.

Para los módulos de compresión de gas natural instalados en AKAL-C, el mayor porcentaje de trabajo perdido se encuentra en los enfriadores, con un 91.81% del total; mientras que los compresores y separadores abarcan un porcentaje de 8.16% y 0.02 % respectivamente (Ver figura 3.10).

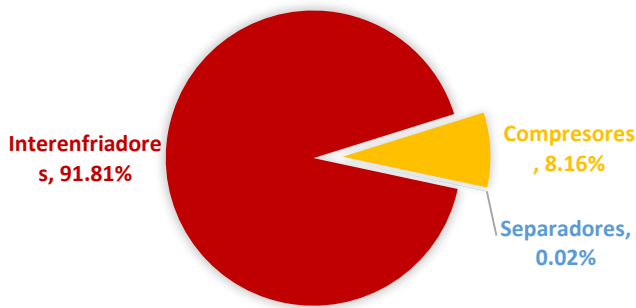


Figura 3.10. Trabajo perdido en los equipos del proceso de compresión en los módulos de AKAL-C.

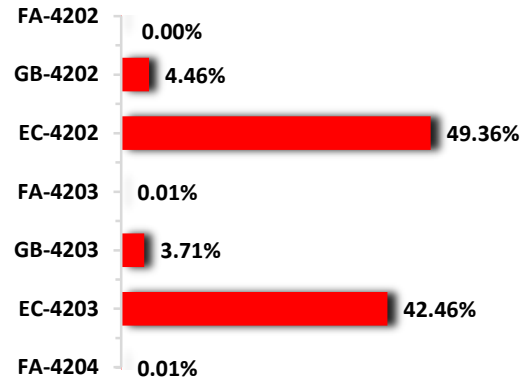


Figura 3.11. Porcentaje de trabajo perdido en cada equipo de los módulos de compresión de AKAL-C.

La distribución del trabajo perdido en cada uno de los equipos del proceso de compresión en AKAL-C, se puede observar en la figura 3.11. Los resultados del análisis termodinámico para AKAL-C se muestran en el Cuadro 3.5. Al igual que en AKAL-B, se desprecia el aporte del trabajo perdido de los separadores por ser muy pequeño.

El **compresor GB-4202** recibe una potencia de 35,515.86 MJ/h la cual representa el trabajo total (W_{eq}) para este sistema. De la potencia otorgada al sistema 9,251.79 MJ/h es trabajo perdido (W_p) debido a las irreversibilidades, lo que significa el 4.46% del total del trabajo perdido para este módulo de compresión.

Para el caso del **compresor GB-4203**, el trabajo otorgado por la turbina es menor que el recibido por GB-4202, pero el porcentaje de trabajo perdido (W_p) es también proporcional. El trabajo real para este compresor es de 24,938.47 MJ/h, de los cuales 17,293.07 MJ/h es trabajo reversible ($W_{eq})_{min}$, por lo que 7,690.41 MJ/h es trabajo perdido, lo que representa el 3.71% del total del trabajo perdido en todo el sistema.

En el caso de los enfriadores las irreversibilidades por la transferencia de calor a través del gradiente de temperatura, también son importantes ya que el enfriador **EC-4202** aporta el 49.36% del total de trabajo perdido (W_p) para este tipo de módulo de compresión. La exergía (ΔEx) para este tipo de equipo es negativa, lo cual indica que hay potencial de aprovechamiento de energía. La entropía generada por ser un sistema abierto a régimen



estacionario, se manifiesta mediante las irreversibilidades en los equipos, lo que trae como consecuencia pérdida de energía útil, representado mediante la nomenclatura manejada en este análisis como trabajo perdido (W_p). En el caso del enfriador **EC-4203**, 42.46% es el porcentaje de aporte al trabajo perdido (W_p) del sistema, esto significa 88,117.96 MJ/h.



Cuadro 3.5. Resultados del análisis termodinámico de los módulos de compresión de AKAL-C.

Equipo		Corrientes		ΔH	ΔS	ΔEx	Text	Q	W	Weq	Sgen	(Weq)min	Wp	%
		Entrada	Salida	MJ/h	MJ/h K	MJ/h	K	MJ/h	MJ/h	MJ/h	MJ/h K	MJ/h	MJ/h	
Separador	FA-4202	1	3, 4	0.00	-0.01	4.00	0.00	0.00	0.00	8.00	0.01	4.00	4.00	0.00%
Compresor	GB-4202	4	5	35,515.86	31.03	26,264.07	395.05	0.00	35,515.86	35,515.86	31.03	26,264.07	9,251.79	4.46%
Enfriador	EC-4202	5, Aire	6, Aire 2	62,756.15	524.75	-93,698.69	346.43	62,756.15	0.00	8,745.24	343.60	-93,698.69	102,443.93	49.36%
Separador	FA-4203	6	8, 9, 10	0.00	-0.06	16.77	0.00	0.00	0.00	33.53	0.06	16.77	16.77	0.01%
Compresor	GB-4203	10	11	24,983.47	25.79	17,293.07	375.39	0.00	24,983.47	24,983.47	25.79	17,293.07	7,690.41	3.71%
Enfriador	EC-4203	11, Aire 3	12, aire 4	48,765.79	442.53	-83,174.86	331.78	48,765.79	0.00	4,943.11	295.55	-83,174.86	88,117.96	42.46%
Separador	FA-4204	12	13, 14	0.00	-0.10	30.98	0.00	0.00	0.00	61.96	0.10	30.98	30.98	0.01%
												Total	207,555.83	100.00%



3.3.1.3 AKAL-J.

Al igual que en las plataformas AKAL-B y C en AKAL-J los separadores son despreciados, ya que no aportan trabajo perdido, el mayor porcentaje lo aportan compresores y enfriadores, 6.26% y 93.47%, respectivamente. En el análisis termodinámico para esta plataforma sobresale un mezclador aportando un 0.27% de trabajo perdido, lo cual es debido a que se mezclan las corrientes 6 y 8 las cuales están a la misma presión pero diferente temperatura, por lo que hay pérdidas de calor al ambiente. (Ver figura 3.12).

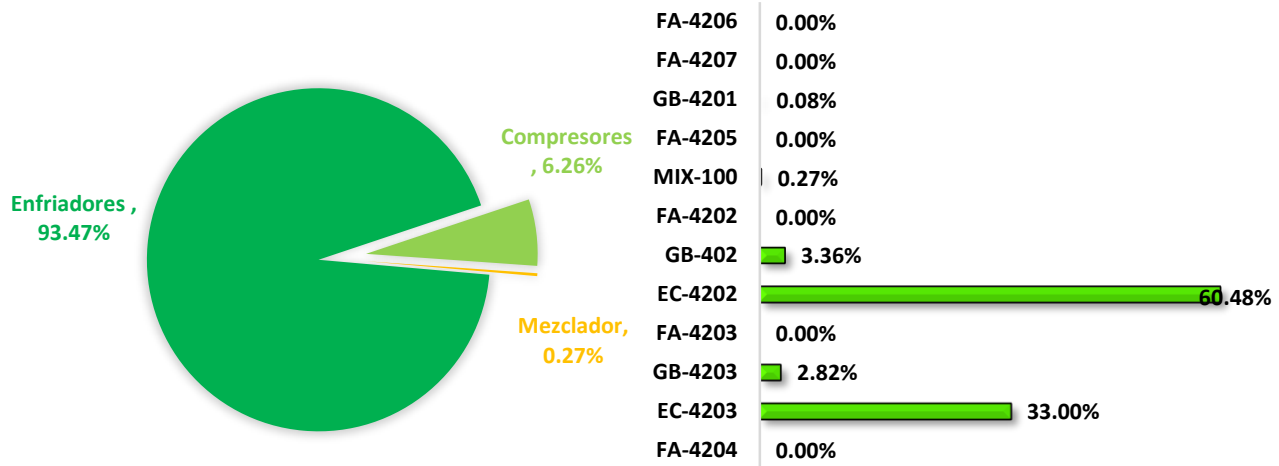


Figura 3.12. Trabajo perdido en los equipos del proceso de compresión en los módulos de AKAL-J.

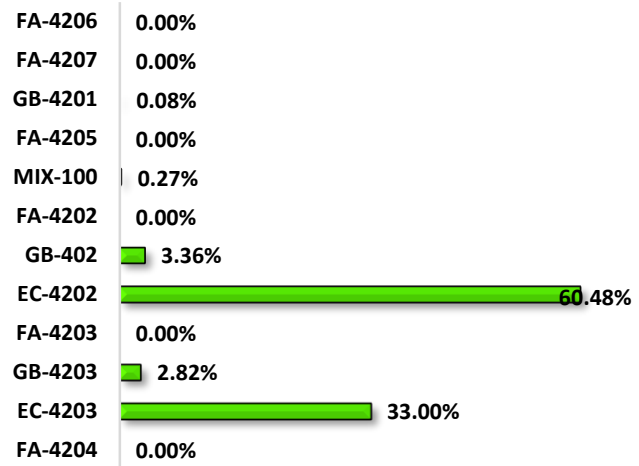


Figura 3.13. Porcentaje de trabajo perdido en cada equipo de los módulos.

La distribución de trabajo perdido por equipo para los módulos de compresión de gas en AKAL-J se muestra en la figura 3.13 y los resultados del análisis termodinámico se encuentran en el Cuadro 3.6.

Los equipos que se encuentran antes del proceso específico de compresión son descartados, ya que las pérdidas de energía por irreversibilidades son muy pequeñas o casi nulas. Los **compresores GB-4202** y **GB-4203** aportan el 6.26% de trabajo perdido del total de este sistema. La potencia otorgada al **compresor GB-4202** es de 31,308.32 MJ/h, lo cual representa el trabajo real (W_{eq}) para este equipo, de los cuales 24,823.58 MJ/h es el trabajo reversible ($W_{eq}min$) con el cual debería operar el compresor sino se presentaran irreversibilidades por la fricción, lo que da como resultado una eficiencia menor al 100%. La diferencia entre el trabajo real y el reversible es el trabajo perdido (W_p), que para este equipo es de 6,484.64 MJ/h. El **compresor GB-4203** aporta el 2.82% del trabajo perdido en este tipo de módulo de compresión, esto significan 5,452.05 MJ/h de energía perdida debido a la generación de entropía en el equipo.

En los enfriadores de interetapa hay pérdidas de energía y potencial de recuperar al menos una fracción de la misma, ya que la exergía (ΔEx) para el **enfriador EC-4202** y **EC-**



4203 es negativa, -5,969.87 MJ/h y -9,877.42 MJ/h, respectivamente. La entropía generada por ser un sistema abierto a régimen estacionario, se manifiesta mediante las irreversibilidades en los equipos, lo que trae como consecuencia pérdida de energía útil, representado mediante la nomenclatura manejada en este análisis como trabajo perdido (W_p); el enfriador **EC-4202** aporta el 19.15% y el **EC-4203** el 17.96% del total para estos módulos de compresión.



Cuadro 3.6. Resultados del análisis termodinámico de los módulos de compresión de AKAL-J.

Equipo		Corrientes		ΔH	ΔS	ΔEx	Text	Q	W	Weq	Sgen	(Weq)min	Wp	%
		Entrada	Salida	MJ/h	MJ/h K	MJ/h	K	MJ/h	MJ/h	MJ/h	MJ/h K	MJ/h	MJ/h	
Separador	FA-4206	1	2, 2a	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00%
Separador	FA-4207	2	4, 5	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00%
Compresor	GB-4201	4	6	867.89	0.52	712.63	393.78	0.00	867.89	867.89	0.52	712.63	155.26	0.08%
Separador	FA-4205	3	8, 9	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00%
Mezclador	MIX-100	6, 8	10	-41.05	1.66	-537.12	494.25	-41.05	0.00	-16.29	1.75	-537.12	520.83	0.27%
Separador	FA-4202	10	11,12	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00%
Compresor	GB-402	11	13	31,308.32	21.75	24,823.68	369.82	0.00	31,308.32	31,308.32	21.75	24,823.68	6,484.64	3.36%
Enfriador	EC-4202	13, Aire	14, Aire 2	42,197.26	520.83	-113,088.62	327.58	42,197.26	0.00	3,790.71	392.02	-113,088.62	116,879.34	60.48%
Separador	FA-4203	14	15, 16, 17	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00%
Compresor	GB-4203	15	18	26,459.69	18.29	21,007.63	401.07	0.00	26,459.69	26,459.69	18.29	21,007.63	5,452.05	2.82%
Enfriador	EC-4203	18, Aire 3	19, aire 4	64,795.78	398.08	-53,891.17	351.81	64,795.78	0.00	9,882.89	213.90	-53,891.17	63,774.06	33.00%
Separador	FA-4204	19	20, 21	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00%
Total												193,266.17	100.00%	



3.3.2 Análisis termodinámico del ciclo Brayton.

Debido a que en el ciclo Brayton existe potencial de recuperación de calor y mejora en la eficiencia del ciclo, en esta sección se muestra el análisis termodinámico. En el Cuadro siguiente aparecen las propiedades termodinámicas del ciclo Brayton.

Cuadro 3.7. Propiedades termodinámicas del Ciclo Brayton.

Corriente	Flujo Másico Kg/h	Temperatura °C	Presión bar	Entalpía MJ/h	Entropía MJ/h C	Exergía MJ/h
Aire	243,200.00	30.00	1.01	-80,645.12	1,321.06	31.32
Aire Comprimido	243,200.00	360.00	8.88	5,158.27	1,357.30	75,051.52
Combustible	4,545.00	50.00	41.68	-17,952.75	39.14	2,235.69
13	247,800.00	1030.00	8.88	-12,798.87	1,651.83	216,304.62
Gases de chimenea	247,800.00	540.00	1.01	-162,581.58	2,397.96	155,890.98

El ciclo de turbina de gas abierto puede modelarse como un ciclo cerrado, emperlando las suposiciones de aire estándar. En este caso los procesos de compresión y expansión permanecen iguales, pero el proceso de combustión se sustituye por uno de adición de calor a presión constante desde una fuente externa, mientras que el proceso de escape se reemplaza por otro de rechazo de calor a presión constante hacia el aire ambiente. El ciclo ideal que el fluido de trabajo experimenta está integrado por cuatro procesos internamente reversibles (ver figura 3.14):

- 1-2 Compresión isentrópica (en un compresor)
- 2-3 Adición de calor a presión constante
- 3-4 Expansión isentrópica (en una turbina)
- 4-1 Rechazo de calor a presión constante

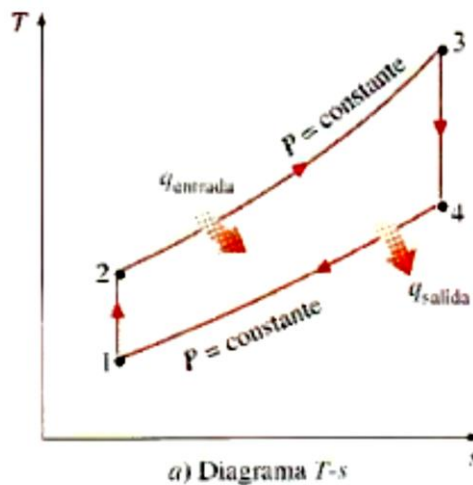


Figura 3.14. Diagrama T-s para un ciclo Brayton ideal.

Fuente: Termodinámica de Cengel 6ta edición.



Los cuatro procesos del ciclo Brayton se ejecutan en dispositivos de flujo estacionario, por lo tanto deben analizarse como procesos de flujo estacionario.

Por lo tanto, la transferencia de calor hacia y desde el fluido de trabajo es:

$$q_{entrada} = h_3 - h_2 = c_p(T_3 - T_2) \quad (25)$$

$$q_{salida} = h_4 - h_1 = c_p(T_4 - T_1) \quad (26)$$

La eficiencia térmica del ciclo Brayton ideal bajo las suposiciones de aire estándar frío:

$$\eta_{tér,Brayton} = \frac{W_{neto}}{q_{entrada}} = 1 - \frac{q_{salida}}{q_{entrada}} = 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} \quad (27)$$

Para los casos de estudios que se presentan en este trabajo los ciclos de las turbinas de gas son reales, ya que operan bajo cierta eficiencia, por lo que existirá alguna disminución de presión durante los procesos de adición y rechazo de calor. Lo más importante es que la entrada de trabajo real al compresor es mayor y la salida de trabajo real de la turbina es menor debido a las irreversibilidades (Ver figura 3.15).

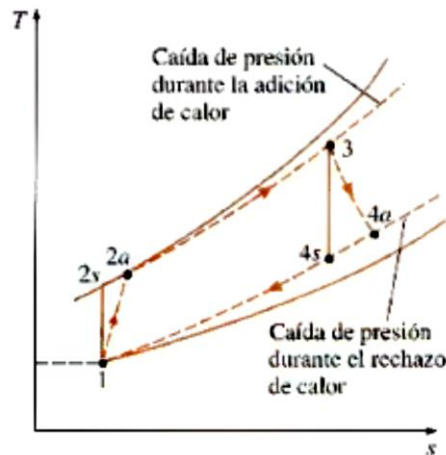


Figura 3.15. Desviación de un ciclo de turbina de gas real del ciclo Brayton ideal como resultado de irreversibilidades.

Los estados 2a y 4a mostrados en la figura 3.15, son los estados de salida reales del compresor y de la turbina, respectivamente, y 2s y 4s son los correspondientes al caso isentrópico.

Los resultados del análisis termodinámico se muestran en el Cuadro 3.8. Se observan como datos de interés que la potencia generada por la turbina es de 41,606.31 kW, de los cuales 17,772.03 kW es la potencia otorgada a los compresores de los módulos de compresión en cada una de las plataformas, es decir, el trabajo neto (W_{neto}) entregado por la turbina de gas. Entonces la eficiencia térmica ($\eta_{térmica}$) de este ciclo es de 33.51%.



Cuadro 3.8. Resultados del análisis termodinámico del ciclo Brayton.

Equipo	Corrientes		ΔH MJ/h	ΔS MJ/h K	ΔEx MJ/h	Q MJ/h	Weq MJ/h	Sgen MJ/h K	(Weq)min MJ/h	Wp MJ/h	%
	Entrada	Salida									
Compresor Cámara de combustión	Aire	A. Comprimido	85,803.39	36.24	75,020.20	0.00	85,824.20	36.24	75,020.20	10,804.00	3.49%
	Combustible, A. Comprimido	13, 14	-4.39	255.40	139,017.41	0.00	215,164.51	255.40	139,017.41	76,147.09	24.61%
Turbina	13	Gases de Ch.	-149,782.71	746.13	-372,195.60	0.00	-149,738.19	746.13	-372,195.60	222,457.41	71.90%
Total										309,408.50	100.00%

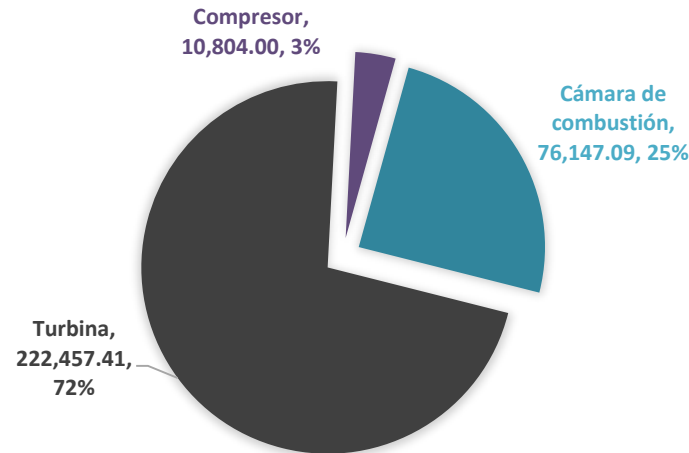


Figura 3.16. Trabajo perdido en el ciclo Bryaton.



Capítulo 4.

Metodología del Punto de Pliegue o Pinch.

La Tecnología Pinch provee una metodología sistemática enfocada hacia el ahorro de energía en procesos. La metodología está basada en principios termodinámicos. Un análisis Pinch inicia con el balance de materia y energía del proceso. Usando esta tecnología es posible identificar apropiadamente los cambios en las condiciones del proceso central que pueden tener un impacto en el ahorro de energía. Después que el balance de materia y energía es establecido, los objetivos de ahorro de energía se pueden ajustar antes del diseño de una nueva red de intercambio de calor²⁰. El diseño del método Pinch asegura que los objetivos se alcancen durante el diseño de la red. Los objetivos se pueden establecer para las cargas de servicios en distintos niveles (niveles de vapor y refrigeración) (March, 1998).

En ingeniería química se utiliza el concepto de la integración de procesos (IP), se refiere al análisis y optimización de grandes y complejos procesos industriales, la cual se define como:

Todas las mejoras realizadas a los sistemas de proceso, sus operaciones unitarias constituyentes y sus interacciones para maximizar el uso eficaz de la energía, el agua y materias primas (Canada, 2003).

La integración de procesos es un enfoque eficaz que permite a las industrias aumentar su rentabilidad mediante la reducción del consumo de energía, agua y de materias primas, además de reducir las emisiones de efecto invernadero, y la generación de residuos. Entre las metodologías de IP, el análisis Pinch es sin duda el más ampliamente utilizado. Esto es debido a la simplicidad de sus conceptos subyacentes y, especialmente, a los resultados espectaculares que se han obtenido en numerosos proyectos en todo el mundo (Canada, 2003).

²⁰ Se define como red de intercambio de calor al número total de intercambiadores de calor que se requieren para la recuperación óptima de energía.



4.1. Principios fundamentales y conceptos básicos.

La tecnología Pinch está basada en principios termodinámicos, por lo que esta sección resumirá los principios termodinámicos importantes y conceptos básicos.

4.1.1 Diagrama Temperatura- Entalpía.

Es un método de visualización en el que se contabiliza el cambio de entalpía de una corriente de proceso debido a un calentamiento o enfriamiento. El cambio en la energía contenida en la corriente en forma diferencial dQ está representado por $(Mc_p)dT$, donde:

M = Flujo molar

C_p = calor específico

dT = cambio diferencial de temperatura.

Entonces, a C_p constante la necesidad de calentamiento para una corriente fría desde una temperatura inicial (T_i) a una temperatura objetivo o final (T_f), queda definido por la siguiente ecuación:

$$Q = \int_{T_i}^{T_f} M c_p dT = M c_p (T_f - T_i) = \Delta H \tag{28}$$

Y la pendiente que representa la corriente dentro del diagrama es:

$$\frac{dT}{dQ} = \frac{1}{M c_p} \tag{29}$$

En el diagrama temperatura-entalpía sólo se grafican los cambios de entalpía, la corriente puede ser colocada en cualquier parte del eje de entalpía, siempre que tenga la misma pendiente y se encuentre entre los intervalos de temperatura inicial y final (ver la figura 4.1).

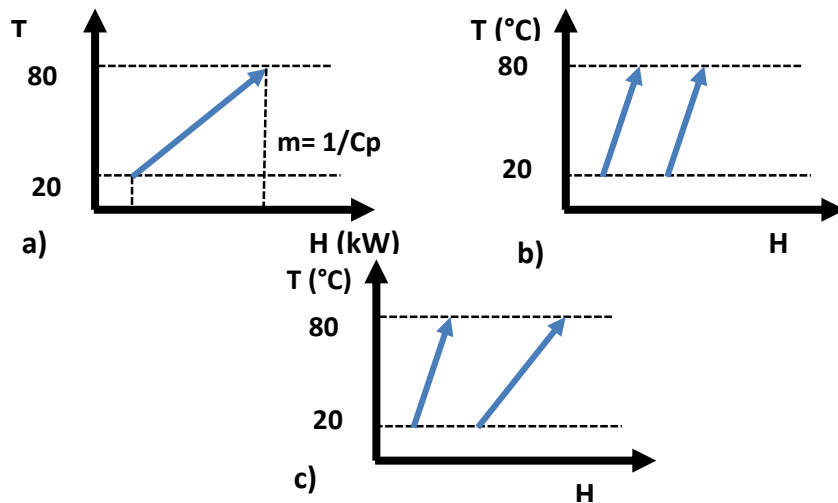


Figura 4.1. Diagrama Temperatura-Entalpía. a) Representación de una corriente fría en el diagrama T-H. b) Una corriente puede ser movida horizontalmente en el diagrama T-H en un intervalo de temperatura. c) Dos corrientes diferentes en el mismo intervalo de temperatura.



Un intercambiador de calor está representado por dos curvas de calor en el diagrama de entalpía-temperatura como se muestra en la Figura 4.2. Esta figura también muestra cómo se representan los intercambiadores de calor en una forma de diagrama de red y la forma convencional. En la forma de diagrama de red, la corriente caliente va de izquierda a derecha y la corriente fría va de derecha a izquierda. Si el flujo es en contra de la corriente en el intercambiador, a continuación, la temperatura se disminuye de izquierda a derecha. El intercambiador está representado por dos círculos conectados por una línea vertical. El intercambiador tiene una diferencia de temperatura en el extremo caliente y otro en el extremo frío. La más pequeña de estas dos diferencias de temperatura se llama ΔT_{min} , el cual siempre estará presente cuando exista transferencia de calor entre dos corrientes dentro de un intercambiador de calor.

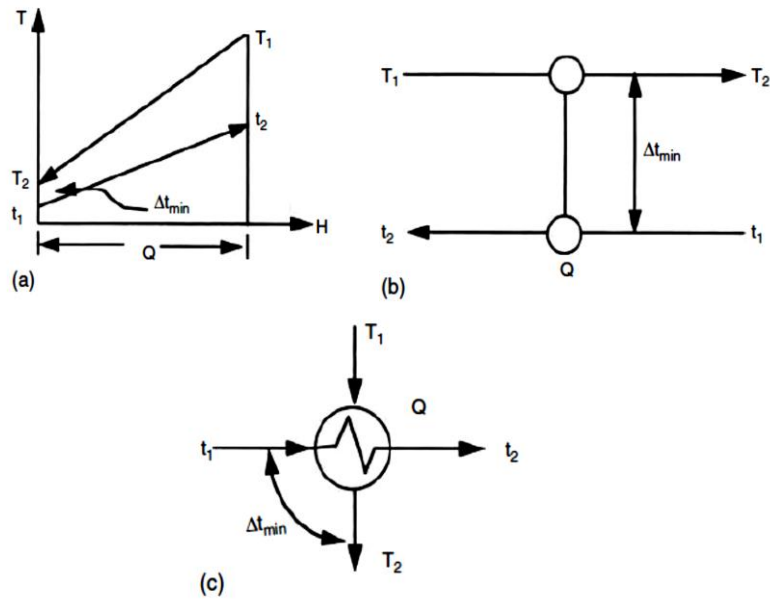


Figura 4.2. Representación del intercambiador de calor. a) Representación de un intercambiador de calor en el diagrama T-H. b) Representación en el diagrama de red de un intercambiador de calor. c) Representación convencional de un intercambiador.

Para lograr ilustrar los conceptos relacionados con la tecnología Pinch es necesario ejemplificarlos mediante un proceso. En la figura 4.3 se ilustra una planta típica en donde la alimentación se calienta a la temperatura de reacción. El efluente del reactor se calienta adicionalmente, y los productos se separan en una columna de destilación. El evaporador y condensador ocupan servicios externos para fines de control. Los productos de cabeza y fondo se enfrían y se envían para su posterior procesamiento.

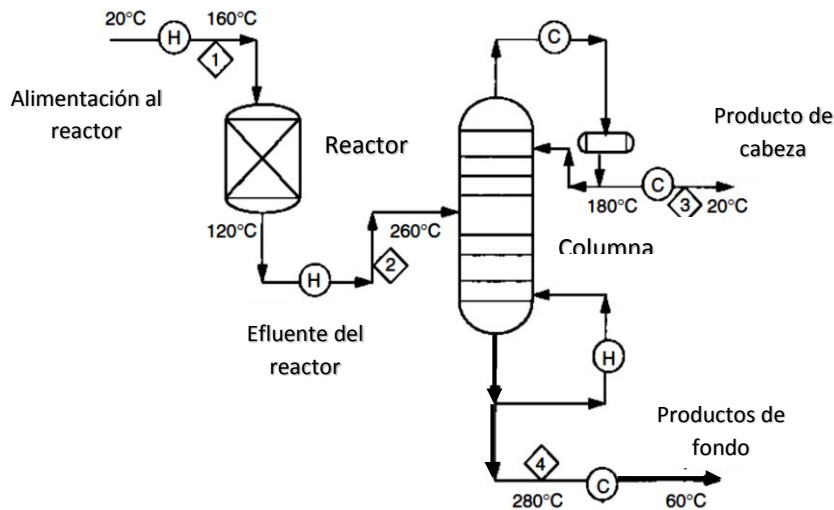


Figura 4.3. Diagrama de flujo de una planta Química típica.

El cuadro siguiente muestra la lista de las temperaturas de entrada y de salida de todas las corrientes que aparecen en el diagrama de flujo de la figura 4.3. También se muestran los valores de Cp. Si bien la caída de presión de los flujos individuales determinan los coeficientes de transferencia de calor, para este caso no se va a considerar. En su lugar, se utiliza el mismo valor del coeficiente de transferencia de calor de 1 kW/m²K para todos los flujos. El objetivo es diseñar una red de intercambio de calor óptima para este proceso. Además, ΔT_{min} denota la temperatura mínima diferente entre cualquier corriente caliente y fría en cualquier intercambiador de la red.

Es importante definir que una **corriente** para el análisis es un flujo de materia el cual requiere ser calentado o enfriado, pero no cambia en su composición. La alimentación es una **corriente fría**, ya que inicia fría y posteriormente es calentada, lo contrario es los productos de fondo, la cual es una **corriente caliente**, porque sale caliente del reactor y luego es enfriada.

Cuadro 4.1. Datos de las corrientes del diagrama de flujo.

Número de Corriente	Nombre de la Corriente	T _i (°C)	T _f (°C)	MCp(kW/°C)
1	Alimentación al reactor	20	160	40
2	Efluente del reactor	120	260	60
3	Productos de cabeza	180	20	45
4	Productos de fondo	280	60	30

4.1.2 Las curvas compuestas.

El objetivo principal de las curvas compuestas de las corrientes frías y calientes es la determinación de la diferencia de temperatura mínima (ΔT_{min}) y los servicios mínimos de calentamiento y enfriamiento.



Para cumplir el objetivo anterior se agregan juntas las cargas térmicas o los fluidos de capacidad calorífica de todas las corrientes que existen en un intervalo de temperatura determinado. Por lo tanto, una sola curva de todas las corrientes calientes puede ser producida y otra curva de todas las corrientes frías en un diagrama T-H.

En la figura 4.4, dos corrientes son trazadas separadamente (líneas negras), cada una con su temperatura inicial y final, lo cual genera intervalos de temperaturas desde T_1 hasta T_4 . En el intervalo T_1 y T_2 sólo existe la corriente 3 (Productos de cabeza), así que el calor disponible en este intervalo está definido por $M_3C_{p3} (T_2-T_1)$; en el intervalo 2 ambas corrientes existen (3 y 4), por lo que el calor disponible en este intervalo es la sumatoria del flujo de capacidad calorífica por la diferencia de temperatura respectiva de ese intervalo, $(M_3C_{p3} + M_4C_{p4}) (T_3-T_2)$; para el caso del intervalo 1 sólo la corriente 4 existe, por lo que el calor disponible es calculado como $M_4C_{p4}(T_4-T_3)$. De esta manera una serie de valores de ΔH para cada intervalo pueden ser obtenidos y el resultado se grafica de nuevo, se obtiene la curva roja mostrada en la figura 4.4.

El diagrama T-H resulta en una sola curva que representa la energía de todas las corrientes calientes, la cual es conocida como la *curva compuesta caliente*. El mismo proceso se realiza para las corrientes frías, lo que genera la *curva compuesta fría*, la cual representa toda la cantidad energética que es necesaria suministrar en un problema. La superposición de las curvas compuestas representa la máxima cantidad de calor que es posible recuperar dentro de un proceso (Ver figura 4.5).

Para obtener el objetivo de energía, se debe fijar la curva compuesta caliente y mover la curva compuesta fría horizontalmente hasta la distancia vertical más pequeña entre las dos curvas, se tendrá como resultado el valor de ΔT_{min} .

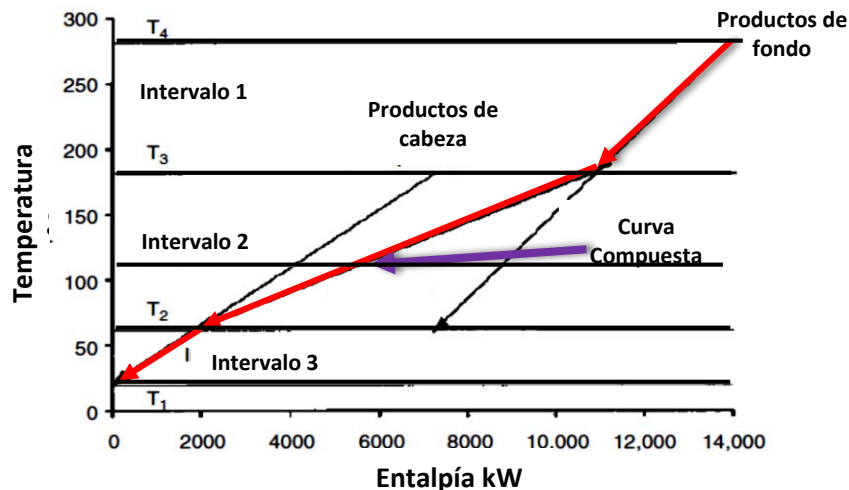


Figura 4.4. Construcción de una curva compuesta.



Los requerimientos de energía (calor) para un $\Delta T_{min} = 30^\circ C$, es 4,750 kW y los requerimientos de enfriamiento son de 4,550 kW. Esta información se puede observar mejor en la figura 4.5 en conjunto con el Cuadro 4.3 (Tabla Problema).

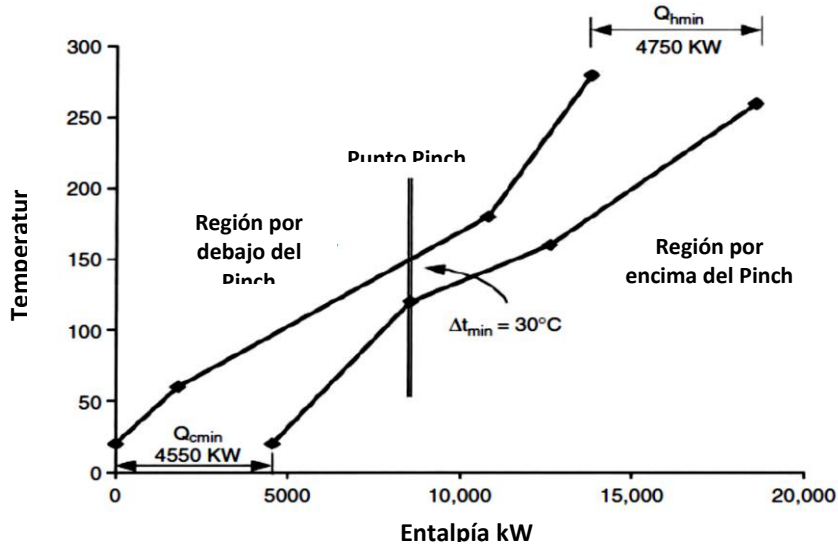


Figura 4.5. Curva compuesta de las corrientes de la figura 34.

Para un valor ΔT_{min} dado, la cantidad de servicios auxiliares calculados son el mínimo teórico requeridos para la recuperación de calor del problema. Sin importar el número de corrientes en un problema, el ΔT_{min} ocurre en el punto más cercano entre las curvas compuestas, el cual es llamada **punto Pinch**.

4.1.3 La Tabla problema.

El procedimiento descrito anteriormente de las curvas compuestas es un poco tardado e impreciso por lo que se desarrolló un método, llamado el algoritmo de la Tabla problema, el cual está basado en principios termodinámicos. El algoritmo consiste de los siguientes pasos:

- Seleccionar un valor de ΔT_{min} . Ya que se tienen definidos los requerimientos de energía, en este caso usando la curva compuesta se tiene que $\Delta T_{min} = 30^\circ C$.
- Convertir las temperaturas actuales en temperaturas internas, de la siguiente forma:

$$\begin{aligned} \text{Para las corrientes calientes:} \quad & T_{int} = T_{act} - \Delta T_{min}/2 \\ \text{Para corrientes frías:} \quad & T_{int} = T_{act} + \Delta T_{min}/2 \end{aligned} \tag{30}$$

Donde:

T_{int} = Temperatura interna

T_{act} = Temperatura real de las corrientes



Cuadro 4.2. Intervalos de Temperatura para $\Delta T_{min} = 30^\circ C$

Corriente	Temperatura Real (°C)		Intervalos de Temperatura (°C)		Número del Intervalo	Intervalos de Temperaturas Ordenados (°C)
	T1	T2	T1	T2		
1	20	160	35	175	1	275
2	120	260	135	275	2	265
3	180	20	165	5	3	175
4	280	60	265	45	4	165
					5	135
					6	45
					7	35
					8	5

Esta modificación garantiza que para una T_{int} determinada, la diferencia de temperatura real entre la corriente caliente y fría siempre será mayor que o igual a ΔT_{min} .

→ Todas las temperaturas de intervalo, tanto para los flujos calientes y fríos se clasifican en orden descendente y se eliminan los intervalos duplicados.

→ Para cada intervalo, se hace un balance de entalpía. El balance de entalpía para i intervalo se calcula utilizando la siguiente ecuación:

$$\Delta H_i = (T_{int,i} - T_{int,i+1})(\sum_j^{N_{corrientes}} Cp_{cj} - \sum_j^{N_{corrientes}} Cp_{hj}) \quad (31)$$

Donde:

ΔH_i = Calor excedente o déficit neto en el intervalo.

Cp_c = Calor específico másico de una corriente fría.

Cp_h = Calor específico másico de una corriente caliente.

Para el problema del ejemplo estos cálculos se muestran en el Cuadro 4.3. En cada intervalo el balance de entalpía indicará si hay déficit de calor o excedente o el intervalo está en equilibrio. Un excedente de calor es negativo y el déficit es positivo. Para la construcción del Cuadro 4.3 a continuación se enumeran correctamente los pasos a seguir:

- 1) Seleccionar un ΔT_{min} para el cálculo. (30 °C).
- 2) Restar a las temperaturas de las corrientes calientes la cantidad $\Delta T_{min}/2$ y sumar a las temperaturas de las corrientes frías la cantidad de $\Delta T_{min}/2$. Estas operaciones darán como resultado las temperaturas desplazadas para cada corriente (Cuadro 4.3, columna 1) (260+15=275) (20-15=5).

Las temperaturas desplazadas tienen como objetivo asegurar la posibilidad de la transferencia de calor sobre una horizontal del diagrama T-H, es decir, sirven como fuerza mínima guía entre las corrientes calientes y frías, además que permite asegurar que en algún punto las curvas compuestas fría y caliente están cercanas a por lo menos un ΔT_{min} una de la otra. En cada intervalo i entre dos temperaturas desplazadas verificar qué corrientes calientes y frías existen. Posteriormente,



calcular el flujo de capacidad calorífica neto en ese sentido de acuerdo con la ecuación:

$$MC_{pneto} = \sum Cp_H - \sum Cp_C \quad (32)$$

- 3) Multiplicar el MC_{pneto} de cada intervalo por su diferencia de temperatura desplazada que lo conforma ($T_i - T_{i+1}$). ($60 \cdot 10 = 600$)
La operación realizada en este punto dará origen a la cantidad de calor neto sobrante (superávit marcado como positivo) o necesario (déficit marcado como negativo) en el intervalo (Cuadro 4.3, columna 9).
- 4) Generar la cascada de calor aprovechando el déficit y superávit de calor en cada intervalo. Para ello iniciar con una entrada de calor de cero en la temperatura desplazada más alta. Sumar en forma descendente el calor acumulado en el intervalo para dar la cascada de calor (calor acumulado pasando a través de una temperatura desplazada).
Este paso se realiza en vez de que el calor disponible en el intervalo i sea enviado a un servicio auxiliar, este puede ser enviado al intervalo $i+1$.
- 5) La cascada de calor del paso anterior normalmente contiene fluidos de calor negativos lo cual termodinámicamente no es factible. Para volverla factible se toma el flujo neto de calor en el Cuadro (el más grande negativo) y se añade como flujo de calor mínimo al inicio del primer intervalo de la cascada. Todos los flujos netos de calor en la cascada ahora incrementarán por esta cantidad y el valor mínimo se volverá cero. (Cuadro 4.3, columna 11) ($0 + 4750 = 4750$).
Esta es la cascada de calor factible o Tabla Problema.
- 6) El calor agregado al primer intervalo de temperatura son los servicios auxiliares de calentamiento mínimos. La cantidad de calor del intervalo final son los servicios auxiliares de enfriamiento. El punto con flujo neto de calor cero en la cascada de calor es el punto Pinch. De esta manera se determina el punto Pinch y las necesidades mínimas de servicios auxiliares de calentamiento y enfriamiento. (0)

Cuadro 4.3. Tabla problema.

Número de la corriente	1	2	3	4					
MCp	40	60	45	30					
Intervalos de Temperatura	Núm del Intervalo				ΔT_{min}	$\sum Cp_H - \sum Cp_C$	ΔH_{min}	Cascada de calor	Flujo de calor kW
Serv. de cal.- 275	0							0	4,750
275-265	1		█		10	60	600	-600	4,150
265-175	2		█		90	30	2,700	-3,300	1,450
175-165	3	█			10	70	700	-4,000	750
165-135	4	█			30	25	750	-4,750	0
135-45	5	█			90	-35	-3,150	-1,600	3,150
45-35	6		█		10	-5	-50	-1,550	3,200
35-5	7		█		30	-45	-1,350	-200	4,550
5-Serv. Enf.	8								4,550



La segunda ley de la termodinámica sólo permite un flujo de calor de una temperatura más alta a una temperatura más baja. Por lo tanto, un déficit de calor de cualquier intervalo puede ser satisfecho de dos posibles maneras: mediante el uso de una corriente de servicio externa o mediante el calor excedente de un intervalo de temperatura más alta. Como se puede observar todos los intervalos en esta cascada de calor tienen flujos de calor negativos. Esto es termodinámicamente imposible, (esto significaría que el calor fluye de menor a mayor temperatura). Para corregir esta situación, se toma el mayor flujo negativo que aparece en la cascada y se suma esa cantidad al servicio externo de calentamiento, al cual corresponde el valor cero en la cascada de calor. Para continuar construyendo la cascada de calor a ese primer valor (4,750), se realiza una suma algebraica con el valor siguiente en la cascada de calor original y así sucesivamente hasta obtener todos los valores. Donde el valor en la cascada de calor corregida sea cero, es ese el intervalo correspondiente al *Pinch*. Esta modificación hará que la cascada de calor sea factible. La cantidad de calor externo suministrado al primer intervalo es la cantidad mínima de servicio de calentamiento requerido. El exceso de calor en el último intervalo es la cantidad mínima de enfriamiento necesario.

Para el ejemplo considerado, la cantidad mínima requerida de calentamiento externo es 4,750 kW y la mínima de enfriamiento requerida es de 4,550 kW. Estos son los mismos objetivos obtenidos a partir de las curvas compuestas. Es claro, sin embargo, que el algoritmo de la Tabla problema es un método más fácil, más rápido y más exacto de fijación de los objetivos de energía.

4.1.4 La Gran Curva Compuesta.

La gran curva compuesta, es la curva que muestra la demanda de calor y el suministro en cada intervalo de temperatura. Esta curva es derivada de la Tabla problema. En la Tabla problema, se modifica la temperatura inicial y final de la corriente en el valor de ΔT_{min} . Los flujos de calor entre dos intervalos de temperatura desplazados pueden ser graficados en la gráfica entalpía-temperatura desplazada. La Figura 4.6 muestra el flujo de calor y cómo la gran curva compuesta es desarrollada para el diagrama de flujo mostrado en la figura 4.3. En el punto de pliegue, el flujo de calor es cero.

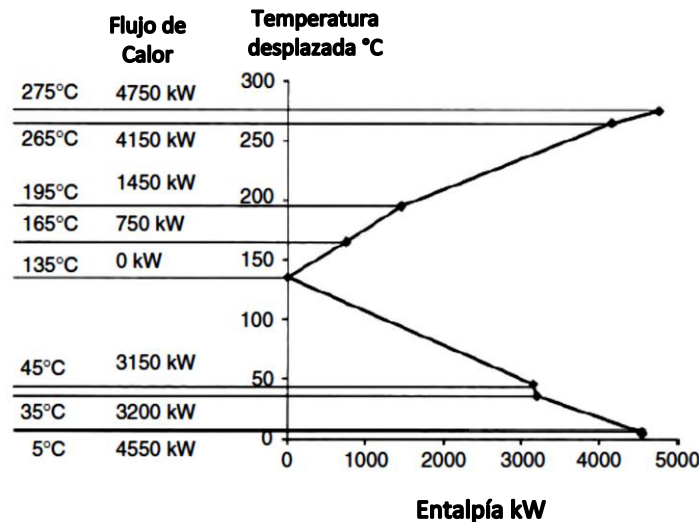


Figura 4.6. La gran Curva Compuesta para las corrientes del diagrama de flujo.



La gran curva compuesta es por tramos lineal. La pendiente de esta curva también cambia de intervalo a intervalo. Una línea con una pendiente positiva indica que el sistema en esa región necesita calor externo. Una línea con una pendiente negativa indica que hay excedente de calor disponible en ese intervalo de temperatura.

La gran curva compuesta da información de la cantidad total de servicios auxiliares de enfriamiento y calentamiento, indica también a qué temperaturas se necesitan. No hay necesidad de suministrar todo el servicio de calentamiento en el intervalo de más alta temperatura, si se desea puede ser suministrado a una temperatura más baja.

4.1.5 Las reglas de oro de la metodología Pinch.

La región por encima del Pinch representa un sumidero neto de calor, con calor fluyendo hacia dentro, pero no calor fluyendo hacia afuera. Esto involucra intercambio de calor y servicios de calentamiento, pero no servicios de enfriamiento. Por el contrario, abajo del Pinch solo enfriamiento es requerido, por lo tanto la región es una fuente de calor neto, requiriendo intercambio de calor y servicios de enfriamiento, pero no de calentamiento.

Esto genera las tres reglas de oro para el diseñador deseando producir un diseño alcanzando los mínimos objetivos energéticos.

- 1. No transferir calor a través del pinch.**
- 2. No utilizar servicios de enfriamiento por arriba del pinch.**
- 3. No utilizar servicios de calentamiento por abajo del pinch.**

4.1.6 Diseño de una red de intercambio de calor.

Ya que se han determinado la temperatura pinch y los servicios mínimos de enfriamiento y calentamiento, el siguiente paso es diseñar la red de intercambiadores de calor. Para ello, se debe considerar el diagrama de rejilla, el cual es un método gráfico que es sencillo, ya que las corrientes son dibujadas como líneas horizontales. Las corrientes calientes son colocadas en la parte superior y las frías en la parte inferior. La colocación o dirección inicia con la temperatura más alta hasta la temperatura más baja de izquierda a derecha. Los intercambiadores de calor son representados por dos círculos unidos con una línea vertical.

La rejilla representa la naturaleza de intercambio de calor a contracorriente, haciendo más fácil comprobar la factibilidad de la temperatura del intercambiador de calor. El punto Pinch es representado en la red por una línea vertical, (Ver figura 4.7).

El diseño de una red de intercambiadores obteniendo la máxima recuperación de calor y utilizando la mínima cantidad de servicios auxiliares, puede obtenerse a través del siguiente procedimiento



- 1) Obtener el diagrama de rejilla inicial, el cual representa a todas las corrientes del proceso (La rejilla debe contener la información de temperaturas de entrada y salida de cada una de las corrientes, así como su flujo de capacidad calorífica).
- 2) Dividir el proceso en dos partes termodinámicamente diferentes por el punto Pinch. Su representación en el diagrama de rejilla se visualiza por una línea vertical, la cual define la temperatura del Pinch para las corrientes frías y calientes.

→ *Por arriba del punto Pinch.*

Iniciar la red de intercambio de calor tratando de satisfacer todas las corrientes calientes llevándolas a su temperatura Pinch, por el intercambio con las corrientes frías. La combinatoria de las corrientes calientes con las frías debe cumplir el siguiente criterio:

$$MCp_{Caliente} \leq MCp_{Fría}$$

Así se asegura que sólo servicios de calentamiento son utilizados por arriba del Pinch, además del uso de una cantidad mínima de unidades.

→ *Por abajo del Pinch.*

En la zona inferior del punto Pinch, el objetivo se basa en solo utilizar servicios de enfriamiento, por lo que se deben satisfacer las necesidades energéticas de las corrientes frías llevándolas a su punto Pinch por el intercambio de calor con las corrientes calientes.

El criterio para combinar las corrientes calientes con las frías por debajo del Pinch es:

$$MCp_{Frías} \leq MCp_{Caliente}$$

De esta manera se asegura que sólo servicios de enfriamiento serán utilizados por debajo del Pinch, además del uso de una cantidad mínima.

- 3) Colocar juntos los diseños por arriba y abajo del Pinch para generar una red global, la cual representa el diseño de la red de intercambio de calor con una máxima recuperación de calor y un uso mínimo de servicios auxiliares de enfriamiento y calentamiento.

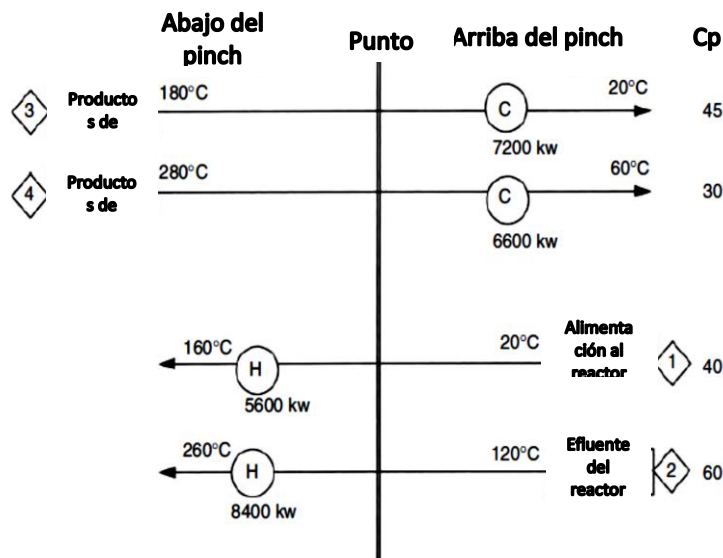


Figura 4.7. Representación del diagrama de rejilla de las corrientes de la figura 4.3.



4.2 Análisis Pinch de los casos de estudio.

El análisis Pinch para cada uno de los casos de estudio que se presentan en este trabajo se realiza con la ayuda del software **Aspen Energy Analyzer**, el cual contiene algoritmos que permiten realizar de manera directa el análisis Pinch, arrojando resultados como las curvas compuestas, la gran curva compuesta, el diagrama de rejilla e incluso cálculos adicionales como área de intercambio de calor para cada equipo y costo de inversión.

4.2.1 Análisis Pinch: AKAL B.

4.2.1.1 Extracción de datos.

Para realizar el análisis Pinch de la plataforma AKAL-B como primer paso se extraen los datos de las corrientes que intervienen en el proceso, definiendo las corrientes calientes y las corrientes frías. En este sistema se cuentan con corrientes que se definen como calientes, ya que deben ser enfriadas; pero para este sistema las corrientes frías son de servicios (aire). En el capítulo 2 se explicaron las condiciones de operación de cada una de las plataformas e incluso se indica que existen requerimientos de calentamiento, los cuales actualmente se realizan a fuego directo.

Mediante el Análisis Pinch para este sistema de compresión de gas, se integran como corrientes proceso a proceso; como corrientes calientes, el flujo de gas natural que está caliente y debe ser enfriado en las etapas de compresión y como corrientes frías, el combustible que está frío y requiere ser calentado. Los detalles del uso del combustible que requiere calentamiento a diferentes presiones no son especificados en el levantamiento de información de los equipos.

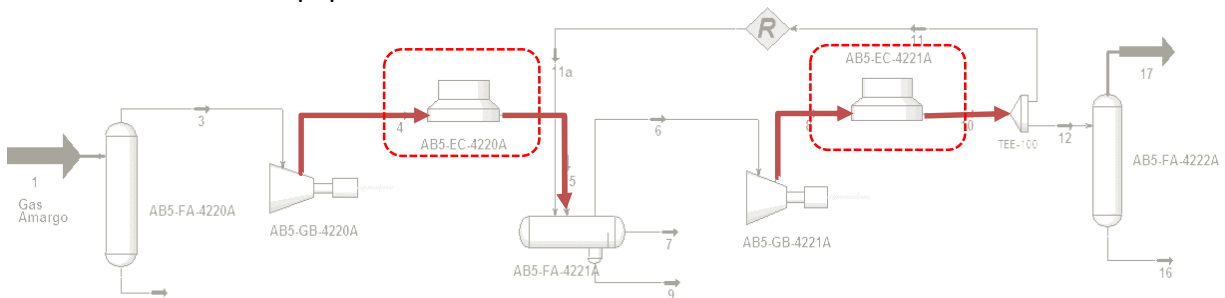


Figura 4.8. El área seleccionada son los equipos a modificar.

Las corrientes calientes y frías se definen mediante la determinación de su temperatura inicial y final y el flujo de capacidad calorífica, dato de suma importancia para realizar el análisis. Para calcular el flujo de capacidad calorífica se aplica la siguiente ecuación:

$$MC_p \tag{36}$$

Donde:

M = Flujo másico (kg/h)

C_p = Capacidad calorífica (kJ/kg °C)



Se debe tener en cuenta que el Análisis Pinch usa el MC_p de las corrientes como constante, pero se sabe que para procesos reales el C_p es función de la temperatura por tanto para las corrientes en donde el MC_p varía con la temperatura se debe linealizar.

Los datos de las corrientes calientes se obtienen mediante el software *ASPEN HYSYS*, en donde se realizó la simulación del proceso de compresión de gas natural de la plataforma AKAL-B, los datos de las corrientes frías se ingresan directamente, ya que no son parte del proceso de compresión. En el Cuadro 4.4 se muestran los datos para cada corriente (calientes y frías), se anexa la columna del flujo de capacidad calorífica (MC_p), este dato se obtiene de manera manual mediante la aplicación de la ecuación 36. Es importante recalcar que las corrientes frías no son parte del proceso de compresión de gas natural, por lo que no aparecen en el diagrama de la figura 4.8.

Cuadro 4.4. Datos de las corrientes frías y calientes. AKAL-B.

Número de Corriente	Nombre de la Corriente	$T_s(^{\circ}C)$	$T_t(^{\circ}C)$	$C_p(kJ/h^{\circ}C)$
1	4 (Caliente)	166.6	51	3.3×10^5
2	8 (Caliente)	164	51	3.6×10^5
3	Combustible alta presión (Fría)	38	200	1.4×10^5
4	Combustible a media presión (Fría)	38	100	1.2×10^5
5	Combustible a baja presión (Fría)	38	50	1.4×10^5

Nota: Los números que aparecen como nombres de corrientes son de acuerdo con la figura 4.11.

Algoritmo de la Tabla problema.

Con los datos de las corrientes calientes y frías que integran el proceso, se puede determinar un ΔT_{min} óptimo, el criterio en que se basa para definir el ΔT_{min} óptimo para un proceso, depende de una combinación de factores, como el *costo de la inversión y energía recuperada*, el cual para este caso se determinó como $\Delta T_{min} = 10^{\circ}C$, principalmente por ser el valor óptimo para las condiciones del proceso de compresión. Se probaron diversos ΔT_{min} , como $20^{\circ}C$, $30^{\circ}C$ y $50^{\circ}C$, menores a $10^{\circ}C$ no es posible debido a que las curvas compuestas se cruzan.



Cuadro 4.5. Intervalos de Temperatura para $\Delta T_{min} = 10^{\circ}C$

Corriente	Temperatura Actual (°C)		Intervalos de Temperatura (°C)		Número del Intervalo	Intervalos de Temperaturas Ordenados (°C)
	T1	T2	T1	T2		
1	166.6	51	161.6	46	1	205
2	164	51	159	46	2	161.6
3	38	200	43	205	3	159
4	38	100	43	105	4	105
5	38	50	43	55	5	55
					6	46
					7	43

Determinando el ΔT_{min} se procede a obtener la Tabla problema, de la cual se derivan las curvas compuestas, una para las corrientes frías y otra para las corrientes calientes, por consiguiente se conocen los requerimientos de calentamiento y enfriamiento que deben ser abastecidos por medio de servicios auxiliares. En el Cuadro 4.6 se presenta la *Tabla problema* para el sistema de estudio AKAL-B.

Cuadro 4.6. Tabla Problema. AKAL-B.

Número de la corriente	1	2	3	4	5					
MCp	3.3	3.6	1.4	1.2	1.4					
Intervalos de Temperatura	Número del Intervalo					ΔT_{min}	$\sum C_{p_{ej}} - \sum C_{p_{hi}}$	ΔH_{min}	Cascada de calor	Flujo de calor kW
Serv. De calentamiento-205	0								0	60.76
205-161.6	1					43.4	1.4	60.76	-60.76	0.00
161.6-159	2					2.6	-1.9	-4.94	-55.82	4.94
159-105	3					151	-2.2	-	276.38	337.08
								332.20		
105-55	4					50	-3.9	-	471.38	532.14
								195.00		
55-46	5					9	-2.9	-26.10	497.48	558.24
46-43	6					3	-4.0	-12.00	509.48	570.24
43-Serv. De Enfriamiento	7									570.24

Nota: las cifras mostradas en las columnas 10 – 12 y el Cp son $\times 10^5$



En la figura 4.9 se muestran las curvas compuestas para las corrientes frías y calientes, azul y roja, respectivamente. La sección más cercana entre las dos curvas, es en donde se cumple el $\Delta T_{min} = 10^{\circ}C$.

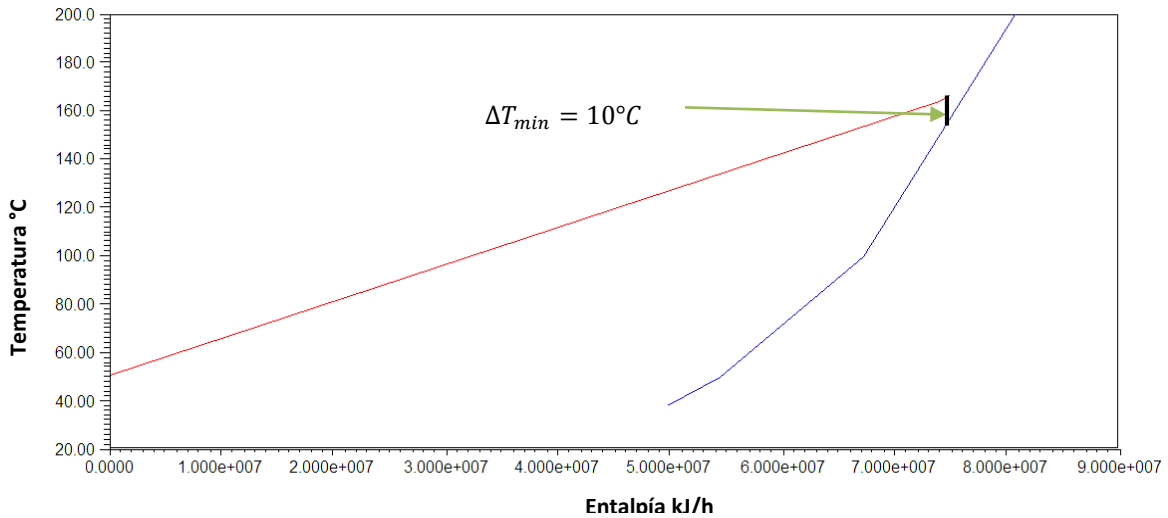


Figura 4.9. Curvas compuestas. Corrientes calientes (curva color rojo); Corrientes frías (curva color azul).

La gran Curva compuesta.

La construcción de la Gran Curva Compuesta del sistema AKAL-B, parte del algoritmo de la Tabla problema, ya que se construye a partir de la cascada de calor. En la figura 4.10 se muestra la Gran Curva Compuesta que representa el sistema AKAL-B. Se observa que el Punto Pinch es entre $156.6^{\circ}C$ y $166.6^{\circ}C$, en este punto la transferencia de calor es cero; la carga neta de calentamiento que se requiere es de $60.76 \times 10^5 kJ/h$ y la de enfriamiento es de $570.24 \times 10^5 kJ/h$, estos datos se pueden obtener de la Tabla problema (Cuadro 4.6).

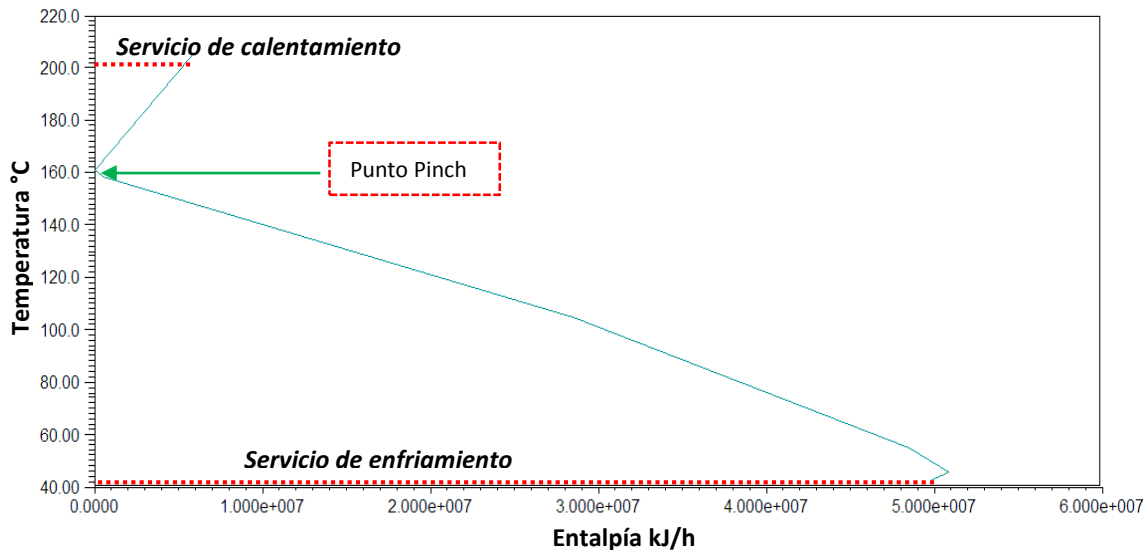


Figura 4.10. Gran Curva Compuesta para el sistema AKAL-B.



4.2.1.2 Construcción de una red de intercambio de calor.

La construcción de una red de intercambio de calor para el sistema de compresión de la plataforma AKAL-B, es un proceso poco convencional, ya que el Análisis Pinch se aplica tradicionalmente a procesos químicos; el caso que se presenta puede ser adaptado a este tipo de análisis debido a que hay requerimientos de calentamiento en la plataforma, así como corrientes que deben ser enfriadas; como ya se ha mencionado las corrientes que deben ser calentadas son independientes al proceso de compresión de gas natural, pero es posible adaptarlas logrando así el esquema de una red de intercambio de calor.

Por medio del software *Energy Analyzer* se puede obtener la red de intercambio de calor mediante el análisis pinch, esto para procesos que previamente se simulan en *ASPEN Hysys*. Para este caso no se logró construir la red de manera directa debido a que el proceso de calentamiento y enfriamiento no se encuentra integrado en el sistema real. Por tanto se ingresaron las temperaturas de manera manual a cada uno de los intercambiadores de calor previamente calculados.

El criterio utilizado para el diseño de la red fue el mejor aprovechamiento de la energía, bajo las reglas de oro del análisis pinch. El diseño para la construcción de la red en la sección “*abajo del pinch*” se realizó de la siguiente manera:

- 1) Las corrientes frías deben satisfacer en su totalidad a las corrientes calientes, por lo que primero se obtienen las cargas térmicas de las corrientes involucradas. Utilizando la ecuación 28 se obtiene la carga térmica de las corrientes, tanto frías como calientes. Para la región abajo del Pinch se pueden encontrar todas las cargas térmicas de las corrientes (2 calientes y 3 frías).

$$\begin{aligned} \dot{Q}_1 &= M_1 C p_1 \Delta T_1 = \left(171,300 \frac{kg}{h}\right) \left(1.924 \frac{kJ}{kg \text{ } ^\circ C}\right) (156.6 \text{ } ^\circ C - 51 \text{ } ^\circ C) \\ &= 34,803,774.72 \frac{kJ}{h} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \dot{Q}_2 &= M_2 C p_2 \Delta T_2 = \left(171,300 \frac{kg}{h}\right) \left(1.900 \frac{kJ}{kg \text{ } ^\circ C}\right) (156.6 \text{ } ^\circ C - 51 \text{ } ^\circ C) \\ &= 34,369,632.00 \frac{kJ}{h} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \dot{Q}_3 &= M_3 C p_3 \Delta T_3 = \left(50,000 \frac{kg}{h}\right) \left(2.700 \frac{kJ}{kg \text{ } ^\circ C}\right) (156.6 \text{ } ^\circ C - 38 \text{ } ^\circ C) \\ &= 16,011,000.00 \frac{kJ}{h} \end{aligned}$$

$$\dot{Q}_4 = M_4 C p_4 \Delta T_4 = \left(50,000 \frac{kg}{h}\right) \left(2.400 \frac{kJ}{kg \text{ } ^\circ C}\right) (100 \text{ } ^\circ C - 38 \text{ } ^\circ C) = 7,440,000.00 \frac{kJ}{h}$$

$$\dot{Q}_5 = M_5 C p_5 \Delta T_5 = \left(55,000 \frac{kg}{h}\right) \left(2.460 \frac{kJ}{kg \text{ } ^\circ C}\right) (50 \text{ } ^\circ C - 38 \text{ } ^\circ C) = 1,623,600.00 \frac{kJ}{h}$$



2) De acuerdo con las cargas térmicas se puede definir que la corriente 4, junto con la corriente 5, las cuales son frías, pueden satisfacer parcialmente a la corriente 1, ya que la capacidad de enfriamiento de las dos primeras es menor a la necesaria para enfriar en su totalidad la corriente 1; pero es posible cumplir con la regla del agotamiento de las corrientes frías cuando es por abajo del Pinch. La temperatura hasta la cual abastece la corriente 5 a la corriente 1 es 161.7°C; a partir de esta temperatura y hasta 139.1 °C, es capaz de enfriar la corriente 4. A continuación se muestra la obtención de las temperaturas intermedias.

$$T_1 = T_2 - \frac{Q_5}{M_1 C p_1} = 166.6 \text{ } ^\circ\text{C} - \frac{1,623,600.00 \frac{\text{kJ}}{\text{h}}}{\left(171,300 \frac{\text{kg}}{\text{h}}\right) \left(1.924 \frac{\text{kJ}}{\text{kg } ^\circ\text{C}}\right)} = 161.68 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_1 = T_2 - \frac{Q_4}{M_1 C p_1} = 161.8 \text{ } ^\circ\text{C} - \frac{7,440,000.00 \frac{\text{kJ}}{\text{h}}}{\left(171,300 \frac{\text{kg}}{\text{h}}\right) \left(1.924 \frac{\text{kJ}}{\text{kg } ^\circ\text{C}}\right)} = 139.22 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Las corrientes 4 y 5 suman una carga de térmica de $9,063,600.00 \frac{\text{kJ}}{\text{h}}$, mientras que el requerimiento total de enfriamiento de la corriente 1 es de $34,803,774.72 \frac{\text{kJ}}{\text{h}}$, por lo que es necesario abastecer $25,740,174.72 \frac{\text{kJ}}{\text{h}}$ por medio de un servicio auxiliar, ya que la corriente 3 es preferible utilizarla para disminuir los requerimientos de servicios auxiliares en la corriente 2. Por cada una de las interacción de las corrientes 4 y 5 con la 1 se requiere de un intercambiador de calor.

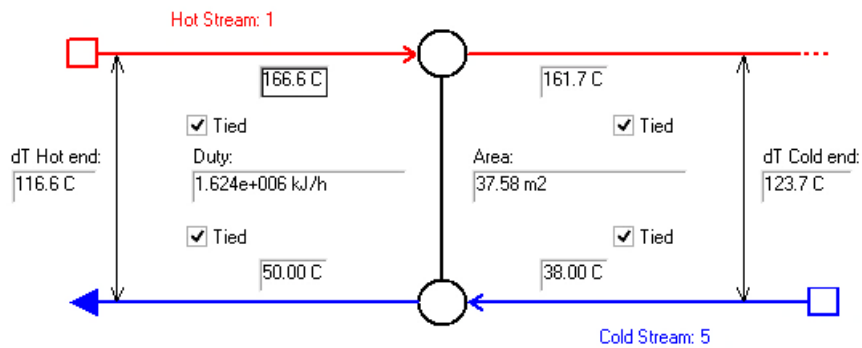


Figura 4.11. Representación del software ASPEN Hysys, del intercambiador de calor 3.

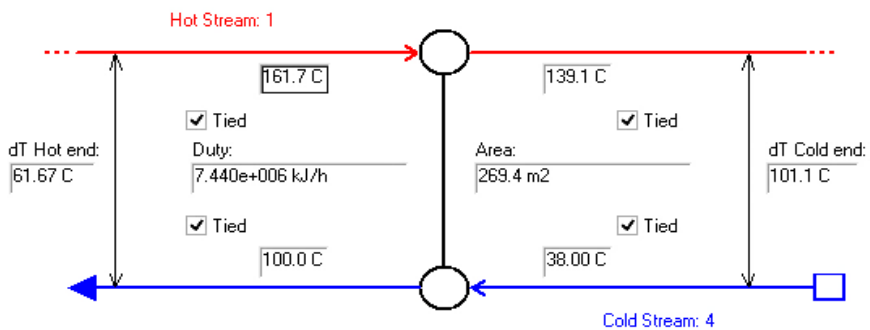


Figura 4.12. Representación del software ASPEN Hysys, del intercambiador de calor 4.



3) La corriente 3 con una carga térmica de $16,011,000.00 \frac{kJ}{h}$ abastece parcialmente la corriente 2 por lo que restan $18,358,632.00 \frac{kJ}{h}$, entonces es también necesario integrar un servicio auxiliar. La temperatura a la cual logra enfriar la corriente fría 3 a la corriente caliente 2, se muestra a continuación.

$$T_1 = T_2 - \frac{\dot{Q}_3}{M_2 C p_2} = 164 \text{ } ^\circ\text{C} - \frac{16,011,000.00 \frac{kJ}{h}}{\left(171,300 \frac{kg}{h}\right) \left(1.900 \frac{kJ}{kg \text{ } ^\circ\text{C}}\right)} = 114.81 \text{ } ^\circ\text{C}$$

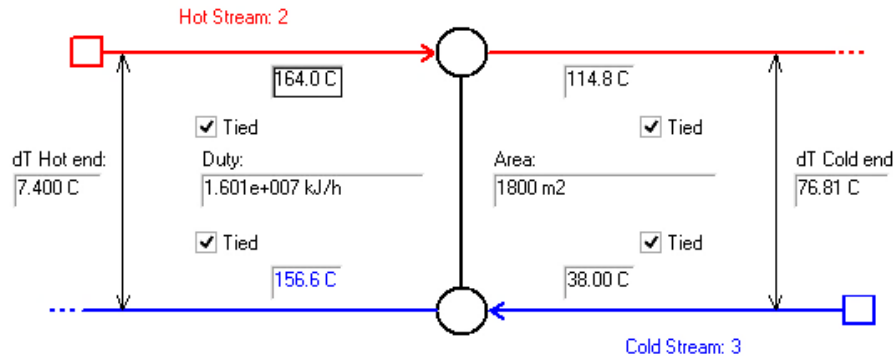


Figura 4.13. Representación del software Aspen Hysys, intercambiador de calor 2.

Para lograr el abastecimiento de enfriamiento de la corriente 1 y 2 es necesario incorporar un servicio auxiliar. Se suministra una corriente de aire, esto para el aprovechamiento de los equipos con los que ya se cuenta. La carga térmica a bastecer es de $44,098,806.72 \frac{kJ}{h}$, entonces:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\text{Aire}} &= M_{\text{Aire}} C p_{\text{Aire}} \Delta T_{\text{Aire}} = \left(2,490,000 \frac{kg}{h}\right) \left(1.00 \frac{kJ}{kg \text{ } ^\circ\text{C}}\right) (50 \text{ } ^\circ\text{C} - 30 \text{ } ^\circ\text{C}) \\ &= 49,800,000 \frac{kJ}{h} \end{aligned}$$

Para el caso del cálculo de la carga térmica del aire necesario para enfriar las corrientes 1 y 2, como se puede observar es mucho mayor a la necesaria, esto se debe a los balances internos del software Energy Analyzer; si los kg/h de aire son menos a los indicados, determina que la corriente de enfriamiento no es suficiente para abastecer los requerimientos.

La temperatura a la cual se logra el enfriamiento total de la corriente 1 es:

$$T_1 = T_2 - \frac{\dot{Q}_1}{M_1 C p_1} = 50 \text{ } ^\circ\text{C} - \frac{25,740,174.72 \frac{kJ}{h}}{\left(2,490,000 \frac{kg}{h}\right) \left(1.000 \frac{kJ}{kg \text{ } ^\circ\text{C}}\right)} = 39 \text{ } ^\circ\text{C}$$

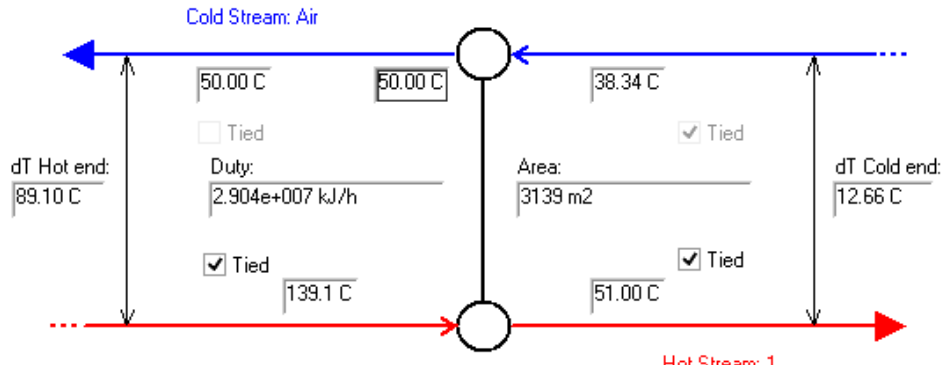


Figura 4.14. Representación del software ASPEN Hysys, enfriador 1.
En el caso de la corriente 2, la corriente de aire entra al intercambiador de calor a 39 °C y sale a 50 °C como se muestra en la figura siguiente.

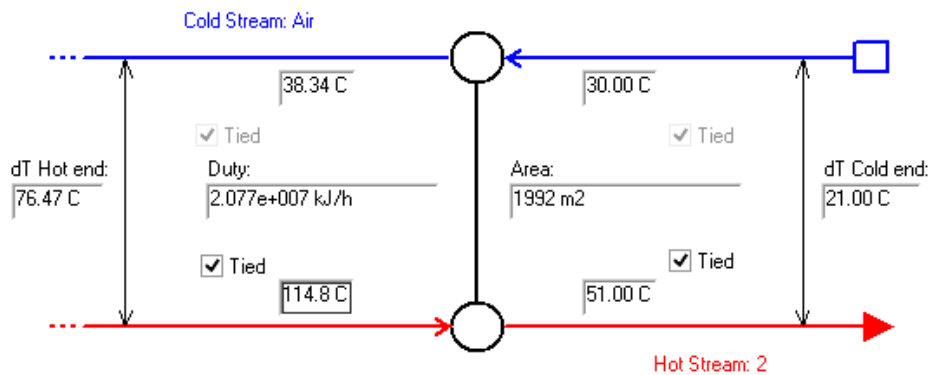
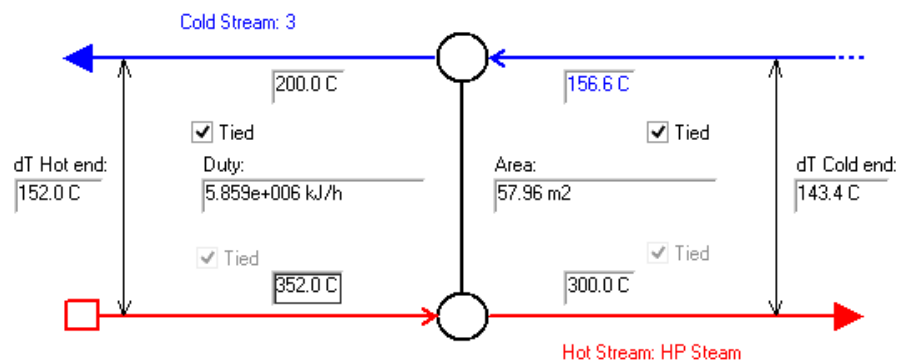


Figura 4.15. Representación del software ASPEN Hysys, enfriador 2.

El diseño por “*arriba del Pinch*” para este caso de estudio no es nada complicado, ya que sólo la corriente 3 cruza el pinch, no existen corrientes que sean parte del proceso que permitan este calentamiento, pero si es posible abastecer la carga térmica implementando la recuperación de calor de los gases de combustión de la turbina de gas que proporciona la potencia a los compresores. La carga térmica de la corriente 3 por arriba del pinch es de:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_3 &= M_3 C p_3 \Delta T_3 = \left(55,000 \frac{kg}{h} \right) \left(2.700 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C} \right) (200 \text{ } ^\circ C - 166.6 \text{ } ^\circ C) \\ &= 4,509,000.00 \frac{kJ}{h} \end{aligned}$$





El diagrama de red de la red de intercambio de calor, mediante la recuperación de calor se muestra en la figura 4.17.

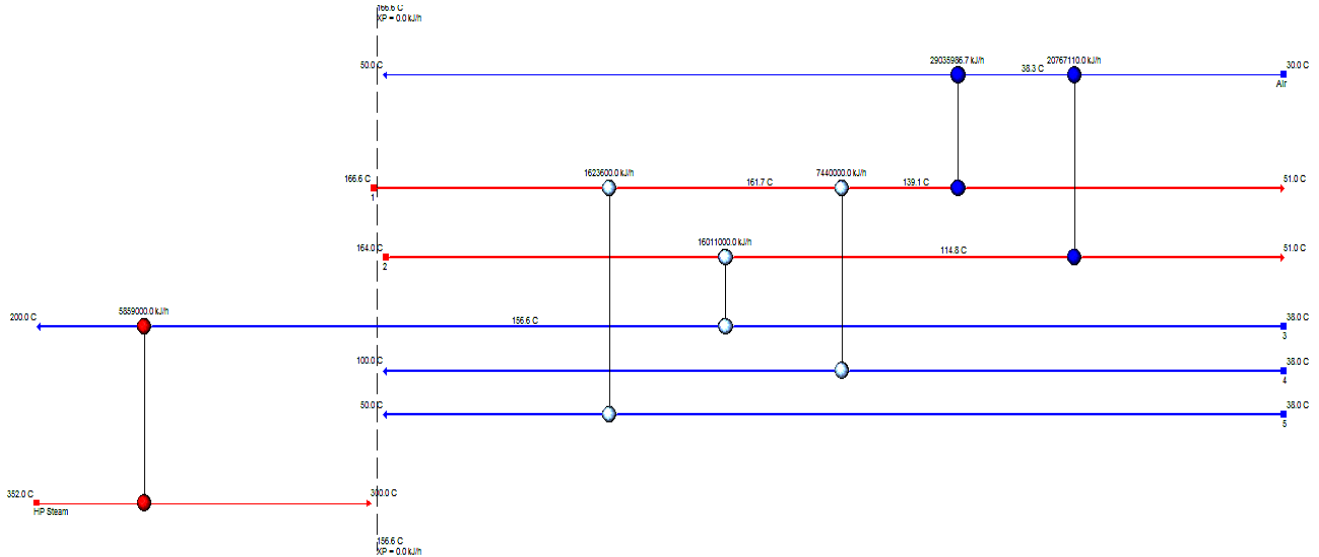


Figura 4.17. Diagrama de red para módulos de compresión de AKAL-B.

4.2.1.3 Análisis termodinámico de la nueva red de intercambio de calor.

Al obtener una red de intercambio de calor, el siguiente paso es realizar nuevamente el análisis termodinámico para el módulo de compresión de gas natural, por lo que se simula en ASPEN HYSYS la red de intercambio de calor obtenida, con la intención de realizar una comparación entre el caso base y la nueva propuesta. En la figura 4.18 se puede observar el diagrama de flujo con los cambios realizados a los equipos y corrientes señaladas en la figura 4.8.

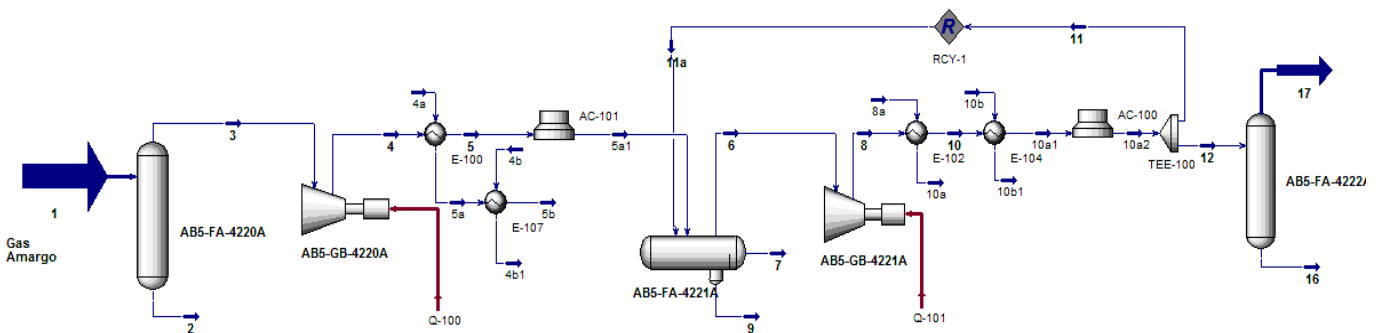


Figura 4.18. Diagrama de flujo. Módulo de compresión de gas natural AKAL-B

Las propiedades termodinámicas determinadas bajo las nuevas condiciones, incluidas las propiedades de las corrientes de servicios auxiliares, se muestran en el Cuadro 4.7; para el caso de enfriamiento se usa el aire y para el caso de calentamiento se toma la



corriente de gases de combustión procedente de la turbina de gas, se muestran en el Cuadro siguiente:

Cuadro 4.7. Propiedades termodinámicas ara el nuevo arreglo en AKAL-B.

Corriente	Flujo Másico Kg/h	Temperatura °C	Presión bar	Entalpia MJ/h	Entropía MJ/h C	Exergía MJ/h
1	171,612.00	40.00	8.03	-425,769.37	1,138.47	34,957.36
2	318.00	40.00	8.03	-5,030.76	1.02	0.77
3	171,294.00	40.00	8.03	-420,698.06	1,137.56	34,909.72
4	171,294.00	164.00	29.00	-385,068.91	1,161.37	34,909.72
5a	50,000.00	156.60	30.00	-202,400.00	500.00	23,295.00
5	171,294.00	114.80	28.70	-399,628.90	1,126.60	57,332.10
4a	50,000.00	38.00	30.00	-217,000.00	459.95	20,645.00
5a1	171,294.00	51.00	23.00	-420,526.77	1,080.18	52,210.41
6	179,538.70	49.27	23.00	-437,180.28	1,137.86	55,008.24
7	0.00	49.27	23.00	0.00	0.00	0.00
8	179,946.80	166.60	78.39	-403,093.20	1,157.70	83,143.61
8a	55,000.00	38.00	25.00	-135,575.00	405.52	20,801.00
9	408.10	49.27	23.00	-6,431.66	1.36	2.89
10	180,354.90	161.70	76.30	-404,896.75	1,154.63	82,386.12
10a	55,000.00	46.41	24.60	-122,760.00	410.80	20,894.50
10a1	180,354.90	139.10	24.60	-413,012.72	1,135.69	79,897.22
10b	180,354.90	38.00	20.00	-445,115.89	1,048.40	73,765.15
10b	50,000.00	38.00	20.00	-192,950.00	373.10	17,975.00
10b1	50,000.00	100.00	19.60	-185,050.00	397.10	18,740.00
11	9,469.00	38.00	76.00	-23,369.49	55.04	3,872.82
11a	9,469.00	38.00	76.00	-23,369.49	55.04	3,872.82
12	170,477.80	38.00	76.00	-420,739.21	990.99	69,725.42
16	434.10	38.00	76.00	-6,832.73	1.45	5.86
17	170,043.70	38.00	76.00	-413,886.37	989.48	69,598.89
Aire	2,490,000.00	38.34	1.01	-951,803.50	2,016.04	118,170.96
Aire 1	2,490,000.00	50.00	1.01	-904,504.10	2,481.28	129,763.19
Aire 2	2,490,000.00	30.00	1.01	-909,561.80	1,914.68	161,562.10
Aire 3	2,490,000.00	38.34	1.01	-836,257.10	2,421.61	184,173.50

Como se puede observar, las propiedades termodinámicas de las corrientes del proceso de compresión de gas natural en general no son afectadas, pero sí las corrientes involucradas en la red de intercambio de calor, principalmente en los rangos de temperaturas, así como entalpía, entropía y exergía.



En el Cuadro 4.8 se muestra el análisis termodinámico de la nueva red de intercambio de calor, donde se agregan equipos como lo son los intercambiadores de calor 1, 2, 3 y 4; mientras que los enfriadores existentes desde el caso base se conservan, ya que actúan como servicios auxiliares para continuar con el enfriamiento mediante aire. El intercambiador 2 abastece servicios auxiliares, calentando el resto de la corriente 5 que debe llegar a los 200 °C, lográndolo con la corriente proveniente de los gases de combustión de la turbina.

En la figura 4.19 se muestra el porcentaje de trabajo perdido o energía por cada tipo de equipo con el nuevo arreglo de intercambiadores de calor, observando que continúan siendo los enfriadores quienes presentan el mayor porcentaje de irreversibilidades o energía perdida, mientras que los intercambiadores de calor sólo representan el 2% del total.

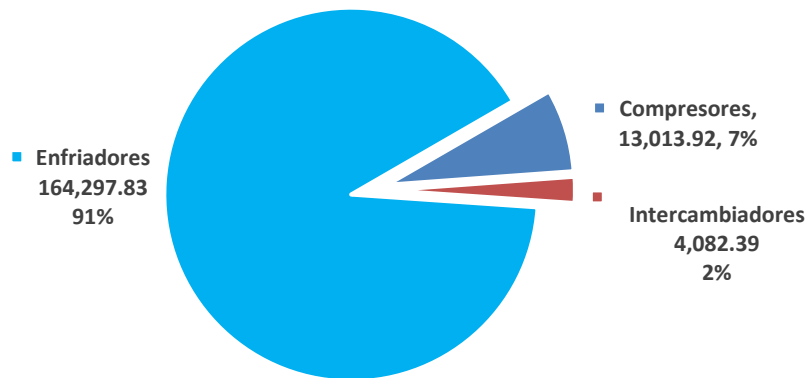


Figura 4.19. Trabajo perdido por tipo de equipo en los módulos de compresión de AKAL-B.

En la gráfica 4.20 se muestra a detalle cuáles son los equipos que presentan el mayor porcentaje de trabajo perdido, representando el 89.87 % sólo los dos enfriadores, lo cual representa 164,297.83 MJ/h, mientras que los intercambiadores incorporados al proceso representan un porcentaje muy bajo equivalente a 4,082.39 MJ/h. La disminución de energía perdida en esta nueva red de intercambio de calor con respecto al caso base es de 8.22 %, lo que es equivalente a un ahorro de 16,361.21 MJ/h. El enfriador EC-4220, tiene un exceso en el consumo de energía de 101,969.68 MJ/h, pero al incorporar los intercambiadores de calor en la nueva red es de 82,53.08 MJ/h. Para el caso del enfriador EC-4221 el trabajo perdido en el caso base es 83,505.60 MJ/h, mientras que al introducir la red de intercambio de calor es de 81,344.75 MJ/h.

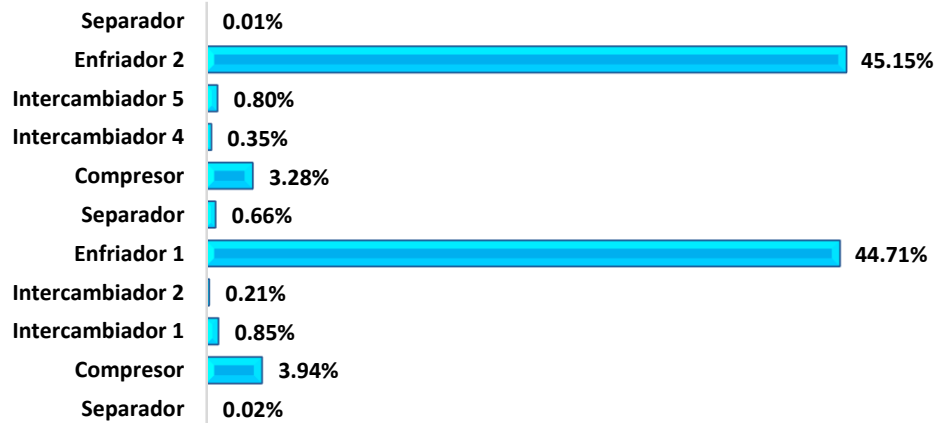


Figura 4.20. Porcentaje de trabajo perdido por equipo. AKAL-B.

Si se compara el caso base, apartado 3.3.1.1 correspondiente a Akal B, con la propuesta de la implementación del Análisis Pinch; el acoplamiento de intercambiadores de calor en las etapas de interenfriamiento provoca que la eficiencia de los módulos de compresión de gas natural aumente, y en consecuencia disminuyen las irreversibilidades en el sistema.

Con la implementación de la metodología del Análisis Pinch, se reduce el consumo por quema de combustible, usado para el calentamiento de corrientes de gas natural; así como el uso excesivo de soloaires (ventiladores) principales responsables de las irreversibilidades en el sistema, por tanto se deja de desperdiciar el calor residual proveniente de las corrientes de gas natural comprimido y se logra la reducción de emisiones de gases efecto invernadero.



Cuadro 4.8. Análisis Termodinámico. AKAL-B.

Equipo		Corrientes		ΔH	ΔS	ΔEx	T_{ex}	Q	W	W_{eq}	S_{gen}	$(W_{eq})_{min}$	W_p	%
		Entrada	Salida	MJ/h	MJ/h K	MJ/h	k	MJ/h	MJ/h	MJ/h	MJ/h K	MJ/h	MJ/h	
Separador	FA-4220	1	2 y 3	0.00	0.10	-31.25	0.00	0.00	0.00	0.00	0.10	-31.25	31.25	0.02%
Compresor	GB-4220	3	4	35,629.15	23.81	28,530.24	371.71	0.00	35629.15	35,629.15	23.81	28,530.24	7,098.91	3.89%
Intercambiador 1		4 y 4a	5 y 5a	40.01	5.28	-1,533.42	302.52	40.01	0.00	0.58	5.15	-1,533.42	1,534.00	0.84%
Intercambiador 2		5a y 4b	5b y 4b1	443.60	2.79	-387.64	388.31	443.60	0.00	103.00	1.65	-387.64	490.64	0.27%
Enfriador 1	EC-4220	5 y Aire	5a1 y Aire 1	26,401.53	371.59	-84,388.09	282.78	26,401.53	0.00	-1,435.01	278.23	-84,388.09	82,953.08	45.42%
Separador	FA-4221	5a1 y 11a	6, 7 y 9	0.00	4.00	-1,191.41	0.00	0.00	0.00	0.00	4.00	-1,191.41	1,191.41	0.65%
Compresor	GB-4221	6	8	34,087.08	19.84	28,172.07	377.58	0.00	34087.08	34,087.08	19.84	28,172.07	5,915.01	3.24%
Intercambiador 4		8 y 8a	10 y 10a	27.30	2.21	-632.79	279.11	27.30	0.00	-1.86	2.12	-632.79	630.93	0.35%
Intercambiador 5		10 y 10b	10a1 y 10b1	404.70	5.94	-1,366.31	350.56	404.70	0.00	60.50	4.79	-1,366.31	1,426.82	0.78%
Enfriador 2	EC-4221	10a1 y Aire 2	10a2 y Aire 3	37,064.40	402.18	-82,845.18	286.55	37,064.40	0.00	-1,500.43	272.83	-82,845.18	81,344.75	44.54%
Separador	FA-4222	12	16 y 17	0.00	-0.05	15.88	0.00	0.00	0.00	31.76	0.05	15.88	15.88	0.01%
Total												182,632.68	100%	



4.2.2 Análisis Pinch: AKAL C.

4.2.2.1 Extracción de datos.

Análisis Pinch de la plataforma AKAL-C. Se extraen los datos de las corrientes que intervienen en el proceso, definiendo las corrientes calientes y las corrientes frías. En este sistema se cuentan con corrientes que se definen como calientes, ya que deben ser enfriadas; para este tipo de sistemas las corrientes frías provienen de servicios externos al proceso. Como se ha venido explicando, los requerimientos de calor actualmente se realizan a fuego directo o por medio de energía eléctrica.

Para efectuar el Análisis Pinch en este sistema de compresión de gas, se integran como corrientes proceso a proceso: corrientes calientes, el flujo de gas natural que debe ser enfriado en las etapas de compresión y como corrientes frías, el combustible que requiere ser calentado. Los detalles del uso del combustible que requiere calentamiento a diferentes presiones no son especificados en el levantamiento y recopilación de información de los equipos.

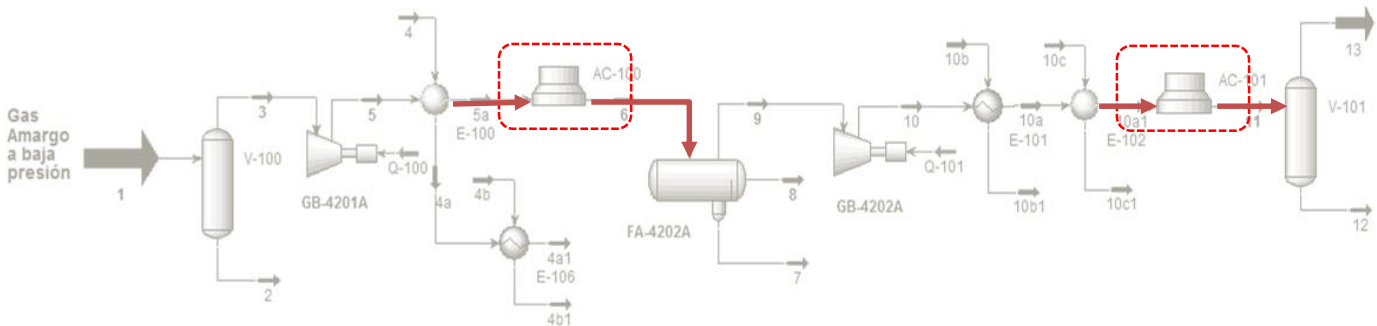


Figura 4.21. El área seleccionada son los equipos a modificar.

Las corrientes calientes y frías se definen mediante la determinación de su temperatura inicial y final, y el flujo de capacidad calorífica, dato de suma importancia para realizar el análisis. Para calcular el flujo de capacidad calorífica se aplica la siguiente ecuación:

$$MC_p$$

Donde:

M = Flujo másico (kg/h)

C_p = Capacidad calorífica (kJ/kg °C)

Se debe tener en cuenta que el Análisis Pinch usa el MC_p de las corrientes como constante, pero se sabe que para procesos reales el C_p es función de la temperatura por tanto para las corrientes en donde el MC_p varía con la temperatura se debe linealizar.

Los datos de las corrientes calientes se obtienen mediante el software *ASPEN HYSYS*, en donde se realizó la simulación del proceso de compresión de gas natural de la plataforma AKAL-B, los datos de las corrientes frías se ingresan directamente. En el Cuadro 4.9 se muestran los datos para cada corriente (calientes y frías), se anexa la columna del flujo de



capacidad calorífica (MCp), este dato se obtiene de manera manual mediante la aplicación de la ecuación 36.

Cuadro 4.9. Datos de las corrientes frías y calientes. AKAL-C.

Número de Corriente	Nombre de la Corriente	T _s (°C)	T _t (°C)	MCp(kW/°C)
1	5a	224.6	37.30	2.1 X 10 ⁵
2	10a 1	174.9	42.00	2.1 X 10 ⁵
3	Combustible alta presión (Fría)	38	250	1.2 X 10 ⁵
4	Combustible a media presión (Fría)	38	100	1.2 X 10 ⁵
5	Combustible a baja presión (Fría)	38	50	1.15 X 10 ⁵

Algoritmo de la Tabla problema.

El ΔT_{min} para este caso de estudio es de 10 °C al igual que en AKAL-B y AKAL-J, debido a que las condiciones de operación en estas plataformas es similar. Entonces, al determinar el ΔT_{min} se procede a obtener la Tabla problema, de la cual se derivan las curvas compuestas, una para las corrientes frías y otra para las corrientes calientes, por consiguiente se conocen los requerimientos de calentamiento y enfriamiento que deben ser abastecidos por medio de servicios auxiliares. En el Cuadro 4.10 se presenta la *Tabla problema* para el sistema de estudio AKAL-C.

Cuadro 4.10. Intervalos de Temperatura para $\Delta T_{min} = 10^{\circ}C$

Corriente	Temperatura Actual (°C)		Intervalos de Temperatura (°C)		Número del Intervalo	Intervalos de Temperaturas Ordenados (°C)
	T1	T2	T1	T2		
1	224.6	37.3	219.6	32.3	1	255
2	174.9	42.0	169.9	37	2	219.6
3	38	250	43	255	3	169.9
4	38	100	43	105	4	105
5	38	50	43	55	5	55
					6	43
					7	37
					8	32.3



Cuadro 4.11. Tabla Problema. AKAL-C.

Número de la corriente	1	2	3	4	5					
Cp	2.1	2.1	1.2	1.2	1.15					
Intervalos de Temperatura	Número del Intervalo					ΔT_{min}	$\sum c_{p,cj} - \sum c_{p,hj}$	ΔH_{min}	Cascada de calor	Cascada de calor corregida
Serv. De calentamiento o-255	0								0	42.72
255-219.6	1					35.6	1.2	42.72	-42.72	0.00
219.6-169.9	2					50.0	-0.9	-45.00	2.28	45.00
169.9-105	3					64.9	-3.0	-	196.98	239.70
105-55	4					50.0	-1.8	-90.00	286.98	329.70
55-43	5					12.0	-0.65	-7.80	294.78	337.50
43-37	6					6.0	-1.45	-8.70	303.48	346.20
37-32.3	7					4.7	-2.1	-9.87	313.35	356.07
32.3-Serv. De Enfriamiento	8									356.07

Nota: las cifras mostradas en las columnas 10 – 12 y el Cp son X 10⁵

En la figura 4.22 se muestran las curvas compuestas para las corrientes frías y calientes, azul y roja, respectivamente. La sección más cercana entre las dos curvas, es en donde se cumple el $\Delta T_{min} = 10^{\circ}C$.

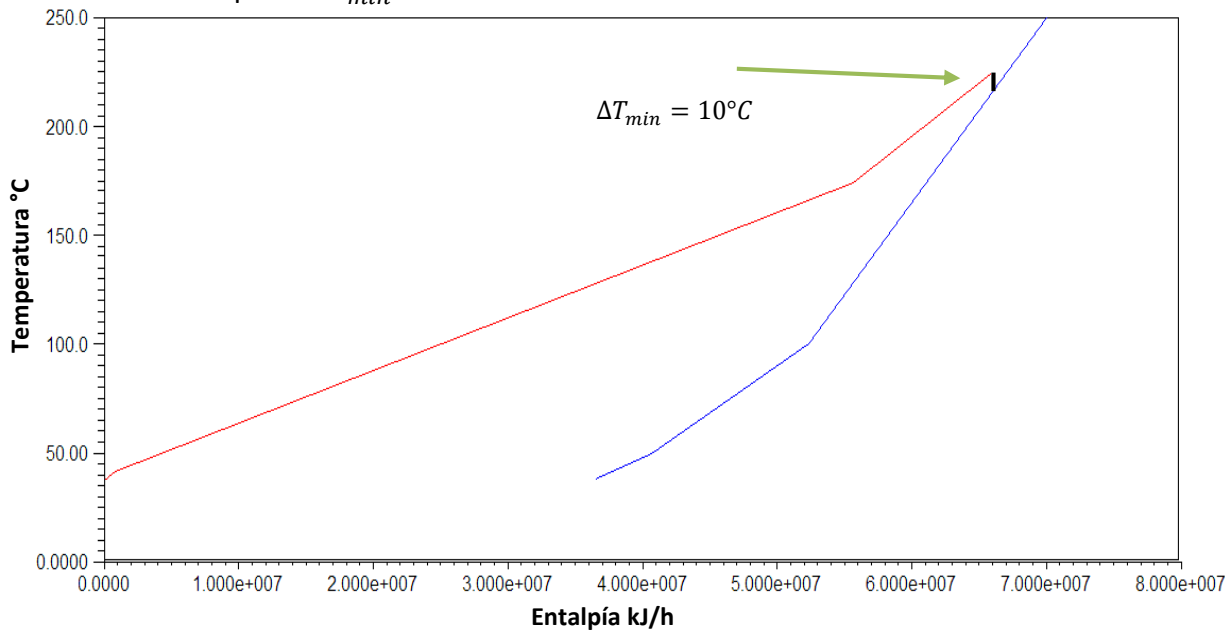


Figura 4.22. Curvas compuestas. Corrientes calientes (curva color rojo); Corrientes frías (curva color azul).



La gran Curva compuesta.

La construcción de la Gran Curva Compuesta del sistema AKAL-C, parte del algoritmo de la Tabla problema, ya que se construye a partir de la cascada de calor. En la figura 4.23 se muestra la Gran Curva Compuesta que representa el sistema AKAL-C. Se observa que el Punto Pinch está en las temperaturas siguientes, 224.6 °C y 214.6 °C, en este punto la transferencia de calor es cero; la carga neta de calentamiento que se requiere es de 4.27×10^6 kJ/h y la de enfriamiento es de 3.56×10^7 kJ/h.

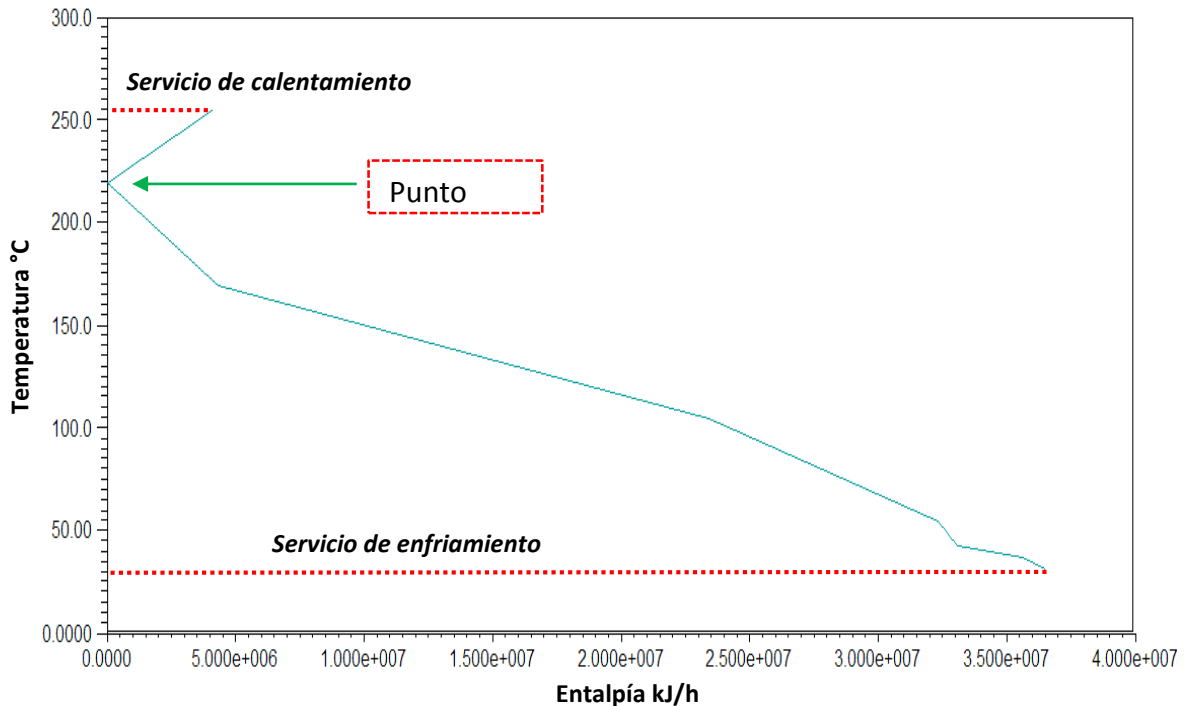


Figura 4.23. Gran Curva Compuesta para el sistema AKAL-C.

4.2.2.2 Construcción de una red de intercambio de calor.

Por medio del software *Energy Analyzer* se puede obtener la red de intercambio de calor mediante el análisis Pinch, esto para procesos que previamente se simulan en *ASPEN Hysys*, por este caso no se logró construir la red de manera directa debido a que el proceso de calentamiento y enfriamiento no se encuentra integrado en el sistema real. Por tanto se ingresaron las temperaturas de manera manual a cada uno de los intercambiadores de calor previamente calculados.

El criterio utilizado para el diseño de la red fue el mejor aprovechamiento de la energía, bajo las reglas de oro del análisis Pinch. El diseño para la construcción de la red en la sección “*abajo del Pinch*” se realizó de la siguiente manera:

1. Las corrientes frías deben satisfacer en su totalidad a las corrientes calientes, por lo que primero se obtienen las cargas térmicas de las corrientes involucradas. Utilizando la ecuación 28 se obtiene la carga térmica de las corrientes, tanto frías



como calientes. Para la región abajo del Pinch se pueden encontrar todas las cargas térmicas de las corrientes (2 calientes y 3 frías).

$$\begin{aligned} \dot{Q}_1 &= M_1 C p_1 \Delta T_1 = \left(135,505 \frac{kg}{h} \right) \left(1.519 \frac{kJ}{kg \text{ } ^\circ C} \right) (224.6^\circ C - 37.3^\circ C) \\ &= 38,552,351.39 \frac{kJ}{h} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \dot{Q}_2 &= M_2 C p_2 \Delta T_2 = \left(135,500 \frac{kg}{h} \right) \left(1.519 \frac{kJ}{kg \text{ } ^\circ C} \right) (174.9^\circ C - 42.0^\circ C) \\ &= 27354,076.05 \frac{kJ}{h} \end{aligned}$$

$$\dot{Q}_3 = M_3 C p_3 \Delta T_3 = \left(50,000 \frac{kg}{h} \right) \left(2.348 \frac{kJ}{kg \text{ } ^\circ C} \right) (214.6^\circ C - 38^\circ C) = 20,732,840.00 \frac{kJ}{h}$$

$$\dot{Q}_4 = M_4 C p_4 \Delta T_4 = \left(50,000 \frac{kg}{h} \right) \left(2.332 \frac{kJ}{kg \text{ } ^\circ C} \right) (100^\circ C - 38^\circ C) = 7,229,200.00 \frac{kJ}{h}$$

$$\dot{Q}_5 = M_5 C p_5 \Delta T_5 = \left(55,000 \frac{kg}{h} \right) \left(2.083 \frac{kJ}{kg \text{ } ^\circ C} \right) (50^\circ C - 38^\circ C) = 1,374,780.00 \frac{kJ}{h}$$

- La corriente 3, la cual es fría, de acuerdo con su carga térmica puede satisfacer parcialmente a la corriente 1, pero no en su totalidad, por lo cual será necesario un servicio auxiliar, que como para el análisis en AKAL-B, se utiliza el aire. Es necesario conocer la temperatura hasta la cual la corriente fría puede abastecer a la corriente caliente, por lo que se calcula de la siguiente manera:

$$T_1 = T_2 - \frac{\dot{Q}_3}{M_1 C p_1} = 224.6^\circ C - \frac{20,732,840.00 \frac{kJ}{h}}{\left(135,505 \frac{kg}{h} \right) \left(1.519 \frac{kJ}{kg \text{ } ^\circ C} \right)} = 123.87^\circ C$$

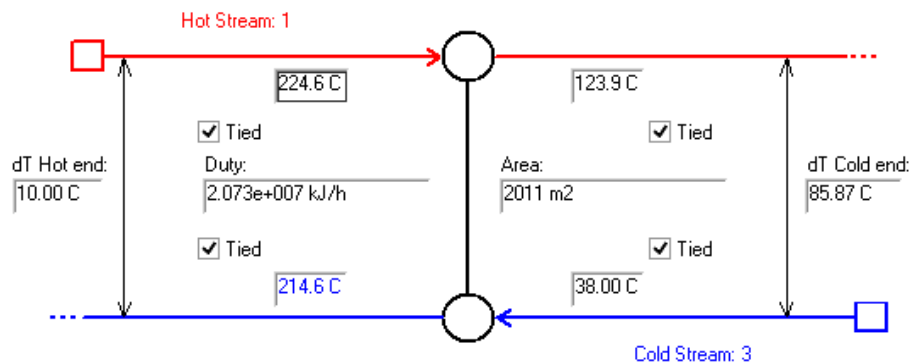


Figura 4.24. Representación del software ASPEN Hysys, intercambiador 1.

- Las corrientes 4 y 5 fácilmente abastecen a la corriente, puesto que por la suma de sus cargas térmicas, es un poco obvio que se van a agotar al tratar de enfriar a la segunda corriente y como el MCp de la corriente 5 es el más pequeño, entonces se



determina que la corriente 5 es la primera en interactuar con la 1, por lo que es necesario conocer la temperatura hasta la cual puede enfriar.

$$T_1 = T_2 - \frac{Q_5}{M_2 Cp_2} = 174.9 \text{ } ^\circ\text{C} - \frac{1,374,780.00 \frac{\text{kJ}}{\text{h}}}{\left(135,505 \frac{\text{kg}}{\text{h}}\right) \left(1.519 \frac{\text{kJ}}{\text{kg } ^\circ\text{C}}\right)} = 168.22 \text{ } ^\circ\text{C}$$

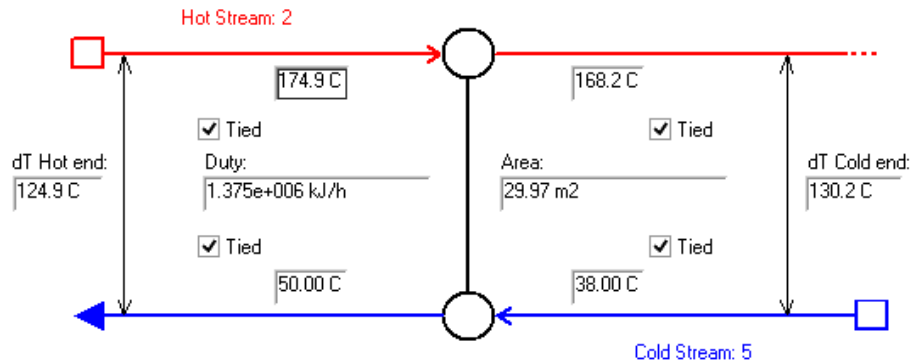


Figura 4.25. Representación del software ASPEN Hysys, intercambiador 3.

El siguiente paso es relacionar la corriente 4 con la 2 para lo cual también es necesario conocer la temperatura hasta la cual logrará abastecerla.

$$T_1 = T_2 - \frac{Q_4}{M_2 Cp_2} = 168.22 \text{ } ^\circ\text{C} - \frac{7,229,200.00 \frac{\text{kJ}}{\text{h}}}{\left(135,505 \frac{\text{kg}}{\text{h}}\right) \left(1.519 \frac{\text{kJ}}{\text{kg } ^\circ\text{C}}\right)} = 133.10 \text{ } ^\circ\text{C}$$

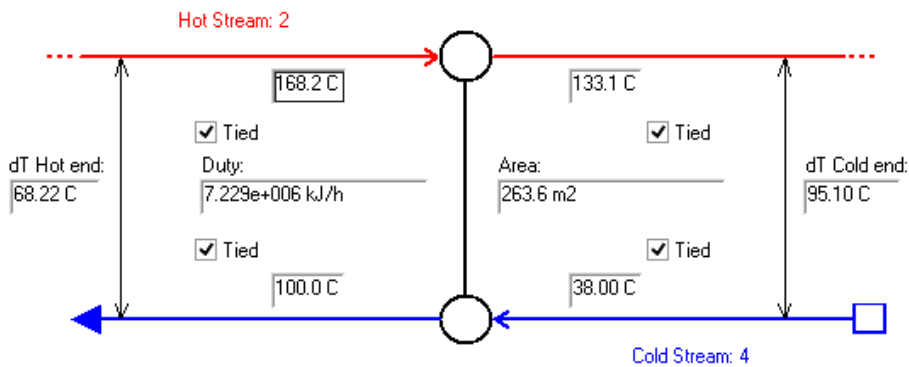


Figura 4.26. Representación en el software ASPEN Hysys, intercambiador 4.

- Las corrientes 1 y 2 necesitan servicios auxiliares para su enfriamiento, por lo que a la nueva red de intercambio de calor se agrega una corriente de aire que podrá agotar a estas dos corrientes.

La carga térmica necesaria para enfriar el resto de la corriente 1 es de $19,676,306.30 \frac{\text{kJ}}{\text{h}}$; mientras que la carga térmica de la corriente de aire es:



$$\begin{aligned} \dot{Q}_{Aire} &= M_{Aire} C_{pAire} \Delta T_{Aire} = \left(1200000 \frac{kg}{h} \right) \left(1 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C} \right) (60^\circ C - 30^\circ C) \\ &= 36,000,000 \frac{kJ}{h} \end{aligned}$$

La interacción entre la corriente de aire y la corriente 2 se muestra en la figura 4.30. Para conocer la temperatura a la cual llegará la corriente de servicio auxiliar para lograr abastecer totalmente a la corriente 1, se conoce mediante la siguiente ecuación:

$$T_1 = T_{2,Aire} - \frac{\dot{Q}_2}{M_{aire} C_{p_{aire}}} = 60^\circ C - \frac{19,676,306.30 \frac{kJ}{h}}{\left(1,200,000 \frac{kg}{h} \right) \left(1.00 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C} \right)} = 43.60^\circ C$$

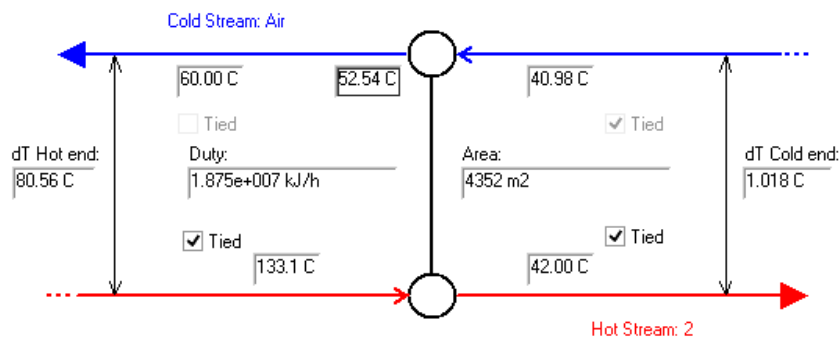


Figura 4.27. Representación en el software ASPEN Hysys del enfriador 2.

La misma corriente de aire es capaz de abastecer el enfriamiento de la corriente 1, y de acuerdo a los resultados mostrados en la figura 4.31 podemos saber que la temperatura a la que entra la corriente de aire es a 30 °C y de esta corriente sale a los 41°C para posteriormente ingresar a otro intercambiador de calor y enfriar el resto de la corriente 2.

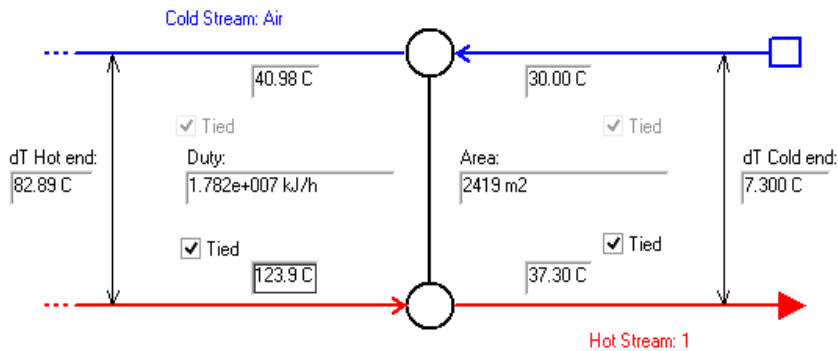


Figura 4.28. Representación en el software ASPEN Hysys del enfriador 1.

El diseño por “*arriba del Pinch*” para este caso de estudio no es complicado, ya que sólo la corriente 3 cruza el Pinch, no existen corrientes que sean parte del proceso que permitan este calentamiento, pero si es posible abastecer la carga térmica implementando la recuperación de calor de los gases de combustión de la turbina de gas que proporciona la potencia a los compresores. La carga térmica de la corriente 3 por arriba del Pinch es:



$$\begin{aligned} \dot{Q}_3 &= M_3 C p_3 \Delta T_3 = \left(50,000 \frac{kg}{h} \right) \left(2.348 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C} \right) (250 \text{ } ^\circ C - 224.6 \text{ } ^\circ C) \\ &= 2,981,960.00 \frac{kJ}{h} \end{aligned}$$

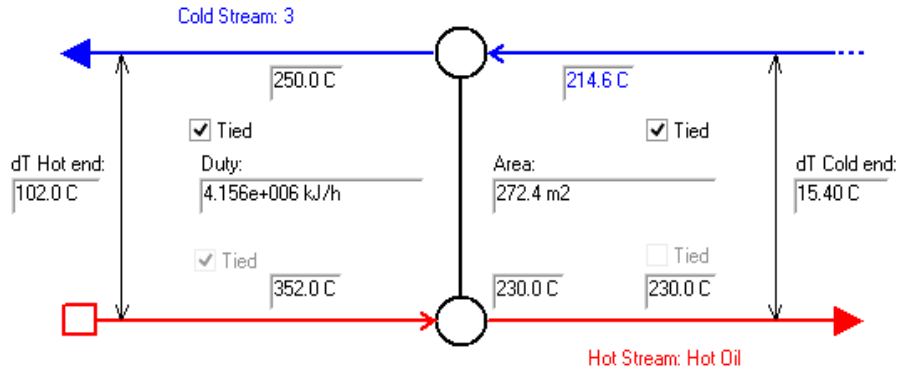


Figura 4.29. Representación en el software ASPEN Hysys del intercambiador 2.

Por lo que se observa que la corriente de gases de combustión fácilmente puede abastecer a la corriente 3, incluso aún existe potencial de aprovechamiento de calor para los gases provenientes de la turbina. En la figura siguiente se muestra la red de intercambio de calor que se integra mediante el análisis Pinch.

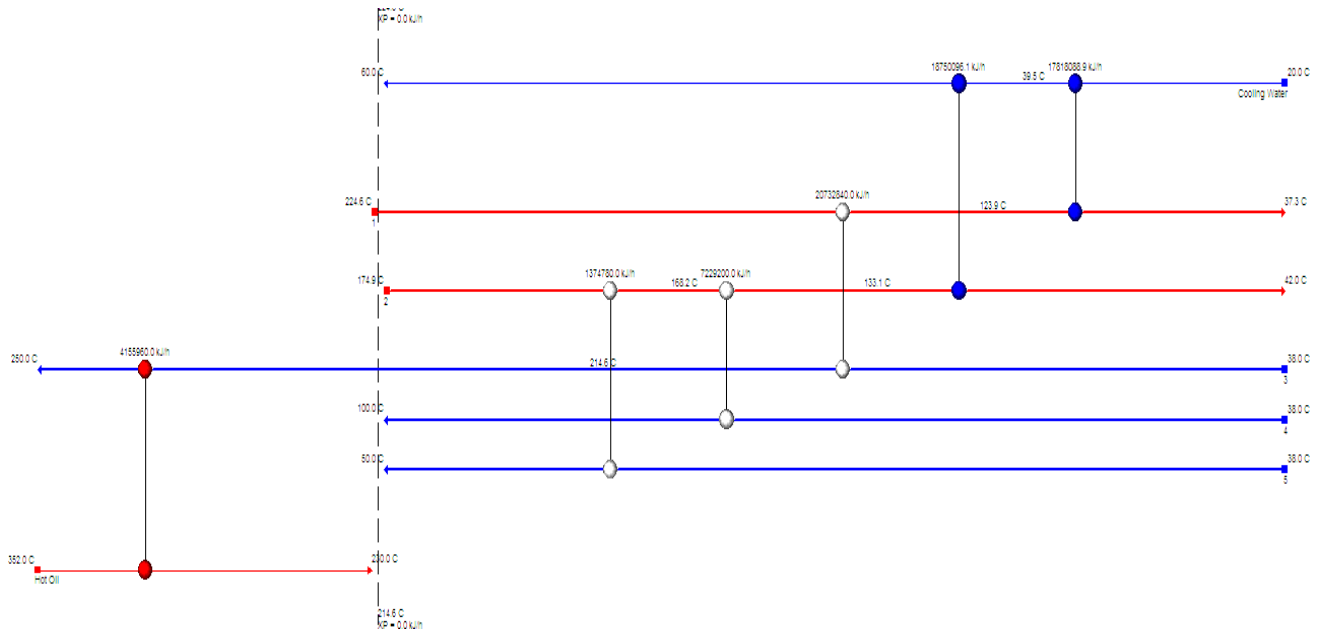


Figura 4.30. Diagrama de red para módulos de compresión de AKAL-C.



4.2.2.3 Análisis termodinámico de la nueva red de intercambio de calor.

Una vez obtenida la nueva red de intercambio de calor, se continua a realizar nuevamente el análisis termodinámico para el módulo de compresión de gas natural, mediante la simulación del proceso en ASPEN HYSYS, con la intención de realizar una comparación entre el caso base y la nueva propuesta. En la figura 4.31 se muestra el diagrama de flujo con los cambios realizados a los equipos y corrientes señaladas en la figura 4.21.

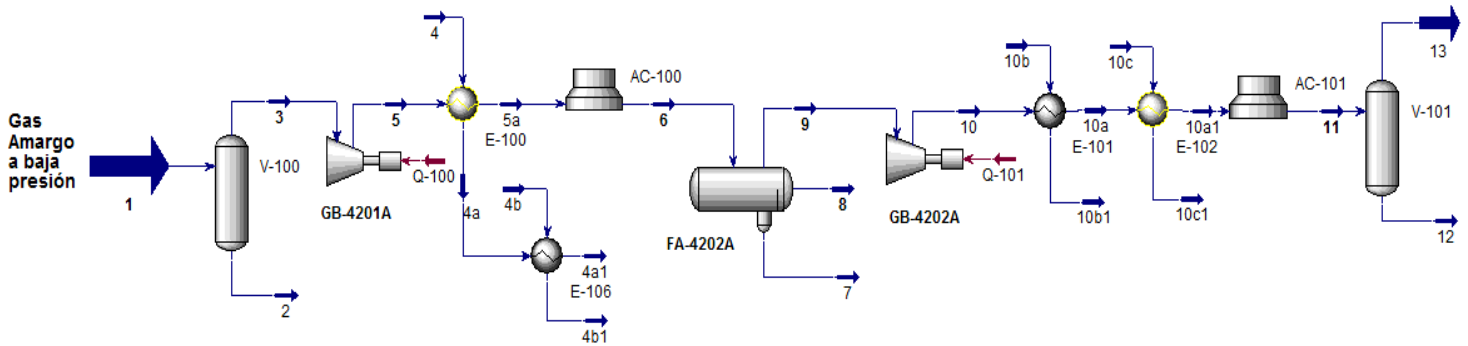


Figura 4.31. Diagrama de flujo. AKAL-C.

Como resultado de la integración de la nueva red de intercambio de calor se puede observar que las propiedades termodinámicas de las corrientes señaladas en la figura 4.24 varían con respecto a las del caso base. En el Cuadro 4.12 se muestran las propiedades termodinámicas del proceso de compresión de gas natural bajo la nueva red de intercambio de calor.



Cuadro 4.12. Propiedades termodinámicas. AKAL-C.

Corriente	Flujo Másico Kg/h	Temperatura °C	Presión bar	Entalpía MJ/h	Entropía MJ/h C	Exergía MJ/h
1	139,200.00	34.40	7.08	-200,448.00	755.72	23,886.72
2	3,695.00	34.40	7.08	-58,528.80	11.51	4.99
3	135,505.00	34.40	7.08	-141,873.74	744.19	23,726.93
4	50,000.00	38.00	30.00	-193,200.00	368.70	18,915.00
4a	50,000.00	214.60	29.70	-168,800.00	431.70	24,535.00
4a1	50,000.00	250.00	28.50	-163,750.00	442.50	26,370.00
4b	180,300.00	352.00	29.00	-564,158.70	1,643.07	107,675.16
4b1	180,300.00	230.00	29.00	-569,207.10	1,634.24	106,250.79
5	135,505.00	224.60	29.40	-106,357.87	775.22	49,987.79
5a	135,505.00	123.90	29.00	-130,084.80	719.53	42,182.71
6	135,505.00	37.30	27.67	-143,770.81	683.22	40,014.63
7	459.20	37.30	27.67	-7,264.54	1.45	1.96
8	0.00	37.30	27.67	0.00	0.00	0.00
9	135,045.80	37.30	27.67	-136,531.30	681.71	39,906.03
10	135,045.80	174.90	75.71	-111,547.83	707.50	57,191.90
10a	135,045.80	168.20	75.00	-114,059.68	702.24	-512.77
10a1	135,045.80	133.10	74.00	-121,541.22	684.82	-2,645.55
10b	55,000.00	38.00	20.00	-211,750.00	416.46	18,507.50
10b1	55,000.00	50.00	19.70	-209,220.00	424.66	-10,351.00
10c	50,000.00	38.00	25.00	-217,300.00	455.00	22,120.00
10c1	50,000.00	100.00	24.60	-209,800.00	475.00	-9,000.00
11	135,045.80	42.00	73.98	-138,421.95	637.28	51,263.39
12	69.22	42.00	73.98	-1,092.29	0.22	0.75
13	134,976.58	42.00	73.98	-137,406.16	636.95	51,237.11
Aire	1,200,000.00	30.00	1.01	-427,583.00	2,139.93	125,453.90
Aire1	1,200,000.00	40.98	1.01	-388,895.00	2,538.90	119,005.90
Aire2	1,200,000.00	40.98	1.01	-408,975.00	2,130.66	151,460.40
Aire3	1,200,000.00	52.54	1.01	-359,100.00	2,445.87	-7,816.41

Para este caso son también los enfriadores los mayores aportadores de pérdidas de energía o aportación de irreversibilidades, aportando **129,894.92 MJ/h**, mientras que para el caso base los enfriadores aportan **190,561.89 MJ/h**, por lo que existe una disminución de **60,666.98 MJ/h**, lo que representa **31.84%**. Los resultados de la integración de la nueva red de intercambio de calor, por tipo de equipo que interviene en el proceso se muestran en la figura 4.32.

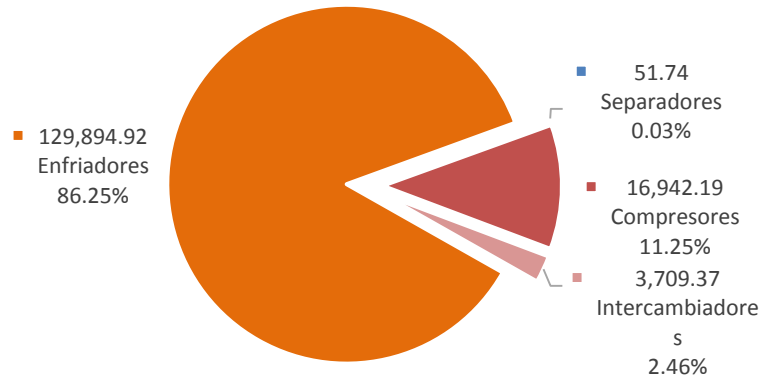


Figura 4.32. Trabajo perdido por tipo de equipo en los módulos de compresión de AKAL-C.

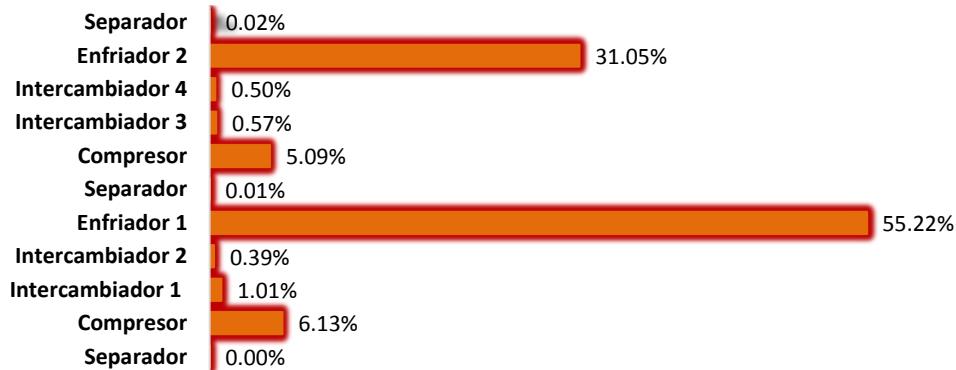


Figura 4.33. Porcentaje de trabajo perdido por equipo. AKAL-C.

Si se compara el caso base, apartado 3.3.1.2 correspondiente a Akal C, con la propuesta de la implementación del Análisis Pinch; el acoplamiento de intercambiadores de calor en las etapas de interenfriamiento provoca que la eficiencia de los módulos de compresión de gas natural aumente, y en consecuencia disminuyen las irreversibilidades en el sistema.

Con la implementación de la metodología del Análisis Pinch, se reduce el consumo por quema de combustible, usado para el calentamiento de corrientes de gas natural; así como el uso excesivo de soloaires (ventiladores) principales responsables de las irreversibilidades en el sistema, por tanto se deja de desperdiciar el calor residual proveniente de las corrientes de gas natural comprimido y se logra la reducción de emisiones de gases efecto invernadero.



Cuadro 4.13. Análisis termodinámico del módulo de compresión de gas natural. AKAL-C.

Equipo		Corrientes		ΔH	ΔS	ΔEx	Text	Q	W	Weq	Sgen	(Weq)min	Wp	%
		Entrada	Salida	MJ/h	MJ/h K	MJ/h	K	MJ/h	MJ/h	MJ/h	MJ/h K	MJ/h	MJ/h	
Separador	FA-4201	1	2 y 3	0.00	-0.01	4.00	0.00	0.00	0.00	8.00	0.01	4.00	4.00	0.00%
Compresor	GB-4201	3	5	35,515.86	31.03	26,264.07	0.00	0.00	35,515.86	35,515.86	31.03	26,264.07	9,251.79	6.14%
Intercambiador 1		4 y 5	4a y 5a	673.07	7.31	-1,505.64	301.96	673.07	0.00	8.49	5.08	-1,505.64	1,514.13	1.01%
Intercambiador 2		4a y 4b	4a1 y 4b1	1.60	1.97	-584.35	335.53	1.60	0.00	0.18	1.96	-584.35	584.53	0.39%
Enfriador 1	EC-4201	5a y Aire	6 y Aire 1	25,002.00	362.65	-83,123.49	298.16	25,002.00	0.00	0.84	278.80	-83,123.49	83,124.33	55.20%
Separador	FA-4202	6	7, 8 y 9	0.00	-0.06	16.77	0.00	0.00	0.00	33.53	0.06	16.77	16.77	0.01%
Compresor	GB-4202	9	10	24,983.47	25.79	17,293.07	0.00	0.00	24,983.47	24,983.47	25.79	17,293.07	7,690.41	5.11%
Intercambiador 3		10 y 10b	10a y 10b1	18.15	2.93	-854.90	385.30	18.15	0.00	4.10	2.88	-854.90	859.00	0.57%
Intercambiador 4		10a y 10c	10a1 y 10c1	18.46	2.58	-750.49	319.04	18.46	0.00	1.21	2.52	-750.49	751.70	0.50%
Enfriador 2	EC-4202	10a1	11	32,994.28	267.67	-46,812.69	297.77	32,994.28	0.00	-42.11	156.87	-46,812.69	46,770.59	31.06%
Separador	FA-4203	11	12 y 13	0.00	-0.10	30.98	0.00	0.00	0.00	61.96	0.10	30.98	30.98	0.02%
Total												150,598.22	100%	



4.2.3 Análisis Pinch: AKAL J.

4.2.3.1 Extracción de datos.

Para realizar el análisis Pinch de la plataforma AKAL-J como primer paso se extraen los datos de las corrientes que intervienen en el proceso, definiendo las corrientes calientes y las corrientes frías.

En este sistema se cuentan con corrientes que se definen como calientes, ya que deben ser enfriadas; pero para este sistema las corrientes frías no son parte del proceso de compresión. En el capítulo 2 se explicaron las condiciones de operación de cada una de las plataformas e incluso se indica que existen requerimientos de calentamiento, los cuales actualmente se realizan a fuego directo o por medio de energía eléctrica.

Mediante el Análisis Pinch para este sistema de compresión de gas, se integran como corrientes proceso a proceso, como corrientes calientes, el flujo de gas natural que debe ser enfriado en las etapas de compresión y como corrientes frías, el combustible que requiere ser calentado. Los detalles del uso del combustible que requiere calentamiento a diferentes presiones no son especificados en el levantamiento y recopilación de información de los equipos.

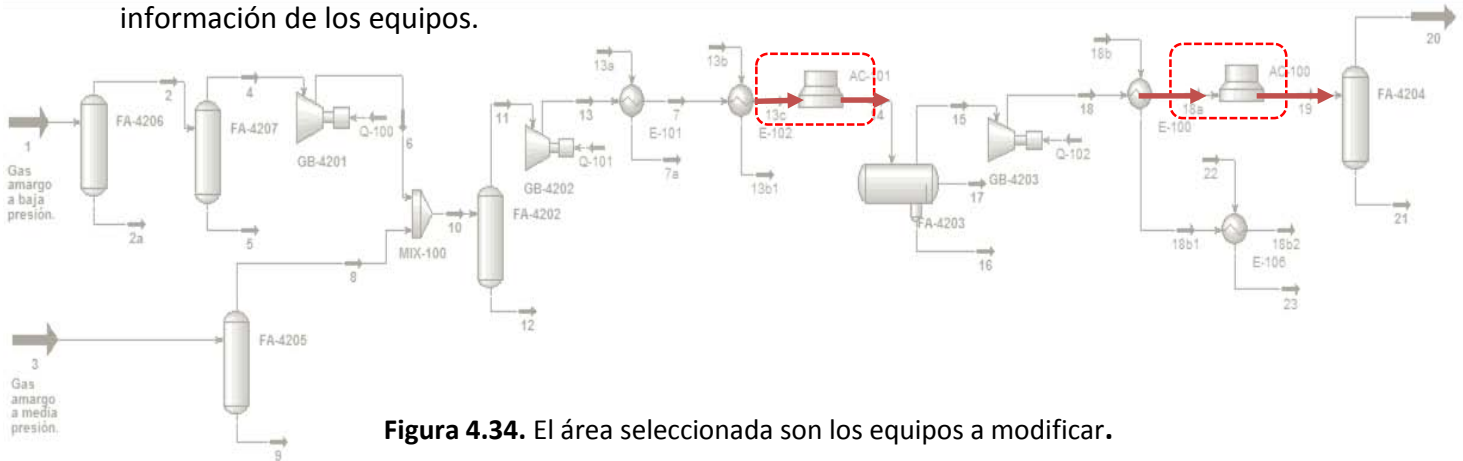


Figura 4.34. El área seleccionada son los equipos a modificar.

Las corrientes calientes y frías se definen mediante la determinación de su temperatura inicial y final, el flujo de capacidad calorífica, dato de suma importancia para realizar el análisis. Para calcular el flujo de capacidad calorífica se aplica la siguiente ecuación:

$$MC_p$$

Donde:

M = Flujo másico (kg/h)

C_p = Capacidad calorífica (kJ/kg °C)

Se debe tener en cuenta que el Análisis Pinch usa el MC_p de las corrientes como constante, pero se sabe que para procesos reales el C_p es función de la temperatura por tanto para las corrientes en donde el MC_p varía con la temperatura se debe linealizar.

Los datos de las corrientes calientes se obtienen mediante el software *ASPEN HYSYS*, en donde se realizó la simulación del proceso de compresión de gas natural de la plataforma



AKAL-J, los datos de las corrientes frías se ingresan directamente. En el Cuadro 4.14 se muestran los datos para cada corriente (calientes y frías), se anexa la columna del flujo de capacidad calorífica (MCp).

Cuadro 4.14. Datos de las corrientes frías y calientes. AKAL-J.

Número de Corriente	Nombre de la Corriente	T _s (°C)	T _t (°C)	Cp(kW/°C)
1	13 c	180	60	2.6 X 10 ⁵
2	18 a	157.9	80	2.9 X 10 ⁵
3	Combustible alta presión (Fría)	38	250	1.4 X 10 ⁵
4	Combustible a media presión (Fría)	38	100	1.4 X 10 ⁵
5	Combustible a baja presión (Fría)	38	50	1.15 X 10 ⁵

Algoritmo de la Tabla problema.

Con los datos de las corrientes calientes y frías que integran el proceso, se puede determinar un ΔT_{min} óptimo, el criterio en que se basa para definir el ΔT_{min} óptimo para un proceso, depende de una combinación de factores, como el *costo de la inversión y energía recuperada*, el cual para este caso se determinó como $\Delta T_{min} = 10^{\circ}C$.

Determinando el ΔT_{min} se procede a obtener la Tabla problema, de la cual se derivan las curvas compuestas, una para las corrientes frías y otra para las corrientes calientes, por consiguiente se conocen los requerimientos de calentamiento y enfriamiento que deben ser abastecidos por medio de servicios auxiliares. En el Cuadro 4.16 se presenta la *Tabla problema* para el sistema de estudio AKAL-J.

Cuadro 4.15. Intervalos de Temperatura para $\Delta T_{min} = 10^{\circ}C$

Corriente	Temperatura Actual (°C)		Intervalos de Temperatura (°C)		Número del Intervalo	Intervalos de Temperaturas Ordenados (°C)
	T1	T2	T1	T2		
1	180	60	175	55	1	255
2	157.9	80	152.9	75	2	175
3	38	250	43	255	3	152.9
4	38	100	43	105	4	105
5	38	50	43	55	5	75
					6	55
					7	43



Cuadro 4.16. Tabla Problema. AKAL-J.

Número de la corriente	1	2	3	4	5					
Cp	2.6	2.9	1.4	1.4	1.15					
Intervalos de Temperatura	Número del Intervalo					ΔT_{min}	$\sum C_{p,cj} - \sum C_{p,hj}$	ΔH_{min}	Cascada de calor	Cascada de calor corregida
Serv. De calentamiento -255	0								0	112.00
255-175	1					80.00	1.4	112.00	-112.00	0
175-152.9	2					22.10	-1.2	-26.52	-85.48	26.52
152.9-105	3					47.90	-4.1	-196.39	110.91	222.91
105-75	4					30.00	-2.7	-81.00	191.91	303.91
75-55	5					20.00	0.2	4.00	187.91	299.91
55-43	6					12.00	3.95	47.40	140.51	252.51
43-Serv. De enfriamiento	7									252.51

En la figura 4.35 se muestran las curvas compuestas para las corrientes frías y calientes, azul y roja, respectivamente. La sección más cercana entre las dos curvas, es en donde se cumple el $\Delta T_{min} = 10^{\circ}C$.

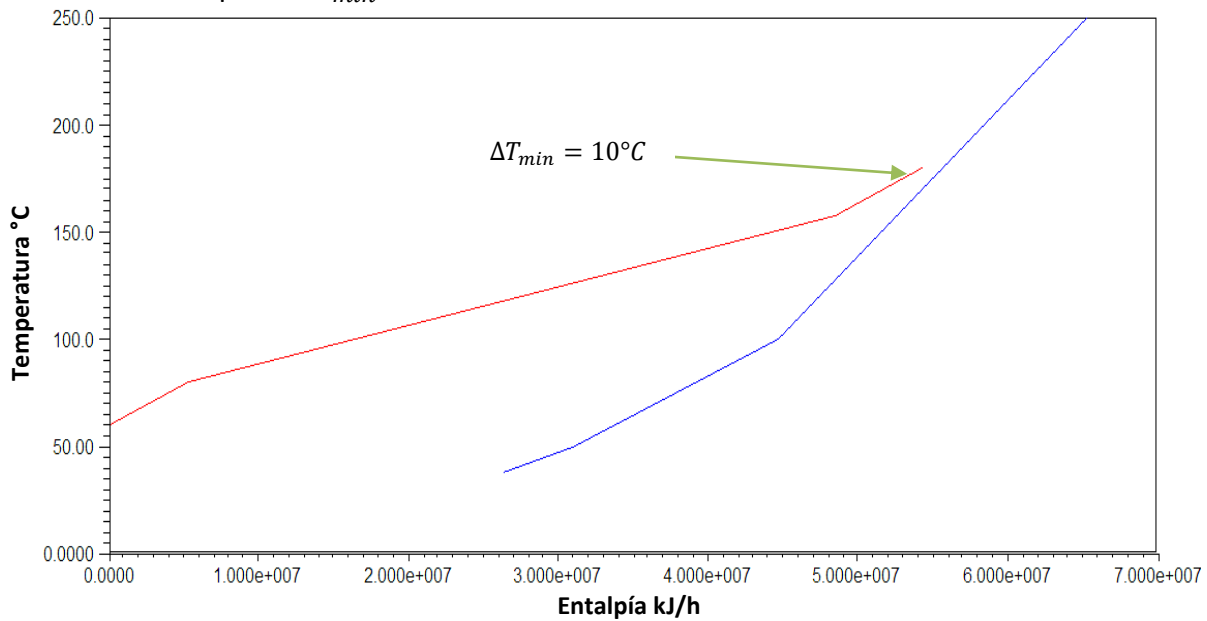


Figura 4.35. Curvas compuestas. Corrientes calientes (curva color rojo); Corrientes frías (curva color azul).

La gran Curva compuesta.

La construcción de la Gran Curva Compuesta del sistema AKAL-J, parte del algoritmo de la Tabla problema, ya que se construye a partir de la cascada de calor. En la figura 4.36



se muestra la Gran Curva Compuesta que representa el sistema AKAL-J. Se observa claramente que el Punto pinch está en las temperaturas siguientes, 180 °C y 170 °C, en este punto la transferencia de calor es cero; la carga neta de calentamiento que se requiere es de 1.12×10^7 kJ/h y la de enfriamiento es de 2.52×10^7 kJ/h.

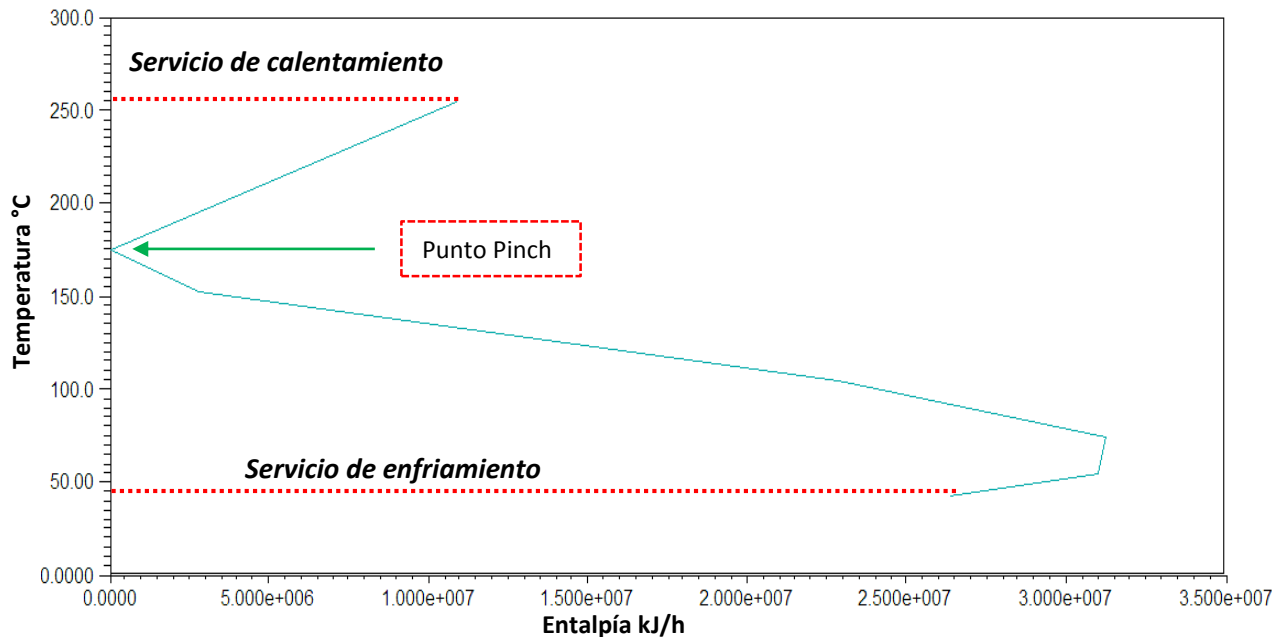


Figura 4.36. Gran Curva Compuesta para el sistema AKAL-J.

4.2.1.2 Construcción de una red de intercambio de calor.

La construcción de una red de intercambio de calor para el sistema de compresión de la plataforma AKAL-J, es un proceso poco convencional, ya que el Análisis Pinch se aplica tradicionalmente a procesos químicos; el caso que se presenta puede ser adaptado a este tipo de análisis debido a que hay requerimientos de calentamiento en la plataforma, así como corrientes que deben ser enfriadas; como ya se ha mencionado las corrientes que deben ser calentadas son independientes al proceso de compresión de gas natural, pero es posible adaptarlas logrando así el esquema de una red de intercambio de calor.

Por medio del software *Energy Analyzer* se puede obtener la red de intercambio de calor mediante el análisis Pinch, esto para procesos que previamente se simulan en *ASPEN Hysys*, par este caso no se logró construir la red de manera directa debido a que el proceso de calentamiento y enfriamiento no se encuentra integrado en el sistema real. Por tanto se ingresaron las temperaturas de manera manual a cada uno de los intercambiadores de calor previamente calculados.

El criterio utilizado para el diseño de la red fue el mejor aprovechamiento de la energía, bajo las reglas de oro del análisis Pinch. El diseño para la sección “*abajo del Pinch*”, se realizó de la siguiente manera:



- 1) Se obtienen las cargas térmicas de cada una de las corrientes que se van a involucrar en el intercambio de calor, estas cargas térmicas se calculan en el intervalo de temperatura que va de las temperaturas iniciales de las corrientes hasta por debajo del Pinch.

$$\begin{aligned}\dot{Q}_1 &= M_1 C p_1 \Delta T_1 = \left(138,600 \frac{kg}{h}\right) \left(1.894 \frac{kJ}{kg \text{ } ^\circ C}\right) (170^\circ C - 60^\circ C) \\ &= 28,875,924.00 \frac{kJ}{h}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\dot{Q}_2 &= M_2 C p_2 \Delta T_2 = \left(138,600 \frac{kg}{h}\right) \left(2.112 \frac{kJ}{kg \text{ } ^\circ C}\right) (157.9^\circ C - 80.0^\circ C) \\ &= 22,803,137.28 \frac{kJ}{h}\end{aligned}$$

$$\dot{Q}_3 = M_3 C p_3 \Delta T_3 = \left(50,000 \frac{kg}{h}\right) \left(2.730 \frac{kJ}{kg \text{ } ^\circ C}\right) (170^\circ C - 38^\circ C) = 18,018,000.00 \frac{kJ}{h}$$

$$\begin{aligned}\dot{Q}_4 &= M_4 C p_4 \Delta T_4 = \left(50,000 \frac{kg}{h}\right) \left(2.750 \frac{kJ}{kg \text{ } ^\circ C}\right) (100^\circ C - 38^\circ C) \\ &= 8,525,000.00 \frac{kJ}{h}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\dot{Q}_5 &= M_5 C p_5 \Delta T_5 = \left(55,000 \frac{kg}{h}\right) \left(2.085 \frac{kJ}{kg \text{ } ^\circ C}\right) (50^\circ C - 38^\circ C) \\ &= 1,376,100.00 \frac{kJ}{h}\end{aligned}$$

- 2) De acuerdo con las cargas térmicas se puede definir que la corriente 4, junto con la corriente 5, las cuales son frías, pueden satisfacer parcialmente a la corriente 2, ya que la capacidad de enfriamiento de las dos primeras es menor a la necesaria para enfriar en su totalidad la corriente 1; pero es posible cumplir con la regla del agotamiento de las corrientes frías cuando es por abajo del Pinch. La temperatura hasta la cual abastece la corriente 5 a la corriente 2 se puede conocer mediante el cálculo de las temperaturas intermedias.

$$T_1 = T_2 - \frac{\dot{Q}_5}{M_2 C p_2} = 157.9^\circ C - \frac{1,376,100.00 \frac{kJ}{h}}{\left(138,600 \frac{kg}{h}\right) \left(2.112 \frac{kJ}{kg \text{ } ^\circ C}\right)} = 153.20^\circ C$$

$$T_1 = T_2 - \frac{\dot{Q}_4}{M_2 C p_2} = 153.20^\circ C - \frac{8,525,000.00 \frac{kJ}{h}}{\left(138,600 \frac{kg}{h}\right) \left(2.112 \frac{kJ}{kg \text{ } ^\circ C}\right)} = 124.10^\circ C$$

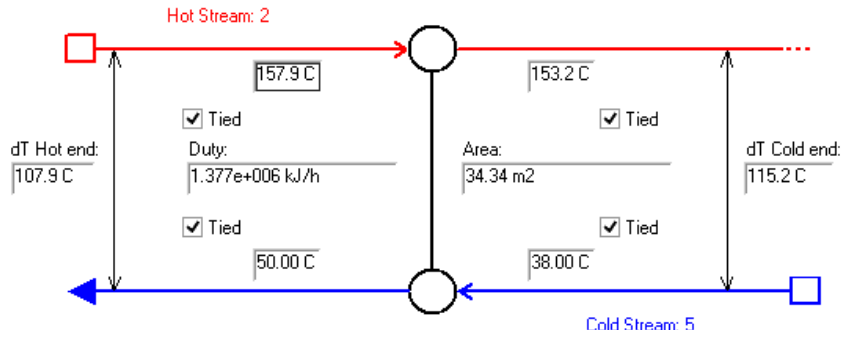


Figura 4.37. Representación en el software ASPEN Hysys del intercambiador

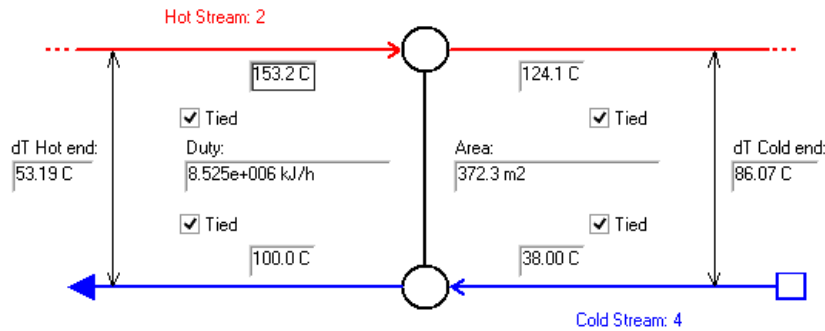


Figura 4.38. Representación en el software ASPEN Hysys del intercambiador

Las corrientes 4 y 5 suman una carga de térmica de $9,901,100.00 \frac{kJ}{h}$, mientras que el requerimiento total de enfriamiento de la corriente 2 es de $22,803,137.28 \frac{kJ}{h}$, por lo que es necesario abastecer $12,902,037.28 \frac{kJ}{h}$ por medio de un servicio auxiliar, ya que la corriente 3 es preferible utilizarla para disminuir los requerimientos de servicios auxiliares en la corriente 1. Por cada una de las interacción de las corrientes 4 y 5 con la 2 se requiere de un intercambiador de calor, se muestran en las figuras 4.37 y 4.38.

- 3) La corriente 3 con una carga térmica de $18,018,000.00 \frac{kJ}{h}$ abastece parcialmente la corriente 1 por lo que restan $10,857,956.00 \frac{kJ}{h}$, entonces es también necesario integrar un servicio auxiliar. La temperatura a la cual logra enfriar la corriente fría 3 a la corriente caliente 1, se muestra a continuación.

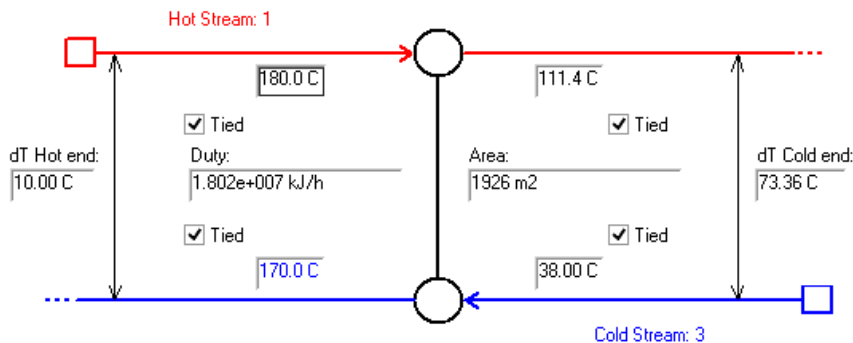


Figura 4.39. Representación en el software ASPEN Hysys del intercambiador 3.



$$T_1 = T_2 - \frac{\dot{Q}_3}{M_1 C p_1} = 180\text{ }^\circ\text{C} - \frac{18,018,000.00 \frac{\text{kJ}}{\text{h}}}{\left(138,600 \frac{\text{kg}}{\text{h}}\right) \left(1.894 \frac{\text{kJ}}{\text{kg } ^\circ\text{C}}\right)} = 111.40\text{ }^\circ\text{C}$$

4) Para lograr el abastecimiento de enfriamiento de la corriente 1 y 2 es necesario incorporar un servicio auxiliar. Se suministra una corriente de aire, esto para el aprovechamiento de los equipos con los que ya se cuenta. La carga térmica a bastecer es de $23,759,993.28 \frac{\text{kJ}}{\text{h}}$, entonces:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\text{Aire}} &= M_{\text{Aire}} C p_{\text{Aire}} \Delta T_{\text{Aire}} = \left(879,500 \frac{\text{kg}}{\text{h}}\right) \left(1.00 \frac{\text{kJ}}{\text{kg } ^\circ\text{C}}\right) (60\text{ }^\circ\text{C} - 30\text{ }^\circ\text{C}) \\ &= 26,385,000.00 \frac{\text{kJ}}{\text{h}} \end{aligned}$$

La temperatura a la cual se logra el enfriamiento total de la corriente 1 es:

$$T_1 = T_2 - \frac{\dot{Q}_1}{M_{\text{Aire}} C p_{\text{Aire}}} = 60\text{ }^\circ\text{C} - \frac{10,857,956.00 \frac{\text{kJ}}{\text{h}}}{\left(879,500 \frac{\text{kg}}{\text{h}}\right) \left(1.000 \frac{\text{kJ}}{\text{kg } ^\circ\text{C}}\right)} = 47.65\text{ }^\circ\text{C}$$

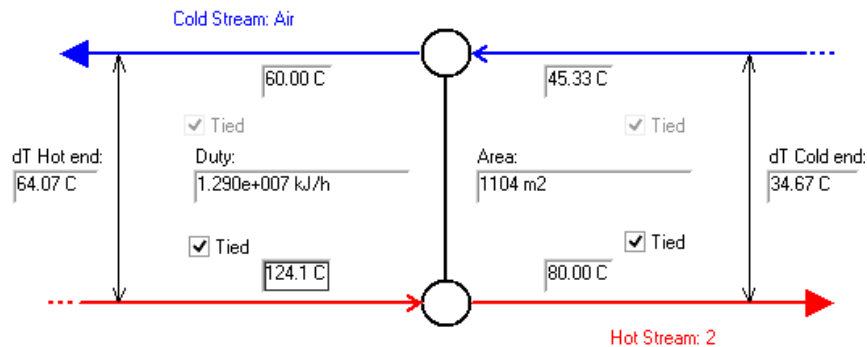


Figura 4.40. Representación en el software ASPEN Hysys del enfriador 2.

En el caso de la corriente 2, la interacción se muestra en la siguiente figura.

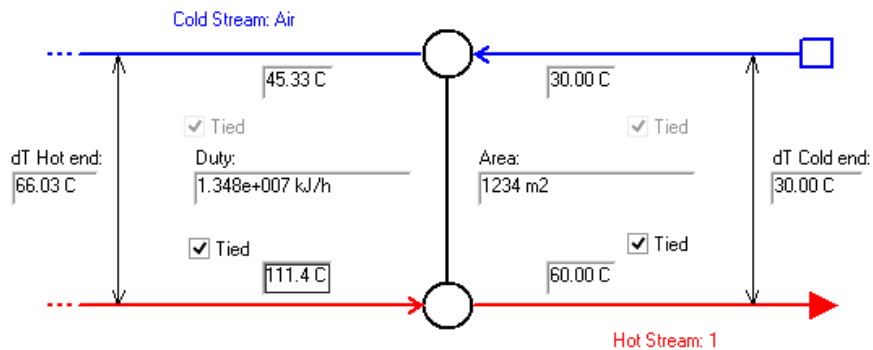


Figura 4.41. Representación en el software ASPEN Hysys del enfriador 1.



El diseño por “*arriba del Pinch*” para este caso de estudio no es nada complicado, ya que sólo la corriente 3 cruza el Pinch, no existen corrientes que sean parte del proceso que permitan este calentamiento, pero si es posible abastecer la carga térmica implementando la recuperación de calor de los gases de combustión de la turbina de gas que proporciona la potencia a los compresores. La carga térmica de la corriente 3 por arriba del pinch es de:

$$\dot{Q}_3 = M_3 C_{p3} \Delta T_3 = \left(50,000 \frac{kg}{h} \right) \left(2.730 \frac{kJ}{kg \text{ } ^\circ C} \right) (250 \text{ } ^\circ C - 180 \text{ } ^\circ C) = 9,55,000.00 \frac{kJ}{h}$$

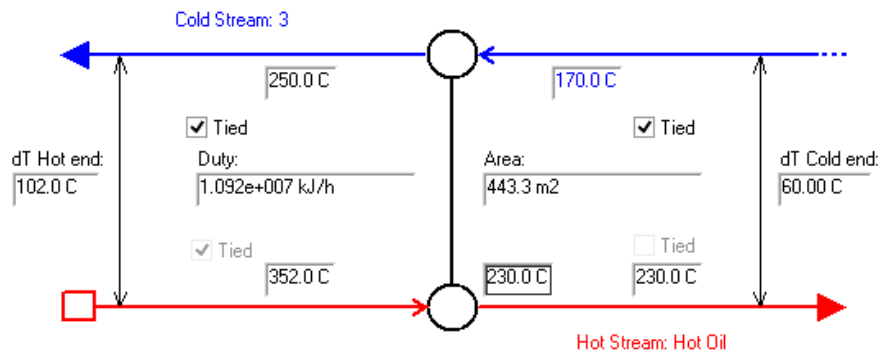


Figura 4.42. Representación en el software ASPEN Hysys del intercambiador

La nueva red de intercambio de calor queda estructurada de la siguiente manera:

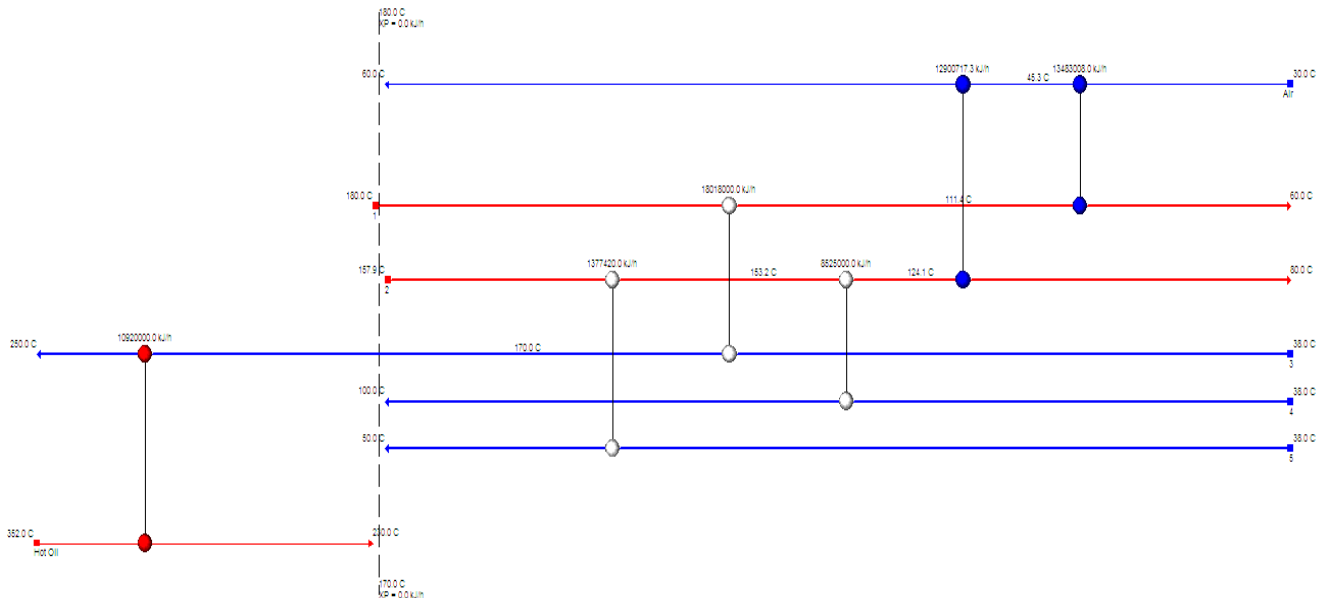


Figura 4.43. Diagrama de red para módulos de compresión de AKAL-J.

4.2.3.3 Análisis termodinámico de la red de intercambio de calor.

Con la nueva red de intercambio de calor, se realiza nuevamente el análisis termodinámico para el módulo de compresión de gas natural, mediante la simulación del proceso en ASPEN HYSYS, con la intención de hacer una comparación entre el caso base y la



nueva propuesta. En la figura 4.44 se muestra el diagrama de flujo con los cambios realizados a los equipos y corrientes señaladas en la figura 4.34.

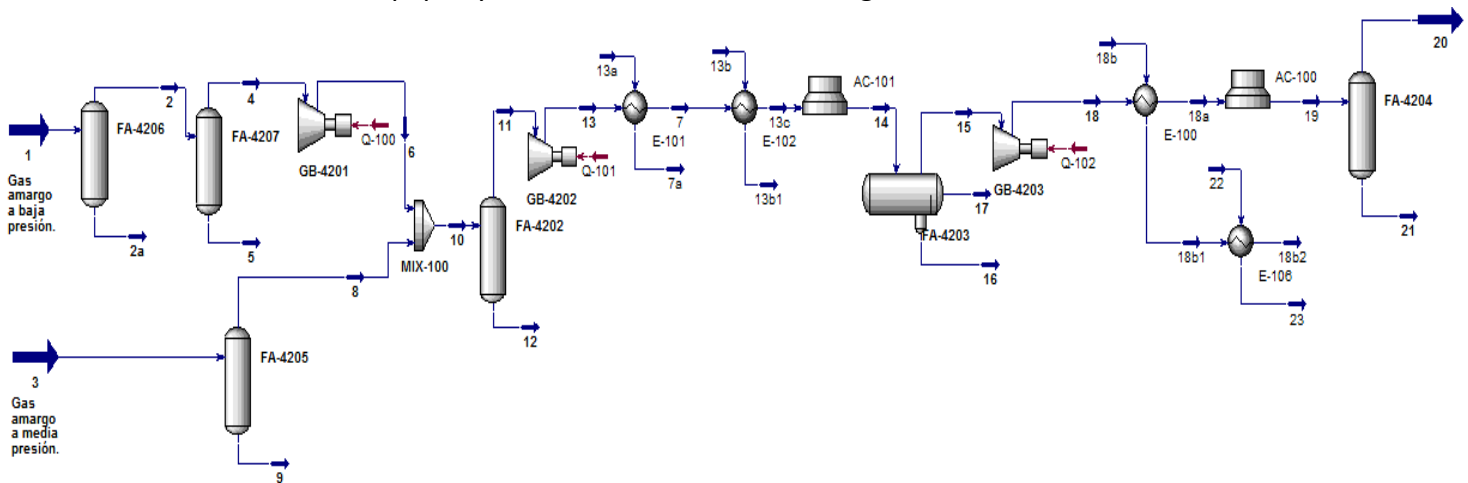


Figura 4.44. Diagrama de flujo del proceso de compresión de gas natural. AKAL-J.

Como en los casos anteriores la variación de las propiedades termodinámicas de las corrientes del proceso de compresión de gas natural, sólo se da en las corrientes involucradas en los cambios de equipos, como lo son los intercambiadores 1, 2, 3 y 4 y los enfriadores. En el Cuadro siguiente se muestran estas propiedades, además de ser agregadas las corrientes de servicios auxiliares.

Para este caso como en los anteriores, son los enfriadores los que representan el mayor porcentaje de trabajo perdido, pero a diferencia del caso base, en esta ocasión sólo representan $154,932.50 \text{ MJ/h}$, mientras que anteriormente significaba $180.653.89 \text{ MJ/h}$. Los intercambiadores de calor a pesar de ser equipos agregados, provocan que el trabajo perdido aportado por los enfriadores sea menor, mientras que ellos mismos tienen un aporte muy pequeño de tan sólo el 2.36% del total, lo que es igual a $4,043.46 \text{ MJ/h}$. **11.23%** es la disminución de la energía perdida por irreversibilidades con respecto al caso base, lo que equivale a $21,702.36 \text{ MJ/h}$.



Cuadro 4.17. Propiedades termodinámicas. AKAL-J.

Corriente	Flujo Másico Kg/h	Temperatura °C	Presión bar	Entalpia MJ/h	Entropía MJ/h C	Exergía MJ/h
1	7,232.00	92.20	2.40	-20,582.27	41.03	533.07
2	7,232.00	92.20	2.40	-20,582.27	41.03	533.07
2a	0.00	92.20	2.40	0.00	0.00	0.00
3	131,300.00	35.00	6.40	-429,088.40	897.83	23,634.00
4	7,232.00	92.20	2.40	-20,582.27	41.03	533.07
5	0.00	92.20	2.40	0.00	0.00	0.00
6	7,232.00	150.50	6.40	-19,714.43	41.56	1,244.63
7	138,600.00	153.20	26.53	-419,265.00	960.50	27,442.80
7a	55,000.00	50.00	78.40	-41,239.00	100.40	-294.58
8	131,300.00	35.00	6.40	-429,088.40	897.83	23,634.00
9	0.00	35.00	6.40	0.00	0.00	0.00
10	138,532.00	41.54	6.40	-448,843.68	941.05	24,644.84
11	138,532.00	41.54	6.40	-448,843.68	941.05	24,644.84
12	0.00	41.54	6.40	0.00	0.00	0.00
13	138,532.00	157.90	26.53	-417,535.45	962.80	49,442.07
14	138,532.00	80.00	25.84	-441,224.42	903.37	43,443.64
15	138,532.00	80.00	25.84	-441,224.42	903.37	43,443.64
16	0.00	80.00	25.84	0.00	0.00	0.00
17	0.00	80.00	25.84	0.00	0.00	0.00
18	138,532.00	180.00	79.40	-414,764.81	921.65	64,431.23
18a	138,532.00	111.40	79.00	-424,462.05	899.77	61,231.14
18a2	138,532.00	98.00	78.70	-432,635.44	1,082.35	-1,307.60
18a3	138,532.00	98.02	78.50	-432,635.44	1,082.49	-1,340.71
19	138,532.00	60.00	78.40	-455,908.81	816.78	54,595.46
20	138,532.00	60.00	78.40	-455,908.81	816.78	54,595.46
21	0.00	60.00	78.40	0.00	0.00	0.00
22	180,300.00	55.00	80.00	-42,581.00	77.47	5,227.20
18b	50,000.00	170.00	79.80	-38,907.00	87.12	6,013.70
18b1	50,000.00	352.00	79.50	-37,983.00	89.17	6,333.80
13b	50,000.00	38.00	78.80	-43,120.00	75.71	5,178.80
13a	55,000.00	38.00	78.20	-40,931.00	82.20	5,440.60
13c	138,600.00	124.10	78.60	-427,996.80	1,249.34	-4,004.15
Aire	879,500.00	30.00	1.01	-1,281,325.50	2,027.59	126,161.28
Aire 1	879,500.00	45.33	1.01	-1,242,302.40	2,675.30	143,580.87
Aire 2	879,500.00	45.33	1.01	-1,226,479.72	1,949.22	146,881.07
Aire 3	879,500.00	60.00	1.01	-1,142,091.94	2,497.09	173,342.77

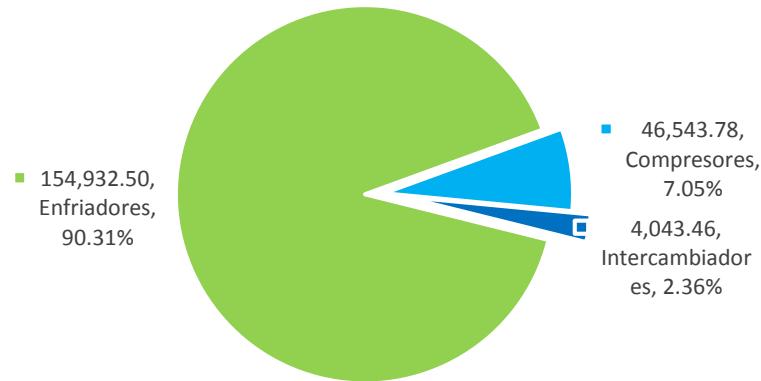


Figura 4.45. Porcentaje de trabajo perdido por tipo de equipo. AKAL-J.

Igual que en el caso de AKAL-C, el enfriador presenta el mayor porcentaje de energía perdida por irreversibilidades, esto se debe a la presencia de un intercambiador que provee un servicio auxiliar de calentamiento (intercambiador 4).

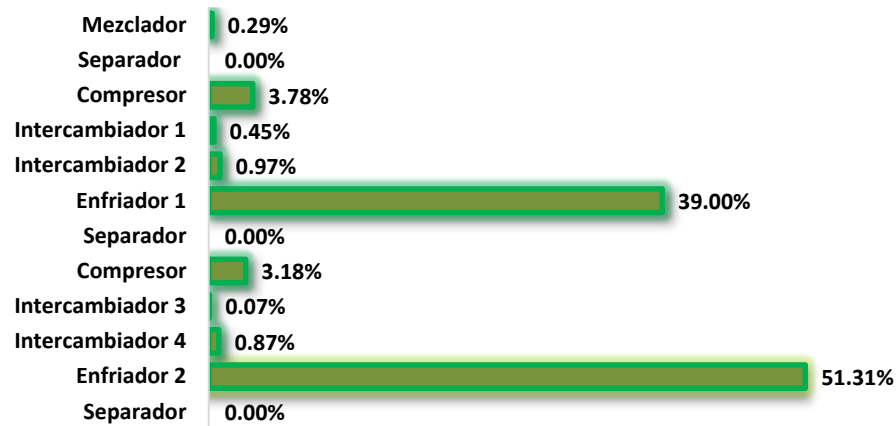


Figura 4.46. Porcentaje de trabajo perdido por equipo. AKAL-J.

Si se compara el caso base, apartado 3.3.1.3 correspondiente a Akal J, con la propuesta de la implementación del Análisis Pinch; el acoplamiento de intercambiadores de calor en las etapas de interenfriamiento provoca que la eficiencia de los módulos de compresión de gas natural aumente, y en consecuencia disminuyen las irreversibilidades en el sistema.

Con la implementación de la metodología del Análisis Pinch, se reduce el consumo por quema de combustible, usado para el calentamiento de corrientes de gas natural; así como el uso excesivo de soloaires (ventiladores) principales responsables de las irreversibilidades en el sistema, por tanto se deja de desperdiciar el calor residual proveniente de las corrientes de gas natural comprimido y se logra la reducción de emisiones de gases efecto invernadero.



Cuadro 4.18. Propiedades Termodinámicas del proceso de compresión de gas natural. AKAL-J.

Equipo		Corrientes		ΔH	ΔS	ΔEx	T	Q	W	W _{eq}	S _{gen}	(W _{eq}) _{min}	W _p	%
		Entrada	Salida	MJ/h	MJ/h K	MJ/h	K	MJ/h	MJ/h	MJ/h	MJ/h K	MJ/h	MJ/h	
Separador	FA-4206	1	2 y 2a	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00%
Separador	FA-4207	2	4 y 5	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00%
Compresor	GB-4201	4	6	867.84	0.52	712.59	Text	0.00	867.84	867.84	0.52	712.59	155.25	0.09%
Separador	FA-4205	3	8 y 9	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00%
Mezclador	MIX-100	6 y 8	10	-40.85	1.66	-536.79	0.00	0.00	0.00	-40.85	1.66	-536.79	495.94	0.29%
Separador	FA-4202	10	11 y 12	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00%
Compresor	GB-402	11	13	31,308.23	21.75	24,823.61	393.78	0.00	31,308.23	31,308.23	21.75	24,823.61	6,484.62	3.78%
Intercambiador 1		13 y 13a	7 y 7a	79.73	2.59	-692.39	384.26	79.73	0.00	79.73	2.59	-692.39	772.12	0.45%
Intercambiador 2		7 y 13b	13b1 y 13c	113.80	5.92	-1,652.44	341.02	113.80	0.00	14.31	5.59	-1,652.44	1,666.75	0.97%
Enfriador 1	EC-4201	13c	14	25,795.48	301.73	-64,165.25	333.69	25,795.48	0.00	2,747.37	224.43	-64,165.25	66,912.63	39.00%
Separador	FA-4203	14	15, 16 y 17	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00%
Compresor	GB-4203	15	18	26,459.61	18.29	21,007.57	0.00	0.00	26,459.61	26,459.61	18.29	21,007.57	5,452.04	3.18%
Intercambiador 3		18 y 18b	18 a y 18b1	46.05	0.40	-73.30	368.83	0.00	0.00	46.05	0.40	-73.30	119.36	0.07%
Intercambiador 4		18b1 y 22	18b2 y 23	142.60	5.33	-1,447.13	406.90	142.60	0.00	38.11	4.98	-1,447.13	1,485.24	0.87%
Enfriador 2	EC-4202	18a	19	53,005.58	464.90	-85,603.67	312.39	53,005.58	0.00	2,416.21	295.22	-85,603.67	88,019.88	51.30%
Separador	FA-4204	19	20 y 21	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00%
Total												171,563.81	100%	



Capítulo 5.

Resultados y Conclusiones

En este trabajo se han planteado los principios de aplicación de la *Metodología Pinch*, como una alternativa para lograr ahorro de energía en instalaciones de compresión de gas natural. En particular, se han realizado algunos ejercicios aplicando dicha metodología al caso: Plataformas de Compresión de Gas Natural, cuyo principio básico es la recuperación de energía en forma de calor mediante el intercambio de corrientes propias del proceso (en este caso se hizo una variación), corrientes que necesitan ser calentadas y corrientes que necesitan ser enfriadas.

En primer término se ha llevado a cabo un análisis termodinámico para determinar las condiciones actuales de operación de las plantas, esto mediante la aplicación del análisis de Segunda Ley de la termodinámica; este se ha utilizado como caso base o de comparación previo al empleo de la metodología Pinch. Se llevaron a cabo simulaciones para cada uno de los módulos de compresión de gas natural, utilizando el software ASPEN Hysys, así también se realizó para el ciclo Brayton, por medio de estas simulaciones se obtuvieron las propiedades termodinámicas para las corrientes involucradas en el proceso de compresión de gas.

Como parte del análisis termodinámico se determinaron las irreversibilidades presentes en el proceso, logrando con esto detectar los equipos de mayor generación de entropía. Dentro de este análisis se obtuvieron los siguientes resultados para cada una de los módulos de compresión; por lo cual es preciso definir los siguientes términos: $(\dot{W}_{eq})_{min\ abs}$ es el resultado de la suma algebraica del trabajo reversible que debería ser necesario para que un equipo efectuara su función de manera ideal. \dot{W}_p es el trabajo o energía perdida por presencia de las irreversibilidades en el sistema, por lo que \dot{W}_{tot} es trabajo o energía total que ingresa al sistema. $\% \dot{W}_p/\dot{W}_{tot}$ indica el porcentaje de trabajo o energía que se pierde por las irreversibilidades del sistema, con respecto a trabajo total que ingresa, el cual permite que se lleve a cabo el proceso de compresión.

Cuadro 5.1. Porcentaje de Trabajo perdido con respecto al total de energía útil que ingresa al proceso. AKAL-B.

$(W_{eq})_{min\ abs}$	229,907.67	MJ/h
W_p	198,993.89	MJ/h
$W_{tot} = (W_{eq})_{min} + W_p =$	428,901.56	MJ/h
$\% W_p/W_{tot} =$	46.40	%



Los Cuadros 5.2 y 5.3 muestran el análisis anterior para el caso de AKAL-C y AKAL-J; la figura 5.1 representa el porcentaje de trabajo perdido con respecto al trabajo total que ingresa a cada uno de los sistemas.

Cuadro 5.2. Cálculo del porcentaje de Trabajo perdido con respecto al total de energía útil que ingresa al proceso en AKAL-C.

$(W_{eq})_{min\ abs}$	133,264.66	MJ/h
W_p	207,555.83	MJ/h
$W_{tot} = (W_{eq})_{min} + W_p =$	340,820.49	MJ/h
$\% W_p/W_{tot} =$	60.90	%

Cuadro 5.3. Cálculo del porcentaje de Trabajo perdido con respecto al total de energía útil que ingresa al proceso en AKAL-J.

$(W_{eq})_{min\ abs}$	120,972.97	MJ/h
W_p	193,266.17	MJ/h
$W_{tot} = (W_{eq})_{min} + W_p =$	314,239.14	MJ/h
$\% W_p/W_{tot} =$	61.50	%

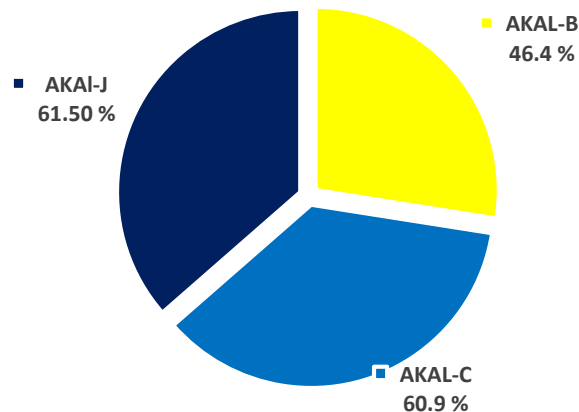


Figura 5.1. Distribución del trabajo perdido con respecto al trabajo total, en cada una de las plataformas analizadas.

A partir del análisis termodinámico realizado a cada uno de los módulos de compresión de gas natural se implementa la Metodología del punto de pliegue o Pinch, lo que permite hacer un análisis más detallado en relación al intercambio de calor que se puede llevar a cabo entre corrientes frías y calientes; por medio de las redes de intercambio de calor se puede determinar la interacción entre corrientes, así como los servicios auxiliares necesarios para terminar de abastecer los requerimientos de calor o de enfriamiento para cada caso; se considera como servicio de enfriamiento el aire y de calentamiento los gases de combustión provenientes de la turbina de gas.



El siguiente paso fue elaborar nuevamente el análisis termodinámico para cada módulo, el cual permitió inferir las ventajas del uso de esta técnica en términos de la recuperación de calor en el proceso como de la consecuente disminución de las irreversibilidades del mismo.

Como resultado de la implementación de la Metodología Pinch se puede disminuir el uso del combustible que se quema en la turbina, mediante la implementación de un recuperador de calor, el cual en esencia es un intercambiador de calor, que usa el calor de los gases de combustión provenientes de la turbina para precalentar el aire comprimido que entra a la cámara de combustión. Esta medida de aprovechamiento de los gases de combustión produce un aumento en la eficiencia de la turbina en AKAL-B, el consumo de combustible disminuye en 13.75 %, lo que a su vez significa que disminuye de 4,545.00 kg/h a 3,920.06 kg/h, en cada una de las turbinas que existen en este módulo de compresión. La cantidad de combustible que se dejaría de quemar corresponde a 1,874.82 Kg/h, para el caso de Akal-B.

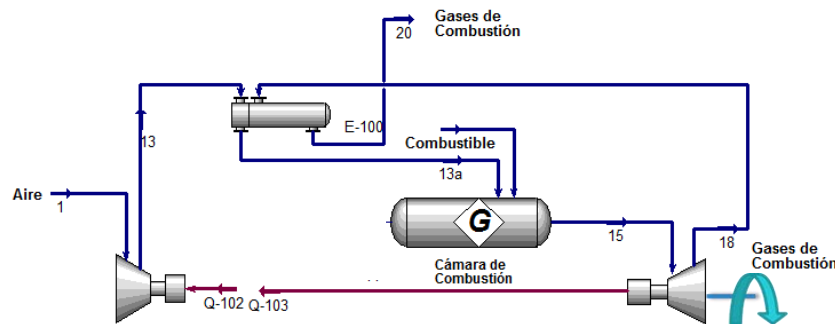


Figura 5.2. Diagrama de la turbina de gas con recuperador de calor.

Para el caso de las otras dos plataformas Akal-C y Akal-J, también es posible determinar el ahorro de combustible al implementar la recuperación de calor; por tanto, en AKAL-C la disminución del consumo de combustible es del 12.3%, lo que significa que se dejan de quemar 431.36 kg/h por cada una de las turbinas existentes en esta plataforma. En el caso de Akal-J el ahorro en consumo de combustible es de 13.5%, dando como resultado que se dejan de quemar 270.41 kg/h de gas natural por módulo de compresión en esta plataforma.

Otra manera de aprovechar los gases de combustión, es el conducir la corriente procedente del intercambiador de calor, en el cual se precalienta el aire comprimido, al intercambiador de calor que es parte de la nueva red de intercambio de calor propuesta para el proceso de compresión de gas, en el cual se termina de calentar la corriente de combustible para algunos casos a 200 °C y para otros a 250 °C. La carga térmica de esta corriente es bastante mayor que la carga térmica necesaria para abastecer la corriente a ser calentada, pero lo relevante es que ya no es necesario utilizar combustible para ser quemado o bien energía eléctrica para abastecer la necesidad de calentamiento.



El los cuadros siguientes se muestra el cálculo de las emisiones de CO₂ equivalente que se dejarían de emitir en cada una de las plataformas, lo que indica que sería alrededor de **kg/mes CO₂ eq.**

Cuadro 5.4. Emisiones de CO₂ eq. plataforma AKAL-B, por combustible **no** quemado.

Consumo Gas Natural	Kg/h	1,874.72	Factor de Emisión	Emisiones kg/h CO _{2eq}	Emisiones kg/día CO _{2eq}	Emisiones kg/mes CO _{2eq}
CO ₂	Kg/h	646.83	1	646.83	15,523.92	465,717.60
CH ₄	Kg/h	0.39	25	9.75	243.00	7,020.00
N ₂ O	Kg/h	0.15	298	44.70	1,072.80	32,184.00
Total				701.28	16,830.72	504,921.60

Cuadro 5.5. Emisiones de CO₂ eq. plataforma AKAL-C, por combustible **no** quemado.

Consumo Gas Natural	Kg/h	1,294.08	Factor de Emisión	Emisiones kg/h CO _{2eq}	Emisiones kg/día CO _{2eq}	Emisiones kg/mes CO _{2eq}
CO ₂	Kg/h	545.03	1	545.00	13,080.00	392,400.00
CH ₄	Kg/h	0.30	25	7.50	180.00	5,400.00
N ₂ O	Kg/h	0.15	298	44.70	1,072.80	32,184.00
Total				597.20	14,332.80	429,984.00

Cuadro 5.6. Emisiones de CO₂ eq. plataforma AKAL-J, por combustible **no** quemado.

Consumo Gas Natural	Kg/h	811.23	Factor de Emisión	Emisiones kg/h CO _{2eq}	Emisiones kg/día CO _{2eq}	Emisiones kg/mes CO _{2eq}
CO ₂	Kg/h	345.85	1	345.85	8,300.40	249,012.00
CH ₄	Kg/h	0.54	25	13.50	324.00	9,720.00
N ₂ O	Kg/h	0.24	298	71.52	1,716.48	51,494.40
Total				657.59	15,782.16	473,464.80

Desde el punto de vista técnico, se ha probado que aún para un proceso con relativamente pocos equipos de intercambio de calor es posible implementar la Metodología Pinch, a pesar de que no sea un proceso integrado y se deban realizar adecuaciones al mismo.

La aplicación de la Metodología Pinch permite detectar los puntos de oportunidad para ahorrar energía mediante el intercambio de calor entre las corrientes del proceso. En cada una de las plataformas es posible lograr ahorros sustanciales de energía, ya sea al dejar de quemar combustible o bien por el consumo de energía eléctrica.



Se puede mejorar la eficiencia del ciclo Brayton (turbina de gas) al precalentar el aire que ingresa al ciclo; el consumo de combustible es menor al insertar un recuperador de calor como parte del proceso de generación de potencia; pero es importante que se enfatizar que los cálculos presentados en este trabajo reflejan resultados teóricos.

Al disminuir la quema de combustible disminuyen las emisiones de gases efecto invernadero al medio ambiente.

5.1 Perspectivas a futuro.

Bajo consideraciones técnicas este proyecto es factible, ya que se demuestra que existe recuperación de calor a partir de una integración de una red de intercambio de calor con corrientes que necesitan ser enfriadas y corrientes que deben ser calentadas; esta interacción permite que no exista consumo de energía adicional, como quema de combustible (gas natural) o electricidad. Respecto a la viabilidad económica es necesario un análisis más detallado en el cual se requiere considerar los siguientes puntos:

1. Evaluación económica mediante la determinación del costo de los equipos comparado con el costo del gas natural que se deja de quemar. En el cuadro 5.7 se muestra el costo del gas natural que se dejaría de quemar en su totalidad por cada una de las plataformas. Los kilogramos de gas no quemado involucran la suma del combustible de la turbina más el combustible que se dejaría de quemar y que se usa para calentamiento.

Cuadro 5.7. Costo del gas natural no quemado.

Plataforma	Costo (\$/GJ) ²¹	Kg /h No quemados por plataforma	Costo total (\$)/día
Akal-B	42.23	1,874.72	87,888.37
Akal-C	42.23	1,294.08	60,959.86
Akal-J	42.23	811.23	38,214.38

2. Análisis de alternativas adicionales de recuperación de calor de los gases de combustión, en específico, un ciclo combinado.
3. Mejoramiento de la eficiencia de la turbina de gas por medio de otras tecnologías, las cuales podrían ser adicionales a la ya propuesta; estas tecnologías son:
 - a. Integración de interenfriadores: se utilizan para aumentar la potencia de la turbina dividiendo el compresor en dos secciones y enfriando el aire comprimido que sale de la primera sección antes de que entre a la segunda sección del compresor.

²¹ Dato tomado de Gas y Petroquímica Básica → Gas natural → Precios
<http://www.gas.pemex.com.mx/PGPB/Productos+y+servicios/Gas+natural/Precios/>



- b. Enfriamiento del Aire a la Entrada: la disminución de la potencia y la eficiencia de las turbinas de gas a alta temperatura ambiente, significa un cambio en el rendimiento de la turbina.



Referencias bibliográficas

- [1] L. March, Introduction to Pinch Technology, 1998.
- [2] X. Bacha, M. Fortes y R. Aguilar, «Diseño de una red de intercambio de calor utilizando la metodología supertargeting del punto de pliegue.,» *Revista del Centro de Investigación*, vol. 7, nº 28, pp. 23-40, Julio-Diciembre 2007.
- [3] E. B. y R. J. Boyle Godfrey, Energy Systems and Sustainability. Power for a Sustainable Future., Oxford: The Open University, 2003.
- [4] B. N. d. E. 2012, «Secretaría de Energía,» 26 Abril 2014. [En línea].
- [5] A. E. 2013, «PEMEX,» 2013. [En línea]. Available: http://www.pemex.com/acerca/informes_publicaciones/Documents/anuario_estadistico_2013/anuario-estadistico-2013_131014.pdf. [Último acceso: 30 Abril 2014].
- [6] E. y. C. C. Instituto Nacional de , «Estudio del impacto de medidas y políticas de eficiencia energética en los sectores de consumo, sobre el balance de energía y sobre los escenarios de gases de efecto invernadero en el corto y mediano plazo.,» 2012. [En línea]. Available: http://www.inecc.gob.mx/descargas/cclimatico/2012_estudio_cc_mitgef13.pdf. [Último acceso: 30 Abril 2014].
- [7] D. N. F. S. J. F. Coakley Tadhg, «Intelligent Use of Energy at School,» Octubre 2010. [En línea]. Available: http://www.iuses.eu/materiali/e/MANUALES_PARA_ESTUDIANTES/Manual_industria.pdf. [Último acceso: Abril 30 2014].
- [8] M. H. Márquez D., La industria del gas natural en México, 1970-1985., México: El Colegio de México, 1989.
- [9] S. Proeto, Transporte y distribución interna de hidrocarburos. Documento interno. Programa de Energéticos., México: El Colegio de México, 1985.
- [10] C. N. d. Hidrocarburos, «Comisión Nacional de Hidrocarburos,» Julio 2013. [En línea]. Available: http://www.cnh.gob.mx/_docs/dictamenes/Dictamen_Modificacion_Sustantiva_Cantarell_Julio_2013.pdf. [Último acceso: 2014 Abril 27].
- [11] C. EPC-22, Manual de Operaciones. Sistema 200-Compresión de alta presión. Sección 2..



- [12] E. R. Bazúa R., Bases termodinámicas para el uso eficiente y ahorro de la energía en procesos., Facultad de Química. UNAM, 2013.
- [13] K. Wark, Termodinámica, 6ta. ed., Mc Graw Hill, 2001.
- [14] D. Peng y D. Robinson, «ANew Two-Constant Equation of State,» *Ind. Eng. Chem. Fundam.*, vol. 15, nº 1, 1976.
- [15] N. R. Canada, Pinch Analysis: For the Efficient Use of Energy, Water and Hidrogen., Canada, 2003.
- [16] S. Gas, The Dow Chemical Company, 1998.
- [17] A. Alominno , «Análisis Pinch y su contribución a la integración de procesos.,» *Sociedad Química*, vol. 70, nº 3, pp. 167-174, 2004.
- [18] k. I. C., Pinch Analysis and Process Integration. Auser guide on process integration for the efficient use to energy., UK: Elsevier, 2007.
- [19] R. Perry, Manual del Ingeniero Químico, Mc Graw Hill, 1994.



Anexo 1

En este anexo se muestran dos subtemas que son parte de un análisis Pinch, pero en los casos de estudio expuestos en este trabajo no son aplicables, por lo que es interesante considerarlos para posibles consultas.

1. Área mínima total para intercambio de calor.

La ecuación para determinar el área mínima objetivo se basa en una red compleja llamada la red espagueti. Este modelo de red, hace la transferencia de calor vertical en las curvas compuestas. En esta red, cualquier intervalo de entalpía se define por las discontinuidades en las curvas compuestas; cada corriente caliente se divide en el número de corrientes frías en ese intervalo de entalpía. Cada corriente fría en el intervalo de entalpía también se divide en el número de corrientes calientes en ese intervalo. Una combinación se hace entre cada corriente caliente y cada corriente fría. La Figura 2 muestra esta red. El área objetivo se obtiene mediante la siguiente ecuación:

$$A_{min} = \sum_i^{N_{intervalos}} \frac{1}{\Delta T_{LMTDi}} \left(\sum_j^{N_{intervalos}} \frac{q_j}{h_j} \right) i \quad (1)$$

Donde:

A_{min} = Área mínima total para el intercambio.

ΔT_{LMTDi} = ΔT_{LMTD} (diferencial de temperatura media logarítmica) para el intervalo de entalpía i

q_j = Contenido de calor de la corriente j en el intervalo de entalpía i

h_j = Coeficiente de transferencia de calor de la película de ensuciamiento de la corriente j en el intervalo de entalpía i .



La ecuación proporciona el área de la superficie mínima total en un sistema donde las corrientes de proceso tienen coeficientes de transferencia de calor uniformes.

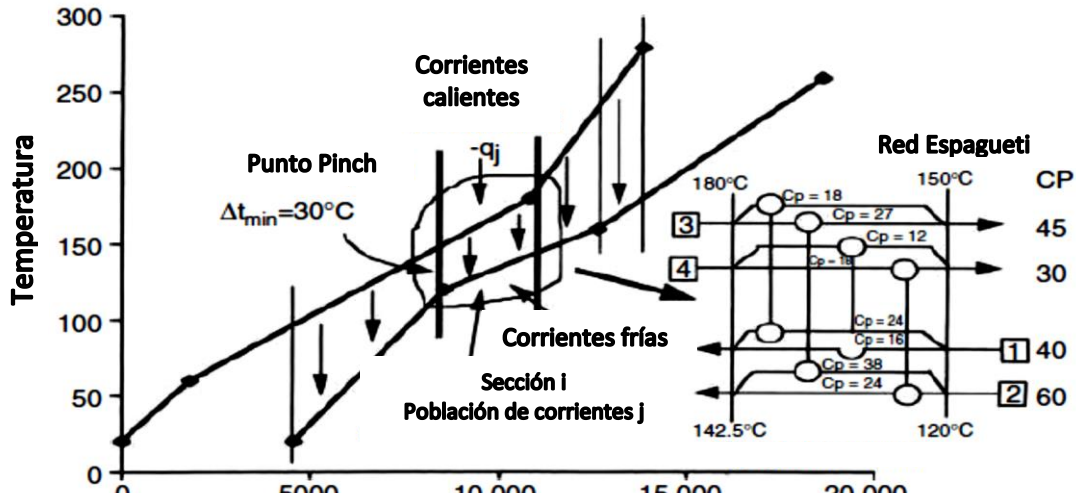


Figura 1. Intervalos de Entalpía para el área objetivo y el diagrama Espaguetti que describe la transferencia de calor vertical.

2. Número mínimo de unidades de intercambio de calor.

El número mínimo de unidades está dado por:

$$u = N + L - s \quad (2)$$

Donde:

u = Número de unidades incluyendo calentadores y condensadores

N = Número de corrientes incluyendo las de servicios

L = Número de lazos

s = Número de redes separadas

Un lazo (loop) es un camino cerrado a través de la red de intercambio de calor, y su efecto es aumentar el número de unidades. Para que una red tenga un mínimo de unidades, el número de lazos o loops debe ser cero. La figura 3 muestra un lazo en el diagrama de red. Normalmente para la corriente de un sistema, sólo existe una red única y se supone que el número de lazos es cero, entonces la ecuación se reduce a:

$$u = N - 1 \quad (3)$$

La figura 3 ilustra la existencia de redes independientes. El total de las redes consiste en dos subredes independientes. Estos son los datos para el sistema mostrado en la figura. $N=5$, $L=1$, $s=2$, y $u=4$.

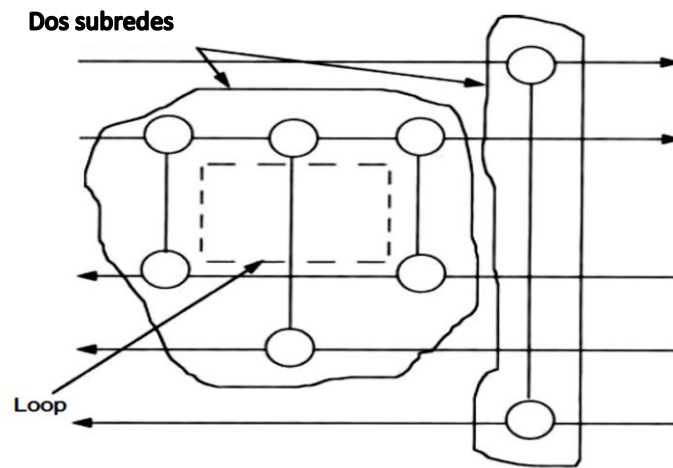


Figura 2. Lazo cerrado y subred independiente en la red de intercambio de calor.