

Trabajo Fin de Grado

Termodinámica y transferencia de calor en
ciclos de licuación de aire para almacenamiento
de energía eléctrica

Thermodynamics and heat transfer in air
liquefaction cycles for electrical energy storage

Autor

José Ignacio Labarta Bello

Director/es

Cristóbal Cortés Gracia

Grado en Ingeniería de Tecnologías Industriales

ESCUELA DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA

2022

Termodinámica y transferencia de calor en ciclos de licuación de aire para almacenamiento de energía eléctrica.

RESUMEN.

Para lograr el escenario de cero emisiones netas en 2050 se requiere la implementación de tecnologías energéticas limpias en la sociedad. Se estima que más de 75% del esfuerzo para reducir las emisiones en los próximos años recae sobre el sector eléctrico y en un despliegue más rápido de las energías renovables, más concretamente de la eólica y de la solar fotovoltaica (*BloombergNEF, 2021*). Esta situación crítica ha impulsado el desarrollo e inversión en nuevas formas de producción de energía, abriendo nuevos horizontes en el sector eléctrico. Sin embargo, el sistema energético actual tiene gran dependencia de algunas fuentes primarias, como los recursos fósiles, que proporcionan altas densidades energéticas y son almacenables durante períodos largos en el tiempo. En la actualidad, alrededor del 83% de la energía primaria procede de los combustibles fósiles, mientras que la eólica y la solar fotovoltaica representan el 1,3% (*BloombergNEF, 2021*). Todo ello evidencia la dificultad que reside en llevar a cabo la transición energética hacia un modelo económico y tecnológico des carbonizado, descentralizado, digitalizado y sostenible.

En las últimas décadas las políticas nacionales energéticas promueven la integración de las Energías Renovables en la matriz energética, que son de carácter variable debido a su dependencia con las condiciones climáticas. Ello implica que en ocasiones se produzca un exceso de oferta en el mercado energético, obligando a las empresas energéticas a restringir la generación de energía renovable, es el llamado efecto “curtailment”. Plantear un escenario con alta penetración de las energías Renovables carece de sentido para la red eléctrica actual, que fue diseñada en un contexto muy diferente al de hoy en día. Surge por tanto la necesidad de renovar el sistema eléctrico para que éste sea capaz de reaccionar rápidamente ante oscilaciones en la demanda y oferta eléctrica, manteniendo las condiciones de robustez y calidad en el suministro eléctrico que tenemos hoy en día.

Ante este contexto de des carbonización e integración de fuentes renovables, los sistemas de almacenamiento energético (ESS) se postulan como solución por su capacidad de almacenar grandes capacidades energéticas durante determinados períodos de tiempo para, posteriormente, liberarla durante las horas de alta demanda o baja producción renovable. De esta forma otorgan al sistema la seguridad de suministro energético necesaria para lidiar con la incertidumbre inherente de las fuentes renovables. En este sentido, el desarrollo de tecnologías ESS capaces de almacenar grandes capacidades energéticas durante periodos sostenidos en el tiempo constituye una de las principales líneas de investigación en el sector energético. En este proyecto se lleva a cabo una búsqueda bibliográfica de las distintas tecnologías de almacenamiento desarrolladas por el momento, clasificándolas según el proceso de almacenamiento. A su vez, se exponen las características operacionales de cada una y se comparan, obteniendo así las ventajas y desventajas que proporcionan cada una de ellas a la hora de implementarlas a gran escala.

Dentro de las distintas tecnologías mencionadas, la tecnología de almacenamiento energético de aire líquido (LAES) proporciona grandes capacidades durante períodos de tiempo considerables sin restricciones geográficas ni medioambientales, constituyendo una opción favorable para su desarrollo a gran escala. El sistema LAES está basado en la tecnología CRYOBattery, desarrollada y patentada por la empresa energética británica HighviewPower. Esta tecnología consta de tres sistemas principales de carga, almacenamiento y descarga.

Cuando existen excesos de producción renovable el sistema inicia el proceso de carga, que consiste en la compresión y refrigeración del aire atmosférico para su obtención en forma líquida. Posteriormente, este aire líquido es almacenado en tanques aislados a bajas presiones que funcionan como depósito energético. Cuando el sistema requiera de suministro energético durante las horas pico, el calor almacenado en el sistema de carga se aplica al aire líquido a través de intercambiadores de calor. Esto produce un gas a alta presión que acciona una turbina y genera electricidad. El proceso de descarga sucede mediante un proceso de evaporación y expansión.

La tecnología LAES proporciona un ciclo de vida útil mayor de 30 años ya que se fundamenta en procesos termodinámicos propios de la industria del gas, que posee un alto grado de desarrollo tecnológico. Entre los procesos termodinámicos involucrados encontramos el de licuefacción de aire, que se da en el rango de temperaturas criogénicas.

William Hampson y Carl von Linde presentaron de forma independiente la patente del ciclo en 1895, y en 1902 Georges Claude inventó el sistema Claude. Todos ellos fueron pioneros en el desarrollo de las plantas de refrigeración y licuefacción de gas de alta tecnología. El ciclo Linde y el Ciclo Claude constituyeron la base de los desarrollos posteriores en el sector industrial y hasta el día de hoy, constituyen la base de los procesos de licuefacción de gases de alta tecnología. Por ello su correcta comprensión y análisis resulta de vital importancia para desarrollos futuros.

Para llevar a cabo el análisis y compresión de cada uno de los Ciclos se han llevado a cabo simulaciones mediante el Software EES, escalando los cálculos para una planta comercial de 50 MW. En el presente proyecto se analizan los componentes que conforman cada uno de los ciclos mencionados y su funcionamiento. A su vez, se plantean las diferencias entre ambos ciclos y cómo las mejoras introducidas en el Ciclo Claude, que cuenta con tres intercambiadores regenerativos de calor y un motor de expansión con respecto al Linde, permiten maximizar la producción de aire licuado bajo condiciones ideales de operación. Para optimizar las condiciones de los Ciclos de licuefacción, se han llevado a cabo el método de análisis exergético tanto a nivel global como para cada componente. El método de análisis exergético es especialmente adecuado para conseguir un uso más eficiente de los recursos energéticos, pues permite determinar la localización, tipo y magnitud real de su despilfarro y pérdida. Esta información es muy relevante, ya que puede emplearse en el diseño de los sistemas térmicos y permite guiar los esfuerzos para reducir las fuentes de ineficiencia de los sistemas. Otro parámetro fundamental en los ciclos Linde y Claude es la fracción de aire licuada producida. En la válvula de estrangulación se produce el efecto Joule-Thomson que constituye la base para la licuación de gases y demuestra que estos procesos solo son posibles bajo presiones supercríticas para que el gas se enfríe al expandir. Es por ello que las condiciones de entrada a la válvula son fundamentales para la maximización de la fracción de aire licuado.

El presente proyecto guarda relación con los objetivos 7.2, 7.a y 12.5 de Desarrollo Sostenible y sus Metas, y se encuentra focalizado en la necesidad de garantizar el acceso a una energía asequible, segura y moderna, que asegure modalidades de consumo y producción sostenible. Promoviendo la inversión e investigación en infraestructura energética para la correcta integración de fuentes renovables en el futuro.

Palabras Clave: Energías Renovables, Almacenamiento Energético, LAES, Ciclos de Licuefacción, Criogenia, Ciclo Linde, Ciclo Claude

ÍNDICE

1. CONTEXTO	4
1.1. Fuentes de Energías Renovables. Efecto “Curtailment”	4
1.2. Futuro de la Red Eléctrica: Smart Grids.	5
1.3. Almacenamiento Energético y el futuro del Sistema Eléctrico	6
1.3.1. Balances Energéticos. Fuentes de Energía	6
1.3.2. Aplicaciones del Almacenamiento Energético en el Sistema Eléctrico.....	6
2. OBJETIVOS.....	8
3. TECNOLOGÍAS DE ALMACENAMIENTO.....	9
3.1. Importancia en el Sistema Eléctrico	9
3.2. Tecnologías de Almacenamiento Energético	9
3.2.1. Tecnologías de Almacenamiento Energético Eléctrico (EES)	10
3.2.1.1. Almacenamiento Energético Mecánico (MES).....	10
3.2.1.1.1. Hidroeléctrico (PHES)	10
3.2.1.1.2. Aire comprimido (CAES)	11
3.2.1.2. Almacenamiento Energético Químico (CES).....	12
3.2.1.2.1. Hidrógeno	12
3.2.1.3. Almacenamiento Energético Electroquímico	12
3.2.1.3.1. Baterías (BESS)	12
3.2.1.4. Almacenamiento Energético Térmico (TES)	13
3.2.1.4.1. Calor Sensible.....	13
3.2.1.4.2. Calor Latente.....	13
3.2.1.4.3. Calor Termoquímico	13
4. TECNOLOGÍA LAES. HIGHVIEWPOWER.....	14
4.1. CRYOBattery: Descripción Tecnológica.....	14
4.2. CRYOBattery: Futuro del Almacenamiento Energético de larga duración.	15
5. REFRIGERACIÓN Y LICUEFACCIÓN DE GASES A TEMPERATURAS CRIOGÉNICAS.	16
5.1. Ciclo Linde	16
5.2. Ciclo Claude	18
6. CONCLUSIONES.	20
7. LÍNEA DE INVESTIGACIÓN PARA FUTUROS PROYECTOS.	24
8. REFERENCIAS.....	25
9. ANEXOS.....	29

1. CONTEXTO

1.1. Fuentes de Energías Renovables. Efecto “Curtailment”.

Las políticas energéticas actuales promueven la des carbonización del sector mediante la integración de las Energías Renovables (EERR) en la generación de electricidad.

A pesar de las consecuencias económicas causadas por el Covid-19 sólo las fuentes de energía renovables dentro del sector eléctrico aumentaron en 2020. La generación de electricidad basada en las fuentes renovables aumentó en un 7,1%, con las tecnologías eólicas y solares representando un 60% de dicho aumento (Bojek y Bahar, 2021).

Para cumplir con los objetivos de reducción de emisiones de la Unión Europea "Net Zero 2050" se requiere electrificar la economía, sustituyendo los combustibles fósiles por electricidad en todos los sectores. Por ello se prevé que la demanda global se doble en 2030 y se triplique en los próximos 20 años. Para limitar el calentamiento global por debajo de 1,5°C y cumplir con el plan de des carbonización de la Unión Europea, se requiere aumentar la capacidad de renovables en un 7000 GW antes de 2030. Entre 2020 y 2050 se espera una adición a la capacidad de la red eléctrica de 21200 GW de tecnologías eólicas y solares. Esto implica que las fuentes EERR superarán el 70% de la capacidad global, con las tecnologías eólicas y solares representando un 90%, lo que supondrá un aumento de la intermitencia así como una alta necesidad de servicios capaces de mantener el equilibrio de la red y reemplazar las fuentes convencionales (Figura 1).

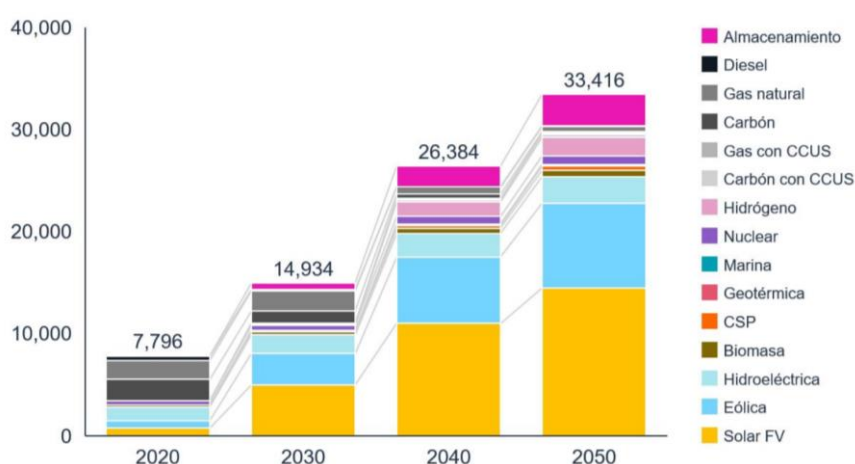


Figura 1: Desarrollo capacidad energética mundial (GW) (Highview, 2021)

Sin embargo, el carácter intermitente de las EERR genera oscilaciones de potencia intensificando la variabilidad y discontinuidad del suministro eléctrico, lo que origina la inestabilidad del sistema. A su vez daña los generadores y motores del sistema, disminuyendo la seguridad del abastecimiento eléctrico y ocasionando fluctuaciones en el voltaje y frecuencia. La variabilidad de las EERR implica que en ocasiones se produce un exceso de oferta en el mercado energético lo que obliga a las empresas energéticas a restringir la generación de energía renovable, es el llamado efecto “curtailment”. Ello deriva en una disminución en los beneficios medioambientales y en un aumento en costes de producción.

La reducción de las energías renovables se debe principalmente a las limitaciones en el sistema de transmisión de red y a su poca flexibilidad. En ocasiones, la capacidad de carga del sistema de transmisión local puede verse superada por la generación de energía renovable, dificultando la llegada de la energía a los centros de carga. El desarrollo de nuevas transmisiones dedicadas a los recursos eólicos es especialmente difícil debido a la variabilidad del recurso y a su factor de capacidad relativamente bajo. Todo ello junto con la baja carga de la línea de transmisión dedicada a la energía eólica ha dado lugar a una capacidad eólica que a menudo supera la red de transmisión real. Sin embargo, la penetración de las energías renovables no sólo se ve dificultada por la transmisión de la red eléctrica sino también por su flexibilidad. Un reto importante para que los centros de carga utilicen eficazmente la energía renovable es el de abordar la coincidencia entre la oferta y la demanda de la generación variable junto con los límites de flexibilidad de la red (*Bird et al., 2016*).

Denholm (2012) estudió el efecto de la integración de las energías renovables en el mercado actual junto con las dificultades que éstas generan sobre las empresas eléctricas a la hora de satisfacer la demanda. Para más detalle acudir Anexo A.1.

1.2. Futuro de la Red Eléctrica: Smart Grids.

Las necesidades de consumo y generación eléctrica junto con la incertidumbre de la red eléctrica actual han derivado en la integración de las Redes Inteligentes o Smartgrid, cuyo objetivo es el de lograr una gestión eficiente de la electricidad optimizando la producción y distribución. Las redes inteligentes integran los desarrollos en ingeniería eléctrica y almacenamiento energético junto con los avances en las tecnologías de la información y comunicación, dotando al sistema eléctrico de capacidades de monitorización y control, auto-regeneración y comunicación bi-direccional entre los agentes participantes. El Anexo A.2 refleja el esquema funcional de Smart Grids.

La integración paulatina de las Redes Inteligentes implica la presencia de fuentes de energía convencionales, que poseen bajo tiempo de respuesta ante una perturbación en el sistema eléctrico dificultando la estabilidad global de la red. Las Energías Renovables junto con los dispositivos de almacenamiento de energía pueden revertir la situación de desregulación actual de las redes eléctricas inteligentes, permitiendo la integración de servicios auxiliares a la red como las Unidades de Generación Distribuida. Estos dispositivos descentralizados se encargan de la generación de energía eléctrica mediante muchas pequeñas fuentes de generación que se instalan cerca de los puntos de consumo, estabilizando el sistema eléctrico.

1.3. Almacenamiento Energético y el futuro del Sistema Eléctrico

1.3.1. Balances Energéticos. Fuentes de Energía.

Los balances energéticos registran el flujo de energía que entra en el sistema de suministro energético, su almacenamiento, transformación y pérdidas hasta su uso final. Para evitar errores en el proceso de medición de estadísticas energéticas, como la doble contabilización, resulta fundamental diferenciar la energía primaria de la secundaria. Dicha diferenciación es crucial para la planificación energética a largo plazo y facilitará el trabajo de los analistas con respecto a la medición de pérdidas de conversión, pérdidas de transmisión y distribución, medidas de eficiencia energética y emisiones de carbono de las fuentes de energía (*Øvergaard, 2008*).

La energía primaria destaca por su alta estabilidad, lo que facilita su almacenamiento y su fácil accesibilidad ya que suele encontrarse en la naturaleza. Podemos ejemplificar y clasificar la energía primaria según las fuentes de origen, puede provenir de Recursos Fósiles como el gas natural o el carbón, de Residuos o de Recursos naturales como la energía solar, hidráulica, eólica o geotérmica.

La distinción fundamental de la energía secundaria es el proceso de transformación a partir de la energía primaria con el objetivo de realizar una conversión que proporcione mayor utilidad para el consumidor (Figura 2). Toda energía incorporada en las materias primas que ha sido sometida a una transformación por el hombre es energía secundaria.

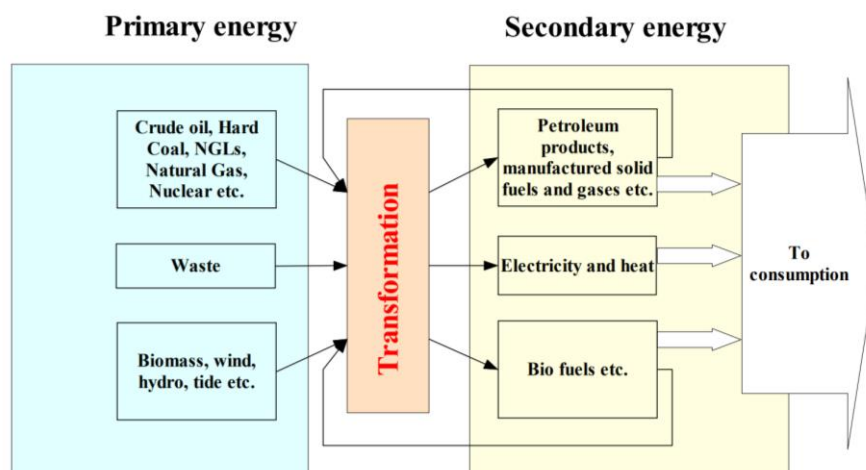


Figura 2: Energía Primara y Energía Secundaria (*Aneke y Wang, 2016*)

1.3.2. Aplicaciones del Almacenamiento Energético en el Sistema Eléctrico

Los sistemas de almacenamiento de energía (ESS) destacan por su capacidad para dotar de estabilidad a la red al satisfacer la demanda de carga de forma constante. Para que el sistema eléctrico sea estable, se estima que por cada 10% de penetración eólica se requiere una potencia de equilibrio proveniente de otras fuentes, como los sistemas de almacenamiento energético, equivalente al 2-4% de la capacidad eólica instalada (*Koohi-Kamali et al., 2013*). Además mejoran la capacidad de la línea de transmisión, suponen una reserva de operación para la red eléctrica en caso de falla y solventan la problemática de reducción de picos y nivelación de carga. La integración de estas tecnologías resulta en una mejora de la calidad y fiabilidad de la energía.

En Anexo A.3 observamos gráfica Relación tiempo de descarga-voltaje para las distintas aplicaciones de ESS en el sistema de potencia.

Sin embargo el almacenamiento de energía se enfrenta a una serie de retos de despliegue como la competencia de las fuentes alternativas que dotan de flexibilidad a la red, obstáculos legislativos y el coste y madurez técnica de los sistemas de almacenamiento de energía a gran escala. BloombergNEF y ACCIONA (2019) estudiaron la introducción de EERR y su efecto en el mercado español enfatizando en el empleo de las ESS. A corto y medio plazo aumentan la penetración de EERR y uso de plantas de ciclo combinado frente a gas. A largo plazo, reducen el coste del sistema y el "curtailment" (Figura 3). Para más detalle acudir Anexo A.4.

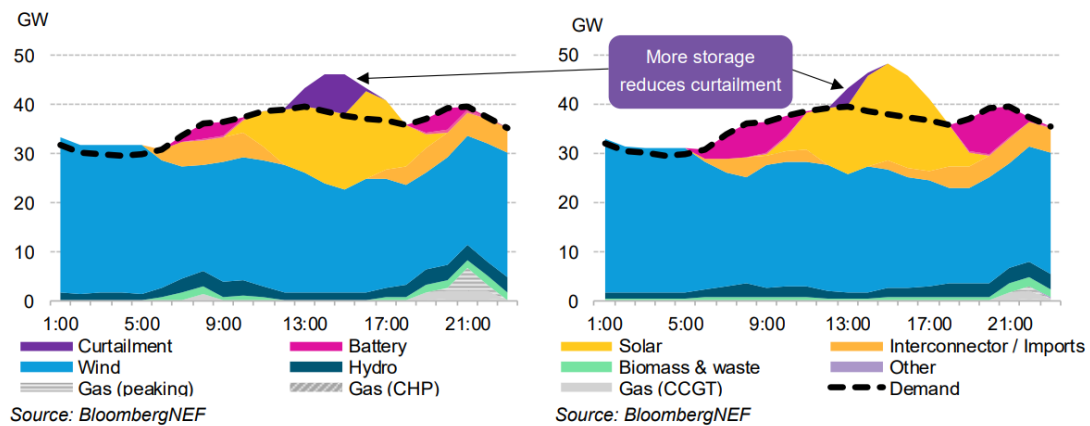


Figura 3: Efecto de introducción ESS en EERR y "curtailment" Escenario 2050 (BloombergNEF y ACCIONA, 2019)

Las tecnologías de almacenamiento energético suponen un gran reto para la industria eléctrica de hoy en día ya que ayudan al cumplimiento de los objetivos propuestos por la UE para 2050. Entre las prioridades se encuentran la descarbonización, el liderazgo e introducción de las Renovables y preservar los recursos limitados que generan energía primaria como los Recursos fósiles (EASE y EERA, 2017). Los Sistemas de Almacenamiento Energético (ESS) mejoran la eficiencia, seguridad y estabilidad del sistema eléctrico ayudando con el "curtailment" provocado por las Energías Renovables y la red eléctrica actual, lo que ha impulsado su investigación y desarrollo recientemente (Red Eléctrica de España (REE), 2022).

2. OBJETIVOS

En primer lugar, se realizará una búsqueda bibliográfica que permita comprender las necesidades de desarrollo del mercado energético hacia un futuro sostenible. Como solución a dicha transición energética surgen las fuentes de Energías Renovables, cuyo carácter oscilante origina problemas en una red eléctrica carente de las condiciones de transmisión y flexibilidad adecuadas. Ante esta problemática surgen las tecnologías de almacenamiento energético (ESS).

En segundo lugar se plantea la importancia y necesidad junto con una clasificación en función del proceso de las tecnologías de almacenamiento. A continuación, mediante una búsqueda bibliográfica, se pretende que el lector entienda el funcionamiento, las características operaciones, ventajas y desventajas de cada una de las tecnologías ESS. Posteriormente se incide en la tecnología de almacenamiento de aire líquido (LAES), más concretamente, en la tecnología criogénica planteada por HighviewPower como el futuro de las tecnologías de almacenamiento energético a largo plazo.

El objetivo principal de este proyecto es el de conocer los conceptos termodinámicos y de transferencia de calor que encontramos en los ciclos de licuación de aire para almacenamiento de energía eléctrica (LAES). Para ello se analizan las diferencias entre los ciclos de licuación Linde y Claude a nivel operacional y cualitativo. Con el fin de analizar la termodinámica de los ciclos de licuación, se ha realizado un repaso de la teoría termodinámica y el uso del programa EES de forma sistemática, en particular, vectores y dibujo de diagramas.

En este proyecto se simularán los ciclos termodinámicos Linde y Claude característicos de la tecnología LAES de HighviewPower mediante la aplicación EES (Engineering Equation Solver). Para obtener resultados operativos de nuestros ciclos se simulará la operación de una planta de almacenamiento de 50 MW.

Durante el desarrollo de este trabajo se pretende obtener los valores de los parámetros operativos que maximizan la fracción licuada para un insumo mínimo de trabajo, es decir, bajo condiciones de eficiencia racional máxima. Basándonos en los valores proporcionados por Haywood (2013), se pretende obtener rendimientos positivos de los ciclos termodinámicos, además de realizar un análisis exergético a nivel global y de los componentes que los integran.

Con el fin de acometer el objetivo principal mencionado, se establecen una serie de objetivos secundarios derivados del mismo:

- Entender el funcionamiento y los conceptos termodinámicos teóricos que se dan en los procesos internos de los ciclos Linde y Claude.
- Obtener, tanto las propiedades termodinámicas de cada estado, como los diagramas Temperatura-entropía que representen los ciclos de licuación de aire mediante simulación EES.
- Determinar la eficiencia racional, eficiencia exergética de los componentes y la fracción de aire licuado máximo para cada uno de los Ciclos termodinámicos mencionados.
- En el Ciclo Claude, entender la relación entre los parámetros de caudal de expansión x , fracción de aire licuado y_1 e insumo de trabajo a la planta de licuefacción. Mediante simulación EES, obtener el caudal óptimo de expansión x para el cual se dan las condiciones de eficiencia racional máxima.
- Analizar las diferencias de resultados entre ambos ciclos y la influencia de las mejoras introducidas en el Ciclo Claude.

3. TECNOLOGÍAS DE ALMACENAMIENTO

3.1. Importancia en el Sistema Eléctrico

El carácter intermitente de las EERR genera oscilaciones de potencia intensificando la variabilidad y discontinuidad del suministro eléctrico, generando la necesidad de tecnología para el almacenamiento energético (ESS). El objetivo de estos sistemas es el de almacenar energía sobrante durante horas valle para poder aumentar la capacidad de la red eléctrica de forma que se puedas satisfacer la demanda durante las horas pico (Figura 4).

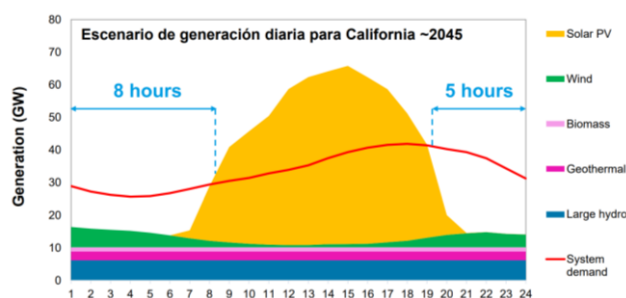


Figura 4: Necesidad ESS a largo plazo para desplazar generación eléctrica a horas valle (Highview, 2021)

Con el objetivo de introducir las fuentes renovables en el sistema eléctrico se deben desarrollar tecnologías ESS con la capacidad de almacenamiento durante largos períodos de tiempo, respuesta rápida para regulación de frecuencias y estabilización del sistema; con un coste asequible para su implementación a gran escala.

3.2. Tecnologías de Almacenamiento Energético

A continuación se presentan los distintos Sistemas de Almacenamiento Energético (ESS) y sus características que posibilitan y facilitan el acceso a la electricidad. Estas tecnologías son clasificables según el proceso de almacenamiento (Figura 5).

ALMACENAMIENTO ENERGÉTICO	ELÉCTRICO (EES)	MECÁNICO	PHES
			CAES
			PISTÓN LÍQUIDO
			GRAVEDAD
			VOLANTE DE INERCIA
		QUÍMICO	H ₂
			BIOFUEL
			BODIESEL
		ELECTROQUÍMICO	SUPERCAPACITORES (FACTS)
			BATERÍAS
	TÉRMICO (TES)	SUPERCONDUCTORES MAGNÉTICOS CRIOGÉNICA	LAES
			CERÁMICAS
		CALOR SENSIBLE	SALES FUNDIDAS
			H ₂ O REFRIGERADA
			HORMIGÓN
		CALOR LATENTE	MATERIALES CAMBIO DE FASE (PCM)
			HIELO
		CALOR TERMOQUÍMICO	

Figura 5: Clasificación Tecnologías Almacenamiento Energético

3.2.1. Tecnologías de Almacenamiento Energético Eléctrico (EES)

3.2.1.1. Almacenamiento Energético Mecánico (MES)

3.2.1.1.1. Hidroeléctrico (PHES)

La tecnología de almacenamiento mediante bombeo hidroeléctrico (PHES) es la más desarrollada. En 2014 se registraron 300 plantas PHES distribuidas en 41 países con una capacidad total de 142 GW, siendo Japón, China y EEUU líderes mundiales (Yang, 2016). Mayor detalle en Anexo A.5. A nivel mundial se espera que en 2020 cerca de 100 nuevas plantas con tecnología PHES proporcionen alrededor de 74 GW de capacidad de almacenamiento para la red eléctrica (Zuber, 2011).

Durante las horas de baja demanda de energía eléctrica la central bombeará agua hasta el reservorio superior, posteriormente, durante horas pico el agua baja accionando una turbina, que acoplada a un generador, permite obtener electricidad (Figura 6).

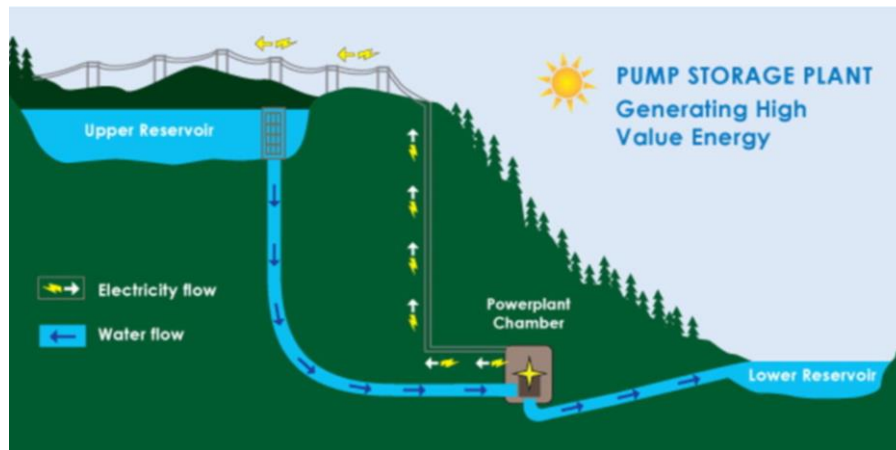


Figura 6: Esquema planta PHES (Aneke y Wang, 2016)

Existen dos tipos de tecnología PHES: las plantas de bombeo mixto y de ciclo cerrado. Más información en Anexo A.6.

Las tecnologías PHES tienen alta capacidad de respuesta, por lo que son ideales para cubrir picos transitorios de demanda. Junto con dispositivos de electrónica de potencia avanzada, son capaces de reducir distorsiones armónicas y eliminar sobretensiones, protegiendo a la red eléctrica de cortes. La RTE de la tecnología PHES provee unos rangos aceptables, entre 65 y 85% (Aneke y Wang, 2016). Pese a proporcionar rendimientos altos a bajo costo de operación y mantenimiento, requieren de una fuerte inversión inicial y generan impactos negativos a nivel medioambiental. A su vez requieren de condiciones geográficas específicas. Las instalaciones típicas de PHES tienen una carga hidráulica de (200–300) m con embalses de volúmenes del orden de $10 \times 10 \times 10^6 \text{ m}^3$ (Yang, 2016). No suponen una solución a corto plazo para el almacenamiento energético.

3.2.1.1.2. Aire comprimido (CAES)

La tecnología CAES almacena energía en forma de presión. Durante las horas valle, emplean electricidad para comprimir aire y almacenarlo en cavidades subterráneas. Posteriormente, cuando aumenta la demanda energética, el aire se expande mediante turbinas que accionan el generador eléctrico (Figura 7).

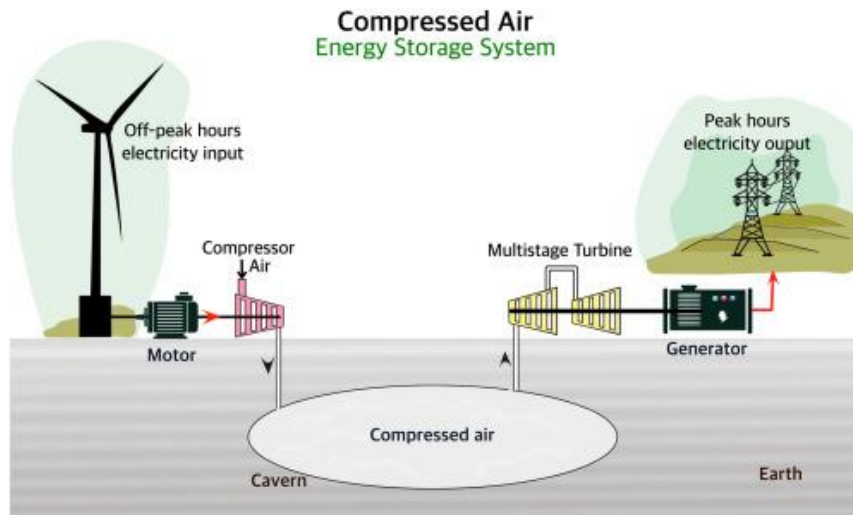


Figura 7: Esquema sistema de almacenamiento CAES (Mitali et al., 2022)

El sistema D-CAES (proceso de compresión diabático) es el sistema tradicional, y emplean fuentes de energía externas para mantener una temperatura constante, sin generar intercambio de calor con el entorno. En la actualidad existen dos plantas en operación: Huntorf (Observar Anexo A.7) y McIntosh (Observar Anexo A.8), proporcionando 321 MW y 110 MW, respectivamente. Para más información, acudir al anexo A.9.

Los procesos exotérmicos (compresión) y endotérmicos (expansión) influyen en la eficiencia de ida y vuelta del sistema. Con el objetivo de gestionar el intercambio de calor con el entorno, estos sistemas se han ido desarrollando. Para más detalle de los desarrollos de la tecnología CAES acudir Anexo A.10.

En la actualidad las instalaciones operativas CAES proporcionan desde los 50MW hasta los 300 MW con una eficiencia entre 70% y 80%. Este tipo de sistemas garantizan un tiempo de respaldo (suministro sin interrupciones a la red) de entre 1 y 3 horas durante períodos pico de demanda. Pese al notable desarrollo de este tipo de sistemas de almacenamiento, sigue sin ser suficiente para satisfacer los requisitos del mercado de los sistemas de almacenamiento de energía. Además posee una desventaja muy notable con respecto a otros ESS ya que estos sistemas se deben construir o adecuar en donde las condiciones geológicas del terreno lo permitan (Escobar Mejía y Holguín Londoño, 2011).

3.2.1.2. Almacenamiento Energético Químico (CES)

3.2.1.2.1. Hidrógeno

Una planta de almacenamiento de hidrógeno emplea electricidad durante períodos de baja demanda para la obtención de hidrógeno mediante electrólisis del agua. Durante la fase de descarga, el hidrógeno almacenado se utiliza en una pila de combustible o se quema directamente para producir electricidad. En el Anexo A.11 se muestra el esquema funcional de esta tecnología.

Breeze (2018) afirma que el Hidrógeno es la tecnología de almacenamiento energético más versátil por sus múltiples aplicaciones, además de ser un portador de energía almacenable, transportable y con alta densidad energética. Sin embargo, el uso de hidrógeno supone altas inversiones y presenta valores de RTE del 30%.

3.2.1.3. Almacenamiento Energético Electroquímico

3.2.1.3.1. Baterías (BESS)

Las baterías almacenan y entregan energía eléctrica a la red de consumo mediante la generación de energía química a partir de las reacciones electroquímicas que se dan en el dispositivo (Rudnick et al., 2008). Su funcionamiento (Figura 8) consiste en la disposición de placas de electrodos (ánodo-cátodo) formadas por materiales químicamente reactivos colocadas entre un electrolito que facilita la transferencia de iones en el interior de la batería. Durante la reacción química se producirá una corriente de iones en el electrolito que originará una corriente eléctrica en los electrodos (Guacaneme et al., 2014).

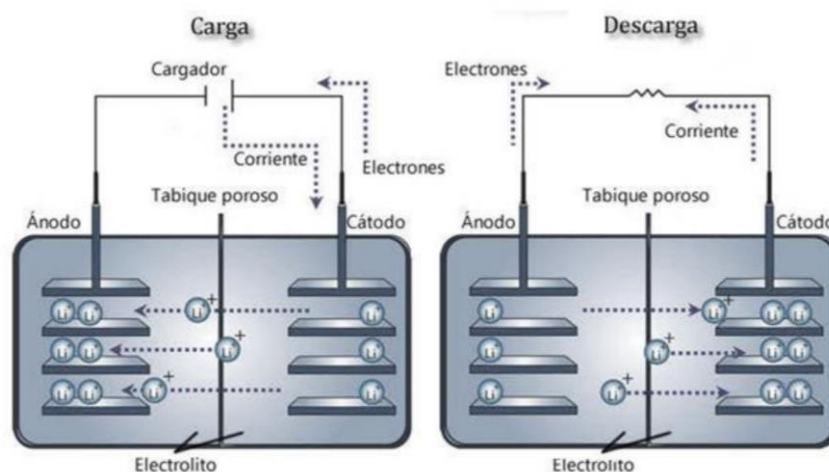


Figura 8: Proceso carga y descarga en una Batería (Pastor Fernández, 2017)

Las baterías Li-ion son líderes en el sector para aplicaciones que requieran alta densidad de potencia y parecen tener el mayor potencial de desarrollo y optimización en el futuro. En el Anexo A.12 se exponen las características operacionales de diferentes BESS.

Las BESS constituyen los sistemas de almacenamiento energético de mayor antigüedad y los más extendidos en aplicaciones de sistemas de potencia (Joseph y Shahidehpour, 2006), convirtiéndola en la tecnología más competitiva del mercado (Escobar Mejía y Holguín Londoño, 2011). Proporcionan alta densidad y eficiencia junto con buena capacidad de respuesta. Sin

embargo, el coste inicial es elevado ya que cuentan con complejos controladores de carga, inversores de potencia CC-CA y unidades especiales de almacenamiento o de sistemas de refrigeración para su implementación en la red eléctrica. Según el requerimiento de los niveles de profundidad de descarga y rangos térmicos de funcionamiento, el ciclo de vida útil se puede ver afectado. El uso de baterías es ideal en aplicaciones que requieran de grandes cantidades de energía para su almacenamiento (>1MWh) con un requerimiento de descarga en un período de mínimo 15 minutos (*Escobar Mejía y Holguín Londoño, 2011*).

3.2.1.4. Almacenamiento Energético Térmico (TES)

Los sistemas de almacenamiento térmico de energía almacenan electricidad o calor residual de procesos industriales en forma de energía térmica. Existen tres procesos distintos de almacenamiento de energía térmica a altas temperaturas. En el anexo A.13 se muestra una tabla comparativa de las características operacionales de las diferentes TES.

3.2.1.4.1. Calor Sensible

Las propiedades de las sales fundidas dotan de un inmenso potencial a la tecnología TES, de ahí su empleo en plantas de energía solar concentrada (CSP). En la actualidad hay más de 21 GWh de capacidad de almacenamiento en sales fundidas instaladas en todo el mundo, en el Anexo A.14 se observa la distribución global.

Poseen gran estabilidad térmica, baja viscosidad e índices de corrosión, alta capacidad calorífica por unidad de volumen y tienen costes de producción bajos (Ushak et al., 2015). Sin embargo, presentan alto punto de congelación (cerca de 100°C) lo que implica suministro de calor en caso de que la temperatura de trabajo sea inferior. Debido al proceso de irreversibilidad en el intercambiador de calor son capaces de recuperar una fracción del calor almacenado, lo que reduce la eficiencia del ciclo carga-descarga (Aneke y Wang, 2016).

3.2.1.4.2. Calor Latente

El almacenamiento de calor latente implica un cambio de fase en los materiales de almacenamiento, también llamados materiales de cambio de fase (PCM). Poseen alto potencial en las ESS a causa del elevado calor latente generado en el cambio de fase. Azelio ha desarrollado la tecnología TES.POD, basada en el almacén de energía térmica al fundir aluminio reciclado a 600°C (*Azelio, 2022*). Para más información, acudir al Anexo A.15.

3.2.1.4.3. Calor Termoquímico

Para esta tecnología se requiere de una reacción reversible en los enlaces químicos de las sustancias implicadas. Durante el proceso de carga las sustancias químicas son disociadas mediante una reacción endotérmica. A continuación los productos son almacenados por separado para una vez sea necesaria energía, se mezclen y reaccionen de forma exotérmica. Se encuentra en etapa de investigación y desarrollo (*Aneke y Wang, 2016*).

4. TECNOLOGÍA LAES. HIGHVIEWPOWER.

La tecnología LAES se puede entender como un sistema termo mecánico, pues la energía se almacena de forma térmica, mientras que los procesos de carga y descarga se realizan por medios mecánicos, compresión y expansión, respectivamente.

4.1. CRYOBattery: Descripción Tecnológica.

HighviewPower adopta un enfoque híbrido entre las tecnologías A-CAES e I-CAES con el objetivo de mejorar la eficiencia del ciclo sin el requerimiento de una fuente combustible. Durante las horas valle se inicia el proceso de carga, que consiste en la licuefacción del aire atmosférico mediante compresión y refrigeración. Durante el proceso se genera calor que también es almacenado. Posteriormente, el aire licuado es almacenado en tanques aislados a baja presión. Durante horas de alta demanda energética, se inicia el proceso de descarga que consiste en el calentamiento y expansión del aire a alta presión, generando energía a través de una turbina de vapor (Figura 9).



Figura 9: Esquema simple de la tecnología CryoBattery (HighviewPower, 2021)

Como podemos observar en la Figura 9 el Ciclo LAES de HighviewPower tiene procesos de almacenamiento y reciclaje de calor y frío residual, que son integrados en los procesos de carga y descarga para mejorar la eficiencia global. Alternativamente, el sistema puede integrar el calor y el frío residual de procesos industriales como la generación térmica o terminales de GNL, respectivamente. Durante la carga de los depósitos de aire líquido, el frío residual se utiliza para reducir la cantidad de trabajo que tienen que hacer los refrigeradores, reduciendo el consumo de energía durante el proceso. Por otro lado, la inyección del calor residual en el aire en expansión hace que los generadores dispongan de más trabajo, creando así más energía a partir de la misma cantidad de aire líquido. Ello reduce potencialmente el coste de la planta LAES al no tener que recoger nuestro propio calor residual de la compresión durante la recarga del sistema.

En el Anexo A.16 se detallan los procesos de carga, almacenamiento, descarga y almacenamiento de calor y frío residual. A su vez, se incide en la complementación de dichos ciclos con fuentes de calor y frío exteriores (centrales de GNL, por ejemplo) que ayudan con el almacenamiento de frío y calor, aumentando la eficiencia.

4.2. CRYOBattery: Futuro del Almacenamiento Energético de larga duración.

En la actualidad, las tecnologías PHES y CAES son las más extendidas para el almacenamiento a largo plazo ya que proporcionan grandes capacidades. Las BESS de ion-litio y las TES de sales fundidas, empleadas en centrales solares, son competitivas para almacenamiento a corto plazo. Sin embargo, a gran escala no proporcionan capacidades competitivas ni son económicamente rentables. En el Anexo A.17 se clasifican las ESS y se observan sus posibilidades de implantación a gran escala.

CRYOBattery ofrece la solución al almacenamiento de energía para aplicaciones de larga duración y gran capacidad de forma sostenible (Figura 10), compacta y sin condiciones geográficas específicas, proporcionando gran flexibilidad. Para más información comparativa entre ESS a gran escala, acudir Anexo A.18. La tecnología criogénica de HighviewPower emplea e innova sobre procesos empleados en las industrias de los gases y generación eléctrica dotando de elevada madurez tecnológica al sistema y proporcionando más de 30 años de vida útil (HighviewPower, 2021).

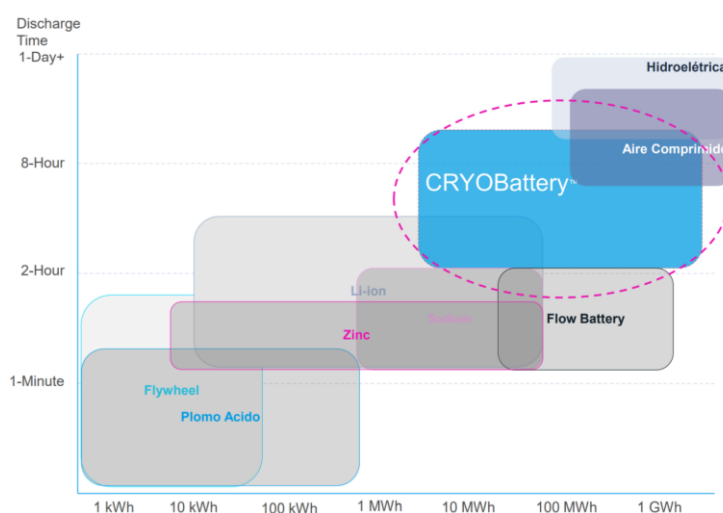


Figura 10: Tiempo de descarga vs capacidad para tecnologías ESS (HighviewPower, 2021)

La tecnología de Highview integra turbinas con inercia rotacional (como las empleadas en centrales nucleares) proporcionando beneficios para la operatividad y resiliencia de la red. Entre ellos: la inercia sincrónica, el control de voltaje síncrono, la alimentación instantánea de corriente reactiva y regulación de frecuencia. Para más detalle, acudir Anexo A.19. Posee también arranque en modo "Black Start", proporcionando una rápida respuesta y recuperación del sistema en caso de colapso. Por ello, se considera una solución para la Transición Energética proporcionando servicios de estabilización a las redes de transmisión y distribución además de actuar como fuente de energía de reserva (HighviewPower, 2021).

Brett y Barnett (2014) concluyen que los sistemas MES son más rentables debido a su alto ciclo de vida, siendo LAES la más competitiva al carecer de restricciones geográficas. Más detalle en Anexo A.20.

5. REFRIGERACIÓN Y LICUEFACCIÓN DE GASES A TEMPERATURAS CRIOGÉNICAS.

Los ciclos termodinámicos estudiados son procesos de refrigeración y licuación de gases en el rango criogénico de Temperaturas:

$$0 [K] < T_{criogénica} < 110 [K]$$

Las temperaturas criogénicas se definen entre el cero absoluto y la temperatura de licuefacción (punto de ebullición) del metano en condiciones de presión atmosférica.

Para la tecnología LAES: $T_{lic,aire} = 78,8 [K]$ (para 1 bar, y no es constante con la presión ya que el aire es una mezcla de gases, lo cual ha sido ignorado durante la simulación).

5.1. Ciclo Linde

El Ciclo Linde produce gas licuado a condiciones atmosféricas, proporciona un medio simple pero no eficiente para licuación de gases de baja temperatura de ebullición. Aunque es un proceso de circuito abierto, posee similitudes con un ciclo de refrigeración por compresión de vapor (Véase Anexo A.21).

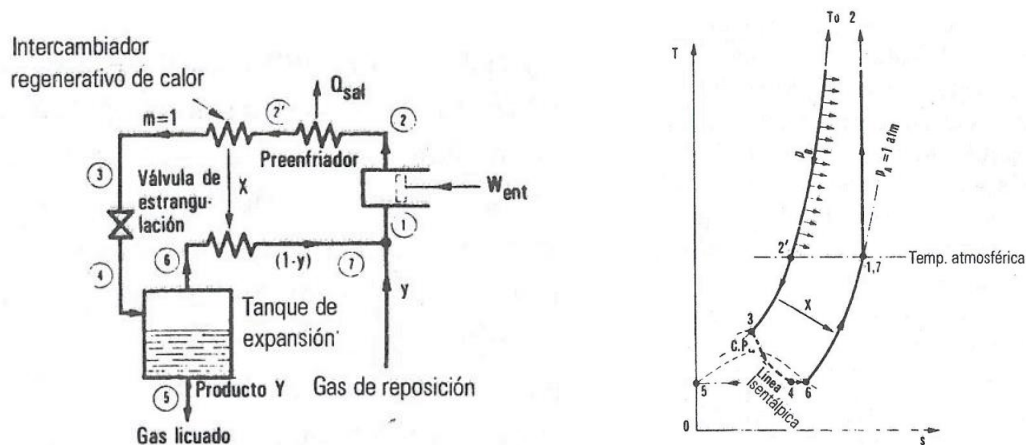


Figura 11: Diagrama T-s y de flujo para Ciclo Linde de licuefacción (Haywood, 2013)

El Ciclo Linde toma aire en condiciones atmosféricas y lo comprime hasta presiones supercríticas (100-200 atmósferas) mediante un compresor alternativo. En el Anexo A.22 se detallan los distintos compresores empleados en plantas industriales de licuefacción. Se ha supuesto un proceso de compresión internamente reversible e isotérmica con el objetivo de estudiar condiciones para mínimo insumo de trabajo por unidad de producción de aire líquido.

A continuación, el aire comprimido circula por el intercambiador regenerativo de calor X que diferencia la sección de alta temperatura (1, 2) de la parte de baja temperatura (3, 4, 5, 6). Este dispositivo se encarga del intercambio interno de calor entre corrientes, siendo necesario para toda planta de refrigeración y licuefacción criogénicas. El aire extraído del Tanque de expansión a temperatura criogénica (6) será empleado para refrigerar el gas tras el proceso de compresión (1). Con la condición de intercambio de calor nulo con el entorno, establecemos la temperatura de entrada a la válvula de estrangulación (3).

El aire refrigerado mediante el intercambiador regenerativo se expande de forma isoentálpica en su paso por la válvula de estrangulación, provocando su licuación parcial. Así, T [4] queda definida por la temperatura de entrada a la válvula T [3].

El requisito operativo de arranque para iniciar el Ciclo Linde de licuación es de $\mu_{JT} > 0$ para que el descenso de temperatura origine una caída de presión. Si el coeficiente de Joule-Thomson es positivo en la entrada de la válvula, lo será siempre. La Figura Y ilustra los estados de inversión ($\mu_{JT} = 0$), las zonas de refrigeración ($\mu_{JT} > 0$) y calentamiento ($\mu_{JT} < 0$) durante el proceso de estrangulación (Figura 12). En el Anexo A.23 se detalla el efecto Joule-Thomson para gases ideales y reales.

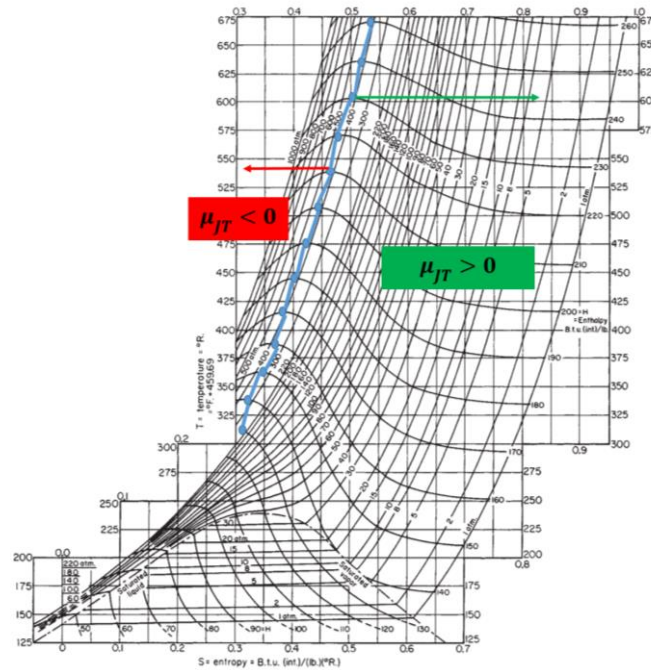


Figura 12: zonas de refrigeración/calentamiento según μ_{JT} en Diagrama T-s del aire (Ladsbaum et al., 1955)

El coeficiente Joule-Thomson μ_{JT} para un fluido se expresa:

$$\mu_{JT} = \frac{(\beta T - 1)}{\rho c_p}$$

Donde β es el coeficiente de expansión isóbara, ρ es la densidad y c_p es el calor específico. En el Anexo A.24 se desarrolla la expresión para μ_{JT} .

Posteriormente, el tanque de expansión recircula hacia el intercambiador regenerativo el aire en estado gas a temperaturas criogénicas (6) y obtiene la corriente producto de aire licuado y (5). Con el objetivo de mantener balance de masa constante en el Ciclo, existe una corriente (7) de gas de reposición atmosférico que equilibra las pérdidas máscas a causa del producto "y" de aire licuado.

En los Anexos A.25 y A.33 se exponen la metodología de cálculo seguida durante las simulaciones y el código EES implementado para la obtención de resultados, respectivamente. Todos los cálculos se encuentran referidos a los estados de la Figura 11.

Gases como Helio o Hidrógeno no pueden ser licuados por el Ciclo Linde, dificultando su implementación comercial. Para más detalle, acudir Anexo A.26. El ciclo Linde requiere de un alto suministro de trabajo por unidad de producto y, para lograr un mayor rendimiento se

plantean distintas variantes del Ciclo expuesto, entre las cuales destacan los Ciclos Claude y Heylandt (Haywood, 2013).

5.2. Ciclo Claude

El Ciclo Claude trabaja como una planta de presión única e integra un motor de expansión y tres etapas de refrigeración mediante intercambiadores regenerativos con respecto al Ciclo Linde. La incorporación del motor de expansión incrementa el pre enfriamiento previo al proceso de expansión en la válvula de estrangulamiento, lo que aumenta el rendimiento al reducir el insumo neto de trabajo de la planta de licuefacción.

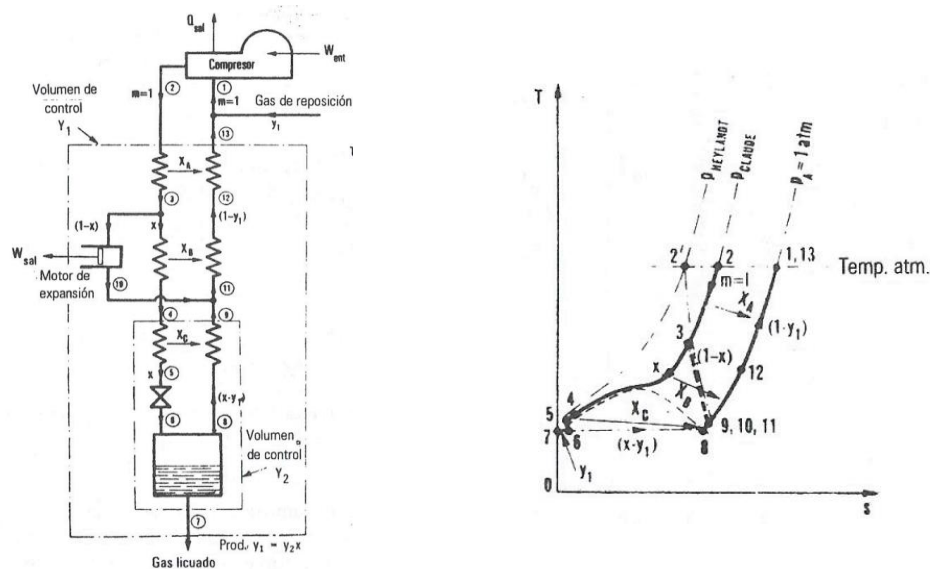


Figura 13: Diagrama T-s y de flujo para Ciclo Claude de licuefacción (Haywood, 2013)

De forma análoga al Ciclo Linde, tomamos aire en condiciones atmosféricas comprimiendo de forma internamente reversible e isotérmica hasta presiones supercríticas. De esta forma, trabajamos bajo condiciones de mínimo insumo de trabajo por unidad de producción de aire líquido.

Como podemos observar en la Figura 13 el caudal a alta presión proveniente del compresor se divide en el punto 3, donde sólo una fracción x es dirigida hacia el intercambiador regenerativo de calor X_B , que refrigera la corriente de alta temperatura proveniente del compresor mediante la corriente a baja temperatura proveniente del Motor de Expansión. De esta forma se proporciona un medio de pre enfriamiento previo entre al volumen de control Y_2 que se corresponde con el de un Ciclo Linde Simple (Figura 11). La funcionalidad del motor de expansión junto con la del intercambiador X_B es la disminución de las pérdidas exergéticas originadas durante la etapa de refrigeración, a su vez, disminuye la temperatura de entrada a la válvula de estrangulación reduciendo las pérdidas exergéticas generadas en el proceso de expansión isoentálpico.

El caudal restante $(1 - x)$ experimenta un descenso de temperatura considerable al pasar por el Motor a causa del trabajo de expansión que efectúa. La corriente de aire proveniente del Motor de Expansión se une a la corriente de aire en estado vapor proveniente del Tanque de Expansión.

El alto valor resultante de $y_2 = y_1/x$ ayuda a compensar el hecho de que sólo una fracción x del flujo del compresor entre a la cámara de enfriamiento instantáneo, mientras que el trabajo generado por el motor de expansión sirve para reducir el insumo neto de trabajo en la planta. De esta forma nuestra planta de licuefacción Claude logra eficiencias mucho más elevadas que las expuestas en el Proceso Linde, al generar gas licuado con necesidades de insumo de trabajo menores.

Observando la Figura 13 podemos sacar algunas conclusiones cualitativas con respecto a la selección de las condiciones óptimas de operación y su relación con la desviación del caudal x . Un valor alto de x debería permitir una producción mayor y_1 , sin embargo, daría lugar a una menor generación en el trabajo del motor de expansión. Como consecuencia de estas tendencias opuestas habrá, para el valor de presión de entrega del compresor seleccionado, un valor óptimo de x para el cual sea mínimo el insumo de trabajo por unidad de producción y, por lo tanto, sea máxima la eficiencia racional.

Haywood (2013) estima una presión de compresión $P_{COMP} \cong 40 [bar]$ para cuyo valor establece un óptimo de la temperatura del Estado 3 $T_3 = -80 [^{\circ}C]$. Los datos expuestos han sido fijados para optimizar la variable x . A continuación, la Figura 14 muestra las iteraciones realizadas para distintos valores de x . En el Anexo A.27 se reflejan las relaciones existentes entre los distintos valores de x y fracción y_1 de aire licuado y trabajos de expansión y de insumo de la planta.

	μ_{JT}	η_R	y_1	$q_{falta,AA,C}[KJ/kg]$	$q_{falta,AB,C}[KJ/kg]$	$q_{falta,AC,C}[KJ/kg]$	$W_{EXP}[KJ/s]$	$W_{REAL}[KJ/s]$
X=0,1	5,118E-10	0,2068	0,06718	-1,388E-17	56,42	-3,524E-19	12127	-37873
X=0,15	5,118E-10	0,3048	0,1008	2,082E-17	37,92	-2,711E-20	11454	-38546
X=0,2	5,118E-10	0,3994	0,1344	6,939E-18	19,42	-7,047E-19	10780	-39220
X=0,25	5,118E-10	0,4909	0,1679	6,939E-18	0,9142	0	10106	-39894
X=0,255	0,00002118	0,4934	0,1691	-2,469E-12	-2,167E-10	-1,796E-14	10039	-39961
X=0,26	0,00006483	0,4897	0,1681	-2,672E-12	-2,810E-10	-2,168E-19	9971	-40029
X=0,27	0,0001595	0,4822	0,1661	-3,069E-12	-4,451E-10	-1,084E-19	9837	-40163
X=0,3	0,0005101	0,4602	0,1601	-2,597E-08	-1,219E-08	-1,518E-18	9432	-40568
X=0,4	0,00272	0,3898	0,1401	-3,943E-08	-2,921E-08	8,674E-19	8085	-41915
X=0,5	0,00516	0,3239	0,1202	-5,716E-08	-5,885E-08	6,505E-19	6737	-43263
X=0,6	0,006478	0,2619	0,1002	-2,066E-08	3,711E-07	-1,605E-17	5390	-44610
X=0,7	0,007258	0,2035	0,08021	-2,490E-08	4,738E-07	8,674E-18	4042	-45958
X=0,8	0,007684	0,1485	0,06024	-2,536E-07	-4,546E-07	-1,908E-17	2695	-47305
X=0,9	0,007898	0,0965	0,04027	-7,869E-07	-0,00000141	1,817E-16	1347	-48653

Figura 14: Optimización de la variable x para distintas características operacionales de Ciclo Claude

El ratio óptimo de caudal de expansión es de valor $x = 0,255$. Para dicho óptimo el Ciclo Claude produce una corriente de aire licuado y_1 bajo condiciones de eficiencia racional máxima, es decir, mínimo insumo de trabajo por unidad de producción.

En los Anexos A.28 y A.34 se expone la metodología de cálculo seguida durante las simulaciones y el código EES implementado para la obtención de resultados, respectivamente. Todos los cálculos se encuentran referidos a los estados de la Figura 13.

6. CONCLUSIONES.

En primer lugar, mediante la aplicación EES (Engineering Equation Solver) se han llevado a cabo las simulaciones de los Ciclos Linde y Claude. En el Anexo A.33 y A.34 se exponen los programas para el Ciclo Linde y Claude, respectivamente. A partir de ellos, se han obtenido los diagramas T-s y propiedades termodinámicas para cada ciclo.

Con respecto al Ciclo Linde, se ha procedido a la evaluación de las condiciones de presión de compresión ideales para maximizar la fracción de caudal licuado. Haywood (2013) establece que para obtener la máxima producción de aire licuado el gas necesita comprimirse a presiones supercríticas, del orden de 100 a 200 bares. En la Figura 15 se exponen los resultados de simulación para diferentes presiones de compresión y su influencia en los parámetros operativos del ciclo:

	Presión de Compresión [bar]			
	$P_{comp} = 100$	$P_{comp} = 125$	$P_{comp} = 150$	$P_{comp} = 200$
y_1	0,0481	0,05821	0,06731	0,08238
$\Delta T [K]$	-29,885969859	-33,810693887	-36,161222784	-38,250147275
η_R	0,08999	0,1039	0,1157	0,1338
μ_{JT}	0,002313	0,001525	0,00103	0,000462
$r [KW/kg]$	392,3	411,3	426,9	451,9

Figura 15: Influencia de la Presión de compresión en parámetros funcionales de Ciclo Linde

La fracción licuada obtenida y_1 y la eficiencia (exergética) racional aumentan de forma lineal con los valores de presión, estableciendo así una $P_{comp} = 200 [bar]$ como situación de máxima producción de aire licuado, bajo condiciones de insumo de trabajo mínimas, es decir condiciones de eficiencia (exergética) racional máximas. Observamos que el coeficiente de Joule-Thomson para las condiciones ideales establecidas es el valor más próximo a la línea de inversión ($\mu_{JT} = 0$). En caso de aumentar la presión a valores excesivamente altos, la eficiencia racional del ciclo caería ya que el coeficiente sería negativo, por lo que no se cumpliría el requisito operativo de arranque del ciclo de licuefacción. Esto demuestra que el coeficiente Joule-Thompson es la base para la licuación de gases ya que el proceso solo se puede diseñar a altas presiones (supercríticas) para que el gas se enfríe al expandir. De otra forma, no se cumplen las condiciones de arranque del ciclo, pues necesitaríamos tener las temperaturas criogénicas para refrigerar externamente.

A su vez, podemos realizar ciertas predicciones con respecto a la influencia de las condiciones de entrada a nuestra planta Linde de licuefacción. Si las condiciones de entrada al Ciclo estuviesen a temperaturas superiores a la atmosférica, el trabajo realizado en el compresor sería menor lo que reduciría el insumo de trabajo de la planta, aumentando tanto la fracción licuada obtenida como el rendimiento (exergético) racional del ciclo.

A continuación se presenta el Diagrama T-s y las propiedades termodinámicas obtenidas durante la simulación del Ciclo Linde bajo las condiciones óptimas (Figura 16). En el Anexo A.29 se exponen los resultados del Ciclo Linde para las variables definidas en el código EES.

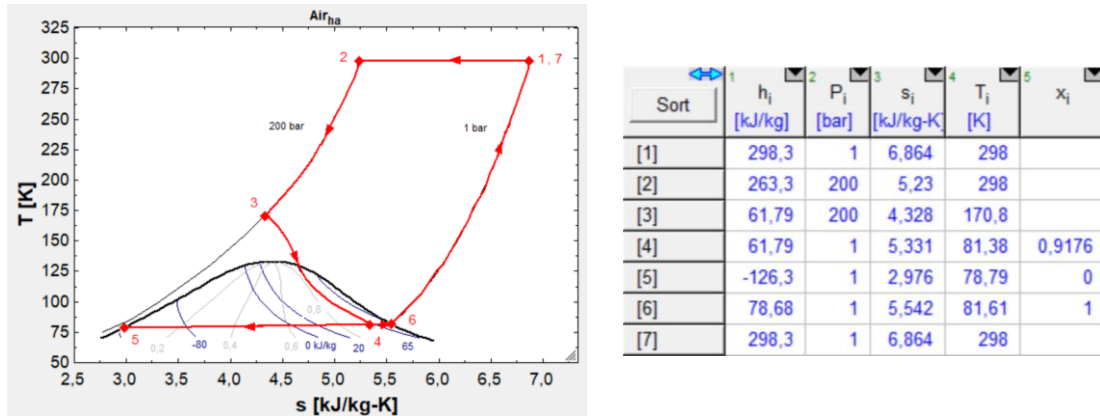


Figura 16: Diagrama T-s y propiedades termodinámicas de Ciclo Linde obtenidas mediante simulación EES

Para el Ciclo Claude se han realizado iteraciones para distintos valores de x , que representa el ratio de caudal dirigido hacia la válvula de estrangulamiento. En el diagrama de flujo del Ciclo Claude (Figura 13) observamos que una fracción del caudal se divide en el punto 3 hacia el motor de expansión, donde experimenta un enfriamiento notable como consecuencia del trabajo realizado. Esto mejora las condiciones de entrada a la válvula de estrangulamiento y reduce el insumo de trabajo de la planta, maximizando la fracción de aire licuado producida y_1 . En la Figura 14, se observa la tabla con las características operacionales para los distintos valores de x simulados.

A continuación, se muestra la gráfica comparativa entre la eficiencia (exergética) racional y el caudal x de estrangulación (Figura 17). En el Anexo A.27 se reflejan las relaciones existentes entre los distintos valores de x y fracción y_1 de aire licuado y trabajos de expansión y de insumo de la planta.

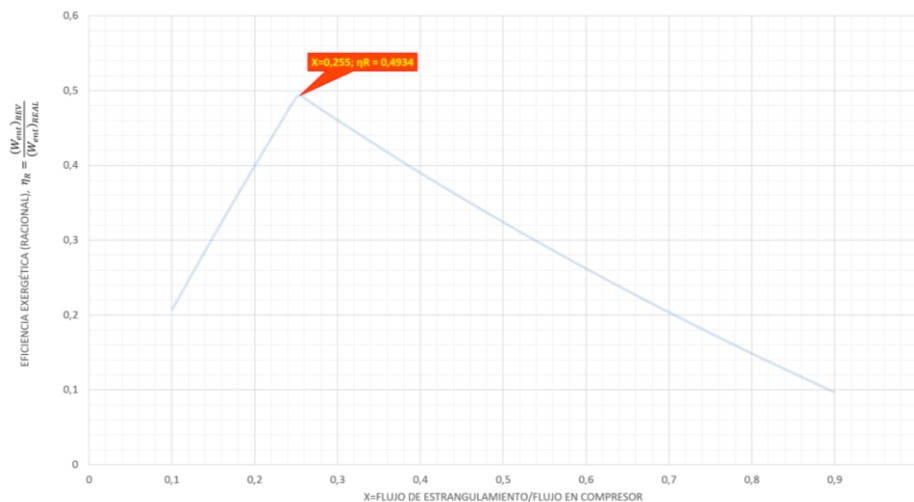


Figura 17: Eficiencia (exergética) racional η_R para distintos valores de x

Observamos que para un valor $x = 0,255$ se maximiza la fracción de aire licuado y_1 en condiciones mínimas de insumo de trabajo, esto es, con la eficiencia (exergetica) racional máxima $\eta_R = 0,4934$. En el Anexo A.30 se muestra la gráfica comparativa de eficiencia racional vs flujo de estrangulamiento obtenida por Haywood (2013). Como podemos observar los valores obtenidos de eficiencia racional son superiores, esto puede ser debido a que el valor de rendimiento isoentrópico seleccionado no es el adecuado (en simulación se ha establecido 75%). Otro motivo podría ser que el cálculo de Haywood está referido a una compresión irreversible o no isoterma (con intercoolers), lo que proporcionaría menos rendimiento del ciclo. A su vez, se desconocen las propiedades termodinámicas del aire empleadas para la resolución del problema.

A continuación se presenta el Diagrama T-s y las propiedades termodinámicas obtenidas durante la simulación del Ciclo Claude bajo las condiciones óptimas establecidas (Figura 18). En el Anexo A.31 se exponen los resultados del Ciclo Claude para las variables definidas en el código EES.

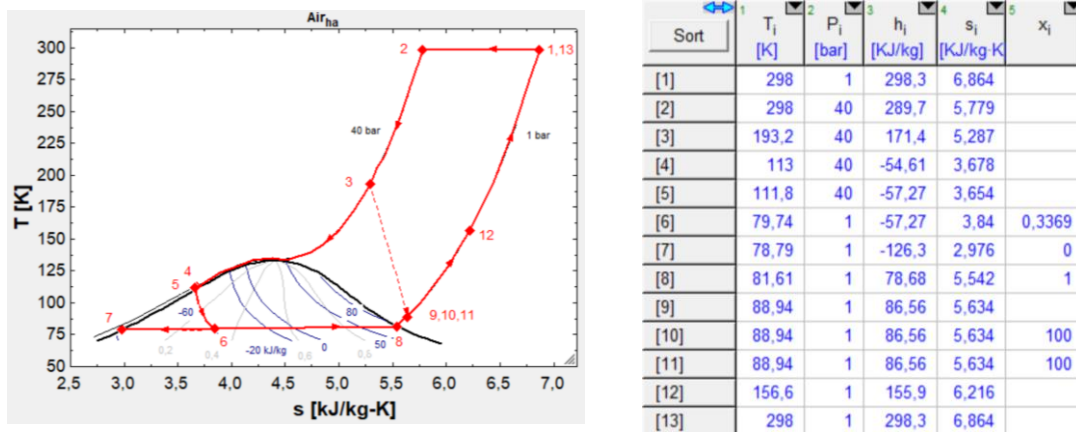


Figura 18: Diagrama T-s y propiedades termodinámicas de Ciclo Claude obtenidas mediante simulación EES

A continuación, se representa una tabla comparativa entre ambos ciclos de licuefacción con los valores obtenidos para el rendimiento (exergético) racional η_R , valores de eficiencias exergéticas de los componentes ε , fracción de aire licuado y_1 , insumo de trabajo a la planta W_{REAL} , presiones de compresión P_{comp} y temperaturas de entrada a la válvula de estrangulación. En el Anexo A.32 se detalla la formulación para eficiencias racionales y exergéticas.

			Ciclo Linde	Ciclo Claude
Eficiencias Exergéticas	Compresor		$\varepsilon_c = 1$	$\varepsilon_c = 1$
	Intercambiadores Regenerativos de calor	XA	$\varepsilon_X = 0,4205$	$\varepsilon_{XA} = 0,6707$
		XB	-	$\varepsilon_{XB} = 0,7491$
		XC	-	$\varepsilon_{XC} = 0,6615$
	Motor de Expansión		-	$\varepsilon_{Mexp} = 0,4501$
Rendimiento (exergético) racional			$\eta_R = 0,1338$	$\eta_R = 0,4934$
y_1			0,08238	0,1691
$W_{REAL}[MW]$			50	39,961
$P_{comp}[bar]$			200	40
$T[K]$			$T[3] = 170,8$	$T[5] = 111,8$

Figura 19: Comparación parámetros operacionales para Ciclo Linde y Claude bajo condiciones óptimas de funcionamiento

Como podemos observar en la tabla EEE, las mejoras introducidas en el Ciclo Claude aumentan la eficiencia racional y la fracción licuada y_1 obtenida, para presiones de compresión menores. Como podemos observar la introducción de intercambiadores regenerativos y Motor de Expansión en el Ciclo Claude, implican una disminución en el insumo de trabajo de la planta y una reducción en la temperatura de entrada a la válvula de estrangulación lo que mejora la producción de aire licuado. Ambas eficiencias exergéticas en el compresor son la unidad, esto se debe a la suposición de compresión ideal isotérmica e internamente reversible. A su vez disminuyen las pérdidas exergéticas en los intercambiadores regenerativos de calor, aumentando la exergía usada en el proceso de licuefacción. Esto va de la mano con la línea de investigación y desarrollo que debe de seguir HighviewPower, pues los principales estudios indican la necesidad de mejorar los sistemas de recuperación de frío y calor para mejorar considerablemente la eficiencia de la planta (*HighviewPower, 2017*).

7. LÍNEA DE INVESTIGACIÓN PARA FUTUROS PROYECTOS.

Los cálculos desarrollados constituyen la primera aproximación a los sistemas de licuación de aire. Por ejemplo, salvo la válvula de estrangulación y el expansor del ciclo Claude, se han supuesto procesos reversibles y de mínimo trabajo (compresión isoterma). A partir de aquí, sería relativamente sencillo incorporar modelos más avanzados de compresores de gas que tuvieran en cuenta las pérdidas reales mediante rendimientos isoentrópicos (compresores adiabáticos) u otro tipo de cálculos (compresores alternativos de camisa refrigerada). Tampoco se ha estudiado la efectividad de los intercambiadores regenerativos gas-gas necesarios y su posible diseño. Igualmente, la planta real no operaría en estado estacionario el 100 % del tiempo, sino con periodos significativos de arranque y parada y bajo fenómenos transitorios. Esto afectaría especialmente al caso de almacenamiento de calor y frío y debería estudiarse, si bien las herramientas necesarias son avanzadas y quedan fuera del ámbito de este trabajo.

Con vistas al futuro, los principales estudios apuntan a la necesidad de mejorar la eficiencia global del ciclo mediante el desarrollo de tecnologías y sistemas de recuperación y almacenamiento de las corrientes de frío y calor generadas a lo largo del proceso de licuefacción. Como se ha comentado a lo largo del trabajo, la tecnología CRYOBattery propuesta por HighviewPower puede actuar como planta de licuefacción de gases independiente, sin embargo, se contemplan hibridaciones con plantas de otros procesos industriales (como las de Gas Natural Licuado) para un mejor aprovechamiento de las corrientes de calor y frío excedente, aportando grandes beneficios económicos y funcionales al proceso.

Para líneas de investigación futuras, se deberían calcular por los mismos métodos expuestos de simulación y tecnología los ciclos previstos por HighviewPower, que se fundamentan en variaciones del Ciclo Claude expuesto, estudiando las corrientes de calor y frío que pueden almacenarse para incrementar el rendimiento de ida y vuelta de la planta. A su vez, sería conveniente estudiar los métodos de almacenamiento y los intercambiadores de calor que podrían instalarse con una efectividad razonable, lo que mejoraría la eficiencia racional de la planta y reduciría las pérdidas exergéticas producidas en los componentes que integran los ciclos de licuefacción.

A su vez, sería conveniente llevar a cabo un estudio acerca de la viabilidad económica de implementar la tecnología CRYOBattery de HighviewPower y su integración en el sistema eléctrico actual, considerando distintos escenarios para diferentes porcentajes de penetración de fuentes de energía renovables. Todo ello permitiría adaptar la capacidad del sistema de almacenamiento y el tiempo de respuesta de éste a los distintos escenarios, obteniendo así el contexto ideal de funcionamiento de la tecnología LAES de HighviewPower.

Todo ello no se ha podido llevar a cabo por el alcance limitado del proyecto de fin de grado. Sin embargo, los programas EES expuestos permiten acometer el estudio termodinámico de los ciclos propuestos por la empresa británica HighviewPower.

8. REFERENCIAS.

- Aneke, M.A y Wang, M.W. 2016. *Energy storage technologies and real life applications – A state of the art review*. Applied Energy. Volumen **179**, páginas 350-377.
- Azelio. 2022. *The solution*. [Online]. [Accedido 17 Agosto 2022]. Disponible en: <https://www.azelio.com/the-solution/>
- Bird, L. et al. 2016. Wind and solar energy curtailment: A review of international experience. Renewable and Sustainable Energy Reviews. Volumen **65**, páginas 577 - 586.
- BloombergNEF y Acciona. 2019. *Flexibility Solutions for High-Renewable Energy Systems, Spain*. [Online]. [Accedido 4 Agosto 2022]. Disponible en: <https://assets.bbhub.io/professional/sites/24/Flexibility-Solutions-for-High-Renewable-Energy-Systems-Spain-Outlook.pdf>
- BloombergNEF. 2021. *New Energy Outlook*. [Online]. [Accedido 26 Agosto 2022]. Disponible en: <https://about.bnef.com/new-energy-outlook/>
- Bojek, P. y Bahar, H. 2021. *IEA. Renewable Power*. [Online]. [Accedido 20 Agosto 2022]. Disponible en: <https://www.iea.org/reports/renewable-power>
- Breeze, P. 2018. Power System Energy Storage Technologies. Chapter 8 - Hydrogen Energy Storage. Páginas 69-77.
- Cacheiro Hernández, A. 2019. *Licuefacción de Nitrógeno: Análisis y Optimización del rendimiento exergético y de la fracción licuada para el ciclo de Linde y ciclo de Claude*. Trabajo fin de grado. Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales. Universidad Politécnica de Madrid.
- Carrasco, J. M. et al. 2006. Power-Electronic Systems for the Grid Integration of Renewable Energy Sources: A Survey. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*. Volumen **53** (4), páginas 1002-1016.
- Connolly, D., MacLaughlin, S.m Leahy, M. 2010. Development of a computer program to locate potential sites for pumped hydroelectric energy storage. *Energy*. Volumen **3** (1), páginas 375-381.
- Denholm, P. 2012. Energy storage to reduce renewable energy curtailment. *IEEE Power and Energy Society General Meeting*, páginas 1-4.
- Divya, K.C., Østergaard, J. 2009. Battery energy storage technology for power systems—An overview. *Electric Power Systems Research*. Volumen **79** (4), páginas 511-520.
- Donosio Martín, I. 2020. *Diseño, optimización y simulación energética de una planta de almacenamiento de energía basada en la licuación de aire. Estudio teórico y análisis de costes*. Trabajo fin de grado. Escuela Técnica Superior de Ingeniería y Diseño Industrial. Universidad Politécnica de Madrid.
- Escobar Mejía, A. y Holguín Londoño, M. 2011. Sistemas de Almacenamiento de Energía y su aplicación en Energías Renovables. *Universidad Tecnológica de Pereira*. Volumen 47, páginas 12-16.
- European Association for Storage of Energy (EASE) y European Energy Research Alliance (EERA). 2017. *European Energy Storage Technology Development Roadmap*. [Online]. [Accedido 3

Agosto 2022]. Disponible en: <https://www.eera-set.eu/component/attachments/?task=download&id=312>

GEA Refrigeration Technologies. 2014. Manual de Instalación y Mantenimiento (IMM-esp), Grasso V Compresores Alternativos para Refrigeración Industrial.

Gil Tomo, C.G.T y Santana, D.S. 2013. Selección y diseño de compresores centrífugos. *Universidad Carlos III de Madrid, Departamento de Térmica y de Fluidos*.

Grazzini, G. y Milazzo, A. 2008. Thermodynamic analysis of CAES/TES systems for renewable energy plants. *Renewable Energy*. Volumen **33**, páginas 1998-2006.

Guacaneme, J.A., Velasco, D. y Trujillo, C.L. 2014. Revisión de las características de sistemas de almacenamiento de energía para aplicaciones en micro redes. *Scielo Información tecnológica*. Volumen **25** (no.2).

Hannan, M.A., Wali, S.B., Ker, P.J., Abd Rahman, M.S., Mansor, M., Ramachandaramurthy, V.K., Muttaqi, K.M., Mahlia, T.M.I., Dong, Z.Y. 2021. Battery energy-storage system: A review of technologies, optimization objectives, constraints, approaches, and outstanding issues. *Journal of Energy Storage*. Volumen **42**.

Hameer, S y van Niekerk, J.L. 2015. A review of large-scale electrical energy storage. *International Journal of Energy Research*. Volumen **39** (9), páginas 1179 - 1195.

Haywood, R.W. 2013. *Ciclos Termodinámicos de Potencia y Refrigeración*. 2ª ed. Cambridge University Press, United Kingdom.

HighviewPower. 2017. Liquid Air Energy Storage. [Online]. [Accedido 20 Agosto 2022]. Disponible en: <https://www.highviewpower.com/wp-content/uploads/2018/04/Highview-Brochure-November-2017-Online-A4-web.pdf>

HighviewPower. 2021. Liquid Air Energy Storage. Isover. [Online]. [Accedido 19 Agosto 2022].

Horsedale Power Reserve. 2021. Our vision. [Online]. [Accedido 6/08/2022]. Disponible en: <https://hornsdalepowerreserve.com.au/learn/>

Hunt, J.D., Zakeri, B., Lopes, R., Barbosa, P. S. F., Nascimento, A., de Castro, N. J.,... y Wada, Y. 2020. Existing and new arrangements of pumped-hydro storage plants. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Volumen **129**, 109914.

Hunt, J.D., Byers, E., Riahi, K., Langan, S. 2018. Comparison between seasonal pumped-storage and conventional reservoir dams from the water, energy and land nexus perspective. *Energy Conversion and Management*. Volumen **166**, páginas 385-401.

IRENA. 2020. Innovation Outlook: Thermal Energy Storage, International Renewable Energy Agency, Abu Dhabi. [Online]. [Accedido 28 Julio de 2022]. Disponible en: https://www.irena.org/-/media/Files/IRENA/Agency/Publication/2020/Nov/IRENA_Innovation_Outlook_TES_2020.pdf

Joseph, A., Shahidehpour, M. 2006. Battery storage systems in electric power systems. *2006 IEEE Power Engineering Society General Meeting*.

Koohi-Kamali, S., Tyagi, V.V., Rahim, N.A., Panwar, N.L., Mokhlis, H. 2013. Emergence of energy storage technologies as the solution for reliable operation of smart power systems: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Volumen **25**, páginas 135-165.

Láinez Muñiz, B. 2021. *Análisis de una planta de almacenamiento de energía mediante aire líquido integrada en un sistema insular*. Trabajo de fin de grado. Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales. Universidad Politécnica de Madrid.

Lund, H., y Salgi, G. 2009. The role of compressed air energy storage (CAES) in future sustainable energy systems. *Energy conversion and management*. Volumen **50** (5), páginas 1172-1179.

Lutyński, M. 2017. An overview of potential benefits and limitations of Compressed Air Energy Storage in abandoned coal mines. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. Volumen **268** (012006).

Meinberg. 2022. Tiempo de Precisión para la Industria Eléctrica y las Redes Inteligentes (Smart Grid). [Online]. [Accedido 18 Agosto 2022]. Disponible en: <https://www.meinberg.es/soporte/informacion/time-sync-in-smart-grid.htm>

Mesa Vélez-Bracho, V., Lucero Martínez, C., Sánchez Sobrini, P., Escudero Ávila, M.T., Maynar Muñoz, M. 2014. Sistema de almacenamiento de energía basado en Hidrógeno. [Online]. [Accedido 17 Agosto 2022]. Disponible en: <https://www.construible.es/comunicaciones/sistema-almacenamiento-energia-basado-hidrogeno>

Mitali, J., Dhinakaran, S., Mohamad, A.A. 2022. Energy Storage systems: A review. *Energy Storage and Saving*.

Moran, M.J and Shapiro, H.N. 2018. *Fundamentos de Termodinámica Técnica*. 2ª ed. /correspondiente a la 4ª ed. Original. John Wiley & Sons, Inc., Hoboken (NJ), USA.

Naciones Unidas. 2016. Recomendaciones Internacionales para las Estadísticas de Energía (IRES). *Departamento de asuntos económicos y sociales. Informes Estadísticos*. Serie M No. 93.

Oak Ridge National Laboratory. 2018. 2017 Hydropower Market Report. *U.S Department of Energy*. [Online]. Disponible en: <https://www.energy.gov/sites/default/files/2018/04/f51/Hydropower%20Market%20Report.pdf>

Ortega Aguado, I. 2021. *El futuro del almacenamiento energético: Análisis de la rentabilidad de una planta de baterías de ion de litio de 50 MW*. Trabajo Fin de Master. Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales. Universidad Politécnica de Madrid.

Øvergaard, S.O. 2008. *Issue paper: Definition of primary and secondary energy*. Prepared as input to Chapter 3: Standard International Energy Classification (SIEC) in the International Recommendation on Energy Statistics (IRES)

Palacios, A., Barreneche, C., Navarro, M.E., Ding, Y. 2020. Thermal energy storage technologies for concentrated solar power – A review from a materials perspective. *Renewable Energy*. Volumen **156**, páginas 1244-1265.

Pastor Fernández, F. 2017. Simulación y diseño de un puente rectificador para su utilización como cargador de baterías. *Universidad de Valladolid, Escuela de Ingeniería Industrial*. [Online]. [Accedido 15 Julio 2022]. Disponible en: <https://uvadoc.uva.es/bitstream/handle/10324/25365/TFG-P-647.pdf>

Red Eléctrica de España (REE). 2022. *Almacenamiento energético*. [Online]. [Accedido 3/08/2022]. Disponible en: <https://www.ree.es/es/red21/almacenamiento-energetico>

Rehman, S.R., Al-Hadhrami, L.M., Alam, Md.M. 2015. Pumped hydro energy storage system: A technological review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Volumen **44**, páginas 586-598.

Rudnick. H., Valdovinos, F. y Otárola, R. 2008. Almacenamiento de Energía: Desarrollos Tecnológicos y Costos. *Pontificia Universidad Católica de Chile, Escuela de Ingeniería*. [Online]. [Accedido 11 Julio 2022]. Disponible en: https://hrudnick.sitios.ing.uc.cl/mercados/almacena/Almacenamiento_Energia_archivos/Almacenamiento_Energia.pdf

Santa Úrsula Hernanz, J.A. 2018. *Análisis exergético de tecnologías de licuación de gas natural de pequeña escala*. Trabajo de fin de grado. Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales. Universidad Politécnica de Madrid.

Saulsbury, B.S. 2020. A Comparison of the Environmental Effects of Open-Loop and Closed-Loop Pumped Storage Hydropower. *Hydrowires, U.S Department of Energy*. [Online]. [Accedido 11 Agosto 2022]. Disponible en: <https://www.energy.gov/sites/prod/files/2020/04/f73/comparison-of-environmental-effects-open-loop-closed-loop-psh-1.pdf>

Universidad de Zaragoza. Departamento de Ingeniería Mecánica. *Apuntes de Termodinámica Técnica y fundamentos de transmisión de calor*. Curso 2019-2020.

Ushak, S., Fernández, A.G., y Grageda, M. 2015. Chapter 3 - Using molten salts and other liquid sensible storage media in thermal energy storage (TES) systems. *Advances in Thermal Energy Storage Systems Methods and Applications*. Edited by Luisa F.Cabeza. Páginas 49 - 63.

Vazquez, S., Lukic, S.M., Galvan, E., Franquelo, L.G., Carrasco, J.M. 2010. Energy Storage Systems for Transport and Grid Applications. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*. Volumen **57** (12), páginas 3881-3895.

Vogt S.A. 2022. SISTEMA AZELIO DE ALMACENAMIENTO DE ENERGÍA DE LARGA DURACIÓN. [Online]. [Accedido 17 Agosto 2022]. Disponible en: <https://vogt.cl/sistema-azelio-de-almacenamiento-de-energia-de-larga-duracion/>

Wikipedia. 2022. *Aire*. [Online]. [Accedido 3 Agosto 2022]. Disponible en: <https://es.wikipedia.org/wiki/Aire>

Wikipedia. 2022. *Compression Ratio*. [Online]. [Accedido 3 Agosto 2022]. Disponible en: https://en.wikipedia.org/wiki/Compression_ratio

Wikipedia. 2022. *Joule-Thomson effect*. [Online]. [Accedido 5 Agosto 2022]. Disponible en: https://en.wikipedia.org/wiki/Joule%E2%80%93Thomson_effect

Wikipedia. 2022. *Supercritical fluid*. [Online]. [Accedido 4 Agosto 2022]. Disponible en: https://en.wikipedia.org/wiki/Supercritical_fluid

Yang, Chi-Jeng. 2016. Chapter 2 - Pumped Hydroelectric Storage. *Storing Energy with Special Reference to Renewable Energy Sources*. Editado por: Trevor M.Letcher. Páginas 25-38.

Zhou, Q., Du, D., Lu, C., He, Q., y Liu, W. 2019. A review of thermal energy storage in compressed air energy storage system. *Energy*. Volumen **188** (115993).

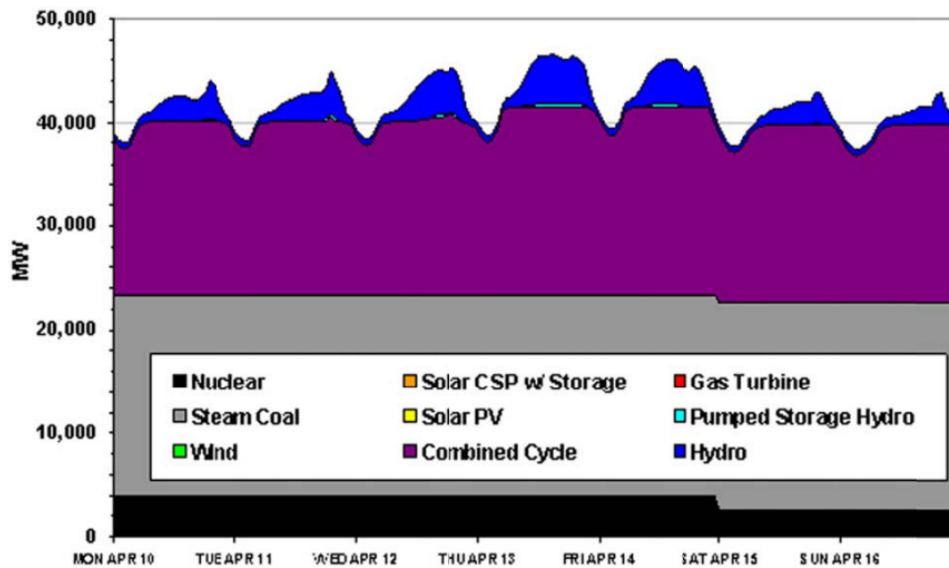
Zuber, M.Z. 2011. Renaissance for Pumped Storage in Europe. *Hydroreview*. Volumen **19** (3).

9. ANEXOS.

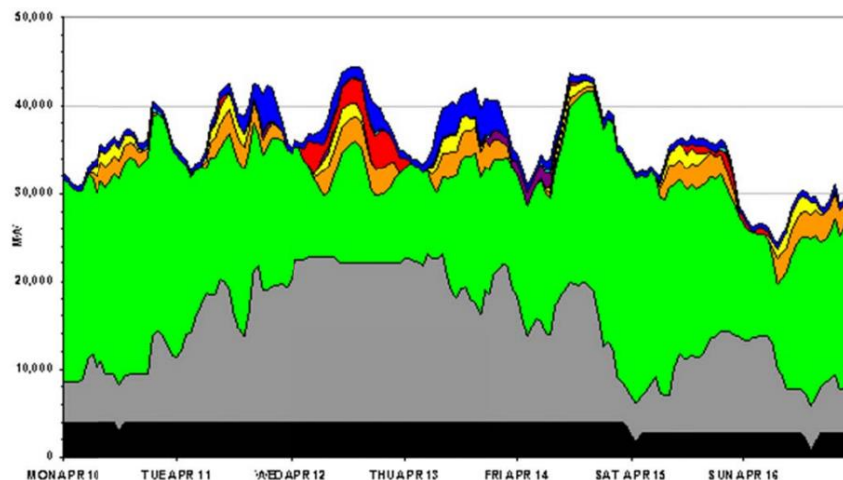
A.1. Efecto de la integración de las EERR en el mercado eléctrico actual. Denholm (2012)

Denholm (2012) estudió el efecto de la integración e impacto de las energías renovables en el mercado junto con las dificultades que éstas generan sobre las empresas eléctricas a la hora de satisfacer la demanda. Su estudio se enmarca en EEUU, concretamente en el estado de Texas.

Se observa la gráfica de demanda para una semana de abril sin contribución de las energías renovables y con una fuerte dependencia en las centrales nucleares y de carbón (carga base, 23 GW de producción constante).



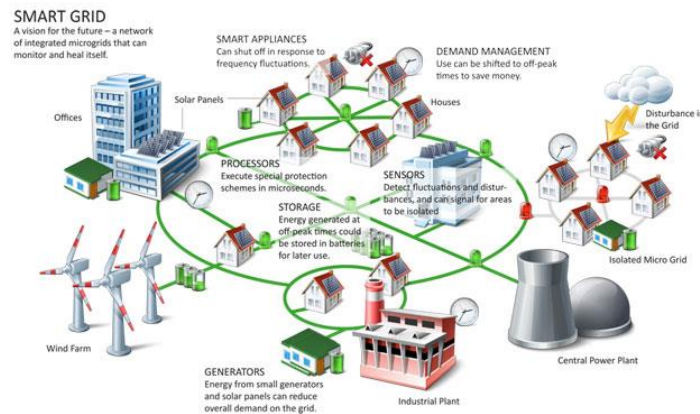
A continuación, observamos el cambio drástico que sufre la red eléctrica con la adición de generadores renovables. Podemos observar como el uso de la energía eólica y solar ha reducido notablemente la participación de los ciclos combinados y centrales de carbón.



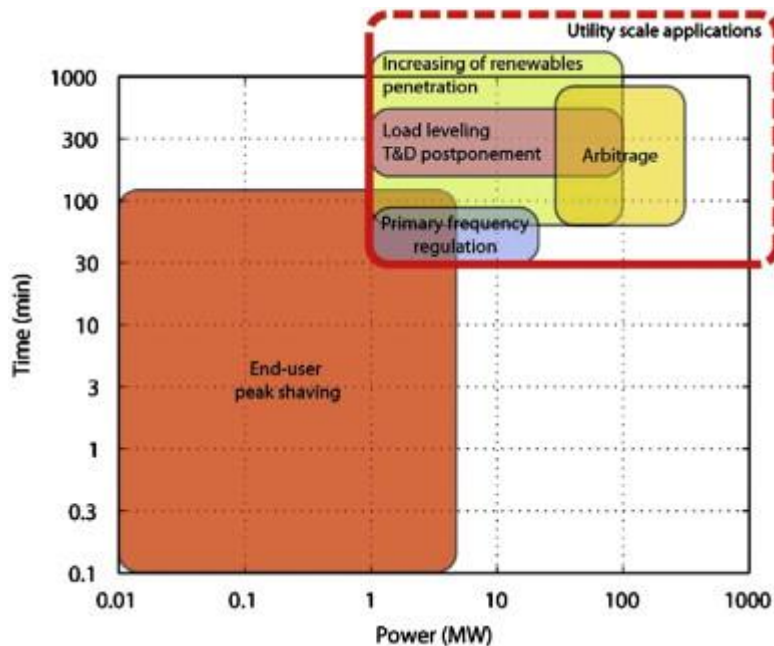
En vista de los resultados obtenidos, Denholm (2012) concluye que con la actual penetración de la generación eólica y solar, la energía de los generadores flexibles que siguen la carga se desplaza. A mayores niveles de integración de renovables, menor producción de energía de las unidades que tradicionalmente no son cíclicas lo que limita la capacidad de dichos generadores térmicos. A consecuencia de la fluctuación en las energías renovables y los requisitos de profundidad de descarga, es frecuente que las centrales funcionen a niveles de carga mínimos.

La restricción debida a las limitaciones de generación mínima puede considerarse una combinación de los límites de flexibilidad de la red y de los límites de transmisión, ya que puede existir la oportunidad de compartir energía con un sistema vecino suponiendo una capacidad de transmisión adecuada. Si los generadores de carga base no pueden reducir la producción, habrá que recortar la energía eólica. Las consecuencias económicas de recortar la producción de energía renovable son críticas. Supone desperdiciar energía libre de combustibles y emisiones, además reduce el factor de capacidad efectivo de la planta y da lugar a una menor venta de energía a la red lo que supone un aumento del coste de la energía.

A.2. Esquema funcional de las Redes Inteligentes (Meinberg, 2022)

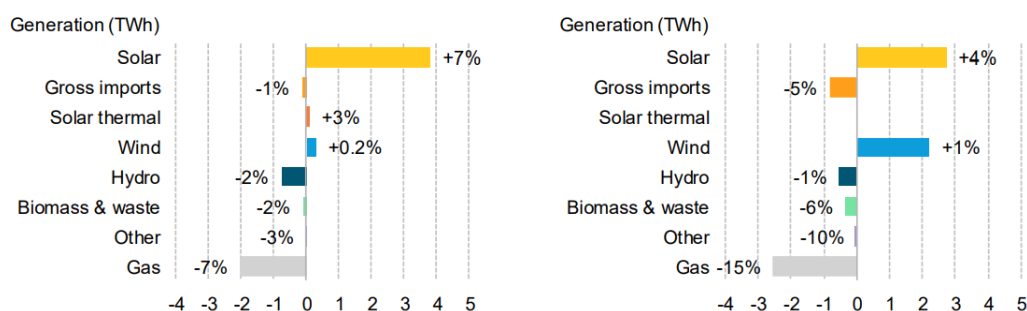


A.3. Relación tiempo de descarga-voltaje para las distintas aplicaciones de ESS. (Koohi-Kamali et al., 2013).



A.4. Introducción de las EERR en el mercado español e importancia ESS. (BloombergNef y ACCIONA, 2019)

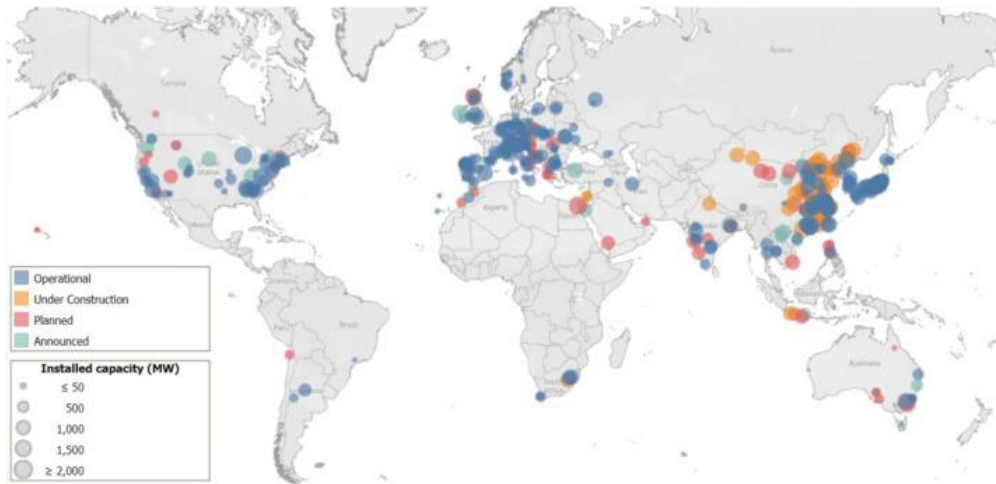
A continuación se muestran los resultados del estudio. Los porcentajes muestran el cambio relativo frente al escenario base actual. A largo plazo, para una integración de las energías Renovables del 80% la capacidad de almacenamiento adicional sustituye a la capacidad de respaldo fósil en una proporción de 9 a 1 en 2040 (es decir, 9GW de almacenamiento sustituyen a 1GW de capacidad de pico). En 2050 la generación solar y eólica son un 4% y un 1% más altas, respectivamente. Como resultado se reduce un 7% (2040) y 15% (2050) el empleo del gas, por lo que el sistema es menos dependiente de las importaciones.



En 2040-50 las emisiones son un 12% menor lo que equivale a una reducción de 18,9MtCO₂. La integración total de las fuentes renovables (eólica y solar) permitirá a España satisfacer gran parte de su demanda con recursos propios reduciendo la necesidad de adquirir combustible y electricidad en el extranjero. Aunque las baterías poseen características favorables dentro de las tecnologías ESS, no pueden ayudar a satisfacer la demanda durante los periodos prolongados de baja producción renovable. Por ello es necesario desarrollar tecnología ESS capaz de desplazar la energía para satisfacer alta demanda en periodos de baja producción de renovables durante varios días consecutivos, sin emisiones de carbono.

A.5. Distribución mundial de plantas PHES operacionales, en construcción y planificadas (Hunt et al., 2020)

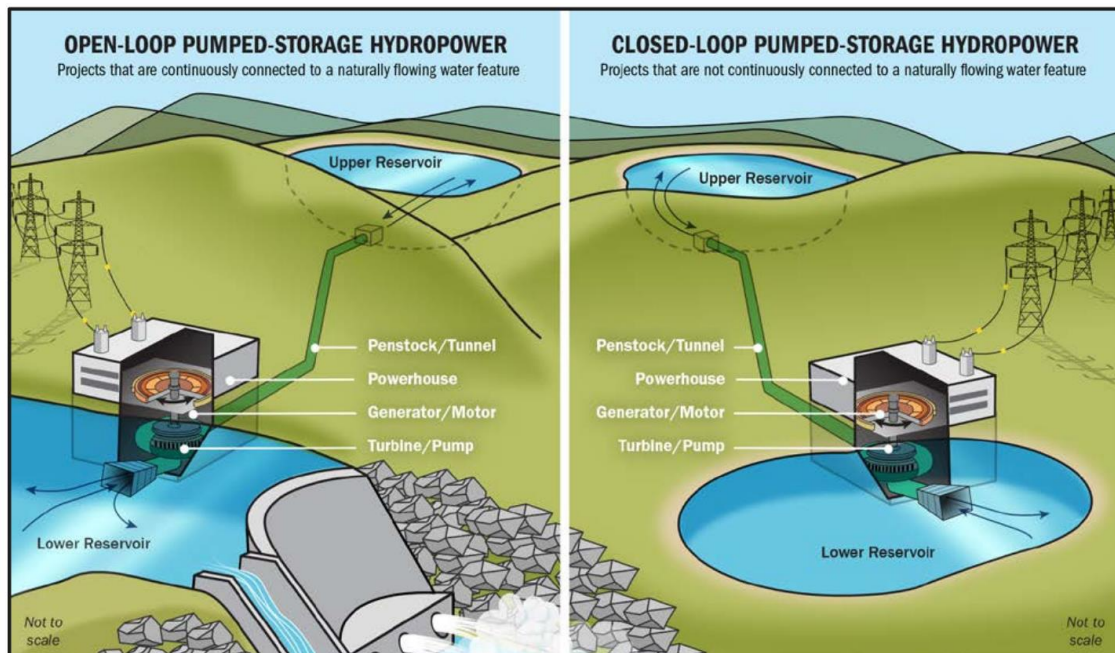
La tecnología PHES en 2012 era considerada la forma de almacenamiento de energía eléctrica con mayor capacidad. A su vez, el Instituto de Investigación de la Energía Eléctrica reportó que el almacenamiento de energía hidroeléctrica por bombeo suponía cerca del 99% del volumen total de la capacidad de almacenamiento mundial, representando cerca de 12 GW (Rehman et al., 2015). Como podemos observar Japón, China y EEUU son líderes mundiales en la inclusión de la tecnología de almacenamiento por bombeo hidroeléctrico y disponen de las mayores capacidades.



Como podemos observar China cuenta con plantas con gran capacidad de almacenamiento, además el gobierno Chino anunció en 2014 su intención de cuadruplicar sus instalaciones PHES hasta conseguir una capacidad cercana a los 100 GW para 2025 (Yang, 2016). La implantación con éxito de esta nueva medida supondría igualar la capacidad mundial de PHES en 2009. En Europa, países como España, Suiza y Austria se están sumando a esta tendencia y se prevé un aumento de 27 GW en la capacidad del sistema para 2020 (Zuber, 2011).

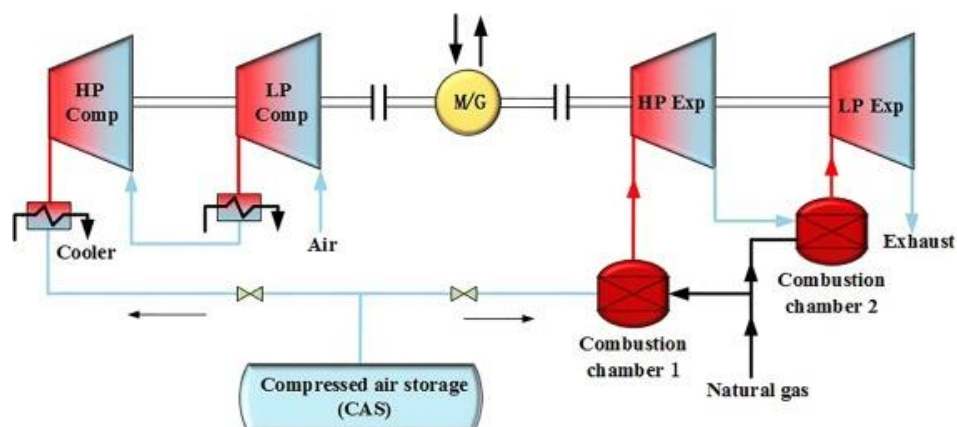
A.6. Tipos de instalaciones de almacenamiento hidroeléctrico (Saulsbury, 2020).

A continuación, podemos observar los distintos tipos de instalaciones de almacenamiento eléctrico de la tecnología PHES, cuya diferencia principal reside en la conectividad entre los distintos reservorios de agua. La Red Eléctrica de España (REE) define las plantas PHES de bombeo mixto “sistema continuamente conectado a una fuente de agua natural que fluye naturalmente” y las de ciclo cerrado como “sistema que no está conectado de forma continua a una corriente de agua natural de agua que fluye naturalmente” (Oak Ridge National Laboratory, 2018).

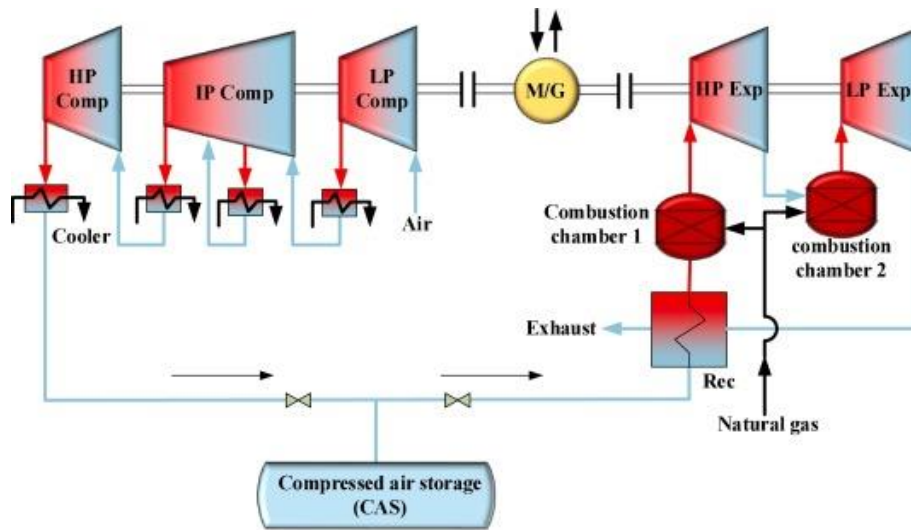


Bo Saulsbury (2020) publicó un informe comparativo entre ambas tecnologías a nivel de impacto medioambiental en los proyectos existentes en EEUU. En dicho informe concluyó que los efectos de las plantas de tipo circuito cerrado son menores (más localizados y de menor duración) que los causados por aquellas plantas de tipo abierto. Esto se debe a que tienen mayor flexibilidad geográfica lo que hace que se sitúen fuera de la corriente principal mitigando su impacto.

A.7. Esquema de funcionamiento de la Central de Huntorf (Zhou et al., 2019)



A.8. Esquema de funcionamiento de la Central de McIntosh (Zhou et al., 2019)

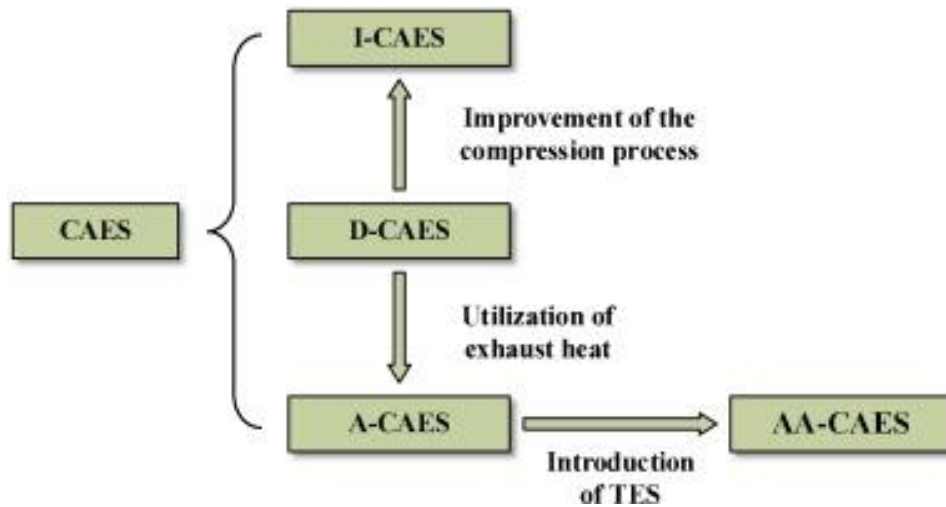


A.9. Comparación de los parámetros técnicos de las centrales D-CAES operativas (Lutyński, 2017).

Plant	Huntorf	McIntosh
Cycle efficiency	42%	54%
Energy input for 1 kW h_{el} energy output	0.8 kW h_{el} /1.6 kW h_{gas}	0.69 h_{el} / 1.6 kW h_{gas}
Energy content (in relation to power output)	642 MW h	2640 MW h
Planning-construction-commissioning	1969 - 1978	1988-1991
Compression		
Max. electricity input	60 MW	50 MW
Max. air mass flow rate	108 kg/s	Approx. 90 kg/s
Compressor units	2	4
Charging time	Approx. 8 h	Approx. 38 h
Storage		
Cavern pressure range	4.6 – 7.2 MPa	4.6 – 7.5 MPa
Cavern volume	310 000 m ³	538 000 m ³
Expansion		
Max. electricity output	321 MW	110 MW
Control range (output)	100-321 MW	10-110 MW
Discharging time (at full load)	Approx. 2 h	Approx. 24 h
Start-up time (normal/emergency)	14/8 min	12/7 min
Max. mass flow rate	455 kg/s	154 kg/s
HP turbine inlet	4.13 MPa/490°C	4.2 MPa/538°C
ND turbine inlet	1.28 MPa/945°C	1.5 MPa/871°C

La central de Huntorf (Anexo A.7) proporciona una eficiencia de ciclo (RTE) del 42% y emplea gas natural para ayudar a la combustión en el proceso de liberación de energía. Sin embargo, presenta ciertas limitaciones debido a la baja eficiencia de los equipos que integran el sistema, las pérdidas en el proceso de conversión de energía y las pérdidas de calor originadas a lo largo del ciclo. La central de McIntosh (Anexo A.8) tiene una eficiencia de ciclo (RTE) del 54%, este aumento con respecto al ciclo CAES de Huntorf se debe a la integración de generadores en las turbinas de gas. Estos equipos se encargan de recuperar el calor residual con el objetivo de reciclar el calor proveniente de los gases de escape.

A.10. Desarrollo de la tecnología de almacenamiento energético CAES (Zhou et al., 2019)



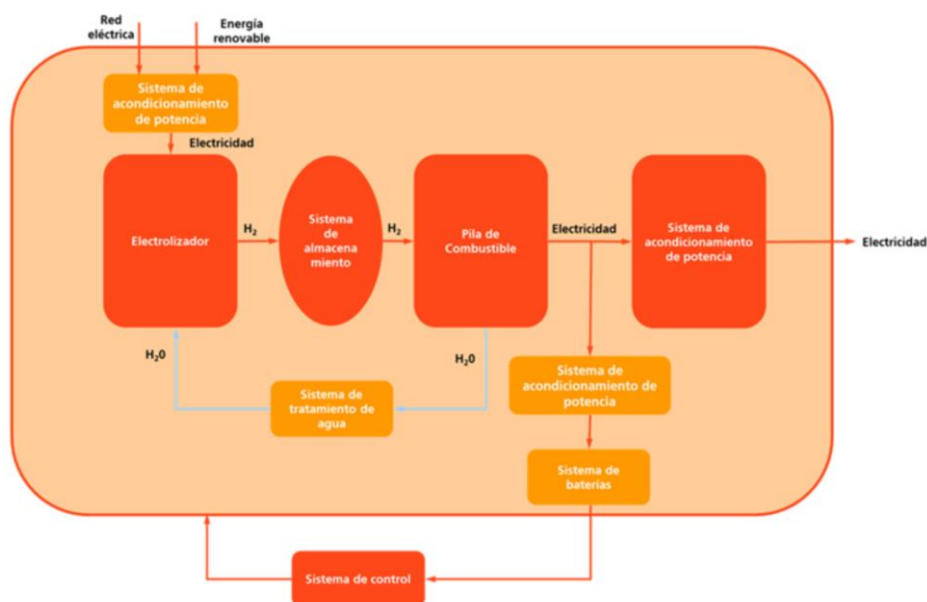
El funcionamiento de una planta de tipo I-CAES es análoga a la D-CAES tradicional expuesta, sin embargo, aumenta la eficiencia del sistema al mejorar el proceso de compresión. Dicho proceso de compresión se realiza de forma paulatina, permitiendo de esta forma que la temperatura se vaya igualando con la del entorno, de ahí la denominación almacenamiento energético isotérmico. Este tipo de sistemas es bueno para redes eléctricas pequeñas donde la densidad de potencia no es primordial.

Otra de las variaciones que surgen a partir de los ciclos D-CAES tradicionales son los sistemas adiabáticos A-CAES que posteriormente, tras la introducción de TES (Thermal Energy Storage) en dichos ciclos, se desarrollaron en AA-CAES (Sistema adiabático avanzado). La innovación que introdujeron es la de almacenar el calor generado durante los procesos de compresión para posteriormente, usarlos con el objetivo de precalentar el aire durante el proceso de expansión. Los principales inconvenientes de este tipo de sistemas son que requieren de un sistema de almacenamiento de calor eficiente y de combustibles como gas natural para el proceso de combustión interno y ello origina la emisión de gases de efecto invernadero, lo que va en contra de la idea de promover un futuro basado en sistemas energéticos sostenibles (Lund y Salgi, 2009).

Los sistemas AA-CAES introducen Almacenamiento Térmico en los ciclos tradicionales expuestos. La funcionalidad no es otra que la de almacenar el calor generado durante el proceso de compresión para que durante la etapa de liberación energética a la red, el sistema TES precalienta el aire a alta presión a través del intercambiador de calor. Así pues el TES sustituye a la cámara de combustión para calentar el aire, reduciendo así la pérdida de energía del sistema y aumentando la eficiencia del sistema, además de conseguir emisiones nulas (Zhou et al., 2019).

Grazzini y Milazzo (2008) realizaron un análisis termodinámico del sistema de almacenamiento AA-CAES. Diseñaron un sistema con almacenamiento de energía térmica (TES) pero carente de combustión asistida mediante el uso de recursos fósiles y concluyeron que la eficiencia del ciclo podía aumentar hasta un 72%.

A.11. Esquema de funcionamiento de una planta de almacenamiento de hidrógeno renovable y su posterior uso en una pila de combustible (Mesa Vélez-Bracho et al., 2014).



A.12. Características operacionales de distintas tecnologías BESS

A continuación se representan las distintas tecnologías empleadas para estos sistemas de almacenamiento en función de los parámetros funcionales ciclo de vida 80% de profundidad de descarga, eficiencia, densidad energética (Wh/litro), densidad de potencia (W/litro) a la vez que exponer las ventajas y desventajas de cada modalidad. La densidad energética es una medida de la cantidad de energía que contiene una batería en comparación con su volumen, mientras que la densidad de potencia es una medida de la potencia de salida por unidad de volumen

BESS	Ciclo de vida (80% de descarga)	η	Densidad Energética $\left[\frac{Wh}{L}\right]$	Densidad de Potencia $\left[\frac{W}{L}\right]$	Rango de Temperatura óptimo $[^{\circ}C]$	Autodescarga	Coste $\left[\frac{\epsilon}{Kwh}\right]$	Unidad comercial de mayor capacidad
Pb – Ácido	300-3000	72% - 78%	35-40	80-90	-5 a 40	2%-5%/mes	50-150	10 MW/40MWh
NiCd	3000	72% - 78%	40-60	50-150	-40 a 50	5%-20%/mes	200-600	27MW/6,75 MWh
Li-ion	3000	$\approx 100\%$	100-265	250-693	-30 a 60	1%/mes	700-1000	150 MW/193,5 MWh \diamond
Baterías de Flujo (VRB)	2000 - 20000	85%	40	15-25	0 a 40	Baja o sin en función bombeo electrolito	360-100	1,5 MW/1,5 MWh

Las baterías de plomo-ácido son las tecnologías recargables de más antigüedad y poseen un ciclo de vida y eficiencia moderadas lo que dificulta su competitividad en el mercado de las BESS. Las baterías Li-ion son consideradas las tecnologías líderes en el sector para aplicaciones que requieran de alta densidad de potencia y parecen tener el mayor potencial de desarrollo y optimización en el futuro.

- ❖ La planta de baterías de Li-ion más grande del mundo se encuentra en Australia. En 2017 proporcionó 100MW/129MWh, y por ello en 2020 se aumentó la capacidad de la planta. Horsedale Power Reserve completó una ampliación de 50MW/64,5MWh, lo que supone la unidad comercial de mayor capacidad para baterías Li-ion. Durante los primeros años de la planta se estimó un ahorro para los consumidores de más de 150 millones de dólares, lo que supuso un gran impacto en el Mercado Eléctrico Nacional (*Horsedale Power Reserve, 2021*).

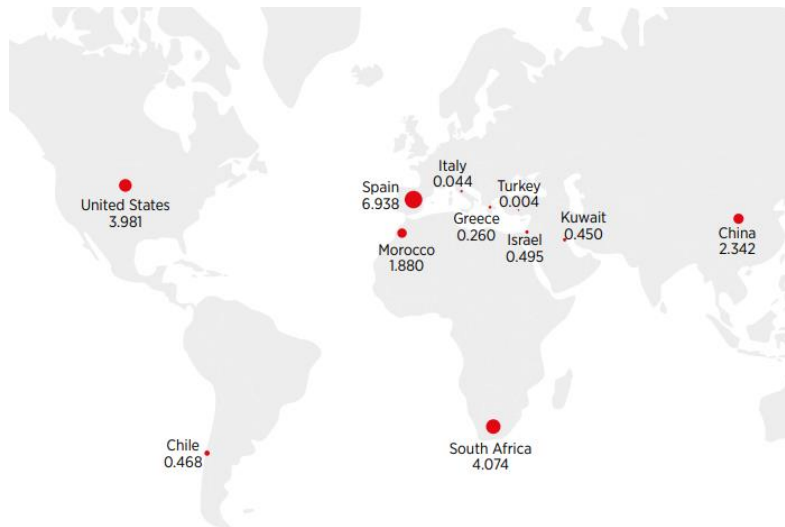
Los estudios en baterías se centran en incrementar la densidad de energía, mejorar la vida útil y la eficiencia mientras se reduce el costo. Algunas BESS emplean FACTS (capacitores avanzados) con el objetivo de mejorar el control de voltaje y frecuencia y el flujo potencia del sistema eléctrico, mejorando la salida de plantas solares. De acuerdo con Escobar Mejía y Holguín Londoño (2011), las baterías Pb-ácido suponen una gran oportunidad de desarrollo para el almacenamiento de energía e integración de las Energías Renovables. Este tipo de baterías son las llamadas baterías de ciclo profundo con una capacidad de energía que oscila entre 17 y 40 MWh y tienen eficiencias de alrededor del 70-80 %. Por lo general este tipo de tecnología se caracterizan por bajo costo, baja densidad de energía y limitada vida útil.

A.13. Tabla Comparativa y Características de las distintas tecnologías TES. Adaptado de (Hameer y van Niekerk, 2015)

Los sistemas de almacenamiento térmico de energía están formados por dispositivos capaces de almacenar electricidad o calor residual de procesos industriales en forma de energía térmica. El principio básico es el de la conversión de electricidad en calor mediante bombas de calor, para posteriormente mediante turbinas de vapor transformar dicho calor en electricidad. Existen tres procesos distintos de almacenamiento de energía térmica a altas temperaturas: calor sensible, calor latente y calor termoquímico. La tecnología TES puede dividirse, según el rango de temperatura de funcionamiento, en TES de baja temperatura (< 200°C) y de alta temperatura. Los sistemas TES de alta temperatura se utilizan generalmente en tecnologías de energía renovable y sistemas de energía térmica, mientras que los sistemas TES de baja temperatura los podemos encontrar en aplicaciones de calefacción y refrigeración de edificios. El almacenamiento de Energía Térmica (TES) es una de las formas de almacenamiento de energía más extendidas y de mayor proyección. Se prevé un aumento notable (entre 13bn y 28bn \$) de inversiones en el desarrollo de esta tecnología, además, el mercado global de la tecnología TES podría triplicarse en capacidad instalada, hasta 800 GWh en 2030 (IRENA, 2020).

	CALOR SENSIBLE	CALOR LATENTE	CALOR TERMOQUÍMICO
Intervalo Temperaturas	Depósitos H_2O : 110°C Acuíferos y almacenamiento subterráneo: 50°C Cemento: 400°C	Parafinas: 20 – 40°C Hidratos salinos: 30 – 80°C	20 - 200°C
$\rho_{energética}$	0,2 [$\frac{GJ}{m^3}$]	0,3 – 0,5 [$\frac{GJ}{m^3}$]	0,4 – 3 [$\frac{GJ}{m^3}$]
Grado de desarrollo	Comercializada	Comercializada para algunos valores de Temperaturas y materiales	En proceso de desarrollo
Vida útil	Larga	Limitada. Necesidad de desarrollar tecnología y renovación materiales	Varía según degradación reactivos y reacciones secundarias
Ventajas	Bajo Coste Fiabilidad Bajo grado de complejidad	Transporte a corta distancia Volumen bajo	Alta $\rho_{energética}$ Tecnología compacta Bajas pérdidas térmicas (largos períodos almacenamiento) Transporte a larga distancia
Desventajas	Pérdidas térmicas (ineficiencia ciclos carga-descarga) Requieren de alto volumen	Baja conductividad Pérdidas térmicas Materiales corrosivos	Elevado Coste Alto grado de complejidad

A.14. Capacidad y distribución mundial de almacenamiento TES de sales fundidas (GWh). (IRENA, 2020)

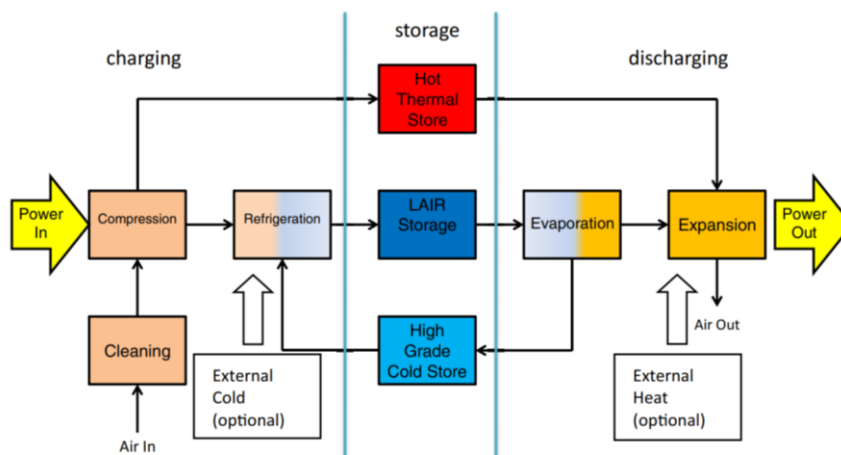


A.15. AZELIO y Tecnología TES.POD

Dentro de la tecnología de Almacenamiento de Calor Latente Azelio ha desarrollado la tecnología TES.POD, que se carga a partir de fuentes renovables y es capaz de proporcionar calor y electricidad según la demanda (Azelio, 2022). El proceso consiste en el almacén de energía en forma de calor al fundir aluminio reciclado a 600°C. Dicho calor se transfiere a una solución de sodio fundido que pone en operación el motor Stirling para generar electricidad, generando cero emisiones al ser alimentado en su totalidad por calor. Azelio estima que esta tecnología TES es preferible, en términos de rentabilidad económica y medioambientales, al diésel y baterías para micro redes. Entre las características operacionales destacan: capacidad de almacenamiento de energía durante 13 horas, vida operativa de más de 30 años y gran escalabilidad y competitividad del sistema, ofreciendo una potencia en el rango de 0,1 MW a 100MW (Vogt S.A, 2022).

A.16. Procesos de carga, almacenamiento, descarga y almacenamiento de calor y frío residual para CRYOBattery de HighviewPower.

A continuación se presenta el modelo conceptual de la Planta Piloto propuesta por HighviewPower (Brett y Barnett, 2014)



- Proceso de Carga

El sistema de carga consiste en el empleo de energía eléctrica excedente de la red para accionar un sistema de licuefacción de aire. Durante esta etapa el aire entrante es limpiado, comprimido y posteriormente refrigerado hasta el rango de temperaturas criogénicas, obteniendo así aire en estado líquido. El proceso de carga se realiza mediante una modificación del Ciclo Claude, donde la refrigeración se da mediante una o más turbinas de expansión con altos rendimientos isoentrópicos así como mediante válvulas Joule-Thomson, donde el proceso de expansión es isoentálpico (Morgan et al., 2015).

Una licuadora a gran escala tendría una producción cercana a las 2000 toneladas de aire líquido por día, lo que supondría una demanda eléctrica de 17 MW con la integración de la tecnología HighviewPower de almacenamiento y reciclaje de corrientes de calor industrial. Durante el proceso se estima que para 700 litros de aire en condiciones atmosféricas se obtiene 1 litro de aire licuado (HighviewPower, 2021).

- Almacenamiento

El aire líquido extraído del proceso de carga se almacena en un tanque aislado a bajas presiones (atmosféricas) que funciona como almacén de energía. Durante este proceso, la estratificación del aire líquido puede provocar un enriquecimiento local de oxígeno en el fluido de trabajo, aumentando el riesgo de explosión en caso de contacto con los hidrocarburos empleados para la lubricación de las turbinas. Para evitar estas consecuencias, se dispone de un proceso de purga de oxígeno previo al proceso de carga.

Los tanques de almacenamiento no son un factor limitante ya que son los empleados en la industria del GNL, con una capacidad de almacenamiento criogénico de 200000m³ que se traducirían entre 17 y 24 GWh de energía eléctrica (Brett y Barnett, 2014).

Durante el desarrollo de la planta piloto de HighviewPower, se observó enriquecimiento en las tuberías de alimentación de las bombas criogénicas tras de 5-7 días de inactividad por ebullición preferente del contenido de nitrógeno del aire líquido. La purga de estas tuberías antes del funcionamiento eliminó el fluido enriquecido del sistema, y no se observó enriquecimiento del aire líquido durante dos años de funcionamiento del proyecto (Morgan et al., 2015).

- Descarga

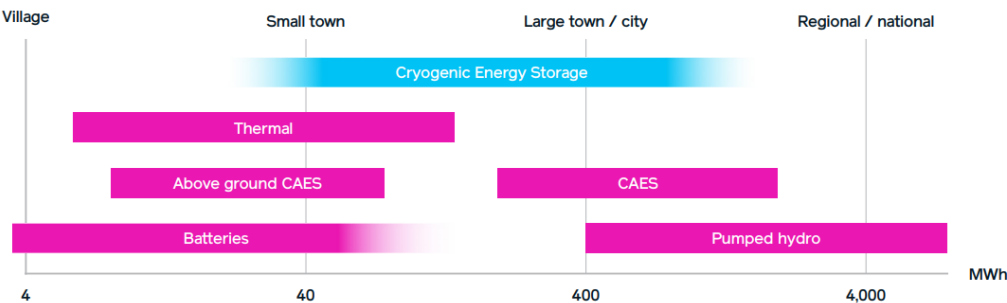
Durante las horas pico de alta demanda energética, se inicia el proceso de descarga. El aire líquido proveniente del tanque de almacenamiento es bombeado a alta presión lo que provoca un cambio de fase a estado gas, en este proceso se genera una corriente de frío residual que será empleado en el proceso de carga (licuación) mediante intercambiadores de calor. Posteriormente el aire en estado gas es calentado, gracias a la corriente de calor generada en el proceso de compresión durante la carga, y se expande en varias etapas con precalentamiento lo que acciona el generador.

La unidad de descarga de la planta piloto de HighviewPower constaba de un par de bombas criogénicas alternativas, impulsadas por un motor de velocidad variable que permitía variaciones de la presión en el proceso. Dichas bombas fueron conectadas al tanque de almacenamiento mediante un termosifón, cuyo objetivo es el de mantener a la temperatura el líquido criogénico evitando fugas térmicas. El proceso de evaporación se daba en tres etapas diferentes. Las dos primeras, calentaban el fluido gracias a los gases de escape provenientes de la etapa de carga para, en una tercera fase, colocar un intercambiador de calor externo

calentado por agua y glicol. A continuación, el aire en estado gas pasa por cuatro turbinas radiales colocadas en serie, que realizan el proceso de expansión. Durante este proceso, los intercambiadores de calor externos de agua y glicol proporcionaban calor para lograr un proceso de expansión isotérmico y mejorar la eficiencia del ciclo (Morgan et al., 2015).

Las turbinas de potencia empleadas, con entrada radial multietapa, tienen una potencia de 20 MW. Las bombas de alimentación criogénicas son las empleadas en la industria del GNL, y transportan el caudal de aire líquido necesario para accionar las turbinas de potencia. En la actualidad se estima un transporte de caudal de aire líquido de 50kg/s a más de 100 bares, aunque a largo plazo se pretenden alcanzar presiones de alimentación cercanas a los 200 bares.

A.17. Tecnologías ESS clasificadas según su capacidad y posibilidad de implantación a pequeña/gran escala (HighviewPower, 2021)



A.18. Ventajas, Desventajas y comparativa de parámetros funcionales entre las ESS con posibilidad de implantación a gran escala (HighviewPower, 2021)

	Química		Mecánica	
	Li-Ion	CRYOBattery™	Hidroeléctrica	Aire Comprimido
Tamaño (MW)	• 0–100+	• 25 – 500+	• 100+	• 150+
Duración	• Mins -Horas	• Horas - Días	• Horas - Días	• Horas - Días
Evolución costes	+++	++	-	-
Vida útil (años)	• Media	• Larga	• Larga	• Larga
Degradación	• Si	• No	• No	• No
Eficiencia	• 85%+	• 60%+	• 70%+	• 40%+
Implementación	• 3-9 meses	• 1-2 años	• 4+ años	• 2+ años
Pros & Contras	✓ Rápida instalación ✓ Standard & repetible ✗ Degradación alta	✓ Localización ✓ Standard & repetible ✓ Bajo riesgo de rechazo de la ubicación	✗ Localización ✗ Diseño específico ✗ Alto riesgo de rechazo	✗ Localización ✗ Costoso ✗ Alto riesgo de rechazo

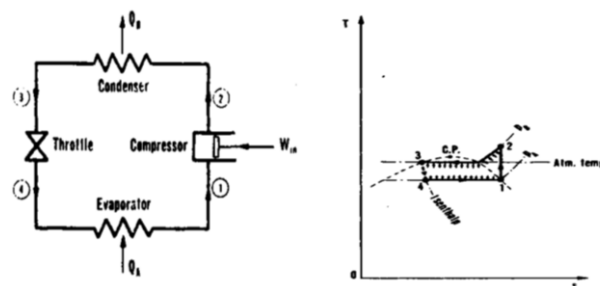
A.19. Beneficio integración turbinas con inercia rotacional. Beneficios motores síncronos en el sector Energético.

Otra de las ventajas de esta tecnología es la integración de turbinas con inercia rotacional (como las empleadas en centrales nucleares), esto permite la regulación de frecuencia. La aplicación de los motores síncronos en el sector energético supone ventajas, tanto a nivel económico como operacional. A nivel económico, la conversión de energía eléctrica es más eficiente. Los motores síncronos están diseñados para su correcto funcionamiento para un alto rango de velocidades y proveer mejor aprovechamiento de energía para una gran variedad de cargas, lo que genera mayor ahorro energético. A su vez, tienen la capacidad de corregir el factor de potencia en la red eléctrica en la que están instalados. A nivel operacional, los motores síncronos proporcionan una gran estabilidad debido a los convertidores de frecuencia. Esto permite mantener la velocidad constante tanto en las situaciones de sobrecarga como durante momentos de oscilaciones de tensión (Cembranos Nistal, 2015).

A.20. Características y Ventajas que sitúan a la tecnología LAES de HighviewPower como líder futuro de las tecnologías ESS. (Brett y Barnett, 2014).

Se trata de una tecnología con alto grado de desarrollo ya que los componentes empleados son comunes en sectores como el de GNL, esto facilita su implementación ya que poseen una cadena de suministro competitiva y reconocida. Se estima que la vida operativa es de más de 30 años, con capacidad de realizar entre 10000 y 20000 ciclos sin degradación. La tecnología LAES es más beneficiosa a gran escala debido a mayor eficiencia en la maquinaria empleada en los procesos de expansión y compresión, y a la reducción de las fugas térmicas en los tanques de almacenamiento. A su vez, los costes específicos de los sistemas son menores, lo que abarata la tecnología de almacenamiento. A continuación se especifican los indicadores clave de rendimiento de la tecnología LAES propuesta por HighviewPower. Para una temperatura de 400°C se estiman 7 T de cantidad de aire licuado (kg) para proporcionar 1MWh de electricidad a la red, además de proporcionar eficiencias de ida y vuelta positivas (60% para una unidad autónoma de CryoBattery). Las pérdidas son generadas mediante fugas térmicas en el tanque criogénico, sin embargo, con un correcto aislamiento se pueden alcanzar pérdidas del 0,2% diarias. La tecnología LAES proporciona tiempos de respuesta razonables. Los tiempos de respuesta proporcionados por esta tecnología dependen de las condiciones de funcionamiento. Bajo condiciones ideales de los equipos envueltos, en 1 minuto se ha realizado y sincronizado el arranque de la turbina de potencia y en menos de 20 minutos se ha iniciado el proceso de carga.

A.21. Ciclo de Compresión de Vapor. (Haywood, 2013)



A.22. Distintos Compresores y sus características empleados en procesos de licuefacción industrial.

En las instalaciones industriales de licuefacción de gases el proceso de compresión se puede realizar de diferentes formas dependiendo de la relación de compresión. Podemos apreciar compresores de tipo axial, centrífugos o alternativos.

El compresor centrífugo requiere de un menor número de escalonamientos y menor peso por lo que alojar dicho compresor en sistemas que requieren de Intercoolers es más sencillo. Por otro lado, los compresores axiales ofrecen un mejor rendimiento y menor volumen, superficie frontal y peso para condiciones idénticas de gasto másico y relación de compresión (*Gil Tomo y Santana, 2013*). La relación de compresión se define como la diferencia volumétrica que hay en el interior del compresor entre los estados de punto muerto inferior (PMI) y punto muerto superior (PMS) del pistón en el cilindro. A continuación se representan los puntos PMI y PMS para la obtención de relación de compresión (*Wikipedia, 2022*).



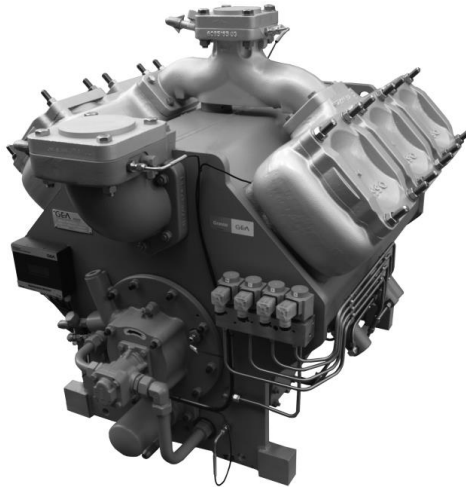
A continuación se muestran las relaciones de compresión máxima, mínima y de rango habitual de trabajo para los compresores axial y centrífugo (*Gil Tomo y Santana, 2013*).

	Compresor Centrífugo	Compresor Axial
Valor máximo	5	2
Valor mínimo	3	1,5
Rango de trabajo	1,5 – 2,5	1,05 – 1,2

Los compresores que se emplean en las plantas industriales de gas de alta tecnología son de tipo alternativo ya que proporcionan relaciones de compresión altas. De acuerdo con el manual de GEA de compresores alternativos para refrigeración industrial (*GEA Refrigeration Technologies, 2014*), las relaciones de presión por etapa varían desde 1,5 - 10.

Para los compresores de tipo axial y centrífugo se requieren de etapas continuas de compresión y refrigeración mediante Intercoolers. Esto se debe a que la corriente de aire sufre una compresión adiabática muy alta, del orden de 200 atmósferas, lo que implica valores de relación de compresión elevados. Debido al proceso de compresión adiabático tan elevado la temperatura de entrega es excesivamente alta, por ello los compresores alternativos son más eficientes pues poseen refrigeración en las camisas de los cilindros.

A continuación se muestra el Compresor Alternativo Grasso V para Refrigeración Industrial (GEA Refrigeration Technologies, 2014)



Se estima que hasta compresiones de alrededor de 50 bar basta con un compresor centrífugo de varias etapas, sin embargo, para compresiones de 100 bar o más se requieren compresores de tipo alternativo. Esto no es un motivo de rendimiento, sino de relación de compresión.

A.23. Efecto Joule-Thomson para gases ideales y reales.

Los gases ideales son definidos mediante su la ecuación de estado $PV = nRT$. A su vez, durante el proceso de expansión Joule-Thomson el coeficiente PV no varía, y por tanto no hay variaciones en la energía interna del gas. La energía interna para una masa fija de gas ideal no depende ni de la presión ni del volumen, si no de la temperatura (*Wikipedia, Joule-Thomson effect, 2022*).

Expresando estas conclusiones matemáticamente:

$$\left(\frac{\partial U}{\partial P}\right)_T = 0$$

$$\left(\frac{\partial(PV)}{\partial P}\right)_T = 0$$

Los distintos valores que puede tomar la variable C_p para gases ideales en ningún caso serán nulos (*Moran and Shapiro TABLA A.21, 2018*). Ello implica que para los gases ideales $\mu_{JT} = 0$, lo que nos permite concluir que los gases ideales no sufren variaciones de temperatura en procesos de expansión isoentálpicos y hace imposible la obtención de aire licuado mediante el Ciclo Linde. Sólo para gases ideales (situados muy a la derecha del diagrama T-s) se daría la condición de $T [4] = T [3]$.

El modelo de gas real se encuentra a la izquierda de la campana de saturación del diagrama T-s, si seguimos las curvas isoentálpicas representadas en dicho diagrama observamos un aumento de la temperatura inicial y una disminución de ésta una vez superada la línea de inversión (efecto Joule-Thomson). En el Ciclo Linde esta disminución en la Temperatura se da en el interior de la campana de saturación, es decir, en el proceso de licuación. Esto se debe a que el estado líquido tiene valores de entalpía menores por lo que debemos tender hacia un título de vapor más elevado, hacia la derecha de la campana de saturación, con el objetivo de mantener $h = cte$.

A.24. Desarrollo matemático para la expresión del Coeficiente de Joule-Thomson μ_{JT}

El cambio de temperatura producido durante un proceso de expansión, en una válvula de estrangulación para nuestro caso, se cuantifica mediante el coeficiente de Joule-Thomson. A continuación desarrollamos la expresión de cálculo de dicho coeficiente para gases reales. Para ello realizamos el Balance Energético de la válvula de estrangulación situada entre los estados 3 y 4.

$$0 = \dot{Q}_{VC} - \dot{W}_{VC} + \dot{m}((h_e - h_s) + \frac{C_e^2}{2} - \frac{C_s^2}{2} + g(z_e - z_s))$$

A continuación aplicamos ciertas consideraciones e hipótesis al Balance Energético para el volumen de control relativo a la válvula de estrangulamiento. Teniendo en cuenta que la válvula no sufre variaciones de Energía cinética y potencial, es adiabática y carece de partes móviles, obtenemos:

$$h_e \cong h_s$$

La entalpía se expresa como:

$$h = u + pv$$

Donde PV es el trabajo de expansión realizado por el aire durante el proceso y U es la energía interna que al ser función de estado, en sistemas PVT se puede determinar a partir de dos propiedades independientes $u = u(T,v)$ ó $u = u(T,p)$.

Para mantener la entalpía constante a lo largo del proceso de estrangulación, en caso de una disminución del valor pv el término u, y por consiguiente la temperatura, deberán de aumentar. Análogamente sucede ante un aumento del valor pv (proceso expansión) en cuyo caso el término U, y por tanto la temperatura deberán de disminuir.

Matemáticamente se expresa como:

$$\mu_{JT} = \left(\frac{\partial T}{\partial p}\right)_h$$

El coeficiente de Joule-Thomson queda definido como la pendiente de una curva isoentálpica en cualquier estado dado. Se define en función de propiedades termodinámicas, y por ello es también considerado como tal, las unidades de μ_{JT} son las de temperatura dividida por presión. Así pues, el coeficiente Joule-Thomson queda definido Si tenemos en cuenta la expresión diferencial para el coeficiente de Joule-Thomson y las expresiones:

$$\left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_p = c_p$$

$$\left(\frac{\partial T}{\partial p}\right)_h \left(\frac{\partial p}{\partial h}\right)_T \left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_p = -1$$

Obtenemos la expresión:

$$\mu_{JT} = -\frac{\left(\frac{\partial h}{\partial p}\right)_T}{c_p}$$

Para desarrollar el término $\left(\frac{\partial h}{\partial p}\right)_T$ partimos de la ecuación de Gibbs:

$$dh = Tds + vdp$$

A continuación aplicamos ciertas relaciones termodinámicas propias de las sustancias compresibles considerando que nos encontramos en regiones monofásicas, de forma que entre las propiedades presión (p), volumen específico (v) y temperatura (T) dos cualesquiera pueden considerarse independientes. Suponiendo T y p como propiedades independientes la entropía específica puede considerarse una función de la forma: $s = s(T, p)$ cuya diferencial expresamos como:

$$ds = \left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_p dT + \left(\frac{\partial s}{\partial p}\right)_T dp$$

Si insertamos la ecuación anterior en la expresión de Gibbs, resulta:

$$dh = T \left[\left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_p dT + \left(\frac{\partial s}{\partial p}\right)_T dp \right] + vdp$$

Con el objetivo de simplificar la ecuación anterior, aplicamos la Relación de Maxwell:

$$\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p = - \left(\frac{\partial s}{\partial p}\right)_T$$

Puesto que la presión y Temperatura pueden variar independientemente expresamos el calor específico de los gases para una Presión constante y variación de Temperatura, obtenemos entonces la expresión:

$$\left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_p = \frac{c_p}{T}$$

Sustituyendo ambas expresiones en la ecuación de Gibbs:

$$dh = T \left[\frac{c_p}{T} dT - \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p dp \right] + vdp$$

$$dh = c_p dT - T \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p dp + vdp$$

Desarrollamos el término $\left(\frac{\partial h}{\partial p}\right)_T$ a partir de la ecuación de Gibbs resultante tras aplicar las relaciones anteriores:

$$\left(\frac{\partial h}{\partial p}\right)_T = c_p \cancel{\left(\frac{\partial T}{\partial p}\right)_T} - T \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p + v$$

Sustituyendo en la expresión para el coeficiente de Joule-Thomson, μ_{JT}

$$\mu_{JT} = \frac{T \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p - v}{c_p}$$

De la derivada parcial que aparece en la expresión anterior podemos identificar la propiedad termodinámica llamada coeficiente de expansión isóbara β :

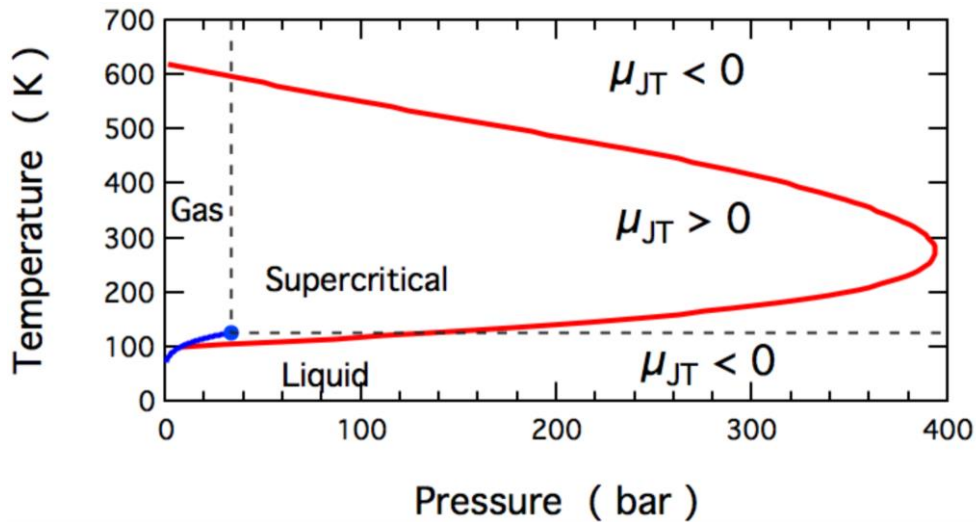
$$\beta v = \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p$$

El coeficiente de Joule-Thomson se puede expresar como:

$$\mu_{JT} = \frac{v}{c_p} (\beta T - 1)$$

A continuación se muestran las distintas regiones para valores $\mu_{JT} > 0$ (refrigeración) o $\mu_{JT} < 0$ (calentamiento) para el nitrógeno N_2 en forma de fluido supercrítico (Wikipedia, 2022), es decir en condiciones de presión y temperatura superiores a su punto crítico.

Fuera de la región limitada por la línea roja el proceso de expansión producirá calentamiento, mientras que en el interior de la región el proceso será de refrigeración. La línea azul muestra la curva de coexistencia gas-líquido que finaliza en el punto crítico, a partir de ahí encontramos la región de fluido supercrítico delimitada por las líneas discontinuas.



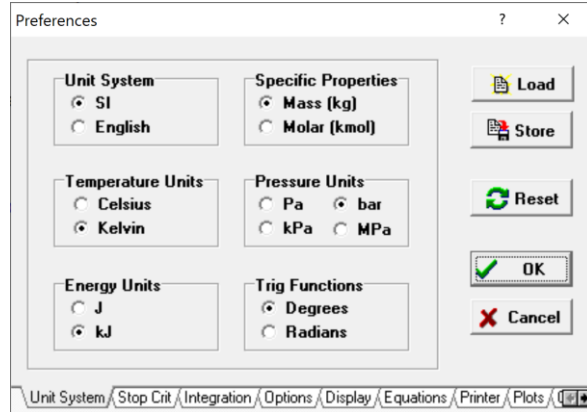
El estudio del ciclo Linde y la obtención del diagrama T-s se aplica a las condiciones estacionarias, es decir, cuando la planta recibe un continuo suministro de aire de reposición a la vez que una producción continuada de aire en estado líquido. Dicho estado depende del coeficiente Joule-Thomson, y para ello deberemos de ajustar el valor de la Temperatura en el Estado 3 con el objetivo de maximizar la obtención de aire licuado bajo el requisito operativo de inicio de ciclo.

Para iniciar el proceso de licuación del aire en nuestra planta de refrigeración es imprescindible que nuestra sustancia real experimente un descenso de temperatura como resultado del descenso de presión que tiene lugar en la válvula de estrangulamiento. Esto se debe a que requerimos de producción de frío en estado de arranque sin tener la necesidad de añadir refrigeración adicional al ciclo de forma externa, es decir, requerimos de un coeficiente de Joule-Thomson, $\mu_{JT} > 0$

A.25. Metodología de cálculo para Ciclo Linde de licuefacción

- A.25.1. Definición Unidades. Definición de Estados.

En primer lugar definimos el sistema de unidades con el que vamos a trabajar, para ello accionamos “Ctrl + Alt +U” y seleccionamos las unidades de trabajo del Ciclo Linde:



A su vez, definimos los distintos estados en formato array de la forma: “E\$[i] = 'Estado i’”. Todos los Estados definidos se encuentran definidos con respecto a la Figura 11.

El proceso Linde tiene como objetivo la obtención de aire licuado a partir de condiciones de entradas atmosféricas, por lo que $T_1 = T_{atm} = 298 [K]$ y $P_1 = P_{atm} = 1[bar]$ lo que nos permite obtener las propiedades termodinámicas h y s del Estado 1. El modo ideal de operación para tener el mínimo insumo de trabajo sería mediante la realización de una compresión isotérmica e internamente reversible. Para ello debemos de llevar el aire de entrada en el estado 1 a presiones supercríticas, del orden de 50 – 200 bares con el objetivo de maximizar el caudal de aire licuado obtenido. De esta forma establecemos los valores de $T_2 = T_1 = T_{atm} = 298 [K]$ y $P_2 = P_{comp} = 200 [bar]$ y obtenemos las propiedades termodinámicas h y s .

- A.25.2. Balance Energético al compresor: Obtención del insumo de trabajo y calor sobrante a alta temperatura, $q_{sobra,H}$

En el modelo ideal se trata de un proceso isotérmico e internamente reversible ya que analizamos el volumen de control formado por el conjunto Compresor + Precooler. Aplicando la fórmula general a un volumen de control arbitrario:

$$0 = \dot{Q}_{VC} - \dot{W}_{VC} + \dot{m}((h_e - h_s) + \frac{C_e^2}{2} - \frac{C_s^2}{2} + g(z_e - z_s))$$

Podemos despreciar las variaciones de Energía cinética y potencial. A su vez, referiremos los cálculos a un caudal másico $\dot{m} = 1 [kg/s]$. Aplicando estas hipótesis obtenemos la expresión simplificada del balance de energía para nuestro volumen de control:

$$0 = \dot{Q}_{VC} - \dot{W}_{VC} + (h_1 - h_2)$$

Para obtener el insumo de trabajo, \dot{W}_{VC} del compresor debemos resolver el término \dot{Q}_{VC}

Para facilitar el cálculo del calor cedido partimos de la expresión del balance de entropía por unidad de tiempo para volúmenes de control:

$$\frac{dS_{VC}}{dt} = \sum_j \frac{\dot{Q}_j}{T_j} + \sum_e \dot{m}_e s_e - \sum_s \dot{m}_s s_s + \dot{\sigma}_{VC}$$

Nuestro volumen de control queda definido por el estado 1 de entrada al compresor y estado 2 de salida de éste. El término $\frac{dS_{VC}}{dt}$ representa la variación de entropía por unidad de tiempo, el cual es nulo ya que la condición de estado estacionario implica que las propiedades no varían con el tiempo. Además en estado estacionario, el principio de conservación de masa implica: $\sum_e \dot{m}_e = \sum_s \dot{m}_s = \dot{m} = 1 \text{ [kg/s]}$

El término $\dot{\sigma}_{VC}$ refleja la generación de entropía por unidad de tiempo, siendo su origen las irreversibilidades dentro del volumen de control. En nuestro caso el proceso de compresión es internamente reversible, por lo que este término es nulo.

De esta forma el balance de entropía para nuestro volumen de control resulta:

$$0 = \sum_j \frac{\dot{Q}_j}{T_j} + \dot{m}(s_1 - s_2)$$

En término \dot{Q}_j representa la transferencia de calor por unidad de tiempo en la porción de frontera de volumen de control donde la temperatura instantánea es T_j . El cociente $\frac{\dot{Q}_j}{T_j}$ contabiliza la transferencia de entropía por unidad de tiempo asociada a dicho flujo de calor. El proceso de compresión es isotérmico, por lo que la cantidad de calor intercambiado por la unidad de masa a su paso por el compresor es:

$$\frac{\dot{Q}_{VC}}{\dot{m}} = T(s_2 - s_1)$$

Refiriendo el cálculo para nuestra planta de licuefacción de gas de alta temperatura, el calor cedido en el proceso de compresión isotérmico es:

$$q_{HighTemp}^{sobra} = T_1(s_2 - s_1)$$

De esta forma obtendremos el mínimo trabajo de insumo para maximizar la obtención de gas licuado:

$$\dot{W}_{12} = T_1(s_2 - s_1) + ((h_1 - h_2))$$

Una vez realizada la simulación en el EES de la compresión isotérmica e internamente reversible, obtenemos los siguientes valores de trabajo y calor transferido:

De acuerdo con el convenio de signos y notación establecido en Termodinámica Técnica cuando el trabajo es negativo ($\dot{W}_{12} = -451,9 \text{ [}\frac{KJ}{kg}\text{]}$) éste es realizado sobre el sistema, coherente ya que el proceso es de compresión. Esto supone que la compresión absorbe trabajo mecánico.

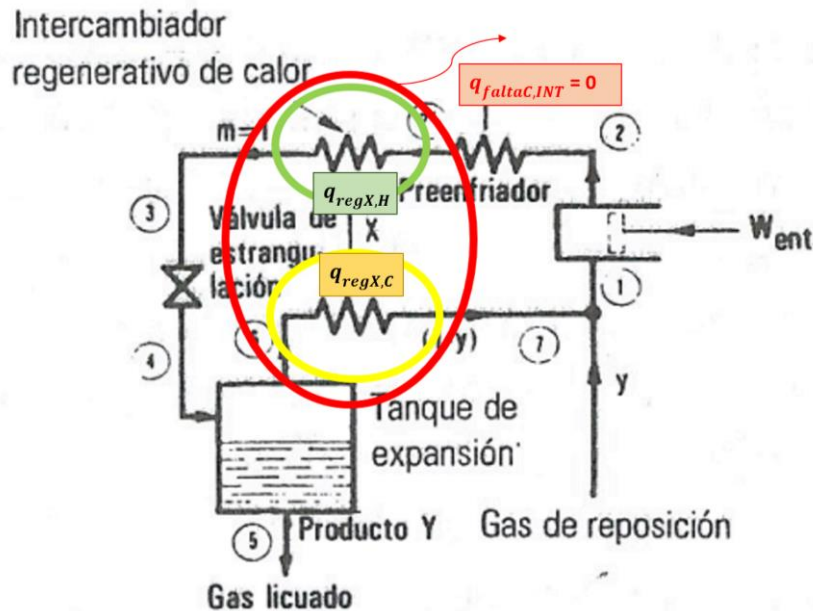
El convenio de signos y notación para termodinámica técnica establece que para un valor negativo de calor ($\dot{Q}_{12} = -486,9 \text{ [}\frac{KW s}{kg}\text{]}$), la transferencia de calor es realizada desde el sistema. La experiencia ha enseñado que una transferencia de energía por transferencia de calor se provoca sólo como consecuencia de una diferencia de temperatura entre el sistema y su entorno y se da únicamente en la dirección de descenso de temperatura. El valor negativo de calor transferido implica que el calor sale del sistema, esto se debe a que hay que refrigerar el compresor para que se mantenga $T = cte$ con el objetivo de realizar la compresión isotérmica

- A.25.3. Obtención de Estados de salida Tanque de Expansión

En el Tanque de Expansión entra la corriente del estado 4 líquido-vapor y obtenemos la corriente de aire licuado "y" (estado 5), por lo que conocemos el título $x[5] = 0$, y la corriente de aire en estado vapor (estado 6) con título $x[6] = 1$. Los valores de la presión en dichos estados son equivalentes y de valor P_{atm} . A partir de estas dos propiedades independientes, podemos definir las propiedades termodinámicas de los estados 5 y 6. A su vez, observando el diagrama de flujo para el Proceso Linde Simple de licuefacción (Figura 11), observamos como en el Estado 7 confluyen la corriente de gas de reposición y la de salida del intercambiador regenerativo de calor, a condiciones de T_{atm} y P_{atm} , obtenida tras emplear el calor de la corriente de alta temperatura para calentar la corriente saliente del Tanque de Expansión a Temperaturas criogénicas.

- A.25.4. Resolver Válvula de Estrangulación (3-4). Condiciones Intercambiadores regenerativos de calor.

A continuación se define el volumen de control para el intercambiador regenerativo de calor:



Para obtener el calor intercambiado con el entorno por parte del intercambiador regenerativo de calor realizaremos el Balance Energético a las corrientes de Alta y Baja Temperatura. Para ello partimos de la ecuación del Balance Energético sobre volúmenes de control en estado estacionario:

$$0 = \dot{Q}_{VC} - \dot{W}_{VC} + \sum_e \dot{m}_e \left(h_e + \frac{C_e^2}{2} + gz_e \right) - \sum_s \dot{m}_s \left(h_s + \frac{C_s^2}{2} + gz_s \right)$$

Aplicamos ciertas consideraciones e hipótesis al Balance Energético para el volumen de control relativo al intercambiador de calor regenerativo: despreciamos las variaciones de Energía cinética y potencial para el intercambiador regenerativo, carece de partes móviles y referenciamos los cálculos a un caudal másico $\dot{m} = 1 \text{ kg/s}$. A continuación, se presentan las expresiones para las corrientes de alta y baja temperatura:

$$q_{regX,H} = h[2] - h[3]$$

$$q_{regX,C} = (1 - y) (h[1] - h[6])$$

En nuestro intercambiador regenerativo de calor, el fluido es aire tanto para la corriente a alta y baja temperatura, y circula por un punto de procesamiento externo para luego fluir de regreso a través del intercambiador de calor en la dirección opuesta. El Ciclo Linde de licuefacción de aire emplea este proceso de forma cíclica. La funcionalidad de un intercambiador regenerativo de calor es la de almacenar temporalmente el calor proveniente de la corriente a alta temperatura (tras proceso de compresión 1->2) para transferirlo a la corriente a baja temperatura de forma que este aire en estado gas a Temperatura criogénica (proveniente de Flash Tank), sea calentado hasta T_{atm} y pueda ser empleado para realimentar el ciclo.

Esto implica:

$$q_{faltaC,Int} \cong 0$$

$$q_{regX,C} \cong q_{regX,H}$$

Igualando ambas expresiones, obtenemos el valor para h [3] que cumple las condiciones de nuestro intercambiador regenerativo de calor. La presión en el estado 3 tiene el valor de $P[3] = P[2] = P_{comp} = 200 \text{ bar}$, y el objetivo de la válvula es el de realizar un proceso expansivo hasta la presión de trabajo del estado 4 $P[4] = P_{atm} = 1 \text{ bar}$. De esta forma obtendremos aire licuado a presión atmosférica. Como hemos explicado con anterioridad el proceso de expansión es isoentálpico, lo que implica $h[3] = h[4]$ por lo que una vez definida la temperatura para el estado 3, tendremos las propiedades termodinámicas que definen los estados de entrada y salida de nuestra válvula de estrangulación.

Estableciendo las condiciones conocidas referentes al estado 4, obtendremos las propiedades termodinámicas que definen dicho estado:

A partir del título x [4] obtenemos producción unitaria de refrigerante "y" mediante:

$$y = 1 - x[4]$$

- **A.25.5. Efecto Joule-Thomson. Condiciones necesarias de Arranque Ciclo licuefacción. Estudio Rangos Temperaturas de entrada a la válvula:**

La condición necesaria de arranque para nuestro ciclo es la de $\mu_{JT} > 0$, por lo que debemos de considerar el efecto Joule-Thomson para asegurar el proceso de refrigeración en la válvula.

Previo a la obtención de los resultados de la simulación, observando el diagrama T-s para el aire (Figura 12) podemos definir los límites de la temperatura del estado 3, lo que nos permitirá comprobar la coherencia en los resultados obtenidos.

En la válvula de estrangulación se da un cambio de fase de aire en estado gas a aire en estado líquido por lo que la variable T [3] quedará definida con respecto al punto crítico, siendo ΔT la diferencia entre ambas. La región compuesta de los estados bifásicos líquido-vapor recibe el nombre de domo de vapor en cuyo extremo encontramos el punto crítico, que queda definido por el punto en el cual coexisten las líneas de líquido saturado y vapor saturado. La temperatura crítica T_{crit} de una sustancia es la temperatura máxima en la que pueden coexistir las fases líquido y vapor en equilibrio.

Así pues definimos la temperatura para el estado 3 de la forma:

$$T [3] = T_{crit} - \Delta T$$

El Ciclo Linde simulado es un proceso de refrigeración y licuefacción de gases en el intervalo criogénico de temperaturas. En el estado 3 tenemos nuestro gas real aire en forma de vapor por lo que la temperatura $T [3]$ ha de ser superior a la temperatura de licuación del aire $T[3] > T_{licaire} = 78,8 K$.

El objetivo de nuestro Ciclo Linde es el de obtener un porcentaje de aire licuado. Si observamos el diagrama T-s para el aire (Figura 12) la entalpía máxima para el estado 3 es la de $h = 130 \left[\frac{B.t.u (int)}{lb} \right] = 302,38 \left[\frac{KJ}{kg} \right]$ ya que el siguiente valor proporcionado ($h = 140 \left[\frac{B.t.u (int)}{lb} \right] = 325,64 \left[\frac{KJ}{kg} \right]$) se encuentra fuera de la región del domo de saturación. Esto supondría que en la corriente 4 tenemos aire en estado vapor, lo cual no cumpliría el objetivo de nuestra planta. Al conocer el valor de $P [3]$, debemos de encontrar el punto de intersección entre la isoentálpica $h = 130 \left[\frac{B.t.u (int)}{lb} \right] = 302,38 \left[\frac{KJ}{kg} \right]$ y la isóbara $P_{comp} = 200 bar = P [3]$. Para dicho punto encontramos un valor aproximado de $T = 312,5^{\circ}R = 173,6111 K$. Insertando el comando "T_Crit = T_crit (Air_ha)" en el EES obtenemos el valor de la Temperatura crítica del aire $T_{crit} = 132,5 K$.

Siendo $T [3] = T_{crit} - \Delta T$ y sabiendo tanto $T_{crit} = 132,5 K$ como los límites $T[3] > T_{licaire} = 78,8 K$ y $T[3] < 173,6111 K$, los límites para ΔT serían:

$$-41,111 K < \Delta T < 53,7 K$$

En resumen, el objetivo es encontrar un valor ΔT que cumpla con las siguientes condiciones:

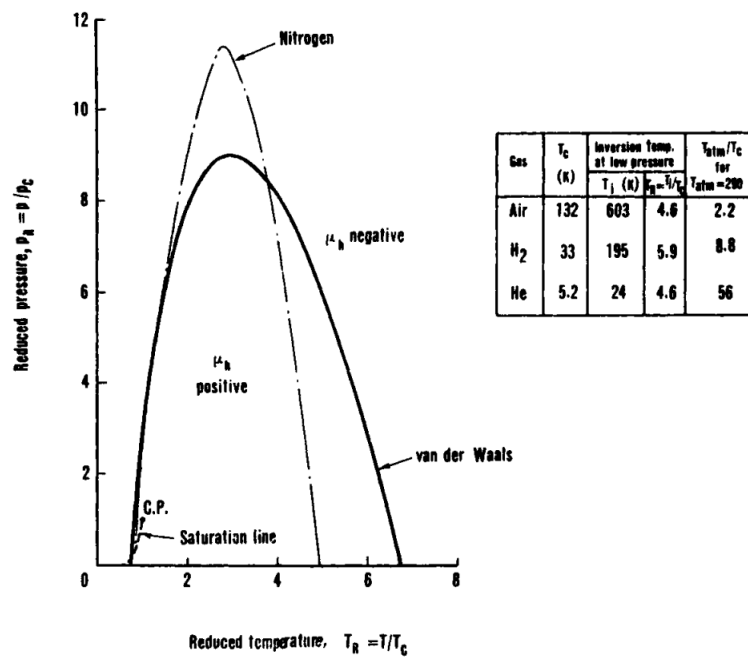
$$\mu_{JT} > 0$$

$$-41,111 K < \Delta T < 53,7 K$$

$$q_{faltaC,Int} \cong 0$$

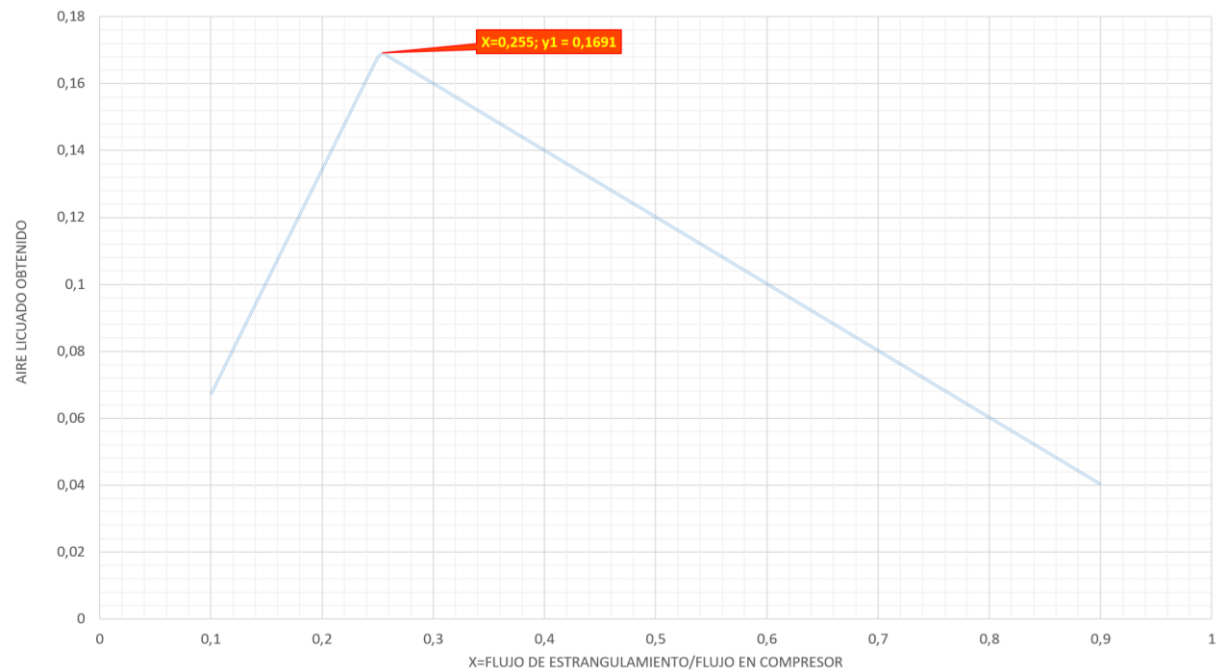
A.26. Dificultad de la implementación comercial del Ciclo Linde para ciertas sustancias.
(Haywood, 2013)

Las condiciones que definen el estado del aire en la entrada de la válvula han de estar situadas en el interior del área delimitado por la línea de inversión. Bajo las condiciones de T_{atm} observamos que el oxígeno y el nitrógeno, y por tanto el aire, cumplen $\mu_{JT} > 0$ para cualquier presión menor que 400 atm. Por contra, para algunas sustancias con temperaturas críticas muy bajas (Helio o H₂) los puntos de estado para condiciones T_{atm} se encuentran en la zona $\mu_{JT} < 0$ para cualquier valor de presión. El problema en caso de que el coeficiente Joule-Thomson sea negativo es que se requerirá de enfriamiento exterior adicional (e independiente en arranques) para que se pueda alcanzar el estado 6, que recircula aire en estado vapor al inicio del Ciclo Linde. Esto dificulta la implementación comercial del Ciclo Linde para licuación de gases para ciertas sustancias.

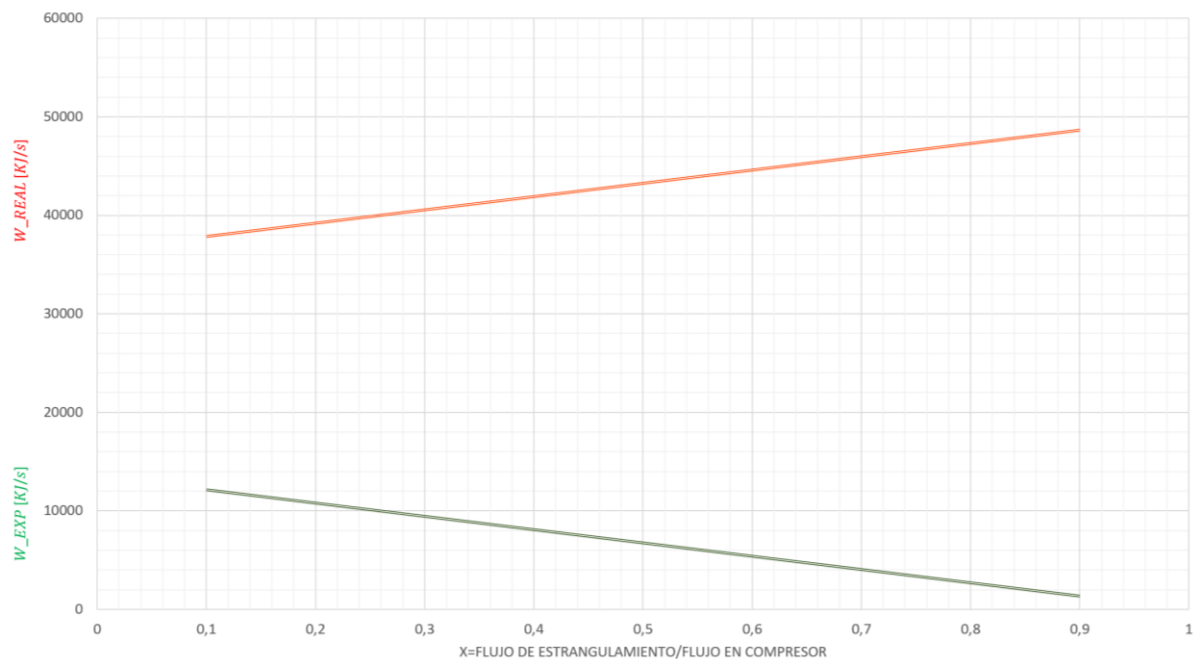


A.27 Relaciones existentes entre los distintos valores de x y fracción y_1 de aire licuado, trabajos de expansión y de insumo de la planta.

Maximización corriente y_1 de aire licuado para distintos valores de x :



Relación entre W_{EXP} y W_{REAL} de insumo a la planta para distintos valores de x



El ratio óptimo de caudal de expansión es de valor $x = 0,255$. Para dicho óptimo el Ciclo Claude produce una corriente de aire licuado y_1 bajo condiciones de eficiencia racional máxima, es decir, mínimo insumo de trabajo por unidad de producción.

Pese a haber obtenido el valor óptimo de x , podemos establecer una serie de hipótesis con respecto a su relación con la presión de entrega del compresor, P_{COMP} y el valor de la Temperatura relativa al Estado 3 de entrada al Motor de Expansión T_3 .

Podemos suponer que a mayor valor de P_{COMP} mayor será el valor del caudal óptimo de expansión, de esta forma la mayor generación de W_{EXP} compensará el efecto adverso de mayor insumo de trabajo por unidad de masa del gas al comprimir. Un valor más alto de T_3 supondrá una mayor generación de trabajo en el motor de expansión, pero por otro lado dificultará la producción de gas licuado y_1 al entrar en la válvula de estrangulación con una temperatura más elevada de la idónea.

A.28. Metodología de cálculo para Ciclo Claude de licuefacción

A continuación se expone la metodología seguida para llevar a cabo la simulación de nuestra planta de licuefacción de gas de alta tecnología basándonos en el Ciclo Claude. El objetivo es obtener las propiedades termodinámicas de los distintos estados envueltos y estudiar las eficiencias y rendimientos del Ciclo. Los datos de simulación han sido obtenidos para un ratio óptimo de caudal de estrangulación de valor $x = 0,255$

El proceso de definición de unidades, estados de nuestro ciclo y condiciones de entrada es análogo al expuesto en el Ciclo Linde (Véase Anexo A.25.1)

Según Haywood (2013) el proceso de licuefacción de aire en el Ciclo Claude se da para una presión de compresión $P_{comp} = 40 [atm] \cong 40 [bar]$, lo que nos proporciona un óptimo de $T_3 = -80 [^{\circ}C] = 193,15 [K]$.

Con las condiciones establecidas, podemos calcular las propiedades termodinámicas relativas a los Estados 1, 2 y 3.

De igual forma que para el Ciclo Linde, realizamos el Balance Energético al compresor para obtener el insumo de trabajo y calor sobrante a alta temperatura, $q_{sobra,H}$ (Véase Anexo A.25.2)

Una vez realizada la simulación en el EES de la compresión isotérmica e internamente reversible, obtenemos los siguientes valores de trabajo y calor transferido:

De acuerdo con el convenio de signos y notación establecido en Termodinámica Técnica cuando el trabajo es negativo ($\dot{W}_{12} = -314,7 [\frac{KW}{kg}]$) éste es realizado sobre el sistema, coherente ya que el proceso es de compresión.

El convenio de signos y notación para termodinámica técnica establece que para un valor negativo de calor ($\dot{Q}_{12} = -323,3 [\frac{KW}{kg}]$), la transferencia de calor es realizada desde el sistema.

La experiencia ha enseñado que una transferencia de energía por transferencia de calor se provoca sólo como consecuencia de una diferencia de temperatura entre el sistema y su entorno y se da únicamente en la dirección de descenso de temperatura. El valor negativo de calor transferido implica que el calor sale del sistema, esto se debe a que hay que refrigerar el compresor para que se mantenga $T = cte$ con el objetivo de realizar la compresión isotérmica.

Las condiciones de los Estados 7 y 8 han sido obtenidas de igual forma que para el ciclo Linde donde el estado 7 representa corriente de aire licuado y la corriente 8, representada como $x - y_1$ en la Figura 13. Véase Anexo A.25.3.

- A.28.1. Resolución Motor de Expansión

Como podemos observar en la Figura 13 el proceso de expansión en el Motor no es isoentrópico, esto se debe a las irreversibilidades producidas durante dicho proceso. Moran (2018), establece que los valores típicos de η_t se encuentran en el intervalo 70-90%. Para el proceso de expansión en el motor, se ha supuesto un rendimiento isoentrópico del 75%.

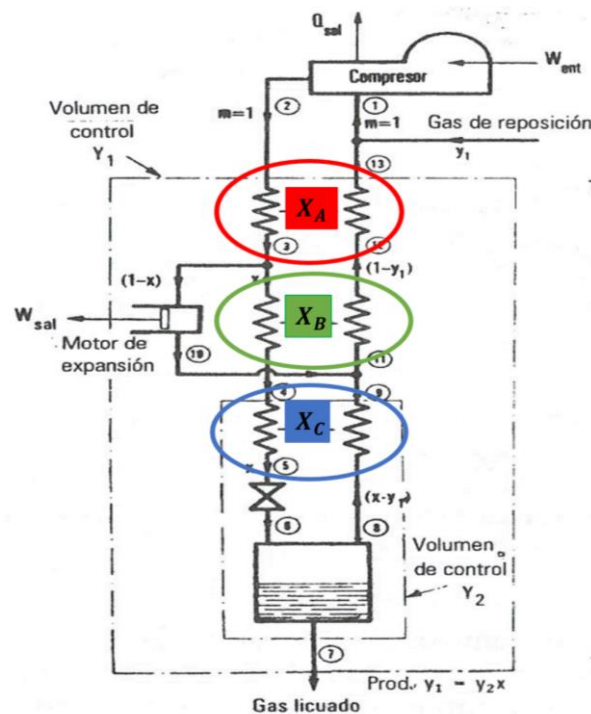
El estado denominado 9s podría ser alcanzado únicamente en el caso límite de que no se presentaran irreversibilidades internas, lo que corresponde con un proceso de expansión isoentrópico en el Motor. En el proceso real de expansión en el motor se cumplirá que $h_9 > h_{9s}$, y, por tanto, se obtendrá una cantidad de trabajo menor que la máxima (que se daría en un proceso de expansión isoentrópico). Esta diferencia se puede medir mediante el rendimiento isoentrópico del motor de expansión que se define como:

$$\eta_t = \frac{h_3 - h_9}{h_3 - h_{9s}}$$

Tanto el denominador como el numerador de la expresión expuesta se deben evaluar para el mismo estado de entrada y para la misma presión de salida $P_9 = P_{10} = P_{11} = 1 \text{ [bar]}$. La expresión anterior nos permite obtener el valor de $h_9 = h_{10} = h_{11}$. Con ambas condiciones de presión y entalpía podemos obtener las propiedades termodinámicas de dichos estados.

- A.28.2. Resolución Intercambiadores Regenerativos de calor (Análogo a A.25.4)

A continuación realizamos el Balance Energético a los tres intercambiadores regenerativos con el objetivo de calcular los calores intercambiados referentes a las corrientes de alta temperatura $q_{regXi,H}$ y de baja temperatura $q_{regXi,C}$. A continuación se presentan los volúmenes de control para los distintos intercambiadores XA, XB y XC:



La funcionalidad de los intercambiadores regenerativos de calor es la de almacenar temporalmente el calor proveniente de la corriente a alta temperatura para transferirlo a la corriente a baja temperatura de forma que no intercambian calor con el entorno. El objetivo es que este aire en estado gas a Temperatura criogénica (proveniente de Flash Tank), sea calentado hasta T_{atm} y pueda ser empleado para realimentar el ciclo. A continuación resolvemos cada uno de los intercambiadores de calor:

- Intercambiador regenerativo X_A :

$$q_{regXA,H} = h[2] - h[3]$$

$$q_{regXA,C} = (1 - y_1) (h[1] - h[12])$$

Igualando las corrientes de calor a alta temperatura $q_{regXA,H}$ y baja temperatura $q_{regXA,C}$ obtenemos la entalpía para el Estado 12, $h[12]$ por lo que podemos obtener las propiedades termodinámicas relativas al Estado 12.

$$h[12] = h[1] - \frac{h[2] - h[3]}{1 - y_1}$$

- Intercambiador regenerativo X_B :

$$q_{regXB,H} = x (h[3] - h[4])$$

$$q_{regXB,C} = (1 - y_1) (h[12] - h[11])$$

De forma análoga, igualamos las corrientes de alta temperatura $q_{regXB,H}$ y de baja temperatura $q_{regXB,C}$ para obtener la entalpía para el Estado 4 $h[4]$ y las propiedades termodinámicas de dicho Estado.

$$h[4] = h[3] - \frac{(1 - y_1)(h[12] - h[11])}{x}$$

- Intercambiador regenerativo X_C :

$$q_{regXC,H} = x (h[4] - h[5])$$

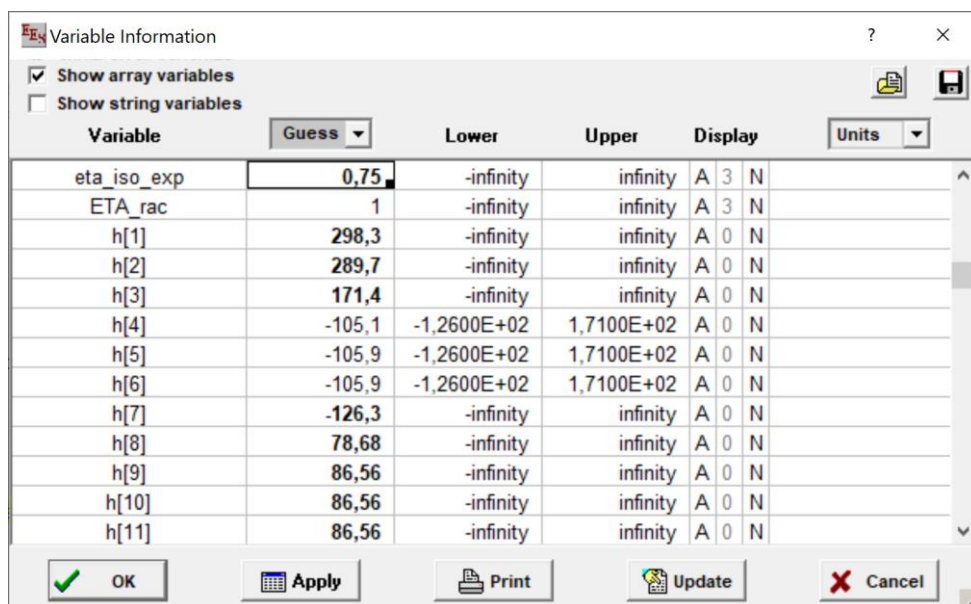
$$q_{regXC,C} = (x - y_1) (h[9] - h[8])$$

Igualando las corrientes de calor a alta temperatura $q_{regXC,H}$ y baja temperatura $q_{regXC,C}$ obtenemos la entalpía para el Estado 5, $h[5]$ por lo que podemos obtener las propiedades termodinámicas relativas al Estado 5.

$$h[5] = h[4] - \frac{(x - y_1) (h[9] - h[8])}{x}$$

Al igual que para el Ciclo Linde, estudiamos el efecto Joule-Thomson en la válvula de estrangulación y las condiciones de arranque de nuestro ciclo Linde. Así pues resolvemos los Estados de entrada a la válvula de estrangulación (5) y de salida (6). Véase Anexo A.25.5.

Para simulaciones complejas con múltiples incógnitas y ecuaciones no lineales, es necesario definir límites máximos y mínimos a ciertas variables para el proceso de iteración de la simulación en EES. Mediante el comando "Variable Information" en el menú "Options", podremos delimitar las variables de nuestro problema de la forma:



A continuación se muestran las variables delimitadas previas a la simulación, junto con dichos valores.

	mínimo	máximo	Unidades
y_1	0	0,99	-
h_4	h_7	h_3	[KJ/kg]
h_5	h_7	h_3	[KJ/kg]
h_6	h_7	h_3	[KJ/kg]
T_5	$T_{lic,aire}$	138,8	[K]
T_6	T_7	T_8	[K]

Por defecto, la aplicación EES establece un valor estimado de 1.0 con valores máximos y mínimos de más y menos infinito, respectivamente. Para evitar indeterminación en la ecuación h [12], se ha delimitado la variable y_1 entre los valores de 0 y 0,99.

Las entalpías para los Estados 4, 5 y 6 deben de ser menores que la entalpía en el Estado 3 y mayores que la entalpía en el Estado 7 a consecuencia del proceso de refrigeración que se da entre ambos, con el objetivo de obtener aire licuado en la corriente 7.

En el Tanque de Expansión obtenemos una corriente de aire licuado y_1 (estado 7) y la corriente de aire en estado vapor (estado 8), para la corriente de entrada (estado 6) líquido-vapor obtenida en el proceso de estrangulación. El valor de la temperatura en dicho estado T_6 , debe de estar comprendida entre los valores de T_7 y T_8 .

De forma análoga al Ciclo Linde se definen los límites de la temperatura del Estado 5, teniendo en cuenta el diagrama T-s para el aire (Figura 12) y las condiciones termodinámicas que implican obtención líquido-vapor en el estado 6.

El Ciclo Claude simulado es un proceso de refrigeración y licuefacción de gases en el intervalo criogénico de temperaturas. En el estado 5 tenemos nuestro gas real aire en forma de vapor por lo que la temperatura T [5] ha de ser superior a la temperatura de licuación del aire ($T_{licaire} = 78,8 \text{ K}$), de esta forma definimos el límite $T[3] > T_{licaire} = 78,8 \text{ K}$.

A continuación definiremos el límite máximo que puede adquirir la variable T [5].

El objetivo de nuestro Ciclo es el de obtener un porcentaje de aire licuado. Si observamos el diagrama T-s para el aire (Figura 12) la entalpía máxima para el estado 5 es la de $h = 130 \left[\frac{\text{B.t.u (int)}}{\text{lb}} \right] = 302,38 \left[\frac{\text{KJ}}{\text{kg}} \right]$ ya que el siguiente valor proporcionado ($h = 140 \left[\frac{\text{B.t.u (int)}}{\text{lb}} \right] = 325,64 \left[\frac{\text{KJ}}{\text{kg}} \right]$) se encuentra fuera de la región del domo de saturación. Esto supondría que en la corriente 6 tenemos aire en estado vapor, lo cual no cumpliría el objetivo de nuestra planta. Al conocer el valor de P [5], debemos de encontrar el punto de intersección entre la isoentálpica $h = 130 \left[\frac{\text{B.t.u (int)}}{\text{lb}} \right] = 302,38 \left[\frac{\text{KJ}}{\text{kg}} \right]$ y la isóbara $P_{comp} = 40 \text{ bar} = P [5]$. Para dicho punto encontramos un valor aproximado de $T = 250^\circ \text{R} = 138,8 \text{ K}$.

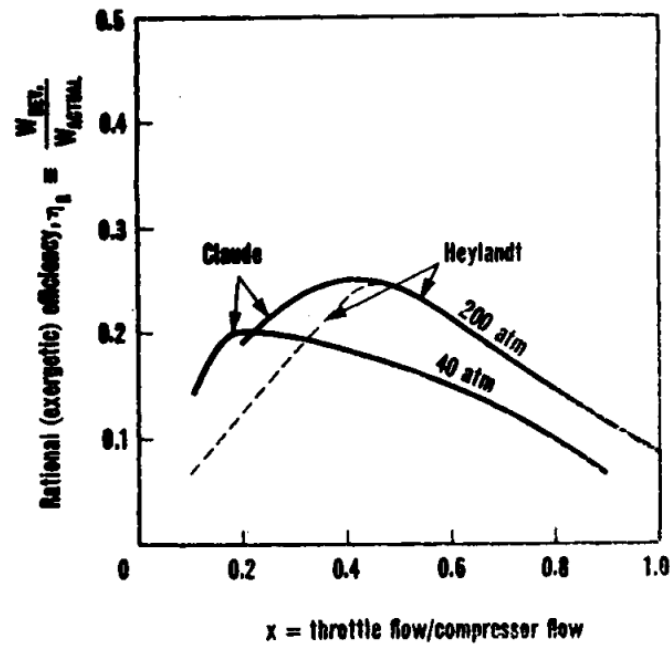
De esta forma, los límites para T [5] son:

$$T_{lic,aire} = 78,8 \text{ K} < T[5] < 138,8 \text{ K}$$

A.29. Resultados del Ciclo Linde para las variables definidas en el código EES

$\alpha = 0,008665 \text{ [1/K]}$	$cp = 1,975 \text{ [kJ/kg-K]}$	$\Delta T = -38,250147275 \text{ [K]}$
$\mu_{JT} = 0,000462 \text{ [1-K-m}^3\text{/kJ]}$	$\dot{m} = 110,6 \text{ [kg/s]}$	$\dot{m}_{LA} = 9,115 \text{ [kg/s]}$
$P_{comp} = 200 \text{ [bar]}$	$P_{Crit} = 37,86 \text{ [bar]}$	$q_{falta,C} = -6,090\text{E-}11 \text{ [kJ/kg]}$
$r = 451,9 \text{ [KW-s/kg]}$	$\rho = 525,8 \text{ [kg/m}^3\text{]}$	$T_{atm} = 298 \text{ [K]}$
$w_{min} = 733,9 \text{ [kJ/kg]}$	$W_{MIN,REAL} = 6689 \text{ [kJ/s]}$	$y = 0,08238$
$\varepsilon_C = 1$	$\varepsilon_X = 0,3538$	$\eta_{rac} = 0,1338$
$\dot{m}_{VA} = 101,5 \text{ [kg/s]}$	$P = 50000 \text{ [KW]}$	$P_{atm} = 1 \text{ [bar]}$
$q_{regX,C} = 201,5 \text{ [kJ/kg]}$	$q_{regX,H} = 201,5 \text{ [kJ/kg]}$	$q_{sobra,H} = -486,9 \text{ [kJ/kg]}$
$T_{Crit} = 132,5 \text{ [K]}$	$w = -451,9 \text{ [kJ/kg]}$	$W_{COMP,REAL} = -50000 \text{ [kJ/s]}$

A.30. Gráfica comparativa de eficiencia racional vs flujo de estrangulamiento (Haywood, 2013).



A.31. Resultados del Ciclo Claude para las variables definidas en el código EES

$\alpha = 0,00925 \text{ [1/K]}$	$c_p = 2,239 \text{ [kJ/kg-K]}$	$\Delta T = 20,752647862 \text{ [K]}$
$\varepsilon_{XA} = 1,491$	$\varepsilon_{XB} = 1,335$	$\varepsilon_{XC} = 1,512$
$\dot{m} = 158,9 \text{ [Kg/s]}$	$\dot{m}_{LA} = 26,87 \text{ [Kg/s]}$	$\dot{m}_{VA} = 132 \text{ [Kg/s]}$
$P_{\text{Crit}} = 37,86 \text{ [bar]}$	$q_{\text{falta},XA,C} = -2,469\text{E-}12 \text{ [KJ/kg]}$	$q_{\text{falta},XB,C} = -2,167\text{E-}10 \text{ [KJ/kg]}$
$q_{\text{reg}XB,C} = 57,63 \text{ [KJ/kg]}$	$q_{\text{reg}XB,H} = 57,63 \text{ [KJ/kg]}$	$q_{\text{reg}XC,C} = 0,677 \text{ [KJ/kg]}$
$\rho = 714,8 \text{ [kg/m}^3\text{]}$	$\text{salida} = 289,7 \text{ [KJ/kg]}$	$T_{\text{atm}} = 298 \text{ [K]}$
$w_{\text{exp}} = 63,19 \text{ [KJ/kg]}$	$W_{\text{EXP,REAL}} = 10039 \text{ [KW]}$	$w_{\text{min}} = 733,9 \text{ [KJ/kg]}$
$x = 0,255$	$y_1 = 0,1691$	$y_2 = 0,6631$
$\text{entrada} = 289,7 \text{ [KJ/kg]}$	$\varepsilon_C = 1$	$\varepsilon_{\text{Mexp}} = 0,4501$
$\eta_{\text{iso,exp}} = 0,75$	$\eta_{\text{rac}} = 0,4934$	$\mu_{JT} = 0,00002118 \text{ [1-K-m}^3\text{/kJ]}$
$P = 50000 \text{ [KJ/s]}$	$P_{\text{atm}} = 1 \text{ [bar]}$	$P_{\text{comp}} = 40 \text{ [bar]}$
$q_{\text{falta},XC,C} = -1,796\text{E-}14 \text{ [KJ/kg]}$	$q_{\text{reg}XA,C} = 118,3 \text{ [KJ/kg]}$	$q_{\text{reg}XA,H} = 118,3 \text{ [KJ/kg]}$
$q_{\text{reg}XC,H} = 0,677 \text{ [KJ/kg]}$	$q_{\text{sobra},H} = -323,3 \text{ [KJ/kg]}$	$r = 314,7 \text{ [KJ/Kg]}$
$T_{\text{Crit}} = 132,5 \text{ [K]}$	$w = -314,7 \text{ [KJ/kg]}$	$W_{\text{COMP,REAL}} = -50000 \text{ [KW]}$
$W_{\text{MIN,REAL}} = 19717 \text{ [KW]}$	$w_{\text{net}} = -251,5 \text{ [KJ/kg]}$	$W_{\text{REAL}} = -39961 \text{ [KW]}$

A.32. Formulación y desarrollo de las expresiones de eficiencia racional de Ciclo, Eficiencias Exergéticas de los componentes y Rendimiento Convencional

- A.32.1. Rendimiento

El rendimiento convencional para nuestra planta de licuefacción se define como la relación entre la Potencia de compresión neta empleada en el Ciclo (KJ) por kg de aire empleado para la producción de aire líquido, y su unidad es la de [KJ/kg]. Matemáticamente:

$$r = \frac{P}{\dot{m}} = \frac{KJ/s}{kg/s}$$

Los cálculos obtenidos han sido referidos para una potencia de compresor de 50 MW.

El resultado de esta expresión nos indicará la cantidad de insumo de trabajo requerida por el compresor \dot{W}_{comp} [KJ/s] para la obtención de la corriente de aire licuado para un caudal másico de entrada en el compresor, $\dot{m} = 1$ [kg/s]

- A.32.2. Eficiencias Exergéticas

A continuación se presentan las expresiones y cálculos de las eficiencias exergéticas de los componentes de nuestros ciclos de licuefacción. Para cada uno de los casos partimos de la expresión del balance exergético. Cada uno de los casos considerados se refiere a volumen de control estacionario, además de suponer que no existe intercambio de calor entre el volumen de control definido y su entorno.

A continuación se expresa la ecuación del Balance Exergético en estado estacionario:

$$0 = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j - \dot{W}_{VC} + \sum_e \dot{m}_e a_{fe} - \sum_s \dot{m}_s a_{fs} - \dot{A}_d$$

Donde el término a_f se denomina exergía de flujo. Cuando una masa fluye a través de la frontera de un volumen de control, hay una transferencia de exergía que acompaña a dicho flujo de masa. Además hay una transferencia de exergía que acompaña al trabajo de flujo. La exergía de flujo específica es consecuencia de ambas, y se expresa de la forma:

$$a_f = h - h_0 - T_0(s - s_0) + \frac{C^2}{2} + gz$$

- A.32.2.1. Compresor

Para nuestro proceso de compresión sólo una entrada y una salida, representadas por 1 y 2, respectivamente. Simplificamos la ecuación del Balance Exergético para nuestro volumen de control:

$$0 = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j - \dot{W}_{VC} + \dot{m}(a_{f1} - a_{f2}) - \dot{A}_d$$

Para nuestro compresor en estado estacionario sin intercambio de calor con su entorno, la ecuación para el Balance exergético resulta:

$$\left(-\frac{\dot{W}_{VC}}{\dot{m}}\right) = (a_{f_1} - a_{f_2}) + \frac{\dot{A}_d}{\dot{m}}$$

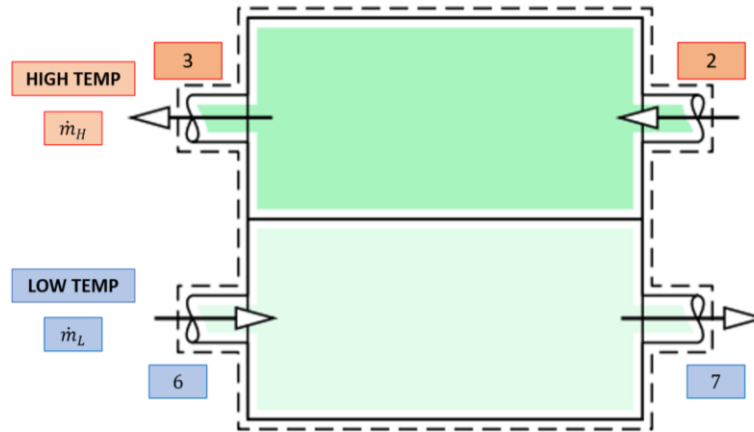
La efectividad en la conversión del trabajo consumido para incrementar la exergía de flujo viene medida por la eficiencia exergética del compresor, que se expresa:

$$\varepsilon = \frac{a_{f_1} - a_{f_2}}{(-\dot{W}_{VC}/\dot{m})}$$

Observamos que la eficiencia exergética del compresor es $\varepsilon_c = 1$, y esto se debe a la reversibilidad de la compresión. Hemos calculado el calor generado durante el proceso de compresión como T por la diferencia de entropías para obtener el trabajo como la diferencia de entalpías menos el calor, por lo que el trabajo de compresión es equivalente a la diferencia de exergías $a_{f_1} - a_{f_2}$

- A.32.2.2. Intercambiador regenerativo de calor

A continuación se muestra el volumen de control para nuestro intercambiador de calor. Por ser un intercambiador regenerativo de calor, el calor sobrante de la corriente de alta temperatura será empleado para calentar el aire proveniente del Flash Tank de forma que este aire en estado gas a Temperatura criogénica pueda ser empleado para realimentar el ciclo.



La ecuación del Balance exergético para el intercambiador regenerativo de calor se expresa:

$$\dot{m}_H(a_{f_2} - a_{f_3}) = \dot{m}_L(a_{f_7} - a_{f_6}) + \dot{A}_d$$

Donde \dot{m}_H es el flujo másico de la corriente caliente y \dot{m}_L es el flujo másico de la corriente fría, proveniente del Flash Tank. Considerando que la corriente caliente es la fuente de suministro tanto del incremento de exergía de la corriente fría como de la exergía destruida, la expresión para la eficiencia exergética del intercambiador regenerativo de calor se expresa como:

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_L(a_{f_7} - a_{f_6})}{\dot{m}_H(a_{f_2} - a_{f_3})}$$

De la expresión anterior, el numerador refleja el aumento de exergía que sufre la corriente fría, mientras, el denominador representa la disminución de exergía que sufre la corriente caliente. Moran (2018) supone que el descenso de la exergía del fluido caliente y el aumento del frío son positivos. Sin embargo nosotros estamos trabajando en el rango criogénico de temperaturas,

por debajo de la temperatura ambiente, que es la que se toma para calcular las exergías. En caso de que una sustancia a alta temperatura sufra un proceso de enfriamiento, su exergía aumenta, no disminuye, y a la inversa. O sea que tanto $\Delta(\text{caliente})$ como $\Delta(\text{frío})$ son negativos. La ecuación sigue siendo la misma que la propuesta por Moran (2018), pero en valores absolutos:

$$-|\Delta(\dot{m}_H a_{f_H})| = -|\Delta(\dot{m}_L a_{f_L})| + \dot{A}_d$$

Es decir, en esta situación el descenso de la exergía del fluido frío iguala el aumento del fluido caliente más las pérdidas exergéticas en el proceso. Por lo que el rendimiento de los intercambiadores de calor se expresa:

$$\varepsilon_{X_i} = \frac{\dot{m}_H(a_{f_2} - a_{f_3})}{\dot{m}_L(a_{f_7} - a_{f_6})}$$

- A.32.2.3. Motor de Expansión

Para un proceso de expansión con sólo una entrada y una salida, representadas por 1 y 2, respectivamente, partimos del Balance Exergético expuesto en apartado A.34.2.1.

Para nuestro expansor en estado estacionario sin intercambio de calor con su entorno, la ecuación para el Balance exergético resulta:

$$a_{f_1} - a_{f_2} = \frac{\dot{W}_{VC}}{\dot{m}} + \frac{\dot{A}_d}{\dot{m}}$$

Obteniendo así la expresión para la eficiencia exergética del Motor de Expansión:

$$\varepsilon = \frac{\dot{W}_{VC}/\dot{m}}{a_{f_1} - a_{f_2}}$$

- A.32.3. Eficiencia Racional (exergética)

La planta de licuefacción trabaja como un dispositivo absorbedor de trabajo, de circuito abierto y flujo estable. Durante el proceso de simulación, el objetivo de diseño ha sido el de mínimo insumo de trabajo por unidad de masa de gas licuado, es decir, para el valor máximo de eficiencia racional. En los ciclos de licuefacción diseñados, el trabajo mínimo requerido para licuar una unidad de masa de la sustancia de gas en el Estado 1 a P_{atm} y T_{atm} , a líquido saturado en el Estado "i" a la P_{atm} , se define como:

$$(w_{ent})_{REV} = b_i - b_1 \left[\frac{KJ}{kg} \right]$$

En donde $b \equiv h - T_{atm}s$, es la función de disponibilidad en flujo estable. Este sería el trabajo a aportar cuando todos los procesos, inclusive el intercambiador regenerativo de calor, fueran reversibles.

La variable $(w_{ent})_{REV}$ proporciona un criterio racional respecto al cual se puede juzgar el insumo de trabajo requerido para producir una cantidad de masa de líquido en la planta real, por lo que la eficiencia exergética racional puede definirse como:

$$\eta_R = \frac{(w_{ent})_{REV}}{(w_{ent})_{REAL}}$$

En nuestros ciclos de licuefacción, la eficiencia racional exergética se expresa:

$$\eta_R = \frac{\dot{m}_{LA} \cdot (w_{ent})_{REV}}{\dot{m}_{TOTAL} \cdot (w_{ent})_{REAL}}$$

La variable η_R calcula la efectividad de nuestra planta de licuefacción con su desempeño en condiciones ideales (reversibles).

A.33. Código EES simulación Ciclo Linde

"LICUEFACCION DE GASES: CICLO LINDE"

"DEFINICIÓN ESTADOS"

E\$[1] = 'Entrada compresor gas a condiciones T,P atmosféricas'
E\$[2] = 'Estado tras compresión Isoterma y Reversible (Compresor + Precooler)'
E\$[3] = 'Entrada válvula, salida intercambiador regenerativo de calor'
E\$[4] = 'Obtención fluido bifásico tras paso por válvula isoentálpica'
E\$[5] = 'Obtención de aire licuado en Tanque de Expansión'
E\$[6] = 'Obtención de aire estado gas en Tanque de Expansión'
E\$[7] = 'Salida Intercambiador Regenerativo, T,P atmosféricas recirculación'

"DATOS"

"El proceso Linde produce gas licuado a la presión y condiciones atmosféricas. Proceso simple no muy eficiente para licuación de gases de muy baja temperatura de ebullición a P_{atm} "

"Unidades kg, K, bar, KJ"

$P_{atm} = 1$
 $T_{atm} = 298$

$P_{comp} = 200$

$P_{Crit} = P_{crit}(Air_ha)$
 $T_{Crit} = T_{crit}(Air_ha)$

"Estado 1: Condiciones atmosféricas para entrada Aire"

$T[1] = T_{atm}$
 $P[1] = P_{atm}$

$s[1] = \text{Entropy}(Air_ha; T=T[1]; P=P[1])$
 $h[1] = \text{Enthalpy}(Air_ha; T=T[1]; P=P[1])$

"Estado 2: Realizamos compresión isotérmica y Reversible"

$T[2] = T[1]$
 $P[2] = P_{comp}$

$s[2] = \text{Entropy}(Air_ha; T=T[2]; P=P[2])$
 $h[2] = \text{Enthalpy}(Air_ha; T=T[2]; P=P[2])$

"Con las propiedades termodinámicas establecidas, realizamos el B.Energético al compresor. Calculamos los valores mínimos de trabajo y calor para proceso de compresión isotérmico y reversible"

$q_{sobra_H} = T[1] * (s[2] - s[1])$
 $w = q_{sobra_H} + (h[1] - h[2])$

"Estados 5 y 6: Estudio Flash Tank. Obtención de aire licuado [5] ($x=0$) y aire en estado gas [6] ($x=1$)"

$x[5] = 0$
 $P[5] = P_{atm}$

$x[6] = 1$
 $P[6] = P_{atm}$

duplicate i = 5; 6
 $h[i] = \text{Enthalpy}(Air_ha; P=P[i]; x=x[i])$
 $s[i] = \text{Entropy}(Air_ha; P=P[i]; x=x[i])$
 $T[i] = \text{Temperature}(Air_ha; P=P[i]; x=x[i])$
end

"Calculamos los calores de corriente de alta temperatura y baja temperatura para calcular el calor del intercambiador regenerativo"

"Se trata de **intercambiador regenerativo de calor**, por lo que el calor sobrante de la corriente de alta temperatura será empleado para calentar el aire proveniente del Flash Tank de forma que este aire en estado gas a Temperatura criogénica podrá ser empleado para realimentar el ciclo. Por lo que: $q_{regX_H} = q_{regX_C}$, donde:"

$$q_{regX_H} = h[2] - h[3]$$
$$q_{regX_C} = (1 - y) \cdot (h[1] - h[6])$$

"AJUSTAR T[3] para que calor intercambiado con el entorno por el regenerativo sea 0 y esté en el rango de Temp establecido $-40 < \Delta T < 53,7$ (K). Igualando obtenemos h[3]"

"**Estado 3:**"

$$P[3] = P_{comp}$$
$$h[3] = h[2] - (1 - y) \cdot (h[1] - h[6])$$
$$s[3] = \text{Entropy}(\text{Air_ha}; P=P[3]; h=h[3])$$
$$T[3] = \text{Temperature}(\text{Air_ha}; P=P[3]; h=h[3])$$
$$\Delta T = T_{crit} - T[3]$$

"Debemos considerar el efecto Joule-Thomson: $\mu_{JT} > 0$ para que en la válvula se de proceso de enfriamiento y permita obtener en corriente de producto y aire licuado"

$$\alpha = \text{VolExpCoef}(\text{Air_ha}; T=T[3]; P=P[3])$$
$$\rho = \text{Density}(\text{Air_ha}; T=T[3]; P=P[3])$$
$$c_p = \text{SpecHeat}(\text{Air_ha}; T=T[3]; P=P[3])$$
$$\mu_{JT} = ((\alpha \cdot T[3]) - 1) / (\rho \cdot c_p)$$

"**Intercambiador regenerativo de calor:** "

$$q_{regX_H} = h[2] - h[3]$$
$$q_{regX_C} = (1 - y) \cdot (h[1] - h[6])$$
$$q_{falta_C} = q_{regX_C} - q_{regX_H}$$

"**Estado 4:**"

$$P[4] = P_{atm}$$
$$h[4] = h[3]$$
$$x[4] = \text{Quality}(\text{Air_ha}; P=P[4]; h=h[4])$$
$$s[4] = \text{Entropy}(\text{Air_ha}; P=P[4]; h=h[4])$$
$$T[4] = \text{Temperature}(\text{Air_ha}; P=P[4]; h=h[4])$$

"A partir del título x[4] obtenemos producción unitaria de refrigerante y. También podemos realizar balance a Tanque Flash para comprobar"

$$y = 1 - x[4]$$

"**Estado 7:** Condiciones atmosféricas una vez para entrada Aire"

$$T[7] = T_{atm}$$
$$P[7] = P_{atm}$$
$$s[7] = \text{Entropy}(\text{Air_ha}; T=T[7]; P=P[7])$$
$$h[7] = \text{Enthalpy}(\text{Air_ha}; T=T[7]; P=P[7])$$

{"Comparación del calor que se puede regenerar. Un valor de"
"y_1 < y indica que sobra calor a baja temperatura = falta frío"

$$h[2] - h[3] = (1 - y_1) \cdot (h[1] - h[6])$$

"BALANCE ENERGÉTICO A TANQUE FLASH. Comprobación $z = y$ "
" $h[4] = (1 - z) \cdot h[6] + z \cdot h[5]$ "

$$z = (h[4] - h[6]) / (h[5] - h[6])$$

"Escalación para una potencia de compresor de 50 MW"

$$P = 50000$$

"Potencia del compresor, KJ/s"

$$m_dot = P / (-w)$$

"Caudal principal, kg/s"

$$m_dot_LA = y * m_dot$$

"Caudal de aire líquido, kg/s, Estado 5"

$$m_dot_VA = (1 - y) * m_dot$$

"Caudal de aire en estado vapor recirculado, kg/s, Estado 6"

"Seguimiento de caudales (kg/s) y potencias (kW)"

```
m_dot[1] = m_dot
m_dot[2] = m_dot[1]
m_dot[3] = m_dot[2]
m_dot[4] = m_dot[3]
m_dot[5] = m_dot_LA
m_dot[6] = m_dot_VA
m_dot[7] = m_dot[6]
```

"Ratio kW/(kg/s) = kJ netos de compresión por kg de aire líquido"

$$r = P / m_dot$$

"Ratio kJ/kg de LA mínimo = diferencia de exergías 7 - 1"

```
Duplicate i = 1; 7
b[i] = h[i] - (T_atm)*s[i]
DELTA_b[i] = b[i] - b[1]
end
```

$$w_min = DELTA_b[5]$$

"Cálculo de Trabajo específico:"

$$W_COMP_REAL = m_dot * w$$

$$W_MIN_REAL = (w_min * m_dot_LA)$$

"Rendimiento racional de Haywood"

$$ETA_rac = (W_MIN_REAL) / (-W_COMP_REAL)$$

"Eficiencias Exergéticas componentes"

"Intercambiador Regenerativo de calor"

"X"

$$\epsilon_X = ((m_dot) * (DELTA_b[2] - DELTA_b[3])) / ((m_dot_VA) * (DELTA_b[7] - DELTA_b[6]))$$

"Compresor"

$$\epsilon_C = (m_dot * (DELTA_b[2] - DELTA_b[1])) / (-W_COMP_REAL)$$

LICUEFACCION DE GASES: CICLO LINDE

DEFINICIÓN ESTADOS

$E\$_1$ = 'Entrada compresor gas a condi

$E\$_2$ = 'Estado tras compresión Isoter

$E\$_3$ = 'Entrada válvula, salida inter

$E\$_4$ = 'Obtención fluido bifásico tra

$E\$_5$ = 'Obtención de aire licuado en

$E\$_6$ = 'Obtención de aire estado gas

$E\$_7$ = 'Salida Intercambiador Regener

DATOS

El proceso Linde produce gas licuado a la presión y condiciones atmosféricas. Proceso simple no muy eficiente para licuación de gases de muy baja temperatura de ebullición a P_{atm}

Unidades kg, K, bar, KJ

$$P_{atm} = 1$$

$$T_{atm} = 298$$

$$P_{comp} = 200$$

$$P_{Crit} = P_{Crit} [Air_{ha}]$$

$$T_{Crit} = T_{Crit} [Air_{ha}]$$

Estado 1: Condiciones atmosféricas para entrada Aire

$$T_1 = T_{atm}$$

$$P_1 = P_{atm}$$

$$s_1 = s [Air_{ha} ; T = T_1 ; P = P_1]$$

$$h_1 = h [Air_{ha} ; T = T_1 ; P = P_1]$$

Estado 2: Realizamos compresión isotérmica y Reversible

$$T_2 = T_1$$

$$P_2 = P_{comp}$$

$$s_2 = s [Air_{ha} ; T = T_2 ; P = P_2]$$

$$h_2 = h [Air_{ha} ; T = T_2 ; P = P_2]$$

Con las propiedades termodinámicas establecidas, realizamos el B.Energético al compresor. Calculamos los valores mínimos de trabajo y calor para proceso de compresión isotérmico y reversible

$$q_{sobra;H} = T_1 \cdot [s_2 - s_1]$$

$$w = q_{sobra;H} + h_1 - h_2$$

Estados 5 y 6: Estudio Flash Tank. Obtención de aire licuado [5] ($x=0$) y aire en estado gas [6] ($x=1$)

$$x_5 = 0$$

$$P_5 = P_{atm}$$

$$x_6 = 1$$

$$P_6 = P_{atm}$$

$$h_i = h [Air_{ha} ; P = P_i ; x = x_i] \quad \text{for } i = 5 \text{ to } 6$$

$$s_i = s [Air_{ha} ; P = P_i ; x = x_i] \quad \text{for } i = 5 \text{ to } 6$$

$$T_i = T [Air_{ha} ; P = P_i ; x = x_i] \quad \text{for } i = 5 \text{ to } 6$$

Calculamos los calores de corriente de alta temperatura y baja temperatura para calcular el calor del intercambiador regenerativo

Se trata de intercambiador regenerativo de calor, por lo que el calor sobrante de la corriente de alta temperatura será empleado para calentar el aire proveniente del Flash Tank de forma que este aire en estado gas a Temperatura criogénica podrá ser empleado para realimentar el ciclo. Por lo que: $q_{regX,H} = q_{regX,C}$, donde:

$$q_{regX,H} = h_2 - h_3$$

$$q_{regX,C} = (1 - y) \cdot (h_1 - h_6)$$

AJUSTAR T_3 para que calor intercambiado con el entorno por el regenerativo sea 0 y esté en el rango de Temp establecido $-40 < \Delta T < 53,7$ (K). Igualando obtenemos h_3

Estado 3:

$$P_3 = P_{comp}$$

$$h_3 = h_2 - [(1 - y) \cdot (h_1 - h_6)]$$

$$s_3 = s [Air_{ha} ; P = P_3 ; h = h_3]$$

$$T_3 = T [Air_{ha} ; P = P_3 ; h = h_3]$$

$$\Delta T = T_{crit} - T_3$$

Debemos considerar el efecto Joule-Thomson: $\mu_{JT} > 0$ para que en la válvula se de proceso de enfriamiento y permita obtener en corriente de producto y aire licuado

$$\alpha = \beta [Air_{ha} ; T = T_3 ; P = P_3]$$

$$\rho = \rho [Air_{ha} ; T = T_3 ; P = P_3]$$

$$cp = Cp [Air_{ha} ; T = T_3 ; P = P_3]$$

$$\mu_{JT} = \frac{\alpha \cdot T_3 - 1}{\rho \cdot cp}$$

Intercambiador regenerativo de calor:

$$q_{regX,H} = h_2 - h_3$$

$$q_{regX,C} = [1 - y] \cdot [h_1 - h_6]$$

$$q_{falta,C} = q_{regX,C} - q_{regX,H}$$

Estado 4:

$$P_4 = P_{atm}$$

$$h_4 = h_3$$

$$x_4 = \mathbf{x} [\text{Air}_{\text{ha}} ; P = P_4 ; h = h_4]$$

$$s_4 = \mathbf{s} [\text{Air}_{\text{ha}} ; P = P_4 ; h = h_4]$$

$$T_4 = \mathbf{T} [\text{Air}_{\text{ha}} ; P = P_4 ; h = h_4]$$

A partir del título x_4 obtenemos producción unitaria de refrigerante y. También podemos realizar balance a Tanque Flash para comprobar

$$y = 1 - x_4$$

Estado 7: Condiciones atmosféricas una vez para entrada Aire

$$T_7 = T_{\text{atm}}$$

$$P_7 = P_{\text{atm}}$$

$$s_7 = \mathbf{s} [\text{Air}_{\text{ha}} ; T = T_7 ; P = P_7]$$

$$h_7 = \mathbf{h} [\text{Air}_{\text{ha}} ; T = T_7 ; P = P_7]$$

BALANCE ENERGÉTICO A TANQUE FLASH. Comprobación $z = y$

$$h_4 = (1 - z) \cdot h_6 + z \cdot h_5$$

$$z = \frac{h_4 - h_6}{h_5 - h_6}$$

Escalación para una potencia de compresor de 50 MW

$$P = 50000 \quad \text{Potencia del compresor, KJ/s}$$

$$\dot{m} = \frac{P}{-w} \quad \text{Caudal principal, kg/s}$$

$$\dot{m}_{\text{LA}} = y \cdot \dot{m} \quad \text{Caudal de aire líquido, kg/s, Estado 5}$$

$$\dot{m}_{\text{VA}} = [1 - y] \cdot \dot{m} \quad \text{Caudal de aire en estado vapor recirculado, kg/s, Estado 6}$$

Seguimiento de caudales (kg/s) y potencias (kW)

$$\dot{m}_1 = \dot{m}$$

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_1$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_2$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_3$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_{\text{LA}}$$

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_{\text{VA}}$$

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_6$$

Ratio kW/(kg/s) = kJ netos de compresión por kg de aire líquido

$$r = \frac{P}{\dot{m}}$$

Ratio kJ/kg de LA mínimo = diferencia de exergías 7 - 1

$$b_i = h_i - T_{atm} \cdot s_i \quad \text{for } i = 1 \text{ to } 7$$

$$\Delta_{b,i} = b_i - b_1 \quad \text{for } i = 1 \text{ to } 7$$

$$W_{min} = \Delta_{b,5}$$

Cálculo de Trabajo específico:

$$W_{COMP;REAL} = \dot{m} \cdot w$$

$$W_{MIN;REAL} = w_{min} \cdot \dot{m}_{LA}$$

Rendimiento racional de Haywood

$$\eta_{rac} = \frac{W_{MIN;REAL}}{-W_{COMP;REAL}}$$

Eficiencias Exergéticas componentes

Intercambiador Regenerativo de calor

X

$$\varepsilon_X = \frac{\dot{m} \cdot [\Delta_{b,2} - \Delta_{b,3}]}{\dot{m}_{VA} \cdot [\Delta_{b,7} - \Delta_{b,6}]}$$

Compresor

$$\varepsilon_C = \frac{\dot{m} \cdot [\Delta_{b,2} - \Delta_{b,1}]}{-W_{COMP;REAL}}$$

Arrays Table: Main

	h_i [kJ/kg]	P_i [bar]	s_i [kJ/kg-K]	T_i [K]	x_i	$\Delta_{b,i}$	b_i	\dot{m}_i
1	298,3	1	6,864	298		0	-1747	110,6
2	263,3	200	5,23	298		451,9	-1295	110,6
3	61,79	200	4,328	170,8		519,2	-1228	110,6
4	61,79	1	5,331	81,38	0,9176	220,3	-1527	110,6
5	-126,3	1	2,976	78,79	0	733,9	-1013	9,115
6	78,68	1	5,542	81,61	1	174,2	-1573	101,5
7	298,3	1	6,864	298		0	-1747	101,5

Arrays Table: Main

	$E\$,$
1	Entrada compresor gas a condiciones T,P atmosféricas
2	Estado tras compresión Isotherma y Reversible (Compresor + Pr
3	Entrada válvula, salida intercambiador regenerativo de calor
4	Obtención fluido bifásico tras paso por válvula isoentálpica
5	Obtención de aire licuado en Tanque de Expansión

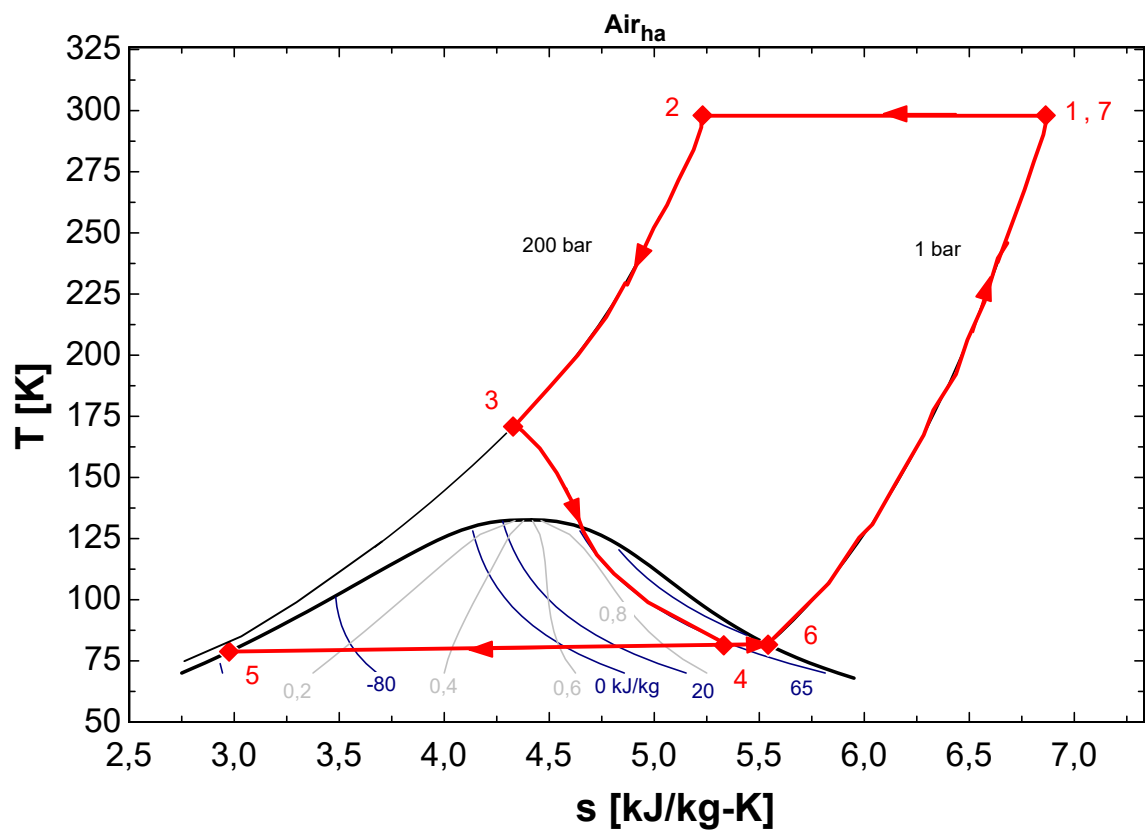
Arrays Table: Main

E\$_i

6	Obtención de aire estado gas en Tanque de Expansión
7	Salida Intercambiador Regenerativo, T,P atmosféricas recircu

Parametric Table: IT 7 CALCULO DELTA T

	ΔT [K]	μ_{JT}	T_3 [K]	y	w	$q_{regX;C}$	$q_{regX;H}$	$q_{falta;C}$
Run 1	-38,250147826	0,000462	170,8	0,08238	-451,9	201,5	201,5	0,000002253
Run 2	-38,250147803	0,000462	170,8	0,08238	-451,9	201,5	201,5	0,000002159
Run 3	-38,250147780	0,000462	170,8	0,08238	-451,9	201,5	201,5	0,000002066
Run 4	-38,250147757	0,000462	170,8	0,08238	-451,9	201,5	201,5	0,000001972
Run 5	-38,250147735	0,000462	170,8	0,08238	-451,9	201,5	201,5	0,000001879
Run 6	-38,250147712	0,000462	170,8	0,08238	-451,9	201,5	201,5	0,000001785
Run 7	-38,250147689	0,000462	170,8	0,08238	-451,9	201,5	201,5	0,000001692
Run 8	-38,250147666	0,000462	170,8	0,08238	-451,9	201,5	201,5	0,000001598
Run 9	-38,250147643	0,000462	170,8	0,08238	-451,9	201,5	201,5	0,000001504
Run 10	-38,250147620	0,000462	170,8	0,08238	-451,9	201,5	201,5	0,000001411
Run 11	-38,250147597	0,000462	170,8	0,08238	-451,9	201,5	201,5	0,000001317
Run 12	-38,250147574	0,000462	170,8	0,08238	-451,9	201,5	201,5	0,000001224
Run 13	-38,250147552	0,000462	170,8	0,08238	-451,9	201,5	201,5	0,00000113
Run 14	-38,250147529	0,000462	170,8	0,08238	-451,9	201,5	201,5	0,000001037
Run 15	-38,250147506	0,000462	170,8	0,08238	-451,9	201,5	201,5	9,430E-07
Run 16	-38,250147483	0,000462	170,8	0,08238	-451,9	201,5	201,5	8,494E-07
Run 17	-38,250147460	0,000462	170,8	0,08238	-451,9	201,5	201,5	7,558E-07
Run 18	-38,250147437	0,000462	170,8	0,08238	-451,9	201,5	201,5	6,623E-07
Run 19	-38,250147414	0,000462	170,8	0,08238	-451,9	201,5	201,5	5,687E-07
Run 20	-38,250147391	0,000462	170,8	0,08238	-451,9	201,5	201,5	4,751E-07
Run 21	-38,250147369	0,000462	170,8	0,08238	-451,9	201,5	201,5	3,816E-07
Run 22	-38,250147346	0,000462	170,8	0,08238	-451,9	201,5	201,5	2,880E-07
Run 23	-38,250147323	0,000462	170,8	0,08238	-451,9	201,5	201,5	1,944E-07
Run 24	-38,250147300	0,000462	170,8	0,08238	-451,9	201,5	201,5	1,009E-07



A.34. Código EES simulación Ciclo Claude

"LICUEFACCION DE GASES: CICLO CLAUDE"

"DEFINICIÓN ESTADOS"

E\$[1] = 'Entrada compresor gas a condiciones T, P atmosféricas'
E\$[2] = 'Estado tras compresión Isoterma y Reversible'
E\$[3] = 'Entrada Motor de expansión. Salida intercambiador de calor 1 (XA)'
E\$[4] = 'Corriente salida Intercambiador de calor 2 (XB), Entrada Intercambiador de calor 3 (XC)'
E\$[5] = 'Entrada válvula de estrangulación, salida intercambiador de calor 3 (XC)'
E\$[6] = 'Obtención fluido bifásico tras Salida válvula de estrangulación isoentálpica'
E\$[7] = 'Obtención corriente de aire licuado en Tanque de Expansión'
E\$[8] = 'Obtención corriente de aire en estado gas en Tanque de Expansión'
E\$[9] = 'Corriente de Salida motor de expansión e Intercambiador de calor 3 (XC)'
E\$[10] = 'Corriente de Salida motor de expansión e Intercambiador de calor 3 (XC)'
E\$[11] = 'Corriente de Salida motor de expansión e Intercambiador de calor 3 (XC)'
E\$[12] = 'Corriente de Salida Intercambiador de calor 2 (XB)'
E\$[13] = 'Condiciones de gas a T,P atmosféricas, corriente realimentación ciclo'

"DATOS"

"El proceso Claude produce gas licuado a la presión y condiciones atmosféricas. Proceso mejorado con respecto Ciclo Linde simple, con preenfriamiento incrementado a causa del motor de expansión, obteniendo mayor producto de gas licuado con un menor insumo de trabajo"

"Unidades kg, K, bar, KJ"

P_atm = 1
T_atm = 298

x = 0,255

"Valor óptimo"

P_comp = 40

"P_Claude óptima. Haywood (2013)"

P_Crit = P_crit(Air_ha)
T_Crit = T_crit(Air_ha)

"Estado 1: Condiciones atmosféricas para entrada Aire a compresor"

T[1] = T_atm
P[1] = P_atm

s[1]=Entropy(Air_ha;T=T[1];P=P[1])
h[1]=Enthalpy(Air_ha;T=T[1];P=P[1])

"Estado 2: Condiciones salida compresor. Proceso de compresión isotérmica y Reversible"

T[2] = T[1]
P[2] = P_comp

s[2]=Entropy(Air_ha;T=T[2];P=P[2])
h[2]=Enthalpy(Air_ha;T=T[2];P=P[2])

"Con las propiedades termodinámicas establecidas, realizamos el B.Energético al compresor. Calculamos los valores mínimos de trabajo y calor para proceso de compresión isotérmico y reversible"

q_sobra_H = T[1]*(s[2] - s[1])
w = q_sobra_H + (h[1] - h[2])

"Estado 3: Condiciones de salida Intercambiador de calor 1 (XA), Condiciones Entrada a motor de expansión"

T[3] = 193,15
P[3] = P[2]

"T[3] óptimo. Haywood (2013)"

s[3]=Entropy(Air_ha;T=T[3];P=P[3])
h[3]=Enthalpy(Air_ha;T=T[3];P=P[3])

"Estados 7 y 8: Estudio Flash Tank. Obtención de aire licuado en la corriente 7, $x[7]=0$ y obtención de aire en estado vapor en la corriente 8, $x[8]=1$. Todo ello bajo condiciones de P_{atm} "

$x[7] = 0$
 $P[7] = P_{atm}$

$x[8] = 1$
 $P[8] = P_{atm}$

```
duplicate i = 7; 8
    h[i]=Enthalpy(Air_ha;P=P[i];x=x[i])
    s[i]=Entropy(Air_ha;P=P[i];x=x[i])
    T[i]=Temperature(Air_ha;P=P[i];x=x[i])
end
```

"Estados 9,10,11: Las propiedades para los Estados 9, 10 y 11 son idénticas. Representan el estado de nuestra sustancia tras el paso por el Motor de Expansión. De acuerdo con el MORAN [pag 285], rendimiento isoentrópico turbina expansión es de 70% - 90%. Obtenemos la entalpía isoentrópica "

$\eta_{iso_exp} = 0,75$
 $h_s[9] = \text{enthalpy} (Air_ha; P = P[8]; s = s[3])$

"Aplicamos la fórmula del rendimiento isoentrópico para calcular la entalpía en el estado 9, $h[9]$ "

$P[9] = P_{atm}$
 $P[10] = P_{atm}$
 $P[11] = P_{atm}$

$h[9] = h[3] - \eta_{iso_exp} \cdot (h[3] - h_s[9])$
 $h[10] = h[9]$
 $h[11] = h[9]$

$T[9] = \text{temperature} (Air_ha; P = P[9]; h = h[9])$
 $s[9] = \text{entropy} (Air_ha; p = P[9]; T = T[9])$

```
duplicate i = 10;11
    s[i]=Entropy(Air_ha;P=P[i];h=h[i])
    T[i]=Temperature(Air_ha;P=P[i];h=h[i])
    x[i]=Quality(Air_ha;P=P[i];h=h[i])
end
```

"Estado 13: Condiciones T,P atmosféricas para gas realimentacion. Mismas propiedades termodinámicas que estado 1. "

$T[13] = T_{atm}$
 $P[13] = P_{atm}$

$s[13]=\text{Entropy}(Air_ha;T=T[13];P=P[13])$
 $h[13]=\text{Enthalpy}(Air_ha;T=T[13];P=P[13])$

"Estado 12: Una vez definidas las condiciones de los estados 2, 3 y 1 que interactúan con el Intercambiador regenerativo XA obtenemos las propiedades termodinámicas del Estado 12."

"Se trata de intercambiador regenerativo de calor XA, por lo que el calor sobrante de la corriente de alta temperatura será empleado para calentar el aire proveniente del Flash Tank de forma que este aire en estado gas a Temperatura criogénica podrá ser empleado para realimentar el ciclo. Por lo que: $q_{regXA_H} = q_{regXA_C}$, de esta forma obtenemos $h[12]$

$q_{regXA_H} = (h[2] - h[3])$
 $q_{regXA_C} = (1-y_1) \cdot (h[13] - h[12])"$

$h[12] = h[13] - (h[2]-h[3])/(1-y_1)$
 $P[12] = P_{atm}$

$T[12] = \text{temperature} (Air_ha; P = P[12]; h = h[12])$
 $s[12]= \text{entropy} (Air_ha; P = P[12]; h = h[12])$

"Estado 4."

"Resolvemos Intercambiador regenerativo de calor, Intercambiador de calor 2, XB. Al tratarse de intercambiador regenerativo, éste intercambia calor entre corrientes con el objetivo de calentar la corriente proveniente del Flash Tank (Temp. criogénicas) para alcanzar T_{atm} y poder realimentar el ciclo. Por lo que se debe de cumplir:
 $q_{regXB_H} = q_{regXB_C}$ "

$$q_{regXB_H} = x \cdot (h[3] - h[4])$$
$$q_{regXB_C} = (1 - y_1) \cdot (h[12] - h[11])$$

"Sacamos $h[4]$ "

$$h[4] = h[3] - ((1 - y_1) \cdot (h[12] - h[11])) / x$$
$$P[4] = P_{comp}$$

$$T[4] = \text{temperature}(\text{Air_ha}; P = P[4]; h = h[4])$$
$$s[4] = \text{entropy}(\text{Air_ha}; P = P[4]; h = h[4])$$

"Estado 5: Intercambiador de Calor 3 (XC en Haywood) para obtener los parámetros relativos al estado 5"

"Se trata de intercambiador regenerativo de calor, por lo que el calor sobrante de la corriente de alta temperatura será empleado para calentar el aire proveniente del Flash Tank de forma que este aire en estado gas a Temperatura criogénica podrá ser empleado para realimentar el ciclo. Por lo que: $q_{regXC_H} = q_{regXC_C}$, de esta forma obtenemos $h[5]$

$$q_{regXC_H} = x \cdot (h[4] - h[5])$$
$$q_{regXC_C} = (x - y_1) \cdot (h[9] - h[8])$$

$$h[5] = h[4] - (((x - y_1) \cdot (h[9] - h[8])) / x)$$
$$P[5] = P_{comp}$$

$$s[5] = \text{Entropy}(\text{Air_ha}; h = h[5]; P = P[5])$$
$$T[5] = \text{Temperature}(\text{Air_ha}; h = h[5]; P = P[5])$$
$$\Delta T = T_{crit} - T[5]$$

"Debemos considerar el efecto Joule-Thomson. Condición operativa de arranque de $\mu_{JT} > 0$ para que en la válvula se de proceso de enfriamiento y permita obtener corriente de producto aire licuado"

$$\alpha = \text{VolExpCoef}(\text{Air_ha}; T = T[5]; P = P[5])$$

$$\rho = \text{Density}(\text{Air_ha}; T = T[5]; P = P[5])$$

$$c_p = \text{SpecHeat}(\text{Air_ha}; T = T[5]; P = P[5])$$

$$\mu_{JT} = ((\alpha \cdot T[5]) - 1) / (\rho \cdot c_p)$$

"Si observamos el diagrama T-s del aire podemos delimitar los posibles valores que puede tomar la variable ΔT . Definiremos el valor $T[5]$ de la forma:

$$T[5] = T_{crit} - \Delta T$$

Sabiendo que $T_{crit} = 132,5$ [K] y que $T[5]$ ha de ser superior a $T_{licuacion}$ de aire ($T_{lic_air} = 78,8$ [K]), obtenemos $\Delta T < 53,7$ [K]

El límite mínimo para ΔT lo obtenemos a partir del diagrama T-s del aire. Nos encontramos a $P_{comp} = 60$ [bar] y sabemos que el proceso en la válvula de estrangulación es isoentálpico: $h[6] = h[5]$. El objetivo de nuestro ciclo es obtener un porcentaje de aire licuado (7) a la vez que un porcentaje de aire en estado vapor (8), lo que implica que el Estado 6 ha de encontrarse en el interior del domo de saturación. Debemos de buscar una línea isoentálpica que atraviese el la campana de saturación del aire, observando diagrama T-s puede ser como máximo de $h = 130$. El cruce entre $P_{comp} = 40$ [bar] y la línea isoentálpica $h = 130$ se da para un valor aproximado de $250^\circ R$ que es equivalente a $138,8$ K.

Sabiendo que $T_{crit} = 132,5$ [K] y que $T[5]$ ha de ser inferior a $138,8$ K, obtenemos $\Delta T > -6,3$ [K]

De esta forma ΔT oscilará entre los valores:

$$-6,3 \text{ [K]} < \Delta T < 53,7 \text{ [K]}$$

"Estado 6: En la corriente 6 nos encontramos en el interior del domo de saturación, lo que implica una corriente bifásica. Representa el estado en el que se encuentra nuestra sustancia real tras la salida de la válvula de estrangulación, por lo que al ser un proceso isoentrópico: $h[6] = h[5]$. La presión en el estado 6 es equivalente a la de los estados 7 y 8, es decir P_{atm} "

$$P[6] = P_{atm}$$
$$h[6] = h[5]$$

$$s[6] = \text{Entropy}(\text{Air_ha}; P=P[6]; h=h[6])$$
$$T[6] = \text{Temperature}(\text{Air_ha}; P=P[6]; h=h[6])$$
$$x[6] = \text{Quality}(\text{Air_ha}; P=P[6]; h=h[6])$$

"Del título $x[6]$ se obtiene directamente la producción unitaria de refrigerante y_1 "

$$y_2 = 1 - x[6]$$
$$y_1 = x * y_2$$

"Comprobamos Balances a Intercambiadores Regenerativos de Calor, XA, XB y XC"

"XA"

$$q_{regXA_H} = (h[2] - h[3])$$
$$q_{regXA_C} = (1 - y_1) * (h[13] - h[12])$$
$$q_{falta_XA_C} = q_{regXA_C} - q_{regXA_H}$$

"XB"

$$q_{regXB_H} = x * (h[3] - h[4])$$
$$q_{regXB_C} = (1 - y_1) * (h[12] - h[11])$$
$$q_{falta_XB_C} = q_{regXB_C} - q_{regXB_H}$$

"XC"

$$q_{regXC_H} = x * (h[4] - h[5])$$
$$q_{regXC_C} = (x - y_1) * (h[9] - h[8])$$
$$q_{falta_XC_C} = q_{regXC_C} - q_{regXC_H}$$

"Balance de Trabajos en el Ciclo Claude"

$$w_{exp} = (1 - x) * (h[3] - h[9])$$
$$w_{net} = w + w_{exp}$$

"Comprobación balance parte fría."

$$entrada = h[2] + (q_{regXB_C} - q_{regXB_H})$$
$$salida = w_{exp} + y_1 * h[7] + (1 - y_1) * h[13]$$

"Escalación para una potencia de compresor de 50 MW"

$$P = 50000$$

"Potencia del compresor, KJ/s"

$$m_{dot} = P / (-w)$$

"Caudal principal, kg/s"

$$m_{dot_LA} = y_1 * m_{dot}$$

"Caudal de aire líquido, kg/s, Estado 5"

$$m_{dot_VA} = m_{dot} - m_{dot_LA}$$

"Caudal de aire en estado vapor recirculado, kg/s, Estado 6"

"Seguimiento de caudales (kg/s)"

```

m_dot[1] = m_dot
m_dot[2] = m_dot[1]
m_dot[3] = m_dot[2]
m_dot[4] = x*m_dot[3]
m_dot[5] = m_dot[4]
m_dot[6] = m_dot[5]
m_dot[7] = m_dot_LA
m_dot[8] = (x-y_1)*m_dot
m_dot[9] = m_dot[8]
m_dot[10] = (1-x)*m_dot
m_dot[11] = (1-y_1)*m_dot
m_dot[12] = m_dot[11]
m_dot[13] = m_dot

```

"Ratio kW/(kg/s) = kJ netos de compresión por kg de aire líquido"

$r = P/m_dot$

"Ratio kJ/kg de LA mínimo = diferencia de exergías 13 - 1"

```

Duplicate i = 1; 13
b[i] = h[i] - (T_atm)*s[i]
DELTA_b[i] = b[i] - b[1]
end

```

$w_min = DELTA_b[7]$

"Cálculo de Trabajo específico:"

$W_COMP_REAL = m_dot[1]*w$

$W_EXP_REAL = m_dot[10]*(h[3] - h[9])$

$W_REAL = W_COMP_REAL + W_EXP_REAL$

$W_MIN_REAL = (w_min*m_dot_LA)$

"Rendimiento racional de Haywood"

$ETA_rac = (W_MIN_REAL)/(-W_REAL)$

"Eficiencias Exergéticas componentes"

"Compresor"

$\epsilonpsilon_C = (m_dot*(DELTA_b[2]-DELTA_b[1]))/(-W_COMP_REAL)$

"Intercambiador Regenerativo de calor, XA"

$\epsilonpsilon_XA = ((m_dot)*(DELTA_b[2]-DELTA_b[3]))/((m_dot_VA)*(DELTA_b[13]-DELTA_b[12]))$

"Intercambiador Regenerativo de calor, XB"

$\epsilonpsilon_XB = ((m_dot[4]*(DELTA_b[3]-DELTA_b[4]))/((m_dot_VA)*(DELTA_b[12]-DELTA_b[11]))$

"Intercambiador Regenerativo de calor, XC"

$\epsilonpsilon_XC = ((m_dot[4]*(DELTA_b[4]-DELTA_b[5]))/((m_dot[8]*(DELTA_b[9]-DELTA_b[8]))$

"Motor de Expansión"

$\epsilonpsilon_Mexp = (W_EXP_REAL)/((DELTA_b[3]-DELTA_b[10])*m_dot[10])$

LICUEFACCION DE GASES: CICLO CLAUDE

DEFINICIÓN ESTADOS

$E\$_1$ = 'Entrada compresor gas a condi

$E\$_2$ = 'Estado tras compresión Isoter

$E\$_3$ = 'Entrada Motor de expansión. S

$E\$_4$ = 'Corriente salida Intercambiad

$E\$_5$ = 'Entrada válvula de estrangula

$E\$_6$ = 'Obtención fluido bifásico tra

$E\$_7$ = 'Obtención corriente de aire l

$E\$_8$ = 'Obtención corriente de aire e

$E\$_9$ = 'Corriente de Salida motor de

$E\$_{10}$ = 'Corriente de Salida motor de

$E\$_{11}$ = 'Corriente de Salida motor de

$E\$_{12}$ = 'Corriente de Salida Intercamb

$E\$_{13}$ = 'Condiciones de gas a T,P atmo

DATOS

El proceso Claude produce gas licuado a la presión y condiciones atmosféricas. Proceso mejorado con respecto Ciclo Linde simple, con preenfriamiento incrementado a causa del motor de expansión, obteniendo mayor producto de gas licuado con un menor insumo de trabajo

Unidades kg, K, bar, KJ

$$P_{\text{atm}} = 1$$

$$T_{\text{atm}} = 298$$

$$x = 0,255 \quad \text{Valor óptimo}$$

$$P_{\text{comp}} = 40 \quad P_{\text{Claude}} \text{ óptima. Haywood (2013)}$$

$$P_{\text{Crit}} = P_{\text{Crit}} [\text{Air}_{\text{ha}}]$$

$$T_{\text{Crit}} = T_{\text{Crit}} [\text{Air}_{\text{ha}}]$$

Estado 1: Condiciones atmosféricas para entrada Aire a compresor

$$T_1 = T_{\text{atm}}$$

$$P_1 = P_{\text{atm}}$$

$$s_1 = s [\text{Air}_{\text{ha}} ; T = T_1 ; P = P_1]$$

$$h_1 = h [\text{Air}_{\text{ha}} ; T = T_1 ; P = P_1]$$

Estado 2: Condiciones salida compresor. Proceso de compresión isotérmica y Reversible

$$T_2 = T_1$$

$$P_2 = P_{\text{comp}}$$

$$s_2 = s [\text{Air}_{\text{ha}} ; T = T_2 ; P = P_2]$$

$$h_2 = h [\text{Air}_{\text{ha}} ; T = T_2 ; P = P_2]$$

Con las propiedades termodinámicas establecidas, realizamos el B.Energético al compresor. Calculamos los valores mínimos de trabajo y calor para proceso de compresión isotérmico y reversible

$$q_{\text{sobra;H}} = T_1 \cdot [s_2 - s_1]$$

$$w = q_{\text{sobra;H}} + h_1 - h_2$$

Estado 3: Condiciones de salida Intercambiador de calor 1 (XA), Condiciones Entrada a motor de expansión

$$T_3 = 193,15 \quad T_3 \text{ óptimo. Haywood (2013)}$$

$$P_3 = P_2$$

$$s_3 = s [\text{Air}_{\text{ha}} ; T = T_3 ; P = P_3]$$

$$h_3 = h [\text{Air}_{\text{ha}} ; T = T_3 ; P = P_3]$$

Estados 7 y 8: Estudio Flash Tank. Obtención de aire licuado en la corriente 7, $x_7=0$ y obtención de aire en estado vapor en la corriente 8, $x_8=1$. Todo ello bajo condiciones de P_{atm}

$$x_7 = 0$$

$$P_7 = P_{\text{atm}}$$

$$x_8 = 1$$

$$P_8 = P_{\text{atm}}$$

$$h_i = h [\text{Air}_{\text{ha}} ; P = P_i ; x = x_i] \quad \text{for } i = 7 \text{ to } 8$$

$$s_i = s [\text{Air}_{\text{ha}} ; P = P_i ; x = x_i] \quad \text{for } i = 7 \text{ to } 8$$

$$T_i = T [\text{Air}_{\text{ha}} ; P = P_i ; x = x_i] \quad \text{for } i = 7 \text{ to } 8$$

Estados 9,10,11: Las propiedades para los Estados 9, 10 y 11 son idénticas. Representan el estado de nuestra sustancia tras el paso por el Motor de Expansión. De acuerdo con el MORAN [pag 285], rendimiento isoentrópico turbina expansión es de 70% - 90%. Obtenemos la entalpía isoentrópica

$$\eta_{\text{iso;exp}} = 0,75$$

$$h_{s,9} = h [\text{Air}_{\text{ha}} ; P = P_8 ; s = s_3]$$

Aplicamos la fórmula del rendimiento isoentrópico para calcular la entalpía en el estado 9, h_9

$$P_9 = P_{\text{atm}}$$

$$P_{10} = P_{\text{atm}}$$

$$P_{11} = P_{\text{atm}}$$

$$h_9 = h_3 - \eta_{\text{iso;exp}} \cdot [h_3 - h_{s,9}]$$

$$h_{10} = h_9$$

$$h_{11} = h_9$$

$$T_9 = T [\text{Air}_{\text{ha}} ; P = P_9 ; h = h_9]$$

$$s_9 = s [\text{Air}_{\text{ha}} ; P = P_9 ; T = T_9]$$

$$s_i = s [\text{Air}_{\text{ha}} ; P = P_i ; h = h_i] \quad \text{for } i = 10 \text{ to } 11$$

$$T_i = T [\text{Air}_{\text{ha}} ; P = P_i ; h = h_i] \quad \text{for } i = 10 \text{ to } 11$$

$$x_i = x [\text{Air}_{\text{ha}} ; P = P_i ; h = h_i] \quad \text{for } i = 10 \text{ to } 11$$

Estado 13: Condiciones T,P atmosféricas para gas realimentacion. Mismas propiedades termodinámicas que estado 1.

$$T_{13} = T_{\text{atm}}$$

$$P_{13} = P_{\text{atm}}$$

$$s_{13} = s [\text{Air}_{\text{ha}} ; T = T_{13} ; P = P_{13}]$$

$$h_{13} = h [\text{Air}_{\text{ha}} ; T = T_{13} ; P = P_{13}]$$

Estado 12: Una vez definidas las condiciones de los estados 2, 3 y 1 que interactúan con el Intercambiador regenerativo XA obtenemos las propiedades termodinámicas del Estado 12.

Se trata de intercambiador regenerativo de calor XA, por lo que el calor sobrante de la corriente de alta temperatura será empleado para calentar el aire proveniente del Flash Tank de forma que este aire en estado gas a Temperatura criogénica podrá ser empleado para realimentar el ciclo. Por lo que: $q_{\text{regXA,H}} = q_{\text{regXA,C}}$, de esta forma obtenemos h_{12}

$$q_{\text{regXA,H}} = (h_2 - h_3)$$

$$q_{\text{regXA,C}} = (1 - y_1) \cdot (h_{13} - h_{12})$$

$$h_{12} = h_{13} - \left[\frac{h_2 - h_3}{1 - y_1} \right]$$

$$P_{12} = P_{\text{atm}}$$

$$T_{12} = T [\text{Air}_{\text{ha}} ; P = P_{12} ; h = h_{12}]$$

$$s_{12} = s [\text{Air}_{\text{ha}} ; P = P_{12} ; h = h_{12}]$$

Estado 4.

Resolvemos Intercambiador regenerativo de calor, Intercambiador de calor 2, XB. Al tratarse de intercambiador regenerativo, éste intercambia calor entre corrientes con el objetivo de calentar la corriente proveniente del Flash Tank (Temp. criogénicas) para alcanzar T_{atm} y poder realimentar el ciclo. Por lo que se debe de cumplir:

$$q_{\text{regXB,H}} = q_{\text{regXB,C}}$$

$$q_{\text{regXB,H}} = x \cdot (h_3 - h_4)$$

$$q_{\text{regXB,C}} = (1 - y_1) \cdot (h_{12} - h_{11})$$

Sacamos h_4

$$h_4 = h_3 - \left[\frac{(1 - y_1) \cdot (h_{12} - h_{11})}{x} \right]$$

$$P_4 = P_{\text{comp}}$$

$$T_4 = T [\text{Air}_{\text{ha}} ; P = P_4 ; h = h_4]$$

$$s_4 = s [\text{Air}_{\text{ha}} ; P = P_4 ; h = h_4]$$

Estado 5: Intercambiador de Calor 3 (XC en Haywood) para obtener los parámetros relativos al estado 5

Se trata de intercambiador regenerativo de calor, por lo que el calor sobrante de la corriente de alta temperatura será empleado para calentar el aire proveniente del Flash Tank de forma que este aire en estado gas a Temperatura criogénica podrá ser empleado para realimentar el ciclo. Por lo que: $q_{\text{regXC,H}} = q_{\text{regXC,C}}$, de esta forma obtenemos h_5

$$q_{\text{regXC,H}} = x \cdot (h_4 - h_5)$$

$$q_{\text{regXC,C}} = (x - y_1) \cdot (h_9 - h_8)$$

$$h_5 = h_4 - \left[\frac{(x - y_1) \cdot (h_9 - h_8)}{x} \right]$$

$$P_5 = P_{\text{comp}}$$

$$s_5 = s [\text{Air}_{\text{ha}} ; h = h_5 ; P = P_5]$$

$$T_5 = T [\text{Air}_{\text{ha}} ; h = h_5 ; P = P_5]$$

$$\Delta T = T_{\text{crit}} - T_5$$

Debemos considerar el efecto Joule-Thomson. Condición operativa de arranque de $\mu_{JT} > 0$ para que en la válvula se de proceso de enfriamiento y permita obtener corriente de producto aire licuado

$$\alpha = \beta [\text{Air}_{\text{ha}} ; T = T_5 ; P = P_5]$$

$$\rho = \rho [\text{Air}_{\text{ha}} ; T = T_5 ; P = P_5]$$

$$c_p = C_p [\text{Air}_{\text{ha}} ; T = T_5 ; P = P_5]$$

$$\mu_{JT} = \frac{\alpha \cdot T_5 - 1}{\rho \cdot c_p}$$

Si observamos el diagrama T-s del aire podemos delimitar los posibles valores que puede tomar la variable ΔT . Definiremos el valor T_5 de la forma:

$$T_5 = T_{\text{crit}} - \Delta T$$

Sabiendo que $T_{\text{crit}} = 132,5 \text{ [K]}$ y que T_5 ha de ser superior a $T_{\text{licuacion}}$ de aire ($T_{\text{lic,air}} = 78,8 \text{ [K]}$), obtenemos $\Delta T < 53,7 \text{ [K]}$

El límite mínimo para ΔT lo obtenemos a partir del diagrama T-s del aire. Nos encontramos a $P_{\text{comp}} = 60 \text{ [bar]}$ y sabemos que el proceso en la válvula de estrangulación es isoentálpico: $h_6 = h_5$. El objetivo de nuestro ciclo es obtener un porcentaje de aire licuado (7) a la vez que un porcentaje de aire en estado vapor (8), lo que implica que el Estado 6 ha de encontrarse en el interior del domo de saturación. Debemos de buscar una línea isoentálpica que atraviese el la campana de saturación del aire, observando diagrama T-s puede ser como máximo de $h=130$. El cruce entre $P_{\text{comp}} = 40 \text{ [bar]}$ y la línea isoentálpica $h=130$ se da para un valor aproximado de 250° R que es equivalente a $138,8 \text{ K}$.

Sabiendo que $T_{\text{crit}} = 132,5 \text{ [K]}$ y que T_5 ha de ser inferior a $138,8 \text{ K}$, obtenemos $\Delta T > - 6,3 \text{ [K]}$

De esta forma ΔT oscilará entre los valores:

$$- 6,3 \text{ [K]} < \Delta T < 53,7 \text{ [K]}$$

Estado 6: En la corriente 6 nos encontramos en el interior del domo de saturación, lo que implica una corriente bifásica. Representa

el estado en el que se encuentra nuestra sustancia real tras la salida de la válvula de estrangulación, por lo que al ser un proceso isoentrópico: $h_6 = h_5$. La presión en el estado 6 es equivalente a la de los estados 7 y 8, es decir P_{atm}

$$P_6 = P_{atm}$$

$$h_6 = h_5$$

$$s_6 = s [Air_{ha} ; P = P_6 ; h = h_6]$$

$$T_6 = T [Air_{ha} ; P = P_6 ; h = h_6]$$

$$x_6 = x [Air_{ha} ; P = P_6 ; h = h_6]$$

Del título x_6 se obtiene directamente la producción unitaria de refrigerante y_1

$$y_2 = 1 - x_6$$

$$y_1 = x \cdot y_2$$

Comprobamos Balances a Intercambiadores Regenerativos de Calor, XA, XB y XC

XA

$$q_{regXA;H} = h_2 - h_3$$

$$q_{regXA;C} = [1 - y_1] \cdot [h_{13} - h_{12}]$$

$$q_{falta;XA;C} = q_{regXA;C} - q_{regXA;H}$$

XB

$$q_{regXB;H} = x \cdot [h_3 - h_4]$$

$$q_{regXB;C} = [1 - y_1] \cdot [h_{12} - h_{11}]$$

$$q_{falta;XB;C} = q_{regXB;C} - q_{regXB;H}$$

XC

$$q_{regXC;H} = x \cdot [h_4 - h_5]$$

$$q_{regXC;C} = [x - y_1] \cdot [h_9 - h_8]$$

$$q_{falta;XC;C} = q_{regXC;C} - q_{regXC;H}$$

Balance de Trabajos en el Ciclo Claude

$$w_{exp} = [1 - x] \cdot [h_3 - h_9]$$

$$w_{net} = w + w_{exp}$$

Comprobación balance parte fría.

$$entrada = h_2 + q_{regXB;C} - q_{regXB;H}$$

$$salida = w_{exp} + y_1 \cdot h_7 + [1 - y_1] \cdot h_{13}$$

Escalación para una potencia de compresor de 50 MW

$$P = 50000 \quad \text{Potencia del compresor, KJ/s}$$

$$\dot{m} = \frac{P}{-w} \quad \text{Caudal principal, kg/s}$$

$$\dot{m}_{LA} = y_1 \cdot \dot{m} \quad \text{Caudal de aire líquido, kg/s, Estado 5}$$

$$\dot{m}_{VA} = \dot{m} - \dot{m}_{LA} \quad \text{Caudal de aire en estado vapor recirculado, kg/s, Estado 6}$$

Seguimiento de caudales (kg/s)

$$\dot{m}_1 = \dot{m}$$

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_1$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_2$$

$$\dot{m}_4 = x \cdot \dot{m}_3$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_4$$

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_5$$

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_{LA}$$

$$\dot{m}_8 = [x - y_1] \cdot \dot{m}$$

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_8$$

$$\dot{m}_{10} = [1 - x] \cdot \dot{m}$$

$$\dot{m}_{11} = [1 - y_1] \cdot \dot{m}$$

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{11}$$

$$\dot{m}_{13} = \dot{m}$$

Ratio kW/(kg/s) = kJ netos de compresión por kg de aire líquido

$$r = \frac{P}{\dot{m}}$$

Ratio kJ/kg de LA mínimo = diferencia de exergías 13 - 1

$$b_i = h_i - T_{atm} \cdot s_i \quad \text{for } i = 1 \text{ to } 13$$

$$\Delta_{b,i} = b_i - b_1 \quad \text{for } i = 1 \text{ to } 13$$

$$w_{min} = \Delta_{b,7}$$

Cálculo de Trabajo específico:

$$W_{COMP;REAL} = \dot{m}_1 \cdot w$$

$$W_{EXP;REAL} = \dot{m}_{10} \cdot [h_3 - h_9]$$

$$W_{REAL} = W_{COMP;REAL} + W_{EXP;REAL}$$

$$W_{MIN;REAL} = w_{min} \cdot \dot{m}_{LA}$$

Rendimiento racional de Haywood

$$\eta_{\text{rac}} = \frac{W_{\text{MIN;REAL}}}{-W_{\text{REAL}}}$$

Eficiencias Exergéticas componentes

Compresor

$$\varepsilon_C = \frac{\dot{m} \cdot [\Delta_{b;2} - \Delta_{b;1}]}{-W_{\text{COMP;REAL}}}$$

Intercambiador Regenerativo de calor, XA

$$\varepsilon_{XA} = \frac{\dot{m} \cdot [\Delta_{b;2} - \Delta_{b;3}]}{\dot{m}_{VA} \cdot [\Delta_{b;13} - \Delta_{b;12}]}$$

Intercambiador Regenerativo de calor, XB

$$\varepsilon_{XB} = \frac{\dot{m}_4 \cdot [\Delta_{b;3} - \Delta_{b;4}]}{\dot{m}_{VA} \cdot [\Delta_{b;12} - \Delta_{b;11}]}$$

Intercambiador Regenerativo de calor, XC

$$\varepsilon_{XC} = \frac{\dot{m}_4 \cdot [\Delta_{b;4} - \Delta_{b;5}]}{\dot{m}_8 \cdot [\Delta_{b;9} - \Delta_{b;8}]}$$

Motor de Expansión

$$\varepsilon_{Mexp} = \frac{W_{\text{EXP;REAL}}}{[\Delta_{b;3} - \Delta_{b;10}] \cdot \dot{m}_{10}}$$

Arrays Table: Main

	T_i [K]	P_i [bar]	h_i [KJ/kg]	s_i [KJ/kg·K]	x_i	$h_{s;i}$	$\Delta_{b;i}$	b_i	\dot{m}_i [Kg/s]
1	298	1	298,3	6,864			0	-1747	158,9
2	298	40	289,7	5,779			314,7	-1432	158,9
3	193,2	40	171,4	5,287			343	-1404	158,9
4	113	40	-54,61	3,678			596,4	-1151	40,51
5	111,8	40	-57,27	3,654			600,8	-1146	40,51
6	79,74	1	-57,27	3,84	0,3369		545,4	-1202	40,51
7	78,79	1	-126,3	2,976	0		733,9	-1013	26,87
8	81,61	1	78,68	5,542	1		174,2	-1573	13,65
9	88,94	1	86,56	5,634		58,29	154,6	-1593	13,65
10	88,94	1	86,56	5,634	100		154,6	-1593	118,4
11	88,94	1	86,56	5,634	100		154,6	-1593	132
12	156,6	1	155,9	6,216			50,74	-1696	132
13	298	1	298,3	6,864			0	-1747	158,9

Arrays Table: Main

	$E\$,i$
1	Entrada compresor gas a condiciones T, P atmosféricas
2	Estado tras compresión Isoterma y Reversible

Arrays Table: Main

 $E\$_i$

3	Entrada Motor de expansión. Salida intercambiador de calor 1
4	Corriente salida Intercambiador de calor 2 (XB), Entrada Int
5	Entrada válvula de estrangulación, salida intercambiador de
6	Obtención fluido bifásico tras Salida válvula de estrangulac
7	Obtención corriente de aire licuado en Tanque de Expansión
8	Obtención corriente de aire en estado gas en Tanque de Expan
9	Corriente de Salida motor de expansión e Intercambiador de c
10	Corriente de Salida motor de expansión e Intercambiador de c
11	Corriente de Salida motor de expansión e Intercambiador de c
12	Corriente de Salida Intercambiador de calor 2 (XB)
13	Condiciones de gas a T,P atmosféricas, corriente realimentac

Parametric Table: IT 1 CALCULO DELTA T (x=0,2)

[illegible]

