

2019

Universidad Nacional Autónoma de México

Facultad de Química

Energía Eficiente

25 de noviembre 2019

Proyecto 2: “Ciclos de vapor para generación de potencia”. Uso eficiente de energía.



PROFESOR

Dr. Humberto Hinojosa Gómez

ALUMNO

Arvizu Cano Cristopher

“Proyecto 2: Ciclos de vapor para generación de potencia”. Uso eficiente de energía.

Alumno: Arvizu Cano Cristopher Profesor: Dr. Humberto Hinojosa Gómez 25/11/2

Especificaciones

1. Se desea proporcionar 1000 MJ/h de energía a corrientes de proceso
2. El combustible es Gas Natural
3. Gas Natural: (30°C, 30 bar) 89.6% mol CH₄; 6% mol C₂H₆; 2.5% mol C₃H₈; 1.3% mol C₄H₁₀; 0.4% mol CO₂; 0.2% mol N₂.
4. Aire; (28 °C, 1 bar) 20.9% mol O₂; 79.1 % mol N₂, Humedad relativa del 0.02 kgH₂O/kg AS

Reacciones de Combustión del gas natural

Las reacciones que se llevan a cabo en la cámara de combustión, son las siguientes:

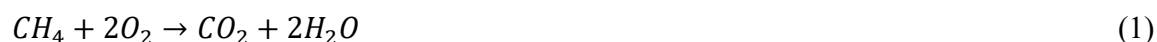


Tabla 1. Humedad relativa del aire.

Compuesto	gr mol	gr masa	% molar
O ₂	20.716	662.943	20.7%
N ₂	77.895	2181.082	77.9%
H ₂ O	1.3871	24.967	1.4%
Suma	100	2868.99	100.0%

Consideraciones de entrada al horno, aire con humedad relativa del 70%.

Simulación del proceso de combustión en Hysys

La simulación del proceso de combustión en un horno se realizó mediante Hysys. Se seleccionó para el cálculo de las propiedades fisicoquímicas el modelo termodinámico Peng Robinson como ecuación de estado. La simulación del proceso usando Hysys se dividió en cuatro etapas: 1) definición del problema a resolver; 2) simulación del problema; 3) casos de sensibilidad; 4) análisis de resultados.

Para generar el proceso de la cámara de combustión en el simulador, se empleó un reactor tipo “bach”, debido a que el simulador Hysys no dispone del módulo de combustión. En la Fig. 1 se muestra el esquema utilizado para la simulación. La segunda parte consiste en simular la corriente de proceso retirando una cantidad fija de calor de 1000 MJ/h, para simular esta parte se empleó un heat exchanger.

En la figura 2 se muestra el esquema utilizado para la simulación con una corriente de precalentamiento. Los hidrocarburos (corriente: Gas) y el aire (corriente: Aire) son combinados en un mezclador y la corriente mezclada es alimentada al reactor que opera a presión de 100kPa, la corriente líquida en nula a la salida del reactor (Líq).

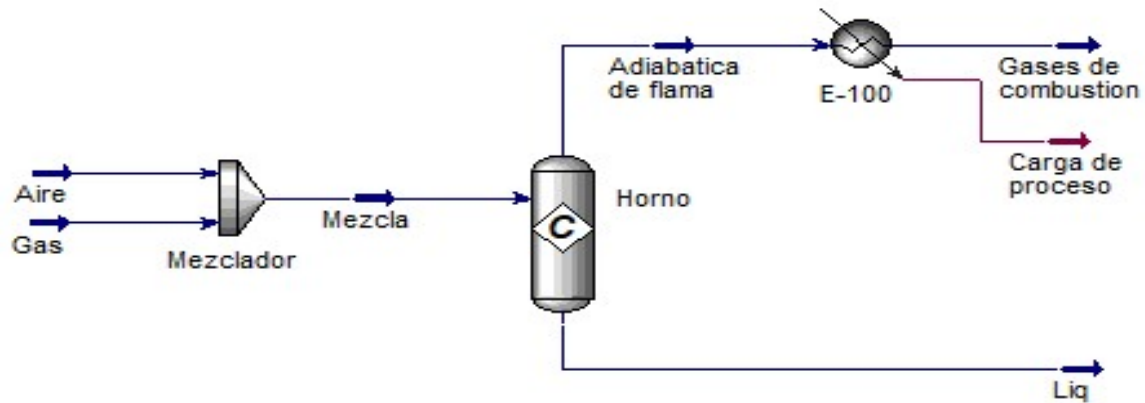


Fig 1: Esquema de simulación del Proceso de combustión

Cuantos kW, se suministran,

Reactor simulación del proceso de combustión

Se utilizó el “reactor de conversión” disponible en el simulador. El reactor de conversión es un tanque agitado discontinuo en el cual ocurren reacciones de conversión; reacciones que proceden hasta que alcanza una conversión especificada o hasta que desaparece el reactivo limitante. No es necesario el uso de expresiones cinéticas. Dado que para las reacciones de combustión la constante de equilibrio es sumamente grande, puede considerarse las reacciones (1) a (4) como irreversibles y de primer orden. Este tipo de simulación nos permitirá conocer la temperatura adiabática de flama, de acuerdo a las cantidades estequiometrias que se ingresan de aire y gas.

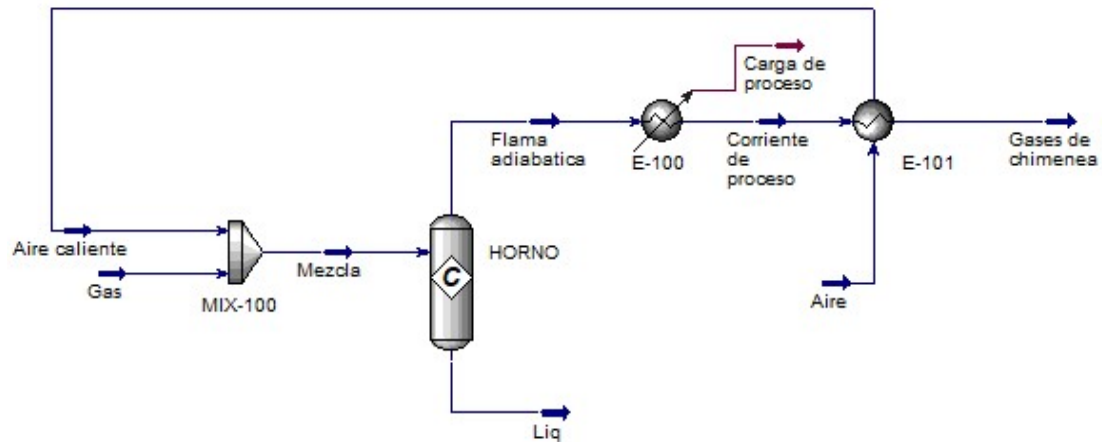


Fig 2: Esquema de simulación incorporando la corriente de proceso.

Simulación del ciclo del vapor características y especificaciones de trabajo.

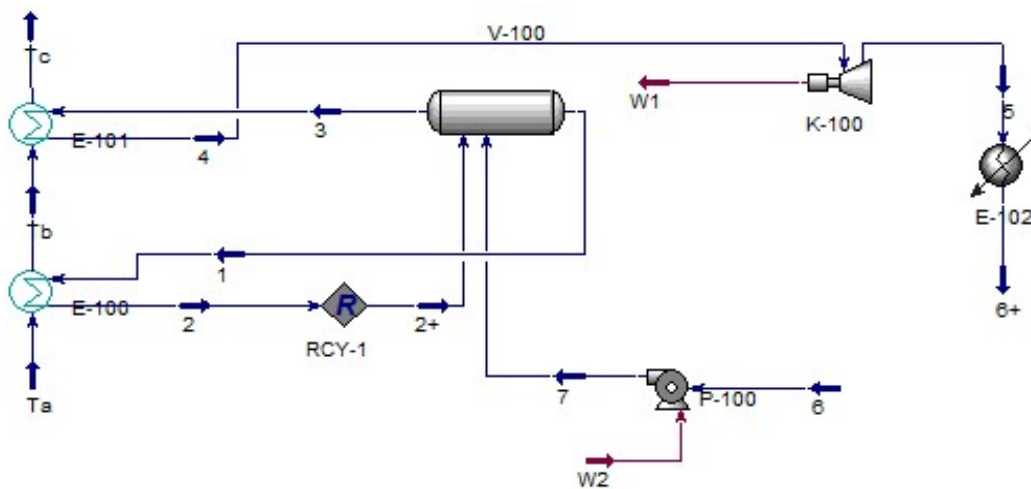


Figura 3. Ejemplo del ciclo de vapor

Para la simulación del ciclo de vapor, fue necesario agregar un paquete termodinámico nuevo “IAPWS-IF97”, la ventaja de trabajar con este paquete termodinámico es el ajuste de las propiedades predichas por el simulador, la simulación del proceso en HYSYS fue con dos paquetes termodinámicos distintos a la vez, por un lado la combustión del gas natural se simulo con “Peng-Robinson” y por el ciclo de vapor se utilizo IAPWS-IF97 que son tablas de vapor. También se puede observa la necesidad de utilizar la herramienta “Recycle”, esto

es útil cuando tenemos ciclos en un proceso, esta herramienta itera las corrientes deseadas hasta lograr que ambas lleguen a un mismo punto en el que converjan.

Irreversibilidad, trabajo equivalente mínimo y entropía.

La eficiencia basada en la primera ley de la termodinámica se puede dividir en dos, una energía que tiene el proceso más las pérdidas en la atmósfera. La eficiencia basada en la primera ley de la termodinámica expresa cuanta es la energía que utiliza el proceso con respecto a la energía que se suministra al proceso, lo ideal sería que todo lo que se suministra se aproveche.

La delta de exergías resulta ser el trabajo equivalente mínimo que requiere el sistema, es la mínima cantidad de energía en forma de trabajo que requiere un sistema para funcionar, si el proceso fuera reversible, es decir no hay irreversibilidades y no hay generación de entropía, y por consecuencia no hay trabajo perdido y todo se utiliza para que el proceso opere, este será la cantidad necesaria de trabajo, esto significa que es el mínimo permitido y no se puede consumir menos que esta cantidad ya que el proceso no se llevaría a cabo, este será el trabajo contra el cual nos vamos a medir.

La cantidad de trabajo que se está dando al proceso se compara con el trabajo equivalente mínimo, siendo deseable que sean lo mas cercano y las diferencia se dan por las irreversibilidades y por trabajo perdido, esta diferencia entre el consumo de energía en forma de trabajo real respecto al mínimo es la medida de nuestras irreversibilidades en el proceso y el área de oportunidad para mejorar el proceso.

Cada una de las contribuciones puede ser positiva o negativa, dependiendo del signo las consideraremos como un consumo o como un efecto útil. Si el trabajo es positivo se considera como un consumo de energía, el sistema está consumiendo el trabajo para llevar a cabo el proceso. Pero si es negativo resulta ser un efecto útil ya que en este caso el proceso está entregando energía.

La exergía es como un potencial energético, cuando la delta de exergía es positiva, significa que las corrientes de salida tienen mayor exergía que las corrientes de entrada, entonces fue un efecto útil, ya que se aumenta el potencial energético de las corrientes de salida, por el contrario, si la delta de exergía es negativa implica un consumo de la exergía de las corrientes para producir algo.

La eficiencia basada en la segunda ley de la termodinámica se medirá, como el efecto útil entre el consumo. Parte de la energía suministrada se pierde como trabajo perdido por las irreversibilidades en el sistema.

Tabla 2. Nomenclatura de los equipos utilizados

V-100	E-100/Q1	E-101/Q2	K-100/K1	E-102/QC
Domo/Separador	Evaporador	Calentador	Turbina	Condensador

Metodología para el análisis de los distintos casos en proceso de ciclo de vapor

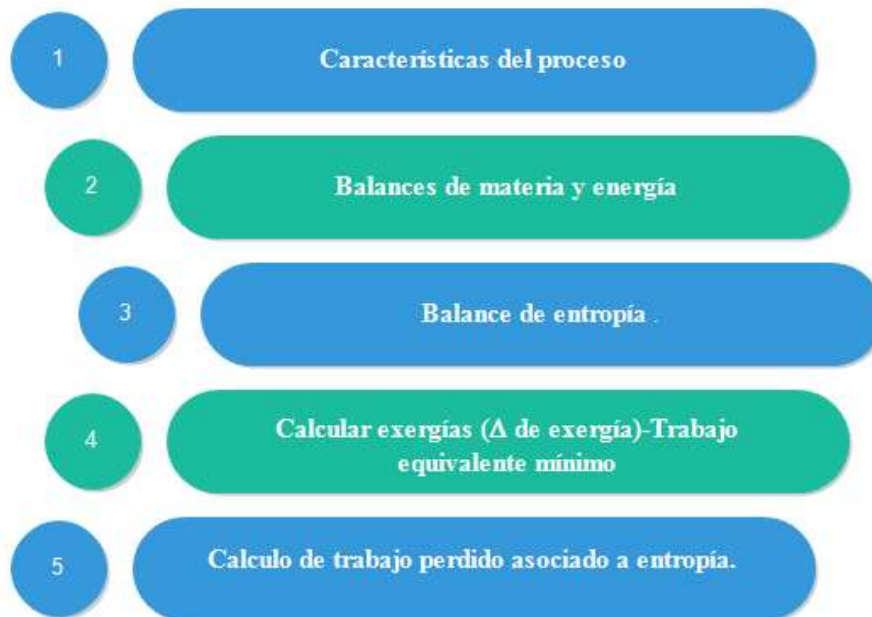


Fig 4. Diagrama de análisis

Resultados y discusión

CASO A1 a 10 bar

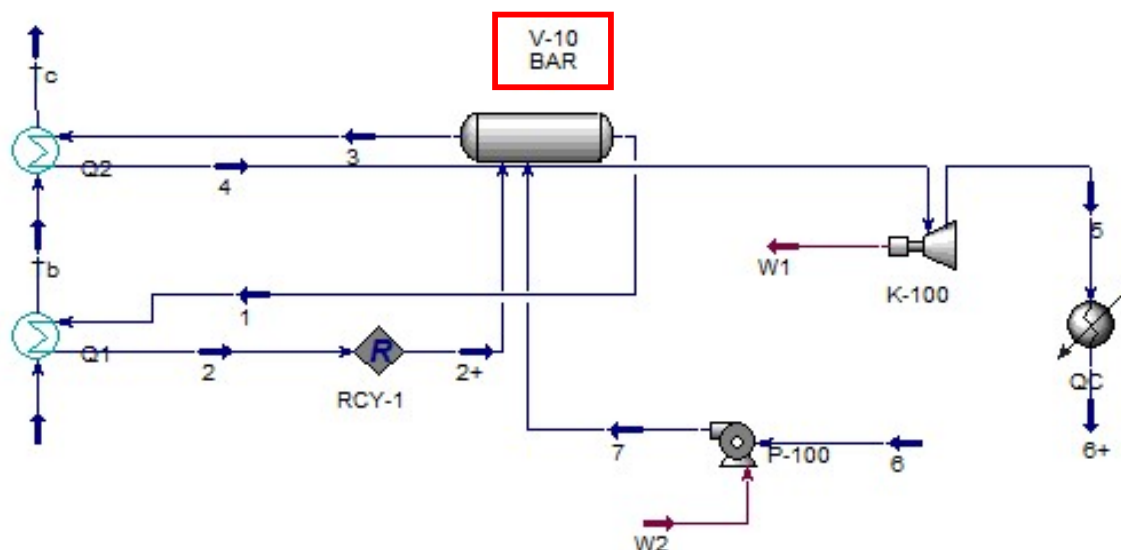


Fig. 5. Ciclo de vapor para la generación de trabajo operando a una presión de 10 bar.

Tabla 3. Balance de exergía para el caso A1 a 10 bar.

	Sgen	Wp	Wmin	Weq	Δ exergía	W	Q	2da ley
Equipo	[kJ/s K]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	
Tanque de sep	0.33	99.80	-99.80	0.00	-99.80	0.00	0.00	0.00%
Turbina	1.04	312.92	-1314.99	-1002.07	-1314.99	-1002.07	0.00	76.20%
Bomba	0.00	0.80	1.27	2.07	1.27	2.07	0.00	61.28%
Condensador	0.22	65.40	-117.87	-52.47	-117.87	0.00	-52.47	44.51%
Q1	5.01	1503.27	1099.17	2602.44	1099.17	0.00	2602.44	42.24%
Q2	0.44	131.80	432.23	564.03	432.23	0.00	564.03	76.63%

Turbina

El trabajo equivalente mínimo es igual a la delta de exergías, si el equipo fuera reversible el trabajo entregando resultaría ser de 1315 kW en la turbina, de este trabajo disponible, un parte se perdería por irreversibilidades, al no ser 100% eficiente no utiliza toda la energía, reflejando una pérdida de 313kW quedando disponible 1002 kW.

Una corriente que está a alta temperatura a alta presión la metemos a la turbina y dependiendo del diseño de la turbina, el trabajo perdido puede ser más grande o pequeño. Lo mejor es que sea más pequeño el trabajo perdido o la eficiencia de la turbina más grande, así se tendría en el balance neto una cantidad mayor de trabajo disponible.

La eficiencia es el efecto útil entre el consumo, se consumieron 1315 kW en forma de exergía y la turbina devolvió está en forma de potencia.

Bomba

Caso contrario a la bomba, este es un equipo al cual le tenemos que dar potencia para aumentar presión, el trabajo equivalente mínimo como sabemos es igual al delta de exergía, desde el punto de vista de una bomba, la potencia mínima para elevar la presión es igual 1.27 kW pero como no es 100% eficiente se requiere darle mayor potencia de la que necesitaría, en realidad ocupa 2 kW, en general los 1.27 kW se ocuparon para aumentar la presión y el resto es trabajo perdido por la irreversibilidades.

Condensador

Tabla 4. Condiciones de operación bomba, condensador, Q1, Q2.

	Bomba		Condensador		Q1		Q2	
	6	7	5	6+	2	1	4	3
T [K]	310	310	365	310	453	453	773	453
P [kPa]	6.17	1000	6.5	6.17	1000	1000	1000	999.4
F [kmol/h]	248	248	248	248	538	538	248	248

Desde el punto de vista de trabajo equivalente mínimo, hay una generación de entropía por la transferencia de calor entre una corriente caliente y una fría, por consiguiente hay un trabajo perdido de 65.40 kW, y un consumo mucho mayor de energía siendo de 3253 kW, si deseamos condensar la corriente de entrada, se requiere una cierta cantidad de trabajo, pero como hay asociado un gradiente de temperaturas por la transferencia de calor, hay un trabajo perdido,

Evaporador

En el primer intercambio de calor, tenemos que como trabajo equivalente mínimo, por el lado del agua, es la carga térmica necesaria para evaporar la corriente requiriendo 1099 kW, la generación de entropía asociada a este proceso es grande debido al intercambio de calor de la corriente de vapor a 180°C con una corriente extremadamente alta del lado de los gases del horno a una temperatura de 1830 °C, teniendo un gradiente de temperaturas enorme, provoca la generación de entropía sea enorme.

Tabla 5. Condiciones de operación corrientes horno, tanque separador

	<i>Horno [Q1]</i>			<i>Tanque separador</i>				<i>Turbina</i>	
	Ta	Tb	Tc	1	3	7	2+	4	5
T [K]	2102	1023	699	453	453	310	453	773	365
P [kPa]	100	100	100	1000	999.4	1000	1000	1000	6.5
F [kmol/h]	276.5	276.5	277	538	248	248	538	248	248

Si bien el gradiente es grande y el equipo pequeño, el trabajo perdido en el equipo resulta ser más grande que el trabajo generado en la turbina. Provocando tener una cantidad muy grande de trabajo equivalente, una parte del trabajo se va en el proceso de evaporar el agua y lo demás en pérdidas, debido al gradiente de temperaturas.

Intercambiadores Q1 y Q2

El gradiente en los sobre calentadores, los gradientes son poco más pequeños y no hay un cambio de fase, el trabajo equivalente mínimo es de 432 kW, hay una generación de entropía y los órdenes de magnitud son más pequeños, ya que las corrientes están más cercanas en temperatura, el trabajo perdido es el 9% comparado con el evaporador.

Separador

En el caso del trabajo equivalente mínimo, no hay un efecto útil, este equipo consume y pierde casi 100kW de exergía, esto significa una pérdida del 10% del trabajo generado en la turbina. El domo opera a 179 °C, la bomba mete un recirculado a 10 bar y a 37°C, las corrientes a la salida están en equilibrio y salen a la misma temperatura, la corriente que se está recirculando al circuito de vapor, provoca que el mezclado de corrientes a distintas temperaturas genere los casi 100 kW de exergía perdidos.

El vaporizador genera casi 10 toneladas de vapor, pero en el domo solo salen 5 toneladas de vapor, la mitad de la generación de vapor se condensa para calentar el líquido frío a 37°C

que entra al separador para llevar a condiciones de saturación, por consecuencia la mitad del vapor se condensa.

CONSUMO DE GAS NATURAL CASO A1

Arreglos	Presión (bar)	FGAS	FAGUA	FAGUA
		kgmole/h	kgmole/h	kg/h
A1	10 BAR	20.71	248	4464

Conclusiones CASO A1

1. La turbina debido a las irreversibilidades provoca una perdida 313 kW siendo una cantidad importante de energía desaprovechada, esta es una de las áreas oportunidad en este tipo de procesos.
2. Conviene enfocarse en el trabajo perdido de la turbina sobre la bomba, ya que si se mejorara la eficiencia de bomba esta no se compara con lo que se obtendría con lo ganado en la turbina.
3. De 1 kW generado en la turbina se pierden 3kW en el condensador.
4. Hay una pérdida del 10% de trabajo que se genera en la turbina en el separador debido al mezclado de corrientes a distintas temperaturas.
5. Para conservar la corriente de vapor es necesario hacer algo con la corriente de descarga de la bomba ya que esto provoca que se pierdan 100 kW
6. No es lo mismo comprimir líquido que vapor.

CASO A2 a 20 bar

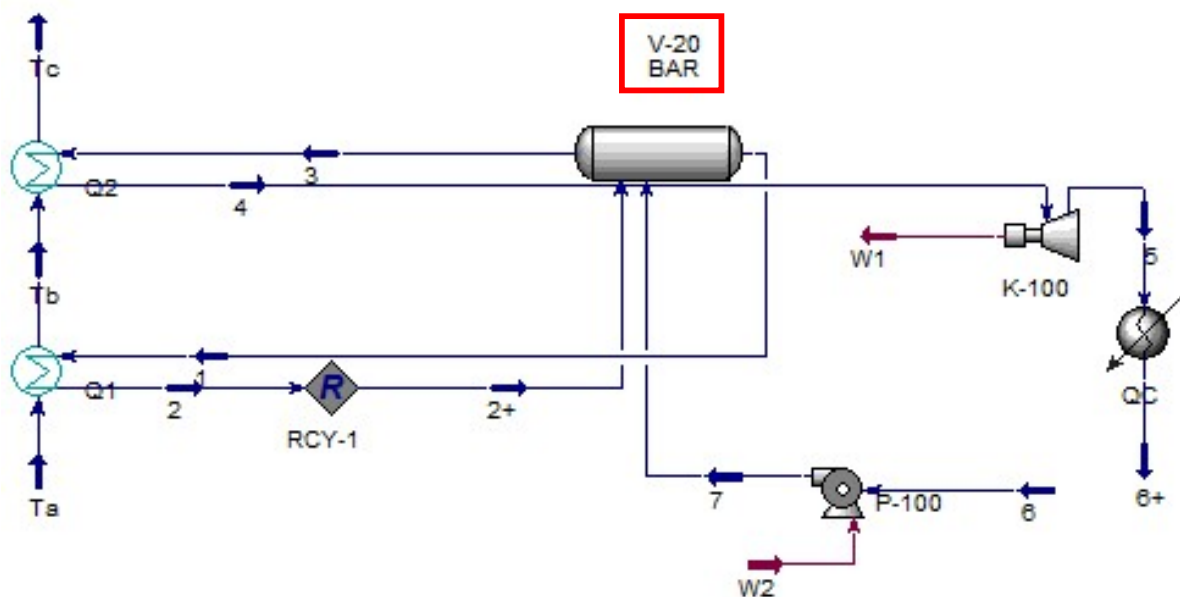


Fig. 6. Ciclo de vapor para la generación de trabajo operando a una presión de 20 bar.

Tabla 6. Balance de exergía para el caso A2 a 20 bar.

	Sgen	Wp	Wmin	Weq	Δ exergía	W	Q	2da ley
Equipo	[kJ/s K]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	
Tanque de sep	0.42	126.12	-126.12	0.00	-126.12	0.00	0.00	0.00%
Turbina	1.08	322.54	-1326.38	-1003.83	-1326.38	-1003.83	0.00	75.68%
Bomba	0.00	1.48	2.35	3.83	2.35	3.83	0.00	61.27%
Condensador	0.17	50.42	-97.32	-46.90	-97.32	0.00	-46.90	48.19%
Q1	4.21	1263.72	1156.30	2420.01	1156.30	0.00	2420.01	47.78%
Q2	0.36	108.73	391.17	499.89	391.17	0.00	499.89	78.25%

De las áreas de oportunidad identificadas, el trabajo perdido más grande es en el evaporador debido a que el gradiente de temperaturas en este equipo es enorme, esto resulta en una modificación con el propósito de atacar el problema que se tiene de 1 kW de trabajo que se genera en la turbina por 3 perdidos en el evaporador.

Tabla 7. Condiciones de operación, corrientes horno, tanque separador.

	HORNO			Tanque separador				Turbina	
	Ta	Tb	Tc	1	3	7	2+	4	5
T [K]	2101.40	1022.98	717.10	485.38	485.37	310.04	485.38	773.00	322.41
P [kPa]	100	100	100	2000	1999.4	2000	2000	2000	6.5
F [kmol/h]	257.26	257.26	257.26	533.30	228.93	228.93	533.30	228.93	228.93
w [kg/h]	7140.58	7140.58	7140.58	9607.53	4124.12	4124.13	9607.53	4124.12	4124.12

La primera modificación es aumentar la presión en el domo, pasando de un líquido saturado de 10 bar y 179°C a un líquido saturado de 20 bar con una temperatura de 212°C, el incremento de 33°, esto tiene mejoras considerables con respecto al arreglo anterior.

Separador

El trabajo perdido aumento debido a que hay una temperatura de descarga de la bomba de 37°C y respecto a la temperatura en el domo al aumentar la presión la temperatura de líquido saturado aumenta hasta 212°C, este mezclado de corrientes representa aumentar 26 kW de trabajo perdido con respecto al primer arreglo

Evaporador

Este es el equipo con mayor trabajo perdido, debido al gradiente de temperatura que es grande, directamente la asociamos con una entropía mayor y además de un trabajo perdido proporcional a la generación de entropía. El aumento de presión tiene por objetivo aumentar la temperatura del líquido saturado en el separador, con esto se reduce la carga consumida disminuyendo de 3253.95 kW en el primer arreglo a 3026 kW en el segundo arreglo, se

disminuye 228kW de trabajo perdido es decir casi un 25% de la producción de trabajo generado por la turbina.

Tabla 8. Condiciones de operación, corrientes bomba, Q1, Q2 y QC.

	<i>Bomba</i>		<i>Condensador</i>		<i>Q1</i>		<i>Q2</i>	
	6	7	5	6+	2	1	4	3
T [K]	309.67	310.04	322.41	309.67	485.38	485.38	773.00	485.37
P [kPa]	6.17	2000	6.5	6.17	2000	2000	2000	1999.4
F [kmol/h]	228.93	228.93	228.93	228.93	533.30	533.30	228.93	228.93
w [kg/h]	4124.13	4124.13	4124.12	4124.12	9607.53	9607.53	4124.12	4124.12

Bomba y separador

El retorno de la bomba está a 37°C, mientras que el domo se encuentra a una mayor temperatura, provocando un mayor trabajo perdido debido al mezclado entre corrientes a distintas temperaturas.

Turbina

El trabajo perdido de la turbina aumenta debido a las expansiones súbitas, el simple echo de que en un comienzo se trabajo con 10 bar y en el arreglo dos, un aumento a 20 bar, provoca el aumento de entropía y las irreversibilidades. Se da un aumento de 10 kW de trabajo perdido respecto al primer arreglo. Con la comparación de estos dos arreglos de manera general cuando la diferencia de presión en una turbina es mayor, el aumento de entropía generará mayor irreversibilida en el equipo y el trabajo perdido crecerá como sucedió en este caso.

CONSUMO DE GAS NATURAL A2

Arreglos	Presión (bar)	FGAS	FAGUA	FAGUA
		kgmole/h	kgmole/h	kg/h
A1	10 BAR	20.71	248	4464
A2	20 BAR	19.27	228.9	4120.2

Es notorio un ahorro de gas natural, en este caso subir la presión nos reporto un ahorro del 7% en el consumo de combustible de gas.

Conclusiones CASO A2

1. Cambiar la bomba del primer arreglo por una bomba con una presión de descarga de 20 bar nos reporta un ahorro del 7% em el consumo de combustible.
2. Se identifico que hay mayor trabajo perdido en el evaporador, y la generación de entropía se debe a la magnitud del gradiente de temperatura, lo cual se traduce en un mayor trabajo perdido.

CASO B1 a 20 bar con precalentamiento

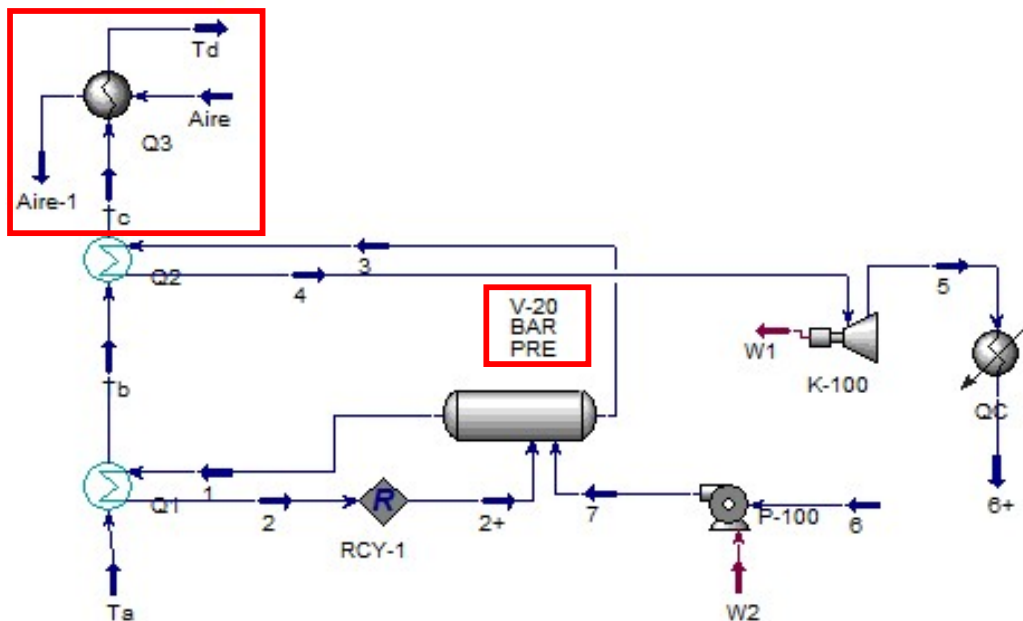


Fig. 7. Ciclo de vapor operando a una presión de 20 bar con precalentamiento

Tabla 9. Balance de exergía para el caso B1 a 20 bar

Equipo	Sgen [kJ/s K]	Wp [kW]	Wmin [kW]	Weq [kW]	Δ exergía [kW]	W [kW]	Q [kW]	2da ley
Tanque de sep	0.42	126.12	-126.12	0.00	-126.12	0.00	0.00	0.00%
Turbina	1.08	322.54	-1326.37	-1003.82	-1326.37	-1003.82	0.00	75.68%
Bomba	0.00	1.48	2.35	3.83	2.35	3.83	0.00	61.27%
Condensador	0.17	50.42	-97.32	-46.89	-97.32	0.00	-46.89	48.19%
Q1	4.26	1277.06	1156.30	2433.36	1156.30	0.00	2433.36	47.52%
Q2	0.35	103.73	391.16	494.89	391.16	0.00	494.89	79.04%

El precalentamiento del aire en el circuito de vapor provoca el aumento de la temperatura de flama adiabática, el gradiente de temperatura en el evaporador se reduce, esto nos reporta un ahorro de combustible.

CONSUMO DE GAS NATURAL B1

Arreglos	Presión (bar)	FGAS	FAGUA	FAGUA
		kgmole/h	kgmole/h	kg/h
A1	10 BAR	20.71	248	4464
A2	20 BAR	19.27	228.9	4120.2
B1	20 BAR-B	17.71	228.9	4120.2

El consumo de gas disminuye debido al precalentamiento del aire, lo que se realizó fue disminuir la temperatura de los gases de combustión, la energía se utiliza ahora en el proceso, ahora se tiene un ahorro del 14.5% respecto al primer arreglo. Esta mejora en el combustible primario proponiendo un intercambiador de calor, y un aumento de presión a la descarga de la bomba, mejora las características del primer circuito de vapor. El trabajo perdido sigue siendo grande, en los intercambiadores evaporador y condensador, también se incluye el separador. De manera general con respecto al segundo arreglo no hay cambios notables en el sistema y el precalentamiento permite el ahorro de 14.5% de combustible.

Tabla 10. Condiciones de operación, corrientes horno, tanque separador.

	Q1		Bomba		Condensador	
	2	1	6	7	5	6+
T [K]	485.4	485.4	309.7	310.0	322.4	309.7
P [kPa]	2000	2000	6.17	2000	6.5	6.17
F [kmol/h]	552.31	552.31	228.93	228.93	228.92	228.92
w [kg/h]	9607.6	9607.6	4124.1533	4124.1533	4124.099	4124.099

CASO C1 a 50 bar de presión con doble turbina

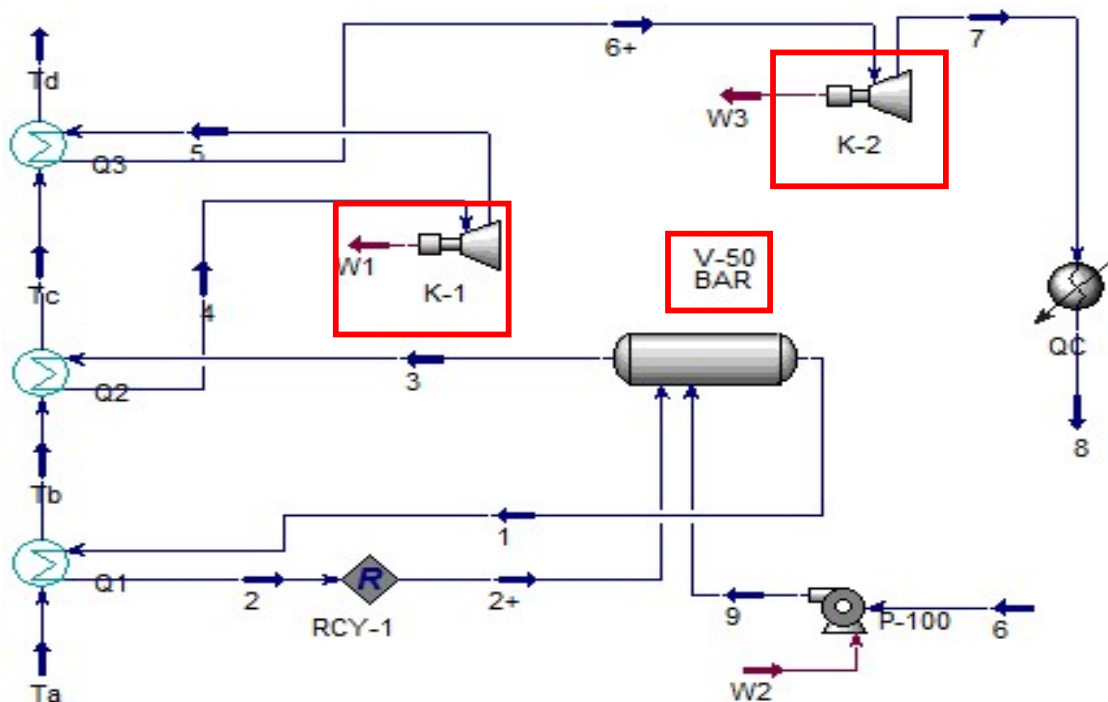


Fig. 8. Ciclo de vapor operando a una presión de 50 bar con dos turbinas.

El domo opera a 50 bar. La descarga de la primera turbina está a 1.6 bar y una segunda turbina comprime de 0.065 bar.

Tabla 11. Balance de exergía para el caso C1 a 50 bar de presión

	Sgen	Wp	Wmin	Weq	Δexergía	W	Q	2da ley
Equipo	[kJ/s K]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	
Tanque de sep	0.43	130.20	-130.20	0.00	-130.20	0.00	0.00	0.00%
Turbina 1	0.42	126.16	-633.75	-507.60	-633.75	-507.60	0.00	80.09%
Turbina 2	0.40	119.40	-618.67	-499.27	-618.67	-499.27	0.00	80.70%
Bomba	0.01	2.65	4.22	6.88	4.22	6.88	0.00	61.39%
Condensador	0.29	88.12	-125.61	-37.50	-125.61	0.00	-37.50	29.85%
Q1	2.72	815.45	951.98	1767.43	951.98	0.00	1767.43	53.86%
Q2	0.38	113.29	278.19	391.47	278.19	0.00	391.47	71.06%
Q3	0.35	103.77	273.85	377.62	273.85	0.00	377.62	72.52%

Tabla 12. Comparación de la carga térmica y trabajo perdido en el evaporador

Arreglos	Presión (bar)	Q1	Wp	DOMO
		kWatt	kWatt	T[°C]
A1	10 BAR	3253.95	1503.3	180
A2	20 BAR	3026.00	1263.7	212
B1	20 BAR-B	3026.01	1277.1	212
C1	50 BAR	2156.55	815.45	264

Evaporador

La carga térmica del evaporador disminuyo con este arreglo, pasamos en energía de 3254 kW a 2157 kW con un arreglo de dos compresores, el ahorro de energía fue de 1096 kW, lo cual representa el 34% de ahorro. Ya que las temperaturas de transferencia de calor se acercaron, esto provoco el abatimiento del trabajo perdido en una cantidad de 815 kW con respecto al primer arreglo que era de 1503 kW se tiene una disminución del 46%.

Tabla 13. Comparación del trabajo perdido en las turbinas.

Arreglos	Compresión 1 (bar)	Compresión 2 (bar)	Wp	Wp
			kWatt	kWatt
A1	10-0.065	-	312.9	-
A2	20-0.065	-	322.5	-
B1	20-0.065	-	322.5	-
C1	50-1.65	1.65-0.065	126.2	119.4

C2	100-1.99	1.99-0.065	131	124
----	----------	------------	-----	-----

Turbina

Otra de las modificaciones importantes, fue modificar la compresión, en lugar de optar por una sola etapa en la cual pasábamos de 10 bar a vacío o 20 bar a vacío, se modificó a dos etapas con el propósito de disminuir la relación de expansión, en el caso del trabajo perdido en las dos turbinas notamos que la que hay mayor expansión súbita es decir el caso C2 se da el caso con mayor trabajo perdido, caso contrario al arreglo C1 la expansión es menor por lo que el trabajo perdido respecto al arreglo anterior es mucho menor.

Además, cabe resaltar que la suma de los trabajos perdidos en los arreglos C1 y C2 son alrededor de 250 kW, menores comparados con los arreglos A1, A2 y B1 los cuales tienen asociado más de 300kW de trabajo perdido y una sola etapa de compresión, esto es un ahorro de energía. Con estos arreglos se mejoro el proceso de intercambio de calor del evaporador

Tabla 14. Comparación del trabajo perdido en el separador para cada arreglo.

Arreglos	Presión (bar)	Wp	DOMO
		kWatt	T[K]
A1	10 BAR	99.80	180
A2	20 BAR	126.12	212
B1	20 BAR-B	126.12	212
C1	50 BAR	131	264
C2	Presión (bar)	161.3	310

Separador

Seguimos teniendo trabajo perdido en el domo, a medida que la temperatura se incrementa asociado al aumento de presión, hay un notorio incremento de trabajo perdido en el domo. De manera general se mejoró el proceso, pero se empeoro el separador. Las subsecuentes modificaciones buscaron compensar y dar una mejoría.

Tabla 15. Condiciones de operación en C1

	Horno				Tanque separador			
	Ta	Tb	Tc	Td	1	3	9	2+
T [K]	2103.8	1288.0	1073.2	839.0	537.1	537.1	311.7	537.1
P [kPa]	100	100	100	100	5000	4999.4	5000	5000
F [kmol/h]	237.6	237.6	237.6	237.6	438.0	164.0	164.0	438.0
w [kg/h]	6596.1	6596.1	6596.1	6596.1	7891.0	2953.9	2953.9	7891.0

CASO C2 a 100 bar de presión con doble turbina

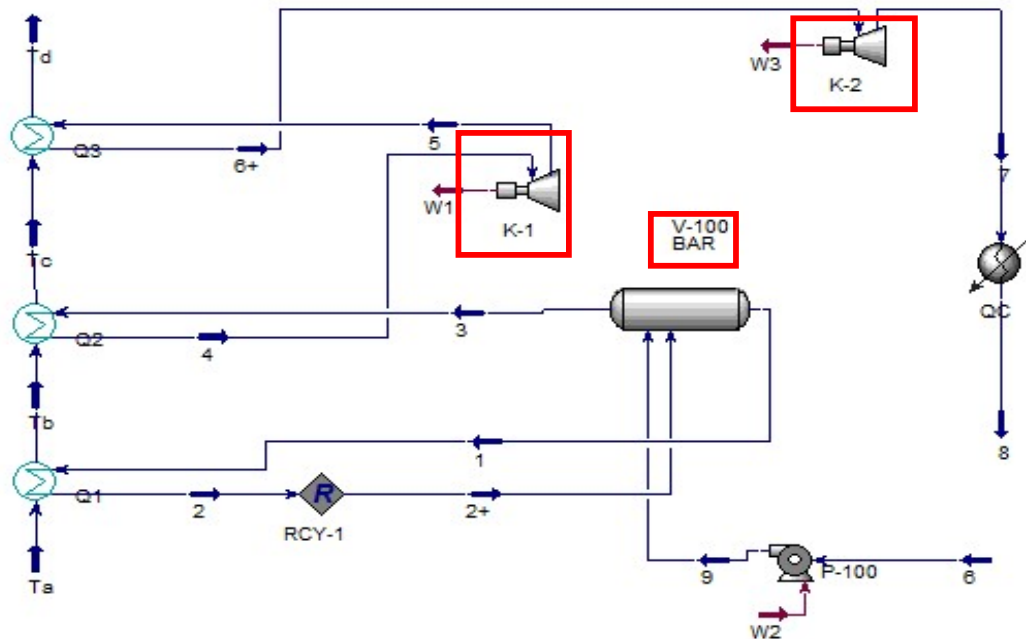


Fig. 9. Ciclo de vapor operando a 100 bar y con doble turbina.

El domo opera a 100 bar. La compresión de la primera turbina está a 1.99 bar y una segunda turbina comprime a 0.065 bar.

Tabla 16. Balance de exergía para el caso C2 a 100 bar.

Equipo	Sgen [kJ/s K]	Wp [kW]	Wmin [kW]	Weq [kW]	Δexergía [kW]	W [kW]	Q [kW]	2da ley
Tanque de sep	0.54	161.36	-161.36	0.00	-161.36	0.00	0.00	0%
Turbina 1	0.44	131.03	-646.43	-515.40	-646.43	-515.40	0.00	79.73%
Turbina 2	0.41	124.03	-621.75	-497.72	-621.75	-497.72	0.00	80.05%
Bomba	0.02	5.07	8.07	13.14	8.07	13.14	0.00	61.40%
Condensador	0.26	76.89	-112.34	-35.45	-112.34	0.00	-35.45	31.55%
Q1	2.13	639.84	972.21	1612.05	972.21	0.00	1612.05	60.31%
Q2	0.24	71.60	277.78	349.39	277.78	0.00	349.39	79.51%
Q3	0.11	31.56	283.81	315.37	283.81	0.00	315.37	89.99%

Tabla 17. Condiciones de las corrientes en el arreglo C2

Separador

El mezclado entre corrientes a temperaturas distintas nuevamente tiene un efecto negativo en separador, ya que se ha registrado de manera general en todos los casos hasta este arreglo el mayor trabajo perdido, sin bien logramos beneficiar un ahorro de energía en el evaporador y en las turbinas, esto no sucede con el separador ya que el mezclado de corrientes aun difiere en gran cantidad por su temperatura.

Este arreglo reportó 161.36 kW de trabajo perdido, es equivalente a un 16% de lo que se genera en la turbina y además un incremento del 40% de trabajo perdido respecto al primer arreglo.

ABATIMIENTO DE LA CARGA TERMICA

Arreglos	Presión (bar)	Q1
		<i>kWatt</i>
A1	10 BAR	3253.95
A2	20 BAR	3026.00
B1	20 BAR-B	3026.01
C1	50 BAR	2156.55
C2	100 BAR	1998.66

Evaporador

El aumento de la presión mejora el acercamiento de temperaturas entre las corrientes que ingresan al evaporador, al haber un menor gradiente de temperatura, la carga térmica se abate y el consumo de combustible disminuye. De un consumo de 20.71 kgmol/h de gas natural, ahora con esta ligera modificación, el consumo disminuyó hasta 13.65 kgmol/h, esto se traduce en un ahorro del 34% respecto al primer arreglo.

CONSUMO DE GAS NATURAL CASO C1

Arreglos	Presión (bar)	FGAS	FAGUA	FAGUA
		<i>kgmole/h</i>	<i>kgmole/h</i>	<i>kg/h</i>
A1	10 BAR	20.71	248	4464
A2	20 BAR	19.27	228.9	4120.2
B1	20 BAR-B	17.71	228.9	4120.2
C1	50 BAR	14.6	164	2952
C2	100 BAR	13.65	156.6	2818.8

El ahorro de combustible para el proceso llevado a cabo en dos etapas, fue de 13.6 kgmol/h esto es un 35% de combustible ahorrado respecto al primer arreglo. Esto debido al aumento de la presión de descarga de la bomba el cual tiene como objetivo aumentar la temperatura de líquido saturado, disminuyendo el gradiente de temperaturas en el evaporador.

CASO D1 a 100 bar de presión con mezclado de corrientes y doble bomba.

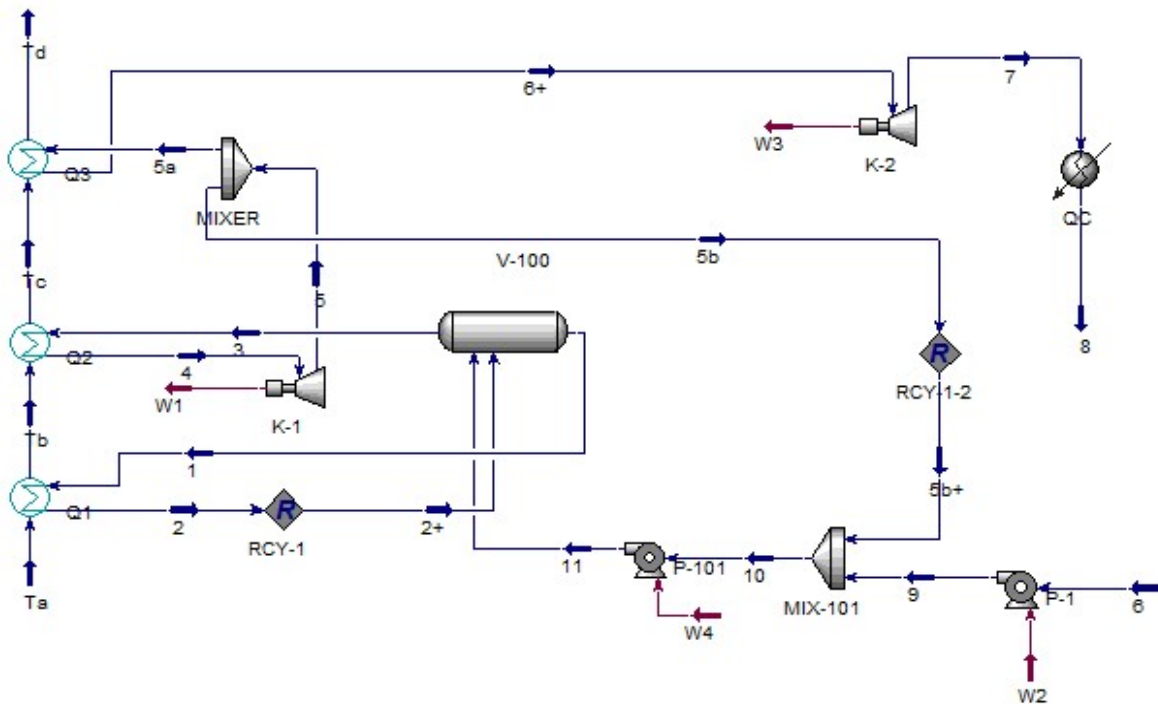


Fig. 11. Ciclo de vapor operando a 100 bar con mezclador y dos bombas.

La descarga de la primera turbina se divide y se ingresa en un mezclador, así como la corriente de recirculación con el líquido saturado, con el propósito de calentar la corriente, el mezclado de corriente será tal que la mezcla alcance la temperatura de líquido saturado a 2.48 bar y La temperatura de 127 °C. La descarga de la primera turbina está a 2.48 bar.

Tabla 20. Balance de exergía para el caso D1 a 100 bar con mezclador.

Equipo	Sgen [kJ/s K]	Wp [kW]	Wmin [kW]	Weq [kW]	Δexergía [kW]	W [kW]	Q [kW]	2da ley
Tanque de sep	0.34	75.5	-101.60	0.00	-101.60	0.00	0.00	0%
Turbina 1	0.43	128.82	-645.53	-516.72	-645.53	-516.72	0.00	80.05%
Turbina 2	0.43	128.46	-623.07	-494.61	-623.07	-494.61	0.00	79.38%
Bomba	0.01	2.28	8.75	11.03	8.75	11.03	0.00	79.35%
Condensador	0.22	67.21	-100.74	-33.53	-100.74	0.00	-33.53	33.29%
Q1	2.16	649.33	928.71	1578.04	928.71	0.00	1578.04	58.85%
Q2	0.39	118.34	290.33	408.68	290.33	0.00	408.68	71.04%
Q3	0.45	134.93	266.14	401.07	266.14	0.00	401.07	66.36%
Q4	0.09	27.42	3.83	31.25	3.83	0.00	31.25	12.25%
Mezclador	8.091	2427.25	-26095.86	-23668.61	-26095.861	0.00	0.000	-

Tabla 21. Condiciones de las corrientes en el arreglo D1

	<i>Horno</i>				<i>Tanque separador</i>			
	Ta	Tb	Tc	Td	1	3	11	2+
T [K]	2103.8	1402.4	1193.0	966.6	584.1	584.1	365.3	584.2
P [kPa]	100	100	100	100	10000	9999.4	10000	10000
F [kmol/h]	242.6	242.6	242.6	242.6	482.6	163.6	163.6	482.6
w [kg/h]	6734.5	6734.5	6734.5	6734.5	8693.9	2947.9	2947.8	8693.9

	<i>Turbina 1</i>		<i>Turbina 2</i>		<i>Bomba</i>		<i>Condensador</i>	
	4	5	6+	7	10	11	8	7
T [K]	773.2	413.1	773.2	445.5	400.15	402.15	310.8	445.5
P [kPa]	10000	248	248	6.5	248	10000	6.5	6.5
F [kmol/h]	163.6	163.6	149.6	149.6	163.6	163.6	149.6	149.6
w [kg/h]	2947.9	2947.9	2694.4	2694.4	2947.8	2947.8	2694.4	2694.4

Se aumento en 90 °C con el mezclado de corrientes, esto ayuda a que la corriente que estaba fría a la salida del condensador se calentó antes de ingresarla al domo de la caldera.

	<i>Q1</i>		<i>Q2</i>		<i>Q3</i>		<i>Q4</i>	
	2	1	4	3	6+	5a	9b	9a
T [K]	584.1	584.1	773.2	584.1	773.2	413.1	330.3	312.7
P [kPa]	10000	10000	10000	9999.4	248	248	10000	10000
F [kmol/h]	482.6	482.6	163.6	163.6	149.6	149.6	156.6	156.6
w [kg/h]	8693.9	8693.9	2947.9	2947.9	2694.4	2694.4	2821.2	2821.2

	<i>Mezclador</i>			<i>Bomba 2</i>	
	10	5b+	9	6	9
T [K]	363.9	413.1	310.8	37.6	310.8
P [kPa]	248	248	248	6.5	248
F [kmol/h]	163.6	14.1	149.6	149.6	149.6
w [kg/h]	2947.8	253.5	2694.3	0.7	2694.3

COMPARACIÓN ALIMENTACIÓN DE COMBUSTIBLE ARREGLOS

Arreglos	Presión (bar)	FGAS	FAGUA	FAGUA
		<i>kgmole/h</i>	<i>kgmole/h</i>	<i>kg/h</i>
A1	10 BAR	20.71	248	4464
A2	20 BAR	19.27	228.9	4120.2
B1	20 BAR-B	17.71	228.9	4120.2
C1	50 BAR	14.6	164	2952
C2	100 BAR	13.65	156.6	2818.8
C3	100 BAR	13.39	156.6	2818.8
D1	2 BOMBAS	13.29	149.6	2692.8

El mejor ahorro se logro con el acercamiento de las temperaturas en el evaporador asociando el aumento de presión en la bomba que por consecuente aumento la temperatura de liquido satura de vapor. Esto no exento la disminución de las pérdidas de trabajo en el separador, por lo que se opto por dividir una corriente de la primera turbina y dar un con la cantidad de flujo necesaria para que al mezclar con la corriente fría del recirculado a una presión de 2.48 bar alcanzara la temperatura de saturación, así de esta manera se logro abatir los problemas de trabajo perdido que había ocasionado el aumento de presión con la bomba.

	CASO C2	CASO D1
Equipo	Wp [Kw]	Wp [Kw]
Tanque de sep	161.36	75.5
Temperatura [°C]	38	127

COMPARACIÓN INTERCAMBIO DE CALOR ARREGLOS

Arreglos	Presión (bar)	Q1	Q2	Q3	Q4	QC
		<i>kWatt</i>	<i>kWatt</i>	<i>kWatt</i>	<i>kWatt</i>	<i>kWatt</i>
A1	10 BAR	3253.95	871.10	-	-	-3125.02
A2	20 BAR	3026.00	767.22	-	-	2793
B1	20 BAR-B	3026.01	767.21	-	-	2793
C1	50 BAR	2156.55	525.34	551.57	-	2233
C2	100 BAR	1998.66	508.92	603.61	-	2111
C3	100 BAR	1950.50	508.93	603.61	57.45	2111
D1	2 BOMBAS	1909.221222	1294.86	1075.84	657.80	305

Un gradiente de temperaturas enorme como en el caso A1 provoca mayores problemas de irreversibilidad, esto genera un mayor consumo de combustible. Lo que se hizo para disminuir la perdida de calor, fue ir aumentando la presión del domo por arreglos hasta dar con el mejor caso óptimo.

COMPARACIÓN BOMBAS Y COMPRESORES

Arreglos	Presión (bar)	BOMBA 1	BOMBA 2	Turbina1	Turbina 2
		<i>kWatt</i>	<i>kWatt</i>	<i>kWatt</i>	<i>kWatt</i>
A1	10 BAR	2.07	-	-1002.07	-
A2	20 BAR	3.832	-	-1003.83	-
B1	20 BAR-B	3.832	-	-1003.82	-
C1	50 BAR	6.877	-	-507.60	-499.27
C2	100 BAR	13.14	-	-515.40	-497.72
C3	100 BAR	13.14	-	-515.40	-497.72
D1	2 BOMBAS	11.03	0.3033	-516.72	-494.61

El problema del trabajo perdido se fue solucionado con la adición de una turbina con el propósito de acortar el radio de compresión, ya que a mayor radio de compresión mayor problemas de irreversibilidad y el trabajo perdido aumenta.

Conclusiones

- La eficiencia es el consumo asociado al efecto útil, es una medida de que tan bien están siendo aprovechada la energía por el equipo.
- La evolución en el domo a sido principalmente en el aumento de presión, con una presión inicial de 10 bar, 20 bar, 50 bar y finalmente 100 bar, provocando una disminución en el consumo de gas.
- El trabajo perdido disminuyo debido a que se acercaron las temperaturas, provocando una disminución del consumo de gas.
- El trabajo perdido es mayor en una expansión súbita que en lugar de dos etapas de expansión.
- El mezclado de corrientes, a medida que se aumentaba la presión en el domo asociado al aumento de presión en la bomba provoco que la diferencia de temperaturas en el mezclado de corrientes aumentara, provocando que en las primeras modificaciones el trabajo perdido aumentara. El problema se corrigió con la extracción de una corriente de la primera turbina y se aumentó la temperatura.
- En el caso del condensador la carga térmica fue disminuyendo. La máquina térmica recibe calor de los gases de combustión, produciendo 1000kW y el resto se desecha como calor, a lo largo de las modificaciones se logró disminuir la carga del condensador de los 3125 en el primer caso y se terminó con menos de 2000 kW, un ahorro considerable de energía.
- Transferencia de calor por gradientes de calor generan puntos de irreversibilidades.

Bibliografía

- Gloria Villafior , Graciela V. Morales y Jorge Velasco. (2008). Variables Significativas del Proceso de Combustión del Gas Natural. Información Tecnológica, Vol.19, paginas (57-67).De Dianlet Base de datos.