

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 854 990**

51 Int. Cl.:

F25J 1/02 (2006.01)

F25J 1/00 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

86 Fecha de presentación y número de la solicitud internacional: **22.06.2012 PCT/FR2012/051428**

87 Fecha y número de publicación internacional: **27.12.2012 WO12175889**

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **22.06.2012 E 12731601 (6)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **02.12.2020 EP 2724100**

54 Título: **Procedimiento de licuación de gas natural en triple circuito cerrado de gas refrigerante**

30 Prioridad:

24.06.2011 FR 1155595

45 Fecha de publicación y mención en BOPI de la traducción de la patente:

23.09.2021

73 Titular/es:

**SAIPEM S.P.A. (100.0%)
Via Martiri di Cefalonia, 67
20097 San Donato Milanese (Milano), IT**

72 Inventor/es:

**BONNISSEL, MARC;
DU PARC, BERTRAND y
ZIELINSKI, ERIC**

74 Agente/Representante:

LINAGE GONZÁLEZ, Rafael

ES 2 854 990 T3

Aviso: En el plazo de nueve meses a contar desde la fecha de publicación en el Boletín Europeo de Patentes, de la mención de concesión de la patente europea, cualquier persona podrá oponerse ante la Oficina Europea de Patentes a la patente concedida. La oposición deberá formularse por escrito y estar motivada; sólo se considerará como formulada una vez que se haya realizado el pago de la tasa de oposición (art. 99.1 del Convenio sobre Concesión de Patentes Europeas).

DESCRIPCIÓN

Procedimiento de licuación de gas natural en triple circuito cerrado de gas refrigerante

5 La presente invención se refiere a un procedimiento de licuación de gas natural para producir GNL, o gas natural licuado, también denominado LNG en inglés. Aún más particularmente, la presente invención se refiere a la licuación de gas natural que comprende en su mayor parte metano, preferiblemente al menos el 85% de metano, eligiéndose los otros constituyentes principales de nitrógeno y alcanos de C-2 a C-4, a saber, etano, propano, butano.

10 La presente invención también se refiere a una instalación de licuación dispuesta en un buque o un soporte flotante en el mar, ya sea en mar abierto, ya sea en una zona protegida, tal como un puerto, o incluso una instalación en tierra en el caso de unidades pequeñas o medianas de licuación de gas natural.

15 En el caso de instalación dispuesta en un buque, la presente invención se refiere más particularmente a un procedimiento de relicuación de gas a bordo de buque de transporte de GNL denominado "metanero", siendo dicho gas que va a relicuarse el resultado del recalentamiento y la evaporación parcial del GNL contenido en los depósitos de dicho buque, denominándose en inglés dicho gas evaporado, en general, en su mayor parte metano, "boil off" ("gas de evaporación").

20 El gas natural a base de metano es o bien un subproducto de los campos petrolíferos, producido en cantidad baja o media, en general, asociado al petróleo crudo, o bien un producto principal en el caso de los campos de gas, en los que entonces está en combinación con otros gases, principalmente alcanos de C-2 a C-4, CO₂, nitrógeno.

25 Cuando el gas natural está asociado en baja cantidad con petróleo crudo, en general, se trata y se separa, y después se usa en el sitio como carburante en turbinas o motores de pistón para producir energía eléctrica y calorías usadas en los procesos de separación o de producción.

30 Cuando las cantidades de gas natural son importantes, incluso considerables, se busca transportarlo de manera que pueda usarse en regiones alejadas, en general, en otros continentes, y, para ello, el método preferido es transportarlo en estado de líquido criogénico (-165 °C) sustancialmente a la presión atmosférica ambiente. Buques de transporte especializados denominados "metaneros" presentan depósitos de dimensiones muy grandes y presentan un aislamiento extremo de manera que se limita la evaporación durante el trayecto.

35 La licuación del gas a la vista de su transporte se realiza, en general, en la proximidad del sitio de producción, en general, en tierra, y requiere instalaciones considerables para alcanzar capacidades de varios millones de toneladas al año, las unidades más grandes existentes agrupan tres o cuatro unidades de licuación con una capacidad unitaria de 3-4 Mt al año.

40 Este procedimiento de licuación requiere cantidades de energía mecánica considerables, produciéndose, en general, la energía mecánica en el sitio extrayendo una parte del gas para producir la energía necesaria para el procedimiento de licuación. Entonces se usa una parte del gas como carburante en turbinas de gas, turbinas de vapor o motores térmicos de pistones.

45 Se han desarrollado múltiples ciclos termodinámicos con vistas a optimizar el rendimiento energético global. Existen dos tipos principales de ciclos. Un primer tipo basado en la compresión y la expansión de fluido refrigerante, con cambio de fase, y un segundo tipo basado en la compresión y la expansión de gas refrigerante sin cambio de fase. Se denomina "fluido refrigerante", o "gas refrigerante", a un gas o una mezcla de gases, que circula en circuito cerrado y experimenta fases de compresión, dado el caso de licuación, y después intercambios de calor con el medio exterior, y después a continuación fases de expansión, dado el caso de evaporación, y finalmente intercambios de calor con el gas natural que va a licuarse que comprende metano, que poco a poco se enfría para alcanzar su temperatura de licuación a presión atmosférica, es decir, aproximadamente -165 °C en el caso del GNL.

50 Dicho primer tipo de ciclo, con cambio de fase, se usa, en general, en instalaciones en tierra y necesita una gran cantidad de equipos y una superficie requerida en el suelo considerable. Además, los fluidos refrigerantes, en general, en forma de mezclas, están constituidos por butano, propano, etano y metano, siendo estos gases peligrosos, ya que corren el riesgo, en caso de escape, de provocar explosiones o incendios considerables. Por el contrario, a pesar de la complejidad de los equipos requeridos, siguen siendo los más eficaces y necesitan una energía del orden de 0,3 kWh por kg de GNL producido.

55 Se han desarrollado numerosas variantes de este primer tipo de procedimiento con cambio de fase del fluido refrigerante y cada proveedor de tecnología y de equipos presenta su formulación de mezclas, asociada a equipos específicos, tanto para los procedimientos denominados "en cascada" como para los procedimientos denominados en "ciclo mixto". La complejidad de las instalaciones procede del hecho de que, en las fases en las

que el fluido refrigerante se encuentra en estado líquido, y más particularmente a nivel de los separadores y de los conductos de acoplamiento, conviene instalar colectores gravitacionales para reunir la fase líquida y dirigirla al interior de los intercambiadores térmicos en los que se vaporizará al contacto con el metano que va a enfriarse y a licuarse, para obtener GNL. Estos dispositivos son muy voluminosos, pero esto no plantea problemas en el caso de instalaciones en tierra, ya que, en general, es sencillo disponer de una superficie de terreno suficiente para alojar todos estos equipos voluminosos unos al lado de otros. Así, para las instalaciones en tierra, todos estos equipos de compresión, de intercambiadores y de colectores se instalan, en general, unos al lado de otros sobre superficies considerables de 25 a 50.000 m², incluso más.

El segundo tipo de procedimiento de licuación, procedimiento sin cambio de fase del gas refrigerante, es un ciclo de Brayton inverso, o ciclo de Claude que usa un gas tal como nitrógeno. La eficacia de este segundo tipo es menor, ya que necesita, en general, una energía del orden de 0,5 kWh/kg de GNL producido, es decir, aproximadamente 20,84 kW x día/t y, por el contrario, presenta una ventaja considerable en cuanto a la seguridad, ya que el gas refrigerante del ciclo, el nitrógeno, es inerte, y, por tanto, incombustible, lo cual es muy interesante cuando las instalaciones están concentradas en un espacio reducido, por ejemplo, en el puente de un soporte flotante instalado en mar abierto, estando con frecuencia dichos equipos instalados en varios niveles, unos encima de otros sobre una superficie reducida al estricto mínimo. Así, en caso de escape del gas refrigerante, no hay ningún peligro de explosión y basta entonces con volver a inyectar en el circuito la fracción de gas refrigerante perdida.

Además, este procedimiento de licuación de gas natural sin cambio de fase es muy interesante en el caso de soportes flotantes, ya que, debido a la ausencia de fase líquida en el gas refrigerante, los equipos presentan un diseño mucho más sencillo. En efecto, en tales instalaciones, el conjunto de los equipos se mueve casi constantemente al ritmo de los movimientos del soporte flotante (balanceo, cabeceo, guiñada, viraje, abatimiento, arfada). Y la gestión de un procedimiento con cambio de fase que implica una fase líquida del fluido refrigerante sería extremadamente delicada incluso para pequeños movimientos del soporte flotante, incluso casi imposible para los movimientos extremos, mientras que en instalaciones fijas en tierra no se plantea el problema de los movimientos.

A pesar del rendimiento energético inferior del procedimiento de licuación sin cambio de fase del gas refrigerante, este último es muy interesante, ya que los equipos, principalmente los compresores, los expansores, en turbinas, y los intercambiadores son mucho más sencillos que los equipos requeridos para un procedimiento de licuación que implica ciclos con cambio de fase de un fluido refrigerante, tanto en cuanto a la tecnología de dichos equipos como al mantenimiento de estos equipos en un entorno confinado, a saber, un soporte flotante anclado en el mar. Además, el conducto de las instalaciones en funcionamiento sigue siendo más sencillo, ya que este tipo de ciclo es poco sensible a las variaciones de composición del gas que va a licuarse, a saber, un gas natural constituido por una mezcla en la que predomina el metano. En efecto, en el caso del ciclo con cambio de fase del fluido refrigerante, para que los rendimientos sigan siendo óptimos, el fluido refrigerante debe adaptarse a la naturaleza y composición del gas que va a licuarse y la composición del fluido refrigerante debe modificarse, dado el caso, a lo largo del tiempo, en función de la composición de la mezcla de gas natural que va a licuarse producido por el campo petrolífero.

En su principio, la puesta en práctica de un ciclo del procedimiento de licuación sin cambio de fase del gas refrigerante tal como nitrógeno comprende los siguientes 4 elementos principales:

- un compresor que aumenta la presión del gas refrigerante y hace que pase de la temperatura ambiente a baja presión a una temperatura elevada a alta presión,
- un intercambiador de calor que enfría el gas refrigerante de la temperatura elevada y alta presión sustancialmente hasta la temperatura ambiente y alta presión,
- un dispositivo de expansión, en general, una turbina de descompresión, en la que se expande el gas refrigerante: su presión disminuye y entonces su temperatura es baja; mientras que, simultáneamente, se recupera, a nivel de la turbina de expansión, energía mecánica que entonces vuelve a inyectarse generalmente, de manera directa, a nivel del compresor que está acoplado a la misma,
- un intercambiador criogénico en el que circula, por un lado, el gas refrigerante a temperatura criogénica y, por otro lado, el gas que va a licuarse, absorbiendo dicho gas refrigerante las calorías del gas que va a licuarse, y por tanto, se calienta, mientras que dicho gas que va a licuarse, que cede sus calorías, se enfría hasta alcanzar el estado líquido buscado. Al final del ciclo de circulación, el gas refrigerante se encuentra sustancialmente a la temperatura ambiente y entonces vuelve a introducirse en el compresor para realizar un nuevo ciclo en circuito cerrado.

Durante toda la duración del ciclo, el gas refrigerante permanece en estado gaseoso y circula de manera continua tal como se explicó anteriormente: cede poco a poco frigorías, y, por tanto, absorbe poco a poco calorías del gas que va a licuarse, a saber, una mezcla constituida en su mayor parte por metano y por otras

trazas de gas.

La circulación del gas que va a licuarse se realiza a contracorriente con el gas refrigerante, es decir, que dicho gas natural que comprende metano, entra sustancialmente a temperatura ambiente en el intercambiador a nivel de la salida del gas refrigerante en la que este último está entonces sustancialmente a la temperatura ambiente. Después, dicho gas natural que comprende metano avanza en el intercambiador hacia las zonas más frías y transfiere sus calorías al fluido refrigerante: el gas natural que comprende metano se enfría y el gas refrigerante se calienta. A medida que avanza el gas natural metano en el intercambiador, su temperatura disminuye, después, al final del recorrido, se licúa y su temperatura continúa disminuyendo hasta alcanzar la temperatura de T3 = -165 °C para un gas que contiene el 85% de metano.

Durante todo su recorrido en el o los intercambiadores de calor, la licuación del gas natural se realiza a presión P0 de 5 a 50 bar, en general, de 10 a 20 bar, en cuatro fases principales:

- fase 1: enfriamiento del gas natural desde la temperatura ambiente T0 hasta T1 = -50 °C, aproximadamente (esta temperatura depende de la composición del gas natural),

- fase 2: licuación del gas natural (paso del estado gaseoso al estado líquido). Como el gas natural es una mezcla gaseosa a una presión P0 de aproximadamente algunas decenas de bares, este cambio de estado se distribuye entre T1 = -50 °C y T2 = -120 °C, aproximadamente,

- fase 3: el gas natural, una vez totalmente licuado (GNL), está entonces aproximadamente a T2 = -120 °C, todavía a una presión P0 de aproximadamente algunas decenas de bares. En el interior del o de los intercambiadores, el GNL continúa su enfriamiento para alcanzar la temperatura T3 de -165 °C, temperatura correspondiente a una fase líquida del GNL a presión atmosférica,

- fase 4: el líquido obtenido, o GNL, se despresuriza entonces hasta la presión atmosférica en la que permanece en el estado líquido debido a su temperatura T3 inferior o igual a -165 °C, y puede transferirse hacia un depósito de almacenamiento aislado o, dado el caso, cargarse directamente en un buque de transporte tal como un metanero.

La fase 2 es la que más energía consume, dado que hace falta proporcionar al gas toda la energía correspondiente a su calor latente de vaporización. La fase 1 consume un poco menos de energía y la fase 3 es la que menos energía consume, sin embargo, se realiza a las temperaturas más bajas, es decir, a aproximadamente -165 °C.

Los valores mencionados anteriormente para T1, T2 y T3 están adaptados a un gas natural constituido por el 85% de metano y el 15% de dichos otros componentes de nitrógeno y alcanos de C-2 a C-4, y pueden variar sustancialmente para un gas de composición diferente.

En la figura 1, se ha representado un esquema de instalación de un procedimiento convencional de licuación de gas natural que implica un gas refrigerante constituido por nitrógeno sin cambio de fase del gas refrigerante tal como se describió anteriormente y cuya descripción del procedimiento se explica más adelante.

En los documentos US 2011/0113825 y WO 2005/071333 se describe un procedimiento de licuación de gas natural en el que se licúa dicho gas natural que va a licuarse mediante circulación de dicho gas natural en 3 intercambiadores de calor criogénicos mediante circulación en circuito cerrado de 3 flujos de gas refrigerante que permanece en estado gaseoso comprimido sin cambio de fase, en el que se licúa dicho gas natural que va a licuarse realizando las siguientes etapas simultáneas de:

(a) circulación de dicho gas natural que va a licuarse que circula a una presión P0 superior o igual a la presión atmosférica, en 3 intercambiadores de calor criogénicos dispuestos en serie, entre los cuales:

- un primer intercambiador (101/5) en el que se enfría dicho gas natural que entra a una temperatura T0 y sale a una temperatura T1 inferior a T0, después

- un segundo intercambiador (102/6) en el que se licúa totalmente el gas natural y sale a una temperatura T2 inferior a T1 y superior a T3, siendo T3 inferior a la temperatura de licuación del GNL, y

- un tercer intercambiador (103/7) en el que se enfría dicho gas natural licuado de T2 a T3, y

(b) circulación en circuito cerrado de dos flujos de gas refrigerante en estado gaseoso denominados flujos primero y tercero, respectivamente, a presiones diferentes P1 y P2, que atraviesan dos denominados intercambiadores en contacto indirecto con, y a contracorriente con, el flujo de gas natural, que comprenden:

- un primer flujo de gas refrigerante a una presión P1 inferior a P3 que atraviesa los 3 intercambiadores que

entra en dicho tercer intercambiador a una temperatura T3' inferior a T3, después entra a T2' inferior a T2 en dicho segundo intercambiador, después entra a T1' inferior a T1 en dicho primer intercambiador y que sale de dicho primer intercambiador a una temperatura T0' inferior o igual a T0, obteniéndose dicho primer flujo de gas refrigerante a P1 y T3' mediante expansión en un primer expansor (112/9) de una primera parte (122/16B) de un segundo flujo de gas refrigerante (22/15) comprimido a la presión P3 superior a P2, circulando dicha primera parte del segundo flujo en contacto indirecto con, y a co-corriente con, dicho flujo de gas natural, que entra en dicho primer intercambiador a T0 y que sale de dicho segundo intercambiador sustancialmente a T2, y

- un tercer flujo a una presión P2 superior a P1 e inferior a P3 que circula en contacto indirecto con, y a co-corriente con, dicho primer flujo, que atraviesa únicamente dichos intercambiadores segundo y primero, que entra en dicho segundo intercambiador sustancialmente a una temperatura T2' y que sale de dicho primer intercambiador sustancialmente a T0', obteniéndose dicho tercer flujo de gas refrigerante a P2 y T2 mediante expansión en un segundo expansor (111/8) de una segunda parte (121/17) de dicho segundo flujo de gas refrigerante (22/15) que sale de dicho primer intercambiador sustancialmente a T1,

(c) obteniéndose dicho segundo flujo de gas refrigerante comprimido a la presión P3 mediante compresión por tres o cuatro compresores, y enfriamiento de dichos flujos primero y tercero de gas refrigerante que salen de dicho primer intercambiador a P1 y respectivamente P2.

En el documento US 2011/0113825, dos compresores primero y segundo 113 y 114 dispuestos en serie comprimen el gas refrigerante de los flujos primero y tercero a P'3 y otros dos compresores 115a y 115b dispuestos en paralelo lo comprimen de P'3 a P3.

En el documento WO 2005/071333, dos compresores 2 y 3 montados en serie comprimen dicho primer flujo 16d a P'3, después un tercer compresor 4 montado en serie con los dos primeros compresores comprime dichos flujos primero y tercero a P3.

En el informe de la "24th International Conference and Exhibición for the LNG" del 25 de mayo de 2009, a nombre de Olve Skjeggedal *et al.* en la revista GASTECH 2009, se describe un procedimiento tal como se describió anteriormente de triple flujo de gas refrigerante en circuito cerrado, en el que dichos flujos primero y tercero se comprimen a P'3 mediante dos compresores montados en serie y otros dos compresores montados en serie comprimen dichos flujos primero y tercero a P3 para dar dicho segundo flujo.

El procedimiento descrito anteriormente es ventajoso con respecto al de la figura 1 porque, en primer lugar, en vez de recircular, después de la expansión, una parte D2 del segundo flujo en la salida del primer intercambiador para reunirse con el primer flujo en la entrada del segundo intercambiador, se recircula esta parte D2 del segundo flujo en la entrada del segundo intercambiador a una presión intermedia P2 superior a P1 en un tercer flujo S3 independiente y paralelo a S1, es decir, a co-corriente con S1. Y, debido a que la parte esencial de la energía se consume para la fase 2 del procedimiento en el interior de dicho segundo intercambiador, esto permite aumentar las transferencias térmicas y el rendimiento energético del procedimiento.

No obstante, en el modo de realización del documento US 2011/0113825, toda la potencia exterior aportada a dicho primer compresor 113 y segundo compresor 114 montados en serie afecta a los flujos de gas refrigerante que circulan a presiones baja y media P1 y P2, volviendo a inyectarse la recuperación de energía a nivel de las turbinas 111 y 112 a nivel de los dos compresores 115a y 115b montados en paralelo que comprimen el gas refrigerante a alta presión P'3/P3, no aportándose ninguna otra potencia exterior complementaria a nivel de dichos compresores en paralelo 115a y 115b. Los dos compresores en paralelo 115a y 115b se alimentan únicamente, de manera respectiva, por las dos turbinas de recuperación de energía 111 y 112.

Los niveles de presión P1 y P2 de los gases que salen de las turbinas 112 y 111 son diferentes y, por tanto, los caudales de flujo que atraviesan los expansores 111 y 112 son diferentes y concretamente, en la práctica, en una razón del 10-20% del caudal total para el caudal del flujo procedente del expansor 112 contra el 80-90% para el caudal del flujo procedente del expansor 111. Se obtiene como resultado que el compresor 115b recupera únicamente el 10-20% de la potencia total recuperada con respecto al 80-90% de la potencia recuperada a nivel del compresor 115a. De esta disparidad de potencia aportada a los dos compresores 115a y 115b montados en paralelo, resulta una dificultad importante para estabilizar el funcionamiento del circuito. En efecto, el funcionamiento de dos compresores en paralelo puede conducir a fenómenos de bombeo, es decir, que uno de los compresores prevalece sobre los otros perturbando sus presiones de entrada y de salida: existe entonces un riesgo de funcionamiento del o de los compresores de menor capacidad en "modo turbina". Este modo de funcionamiento debe prohibirse imperativamente, ya que la totalidad o parte del fluido gira entonces en bucle entre los compresores, uno en modo compresor, el o los otros en "modo turbina": el proceso de compresión se encuentra entonces radicalmente perturbado, incluso detenido, y entonces se desploma el rendimiento global de la instalación.

La estabilización del funcionamiento del circuito puede realizarse de manera clásica por medio de válvulas de

regulación aguas arriba y/o aguas abajo de dichos compresores 115a y 115b montados en paralelo, y/o aguas arriba y/o aguas abajo de dichas turbinas 111 y 112 para controlar los caudales y el funcionamiento de los compresores. No obstante, estas válvulas de regulación generan pérdidas de las cargas, y, por tanto, de la energía, lo cual afecta en gran medida al rendimiento global buscado y/o a la capacidad de producción de la instalación.

En el documento WO 2005/071333 y en el informe de la revista GASTECH 2009 citado anteriormente, todos los compresores están acoplados de manera mecánica a una misma fuente de potencia, aportándose el conjunto de la potencia de manera no diferenciada entre los diferentes compresores. El documento US 2010/0122551 describe un procedimiento y una instalación de licuación de triple flujo de gas refrigerante que comprende compresores montados en serie según los preámbulos de las reivindicaciones 1 y 14, respectivamente.

El objetivo de la presente invención es proporcionar un procedimiento de licuación de gas natural del tipo sin cambio de fase del gas refrigerante adecuado para instalarse en un buque o soporte flotante que presente un rendimiento energético mejorado, a saber, una energía total consumida en el procedimiento mínima en cuanto a kWh para obtener 1 tonelada de GNL y/o que presente transferencias térmicas en los intercambiadores aumentados y/o que permita poner en práctica una instalación de licuación más compacta y más eficaz.

Para ello, la presente invención proporciona un procedimiento de licuación de un gas natural que comprende en su mayor parte metano, preferiblemente, al menos el 85% de metano, comprendiendo los otros componentes esencialmente nitrógeno y alcanos de C-2 a C-4, en el que se licúa dicho gas natural que va a licuarse mediante circulación de dicho gas natural a una presión P0 superior o igual a la presión atmosférica (P_{atm}), siendo preferiblemente P0 superior a la presión atmosférica, en al menos 1 intercambiador de calor criogénico (EC1, EC2, EC3) mediante circulación en circuito cerrado a contracorriente en contacto indirecto con al menos un flujo de gas refrigerante que permanece en estado gaseoso comprimido a una presión P1 que entra en dicho intercambiador criogénico a una temperatura T3' inferior a T3, siendo T3 la temperatura en la salida de dicho intercambiador criogénico, y siendo T3 inferior o igual a la temperatura de licuación de dicho gas natural licuado a la presión atmosférica, en el que se licúa dicho gas natural que va a licuarse realizando las siguientes etapas simultáneas de:

(a) circulación de dicho gas natural que va a licuarse que circula a una presión P0 superior o igual a la presión atmosférica, siendo preferiblemente P0 superior a la presión atmosférica, en al menos 3 intercambiadores de calor criogénicos dispuestos en serie, entre los cuales:

- un primer intercambiador en el que se enfría dicho gas natural que entra a una temperatura T0 y sale a una temperatura T1 inferior a T0, después

- un segundo intercambiador en el que se licúa totalmente el gas natural y sale a una temperatura T2 inferior a T1 y superior a T3, y

- un tercer intercambiador en el que se enfría dicho gas natural licuado de T2 a T3, y

(b) circulación en circuito cerrado de al menos dos flujos de gas refrigerante en estado gaseoso denominados flujos primero y tercero, respectivamente, a presiones diferentes P1 y P2, que atraviesan al menos dos denominados intercambiadores en contacto indirecto con, y a contracorriente con, el flujo de gas natural, que comprenden:

- un primer flujo de gas refrigerante a una presión P1 inferior a P3 que atraviesa los 3 intercambiadores que entra en dicho tercer intercambiador a una temperatura T3' inferior a T3, después entra a T2' inferior a T2 en dicho segundo intercambiador, después entra a T1' inferior a T1 en dicho primer intercambiador y que sale de dicho primer intercambiador a una temperatura T0' inferior o igual a T0, obteniéndose dicho primer flujo de gas refrigerante a P1 y T3' mediante expansión en al menos un primer expansor de una primera parte de un segundo flujo de gas refrigerante comprimido a la presión P3 superior a P2, circulando dicho segundo flujo en contacto indirecto con, y a co-corriente con, dicho flujo de gas natural, que entra en dicho primer intercambiador a T0 y dicha primera parte de dicho segundo flujo que sale de dicho segundo intercambiador sustancialmente a T2, y

- un tercer flujo a una presión P2 superior a P1 e inferior a P3 que circula en contacto indirecto con, y a co-corriente con, dicho primer flujo, que atraviesa únicamente dichos intercambiadores segundo y primero, que entra en dicho segundo intercambiador sustancialmente a una temperatura T2' y que sale de dicho primer intercambiador sustancialmente a T0', obteniéndose dicho tercer flujo de gas refrigerante a P2 y T2 mediante expansión en un segundo expansor de una segunda parte de dicho segundo flujo de gas refrigerante que sale de dicho primer intercambiador sustancialmente a T1, siendo el caudal D2 de dicha segunda parte del segundo flujo preferiblemente superior al caudal D1 de la primera parte del segundo flujo,

(c) obteniéndose dicho segundo flujo de gas refrigerante comprimido a la presión P3 mediante compresión por al

menos dos compresores y enfriamiento de dichos flujos primero y tercero de gas refrigerante que salen de dicho primer intercambiador a P1 y respectivamente P2, comprimiendo un primer compresor de P1 a P2 la totalidad de dicho primer flujo de gas refrigerante que sale de dicho primer intercambiador, y comprimiendo al menos un segundo compresor de P2 a al menos P'3, siendo P'3 una presión inferior o igual a P3 y superior a P2, por un
 5 lado, dicho tercer flujo de gas refrigerante que sale a P2 de dicho primer intercambiador y, por otro lado, dicho primer flujo de gas refrigerante comprimido a P2 que sale de dicho primer compresor, para obtener dicho segundo flujo de gas refrigerante a P3 y T0 después del enfriamiento, estando dicho segundo compresor montado en serie con dicho primer compresor, caracterizado porque:

10 - los dos compresores primero y segundo dispuestos en serie están acoplados a dichos expansores primero y respectivamente segundo que consisten en turbinas de recuperación de energía, y

- al menos dicho primer compresor está acoplado a un primer motor, y permite modular y controlar específicamente el valor de presión P2 aportando una potencia diferenciada a dicho primer compresor con
 15 respecto a la potencia aportada a los otros compresores, y

- al menos una turbina de gas está acoplada

20 - o bien a dicho segundo compresor, el que comprime dicho segundo flujo de gas refrigerante directamente a P3,

- o bien a un tercer compresor montado en serie después del segundo compresor, comprimiendo dicho tercer compresor de P'3 a P3 dicho segundo flujo de gas refrigerante,

25 - aportando dicho primer motor al menos el 3% de la potencia total aportada al conjunto de dichos compresores puestos en práctica, proporcionando dicha turbina de gas del 97 al 70% de la potencia total aportada al conjunto de dichos compresores puestos en práctica.

30 En la presente descripción, por "compresor acoplado a un expansor/turbina o motor" o incluso "compresor accionado por un motor" (o a la inversa, un "expansor/turbina o motor acoplado al compresor") se entiende que el árbol de salida de la turbina o respectivamente del motor acciona el árbol de entrada del compresor, es decir, transfiere una energía mecánica al árbol del compresor. Por tanto, se trata de un acoplamiento mecánico del compresor al expansor/turbina o respectivamente del compresor al motor.

35 Más particularmente, dicho motor puede ser o bien un motor térmico, o bien preferiblemente un motor eléctrico, o bien cualquier otra instalación que puede proporcionar energía mecánica al gas refrigerante; y los compresores son del tipo rotativo de turbina, también denominado compresor centrífugo.

40 Preferiblemente, después de la etapa (a) se despresuriza el gas natural licuado que sale de dicho tercer intercambiador a T3, desde la presión P0 hasta la presión atmosférica dado el caso.

El procedimiento según la invención es ventajoso con respecto al procedimiento descrito en el documento US 2011/0113825 porque todos los compresores están montados en serie sin necesitar ningún control de caudal con válvulas de regulación de caudal para estabilizar el funcionamiento de la instalación. En efecto, en el
 45 procedimiento según la invención, no hay ninguna separación de flujos en la cadena de compresión. Se obtiene como resultado que la regulación de caudal de flujo y/o de energía a nivel de los diferentes compresores se obtiene esencialmente mediante la regulación del aporte de potencia a nivel de dichos motores primero y segundo y dicha turbina de gas. No es indispensable poner en práctica válvulas de regulación a nivel de dichos compresores y dicha turbina debido a que dichos expansores primero y segundo están acoplados a dichos
 50 compresores primero y segundo montados en serie y, por tanto, no están acoplados a compresores montados en paralelos como en el documento US 2011/0113825.

Por otro lado, en la presente invención, la parte esencial de la potencia aportada a dichos compresores se inyecta a nivel de los compresores segundo y/o tercero que comprimen el flujo de gas refrigerante a alta presión P'3/P3 y la recuperación de energía a nivel de los expansores primero y segundo vuelve a inyectarse a nivel de
 55 los compresores primero y segundo, que comprimen los gases refrigerantes que circulan a presiones baja y media P1 y P2. En efecto, la fracción de fluido que atraviesa el compresor C1 representa una baja fracción del caudal total (por ejemplo, el 10-15%) y la energía necesaria es del mismo orden de magnitud que la energía recuperada por la turbina E1. Por tanto, es interesante acoplar los dos. Además, una adición controlada de
 60 potencia en C1 permite mejorar el rendimiento energético del sistema controlando P1 y P2 independientemente una de otra.

Por otro lado, la mayor parte de la potencia aportada a los compresores se inyecta en los compresores que proporcionan la presión más grande (P'3, P3), lo cual permite aumentar la capacidad de producción del
 65 procedimiento, al tiempo que se mejora su rendimiento energético.

Además, la puesta en práctica de dichos compresores primero y segundo en serie acoplados a dichos expansores primero y segundo según la presente invención también permite mejorar la compacidad de la instalación lo cual es particularmente ventajoso para la puesta en práctica de un procedimiento a bordo de un soporte flotante en el que el espacio es limitado.

5 El procedimiento según la invención, haciendo referencia a las figuras 2-3, es ventajoso con respecto al de la figura 1 porque, en primer lugar, en vez de recircular, después de la expansión, una parte D2 del segundo flujo en la salida del primer intercambiador para reunirse con el primer flujo en la entrada del segundo intercambiador, se recircula esta parte D2 del segundo flujo en la entrada del segundo intercambiador a una presión intermedia P2 superior a P1 en un tercer flujo S3 independiente y paralelo a S1, es decir, a co-corriente con S1. Y, debido a que la parte esencial de la energía se consume para la fase 2 del procedimiento en el interior de dicho segundo intercambiador, esto permite aumentar las transferencias térmicas y el rendimiento energético del procedimiento.

15 Por otro lado, el procedimiento según la invención es ventajoso con respecto al documento WO 2005/071333 y al procedimiento descrito en la revista GASTECH 2009 citada anteriormente porque permite hacer variar de manera controlada dicha presión P2 de manera que la energía consumida para la puesta en práctica del procedimiento (Ef) es mínima. En efecto, según la presente invención, puede modularse y controlarse específicamente el valor de la presión P2 aportando una potencia diferenciada a nivel de dicho primer compresor gracias a dicho primer motor, permitiendo modular y controlar la potencia aportada a los diferentes compresores de manera diferenciada y, por tanto, hacer variar el valor de P2.

20 Así, según una característica original de la presente invención, se hace variar de manera controlada dicha presión P2 aportando potencia de manera controlada a dicho primer compresor con dicho primer motor, de manera que la energía consumida para la puesta en práctica del procedimiento (Ef) es mínima, preferiblemente cuando varía la composición del gas natural que va a licuarse.

25 Este procedimiento es más particularmente ventajoso, ya que permite de este modo, modulando y controlando específicamente el valor de la presión P2 de dicho tercer flujo, modificar y optimizar el punto de funcionamiento del procedimiento, a saber, minimizar la energía consumida y, por tanto, aumentar el rendimiento, concretamente cuando, tal como sucede a lo largo de la explotación, varía la composición del gas natural que va a licuarse.

30 Según la invención, dicho primer motor aporta al menos el 3%, preferiblemente del 3 al 30% de la potencia total aportada al conjunto de dichos compresores puestos en práctica, proporcionando dicha turbina de gas del 97 al 70% de la potencia total aportada.

35 Aún más particularmente, se observa que, cuando se aumenta la potencia inyectada a nivel de dicho primer motor, la presión P1 permanece sustancialmente constante, la presión P2 aumenta y el rendimiento aumenta, es decir, que el consumo de energía expresado en kW x día/t disminuye, hasta alcanzar un mínimo, después aumentando adicionalmente la potencia aportada por dicho motor, concretamente más allá del 30% de la potencia total, dicho consumo de energía vuelve a aumentar.

40 Una unidad de licuación convencional está dimensionada con respecto a las potencias de las turbinas de gas disponibles, siendo las turbinas de gran potencia habitualmente de 25 MW, incluso 30 MW cuando están destinadas a instalarse en un soporte flotante. Las turbinas de gas fijas instaladas en tierra pueden alcanzar potencias máximas de 90-100 MW.

45 En general, se busca aumentar la potencia de la instalación y entonces es posible instalar en paralelo dos turbinas de gas idénticas para obtener una potencia doble, pero entonces hay dos líneas de máquinas giratorias, lo cual aumenta el volumen ocupado, las cantidades de conductos y, evidentemente, los costes.

50 Instalando una única turbina GT de n MW y añadiendo potencia inferior a n MW a nivel de un denominado segundo motor M2, el funcionamiento del procedimiento es idéntico, en cuanto al rendimiento, al que usa dos turbinas de gas de n MW en paralelo.

55 Así, la adición de potencia a nivel del segundo motor M2, preferiblemente gracias a una motorización eléctrica, da más flexibilidad al funcionamiento y permite de este modo aumentar la potencia. En cambio, el rendimiento del conjunto permanece inalterado.

60 Si, por el contrario, se proporciona la misma potencia a nivel del primer motor M1, la potencia global sigue siendo la misma, pero, en este caso, se mejora el rendimiento del conjunto, lo cual representa una ganancia de energía consumida para la misma potencia global, con respecto a una inyección de potencia a nivel del segundo motor M2.

65 Así, en función de la producción de gas natural, tanto en cantidad como en calidad, procedente de mantos subterráneos, se usará ventajosamente una turbina de gas GT, por ejemplo de 25 MW, a régimen completo de

ES 2 854 990 T3

manera permanente que se completará, incluso dado el caso se modulará, mediante:

- inyección de potencia a nivel de la turbina GT o del segundo motor M2 sin cambiar el rendimiento global, y/o

- 5 - inyección de potencia a nivel del primer motor M1, lo cual tiene el efecto de mejorar el rendimiento global, hasta alcanzar un óptimo, es decir, un mínimo de consumo de energía.

En una primera variante de realización del procedimiento, se ponen en práctica dos compresores montados en serie, que comprenden:

10

(i) dicho primer compresor acoplado a dicho primer expansor, que comprime de P1 a P2 la totalidad de dicho primer flujo de gas refrigerante que sale de dicho primer intercambiador, y

15

(ii) dicho segundo compresor acoplado a dicho segundo expansor, que comprime de P2 a al menos P'3, siendo P'3 superior a P2 e inferior o igual a P3, por un lado, dicho tercer flujo de gas refrigerante que sale a P2 de dicho primer intercambiador, y, por otro lado, dicho primer flujo de gas refrigerante comprimido a P2 que sale de dicho primer compresor, para obtener dicho segundo flujo de gas refrigerante a P3 y T0 después del enfriamiento, y

20

(iii) dicho primer compresor se acciona por dicho primer motor, accionándose dicho segundo compresor al menos por dicha turbina de gas.

Esta primera variante de realización es ventajosa porque permite poner en práctica una instalación lo más compacta posible en cuanto al volumen ocupado a bordo del soporte flotante.

25

En una segunda variante de realización, se ponen en práctica tres compresores montados en serie, que comprenden:

30

(i) dicho primer compresor accionado por dicho primer motor y acoplado a dicho primer expansor, que comprime de P1 a P2 la totalidad de dicho primer flujo de gas refrigerante que sale de dicho primer intercambiador, y

35

(ii) dicho segundo compresor accionado por un segundo motor y acoplado a dicho segundo expansor, que comprime de P2 a P'3, siendo P'3 superior a P2 e inferior a P3, por un lado, dicho tercer flujo de gas refrigerante que sale a P2 de dicho primer intercambiador, y, por otro lado, dicho primer flujo de gas refrigerante comprimido a P2 que sale de dicho primer compresor, y

40

(iii) dicho tercer compresor accionado por dicha turbina de gas para proporcionar la mayor parte de la energía y comprimir de P'3 a P3 la totalidad de los flujos primero y tercero de gas refrigerante comprimidos por el segundo compresor, para obtener dicho segundo flujo de gas refrigerante a P3 y T0 después del enfriamiento, y

45

(iv) dicho primer motor aporta al menos el 3%, más preferiblemente del 3 al 30% de la potencia total aportada al conjunto de dichos compresores puestos en práctica, proporcionando la turbina de gas acoplada a dicho tercer compresor, así como dicho segundo motor acoplado al segundo compresor, juntos del 97 al 70% de la potencia total aportada al conjunto de dichos compresores puestos en práctica.

50

Esta segunda variante de realización es ventajosa en cuanto al rendimiento termodinámico y la capacidad de producción, ya que entonces puede usarse ventajosamente como turbina de gas una turbina de capacidad máxima disponible en el mercado, es decir, de 25-30 MW en el caso de turbinas destinadas a instalarse en un soporte flotante, más un segundo motor eléctrico, por ejemplo de 5 a 10 MW, conectado al segundo compresor, siendo entonces la potencia global del segundo motor y el tercer motor (turbina de gas) de 30 a 40 MW, por tanto, muy superior a la de las turbinas de gas más grandes disponibles en el mercado y destinadas a soportes flotantes. Ventajosamente, el segundo motor también puede ser una turbina de gas, preferiblemente de potencia idéntica a la turbina de gas principal, lo cual permite entonces alcanzar una potencia global de 50 a 60 MW.

55

El procedimiento según la invención permite, haciendo variar la presión P2 mediante aporte de energía a dicho primer compresor con la ayuda de dicho primer motor, poner en práctica una energía total E_f mínima consumida en el procedimiento inferior a 21,5 kW x día/t, más particularmente de 18,5 a 20,5 kW x día/t de gas licuado producido.

60

De una manera general, se funcionará con una turbina de gas GT a régimen completo, que se completará mediante un aporte de potencia a nivel del primer motor M1, estando dicho aporte limitado a menos del 30% de la potencia global de manera que se optimiza el rendimiento al valor mínimo de 18,5 a 21,5 kW x día/t, después, en caso de necesidad, se aumentará la potencia global mediante inyección de potencia a nivel del segundo motor M2, y simultáneamente se reajustará la potencia inyectada a nivel del primer motor M1, de manera que dicha potencia es siempre sustancialmente igual a menos del 30% de la potencia global de manera que se mantiene el rendimiento de la instalación al valor óptimo de 18,5 a 21,5 kW x día/t.

65

Dicho rendimiento óptimo de 19,75 kW x día/t para una potencia del primer motor M1 que representa el 24% de la potencia total es válido para un fluido refrigerante constituido por el 100% de nitrógeno. En el caso de otros gases tales como neón o hidrógeno o de mezclas de nitrógeno-neón o nitrógeno-hidrógeno, el rendimiento óptimo, así como el porcentaje de potencia varían de 18,5 a 21,5 kW x día/t en función del gas o de la mezcla y de los porcentajes de neón o de hidrógeno, pero las ventajas detalladas anteriormente siguen siendo válidas e incluso se acumulan.

Más particularmente, dicho gas refrigerante comprende nitrógeno.

10 En una variante de realización, dicho gas refrigerante consiste en un gas único elegido de nitrógeno, hidrógeno y neón.

Preferiblemente, se prefiere el neón con respecto al riesgo de explosión más importante del hidrógeno y debido a que el hidrógeno puede presentar una determinada propensión a filtrarse a través de las juntas de elastómeros e incluso a través de las paredes metálicas de pequeño grosor.

15

Según otras características particulares:

20

- la composición del gas natural que va a licuarse está comprendida en los siguientes intervalos para un total del 100%:

- metano del 80 al 100%,

25

- nitrógeno del 0 al 20%

- etano a del 0 al 20%

- propano del 0 al 20%, y

30

- butano del 0 al 20%; y

- las siguientes temperaturas:

35

- T0 y T0' son de 10 a 35°C (temperatura en AA), y

- T3 y T3' son de -160 a -170°C (temperatura en DD), y

- T2 y T2' son de -100 a -140°C (temperatura en CC), y

40

- T1 y T1' son de -30 a -70°C (temperatura en CC);

Para las siguientes presiones:

45

- P0 es de 0,5 a 5 MPa (de 5 a 50 bar), y

- P1 es de 0,5 a 5 MPa, y

- P2 es de 1 a 10 MPa (de 10 a 100 bar), y

50

- P3 es de 5 a 20 MPa (de 50 a 200 bar).

La presente invención también proporciona una instalación embarcada en un buque o soporte flotante para poner en práctica un procedimiento según la invención, caracterizada porque comprende:

55

- al menos 3 denominados intercambiadores de calor criogénicos en serie que comprenden al menos:

- un primer conducto de circulación a contracorriente adecuado para hacer circular un primer flujo de gas refrigerante en estado gaseoso comprimido a P1 que atraviesa a contracorriente de manera sucesiva los 3 intercambiadores tercero, segundo y primero,

60

- un segundo conducto de circulación a co-corriente adecuado para hacer circular un denominado segundo flujo de gas refrigerante en estado gaseoso comprimido a P3 que atraviesa a co-corriente únicamente de manera sucesiva dichos intercambiadores primero y segundo,

65

- un tercer conducto de circulación a contracorriente de dicho gas refrigerante adecuado para la circulación circular un denominado tercer flujo de gas refrigerante en estado gaseoso comprimido a P2 que atraviesa a

contracorriente únicamente de manera sucesiva dichos intercambiadores segundo y primero,

- un cuarto conducto adecuado para hacer circular dicho gas natural que va a licuarse que atraviesa de manera sucesiva los 3 intercambiadores primero, segundo y tercero,

5

- un primer expansor entre la salida de dicho segundo conducto y la entrada de dicho primer conducto,

- un segundo expansor entre (i) una derivación de dicho segundo conducto situada entre dichos intercambiadores primero y segundo y (ii) la entrada de dicho tercer conducto, y

10

- un primer compresor en la salida de dicho primer conducto acoplado a una turbina que constituye dicho primer expansor,

15

- un segundo compresor en la salida de dicho segundo conducto acoplado a una turbina que constituye dicho segundo expansor, estando dicho segundo compresor montado en serie con dicho primer compresor, concretamente en la salida de dicho primer compresor, y

20

- un conducto de circulación de la totalidad del gas comprimido a P2 por el primer compresor hacia el segundo compresor así montado en serie con dicho primer compresor, y

- al menos un primer motor acoplado a dicho primer compresor, adecuado para aportar al menos el 3%, preferiblemente del 3 al 30% de la potencia total aportada al conjunto de dichos compresores puestos en práctica, y

25

- una turbina de gas acoplada o bien a dicho segundo compresor, el que comprime dicho segundo flujo de gas refrigerante directamente a P3, o bien a un tercer compresor montado en serie después del segundo compresor, comprimiendo dicho tercer compresor de P3' a P3 dicho segundo flujo de gas refrigerante; y

30

- proporcionando dicha turbina de gas del 97 al 70% de la potencia total aportada al conjunto de dichos compresores puestos en práctica.

Aún más particularmente, una dicha instalación comprende únicamente dos compresores montados en serie, que comprenden:

35

(i) dicho primer compresor acoplado a dicho primer expansor, adecuado para comprimir de P1 a P2 la totalidad de dicho primer flujo de gas refrigerante que sale de dicho primer intercambiador, y

40

(ii) dicho segundo compresor acoplado a dicho segundo expansor, adecuado para comprimir de P2 a P3, por un lado dicho tercer flujo de gas refrigerante que sale a P2 de dicho primer intercambiador y por otro lado dicho primer flujo de gas refrigerante comprimido a P2 que sale de dicho primer compresor, para obtener dicho segundo flujo de gas refrigerante a P3 y T0 después del enfriamiento, y

45

(iii) dicho primer motor acoplado a dicho primer compresor, y dicha turbina de gas acoplada a dicho segundo compresor, siendo dicho primer motor adecuado para aportar al menos el 3%, más preferiblemente del 3 al 30% de la potencia total aportada al conjunto de dichos compresores puestos en práctica, y

(iv) siendo dicha turbina de gas acoplada a dicho segundo compresor adecuada para proporcionar del 97 al 70% de la potencia total aportada.

50

Aún más particularmente, una instalación según la invención comprende:

únicamente tres compresores montados en serie que comprenden:

55

(i) dicho primer compresor acoplado a dicho primer expansor y a dicho primer motor, y

(ii) dicho segundo compresor acoplado a dicho segundo expansor y a un denominado segundo motor, y

60

(iii) dicho tercer compresor acoplado a dicha turbina de gas adecuada para proporcionar la mayor parte de la energía y adecuado para comprimir a P3 la totalidad de los flujos primero y tercero de gas refrigerante comprimidos por dicho segundo compresor, para obtener dicho tercer flujo de gas refrigerante a P3 y T0 después del enfriamiento, y

65

(iv) siendo dicho primer motor adecuado para aportar al menos el 3%, más preferiblemente del 3 al 30% de la potencia total aportada al conjunto de dichos compresores puestos en práctica, siendo la turbina de gas acoplada a dicho tercer compresor, así como dicho segundo motor acoplado al segundo compresor, adecuados para proporcionar juntos del 97 al 70% de la potencia total aportada al conjunto de dichos compresores puestos en

práctica.

Otras características y ventajas de la presente invención se desprenderán a la vista de la siguiente descripción detallada de diferentes modos de realización, haciendo referencia a las siguientes figuras.

5 - la figura 1 representa el diagrama de un procedimiento convencional de licuación de doble bucle que usa el nitrógeno como gas refrigerante,

10 - la figura 2 representa el diagrama de un procedimiento de licuación según la invención de triple bucle que usa el nitrógeno o una mezcla que comprende nitrógeno como gas refrigerante, en una versión denominada "equilibrada",

15 - la figura 3 representa el diagrama de un procedimiento de licuación según la invención de triple bucle que usa el nitrógeno o una mezcla que comprende nitrógeno como gas refrigerante, en una versión denominada "compacta",

20 - la figura 4 representa un diagrama de enfriamiento y de licuación de un gas natural en el contexto de un procedimiento de licuación según la invención que representa la entalpía del gas natural y del fluido refrigerante (kJ/kg) en función de la temperatura de T0 a T3,

25 - las figuras 5 y 5A representan diagramas de la energía total consumida (Ef) en kW x día por tonelada de GNL producido (kW x día/t) de un procedimiento de licuación según la invención que usa una mezcla de nitrógeno y de neón como gas refrigerante, en función de la presión P1 y de los diversos porcentajes de neón de dicha mezcla,

30 - las figuras 5 y 5B representan diagramas de la energía total consumida (Ef) kW x día/t de GNL producido de un procedimiento de licuación según la invención que usa una mezcla de nitrógeno y de hidrógeno como gas refrigerante, en función de la presión P1 y de los diversos porcentajes de hidrógeno de dicha mezcla,

35 - la figura 6A representa un diagrama de la energía total consumida (Ef) en kW x día/t de GNL producido de un procedimiento de licuación según la invención que usa una mezcla de nitrógeno y de neón como gas refrigerante en función de la presión P2 y diversos porcentajes de neón de dicha mezcla,

40 - la figura 6B representa diagramas de la energía total consumida (Ef) en kW x día/t de GNL producido de un procedimiento de licuación según la invención que usa una mezcla de nitrógeno y de hidrógeno como gas refrigerante, en función de la presión P2 y diversos porcentajes de hidrógeno de dicha mezcla,

45 - la figura 7 representa un diagrama de la energía total consumida (Ef) en kW x día/t de GNL producido de GNL producido en un procedimiento de licuación de la técnica anterior (60) y de un procedimiento de licuación según la invención, que usa nitrógeno como gas refrigerante según el nivel de la presión P3,

50 - la figura 7A representa un diagrama de la energía total consumida (Ef) en kW x día/t de GNL producido de un procedimiento de licuación según la invención que usa una mezcla de nitrógeno y de neón como gas refrigerante en función de la presión P3 y diversos porcentajes de neón de dicha mezcla,

55 - la figura 7B representa un diagrama de la energía total consumida (Ef) en kW x día/t de GNL producido de un procedimiento de licuación según la invención que usa una mezcla de nitrógeno y de hidrógeno como gas refrigerante en función de la presión P3 y diversos porcentajes de hidrógeno de dicha mezcla.

60 En la figura 1 se ha representado el PFD ("Process Flow Diagram", diagrama de flujos de procedimiento), es decir, el diagrama de los flujos del procedimiento convencional de doble bucle sin cambio de fase que usa nitrógeno como gas refrigerante. El procedimiento comprende compresores C1, C2 y C3, expansores E1 y E2, enfriadores intermedios H1 y H2 así como intercambiadores criogénicos EC1, EC2 y EC3. Los intercambiadores de calor están constituidos, de una manera conocida, por al menos dos circuitos de fluidos yuxtapuestos pero que no están en comunicación entre sí a nivel de dichos fluidos, intercambiando los fluidos que circulan en dichos circuitos calor a lo largo de todo el recorrido en el interior de dicho intercambiador térmico. Se han desarrollado numerosos tipos de intercambiadores térmicos para las diversas industrias y, en el contexto de los intercambiadores criogénicos, predominan de manera conocida dos tipos: - por un lado los intercambiadores de serpentín, por otro lado los intercambiadores de placas de aluminio denominados "soldados", denominados en inglés "cold box" (cámara fría).

65 El experto en la técnica conoce intercambiadores de este tipo y se comercializan por las sociedades LINDE (Francia) o FIVE Cryogénie (Francia). Así, todos los circuitos de un intercambiador criogénico están en contacto térmico entre sí para intercambiar calorías, pero los fluidos que circulan en los mismos no se mezclan. Cada uno de los circuitos está dimensionado para presentar un mínimo de pérdidas de carga al caudal máximo de fluido refrigerante y una resistencia suficiente para resistir a la presión de dicho fluido refrigerante que existe en el

bucle en cuestión.

De manera convencional, un expansor realiza una reducción de presión de un fluido o de un gas y se representa mediante un trapecio simétrico, cuya base pequeña representa la entrada 10a (alta presión) y cuya base grande representa la salida 10b (baja presión) tal como se ilustra en la figura 1 haciendo referencia al expansor E2, pudiendo dicho expansor ser una simple reducción del diámetro del conducto, o incluso una válvula ajustable, pero en el caso del procedimiento de licuación según la invención el expansor es en general una turbina destinada a recuperar energía mecánica durante dicha expansión, para que no se pierda esta energía.

Del mismo modo, y de manera convencional, un compresor aumenta la presión de un gas y se representa mediante un trapecio simétrico, cuya base grande representa la entrada 11a (baja presión) y cuya base pequeña representa la salida 11b (alta presión) tal como se ilustra en la figura 1 haciendo referencia al compresor C2, siendo dicho compresor en general una turbina o un compresor de pistones o incluso un compresor en espiral. Según la invención, preferiblemente (figura 2 y 3) los compresores C1 y C2 están conectados mecánicamente a un motor M1 y M2 que puede ser o bien un motor térmico o bien un motor eléctrico o cualquier otra instalación que puede proporcionar energía mecánica.

El gas natural circula en el circuito Sg y entra en AA en el primer intercambiador criogénico EC1 a una temperatura T0, superior o sustancialmente igual a la temperatura ambiente, y T1 = -50°C, aproximadamente. En este intercambiador EC1, se enfría el gas natural, pero permanece en estado gaseoso. Después pasa en BB al intercambiador criogénico EC2 cuya temperatura está comprendida entre T1 = -50°C, aproximadamente y T2 = -120°C, aproximadamente.

En este intercambiador EC2, se licúa la totalidad del gas natural para dar GNL a una temperatura de T2 = -120°C, aproximadamente, después el GNL pasa en CC al intercambiador criogénico EC3. En este intercambiador EC3, se enfría el GNL hasta la temperatura de T3 = -165°C, lo cual permite evacuar el GNL en la parte inferior en DD, después despresurizarlo en EE para finalmente almacenarlo líquido a la presión atmosférica ambiente, es decir, a una presión absoluta de 1 bar aproximadamente (es decir aproximadamente 0,1 MPa). A lo largo de todo el recorrido del gas natural en el circuito Sg en los diversos intercambiadores, el gas natural se enfría cediendo calorías al gas refrigerante, el cual entonces se calienta y debe experimentar de manera permanente un ciclo termodinámico completo para poder extraer de manera continua calorías del gas natural que entra en AA.

Así, el recorrido del gas natural se representa a la izquierda del PFD, y dicho gas circula de arriba hacia abajo en el circuito Sg, disminuyendo la temperatura de arriba hacia abajo, desde una temperatura T0 sustancialmente ambiente en la parte superior en AA, hasta una temperatura T3 de aproximadamente -165°C en la parte inferior en DD.

En la parte derecha del PFD, se ha representado el ciclo termodinámico del gas refrigerante de doble bucle correspondiente a los circuitos S1 y S2. Por motivos de claridad de las explicaciones, los niveles de presión en los principales circuitos se representan con trazo fino para baja presión (P1 en el circuito S1), con trazo medio para la presión intermedia (P2) y con trazo grueso para alta presión (P3 en el circuito S2).

En un esquema clásico representado en la figura 1, las fases 1, 2 y 3 se realizan mediante un bucle de baja presión P1 a una temperatura muy baja en la entrada inferior de EC3.

La instalación está compuesta por:

- un motor, en general una turbina de gas GT que acciona el compresor C3 y proporciona la totalidad de la potencia mecánica,

- 3 compresores:

- C3 que comprime la totalidad del flujo de refrigerante,

- C2 que está acoplado a la turbina E2 y que comprime la porción D'2 del flujo total D, y

- C1 que está acoplado a la turbina E1 y que comprime la porción complementaria D'1 del flujo total D,

- 2 turbinas,

- E2 acoplada directamente sobre el compresor C2, y que expande la porción D2 del flujo total D, desde la alta presión P3 hasta la baja presión P1,

- E1 acoplada directamente sobre el compresor C1, y que expande la porción D1 del flujo total D, desde la alta presión P3 hasta la baja presión P1,

• un intercambiador criogénico en tres partes o 3 intercambiadores en serie EC1, EC2 y EC3, correspondientes respectivamente a la fase 1, fase 2 y fase 3 de la licuación, que comprende tres circuitos, respectivamente SG (gas natural) y S1-S2 (gas refrigerante),

5

• como mínimo dos enfriadores, H1 y H2, situados respectivamente en la salida del compresor principal C3 (H1) y en el bucle de alta presión (H2), antes de la entrada en los intercambiadores criogénicos.

Un enfriador H1, H2 puede estar constituido por un intercambiador de agua, por ejemplo, un intercambiador de agua de mar o de río o aire frío del tipo ventilconvector o torre de enfriamiento, tal como los usados en las centrales nucleares.

10

Más precisamente, en la figura 1 se ha representado el esquema de un procedimiento e instalación en los que se licúa dicho gas natural que va a licuarse realizando las siguientes etapas simultáneas de:

15

(a) circulación de dicho gas natural que va a licuarse que circula Sg a una presión P0 superior o igual a la presión atmosférica (Patm), siendo preferiblemente P0 superior a la presión atmosférica, en 3 intercambiadores de calor criogénicos EC1, EC2 y EC3 dispuestos en serie, entre los cuales:

20

- un primer intercambiador EC1 en el que se enfría dicho gas natural que entra a una temperatura T0 y sale BB a una temperatura T1 inferior a T0 a la que todos los componentes de dicho gas natural todavía están en el estado gaseoso, después

25

- un segundo intercambiador EC2 en el que se licúa totalmente el gas natural y sale en CC a una temperatura T2 inferior a T1, y

- un tercer intercambiador EC3 en el que se enfría dicho gas natural licuado de T2 a T3, siendo T3 inferior a T2 y siendo T3 inferior o igual a la temperatura de licuación de dicho gas natural a presión atmosférica, y

30

(b) circulación en circuito cerrado a contracorriente de un primer flujo S1 de gas refrigerante en estado gaseoso comprimido a una presión P1 inferior a P3 en contacto indirecto con, y a contracorriente con, el flujo de gas natural Sg, entrando dicho primer flujo S1, que atraviesa a una presión P1 los 3 intercambiadores EC3, EC2 y EC1, en DD en dicho tercer intercambiador EC3 a una temperatura T3' inferior a T3 y saliendo después de dicho tercer intercambiador y entrando en dicho segundo intercambiador EC2 en CC a una temperatura T2' inferior a T2, saliendo después del segundo intercambiador y entrando en el primer intercambiador EC1 en BB a una temperatura T1' inferior a T1 y saliendo en AA de dicho primer intercambiador EC1 a una temperatura T0' inferior o igual a T0,

35

- obteniéndose dicho primer flujo S1 de gas refrigerante a P1 y T3' mediante expansión en un primer expansor E1 de una primera parte D1 de un segundo flujo S2 de gas refrigerante comprimido a P3 superior a P1 que circula a co-corriente con dicho gas natural que entra en AA en dicho primer intercambiador EC1 a T0 y que sale CC de dicho segundo intercambiador EC2 sustancialmente a T2, y

40

- una segunda parte D2 de dicho segundo flujo S2 de gas refrigerante comprimido P3 que circula a co-corriente con dicho gas natural que entra en AA en dicho primer intercambiador EC1 a T0 y que sale de dicho primer intercambiador sustancialmente a T1 se expande en un segundo expansor E2 a dicha presión P1 y a una denominada temperatura T2', y se recircula para reunirse con dicho primer flujo en la entrada en CC de dicho segundo intercambiador, y

45

(c) dicho segundo flujo S2 comprimido a P3 se obtiene mediante compresión por tres compresores C1, C2 y C3 seguido por al menos dos enfriamientos H1 y H2 de dicho primer flujo S1 de gas refrigerante recirculado que sale en AA de dicho primer intercambiador EC1, por un primer compresor C1 acoplado a dicho primer expansor E1, y

50

(d) después de la etapa (a) se despresuriza el gas natural licuado desde la presión P0 hasta la presión atmosférica.

55

Más precisamente, en la figura 1 se ponen en práctica 3 compresores, de los cuales 2 compresores primero y segundo dispuestos en paralelo que comprenden:

- un tercer compresor C3 accionado por un motor, preferiblemente una turbina de gas GT, para comprimir de P1 a P'3, estando P'3 comprendida entre P1 y P3, procediendo la totalidad del primer flujo de gas refrigerante de la salida en AA de dicho primer intercambiador EC1, y

60

- un primer compresor C1 acoplado al primer expansor E1 que consiste en una turbina, para comprimir de P2 a P'3, una parte D1' de dicho primer flujo de gas refrigerante, comprimido por el tercer compresor C3, y

65

- un segundo compresor C2 acoplado al segundo expansor E2 que consiste en una turbina, para comprimir de P'3 a P3 una parte D2' de dicho primer flujo de gas refrigerante comprimido por el tercer compresor C3.

5 En la figura 1, C1 y C2 están, por tanto, dispuestos en paralelo y funcionan entre la presión media P'3 y la alta presión P3 sobre la totalidad del flujo procedente de C3.

10 El gas refrigerante en la salida superior en AA del circuito S1, a nivel del intercambiador EC1, tiene un caudal D: está a baja presión P1 y a una temperatura T'0 sustancialmente inferior a T0 y a la temperatura ambiente. Entonces se comprime en C3 a la presión P'3, después pasa a través de un enfriador H1. Entonces se separa el fluido de caudal D en dos partes de caudales D1' y D2' que alimentan respectivamente a los compresores C1 (D1') y C2 (D2') que funcionan en paralelo. A continuación, se reúnen los dos flujos a la presión P3 y después se enfrían sustancialmente hasta la temperatura ambiente T0 pasando en el enfriador H2. Este flujo global D entra entonces en la parte superior del intercambiador criogénico EC1 a nivel del circuito S2, después en la salida del primer nivel, en BB, se extrae una gran parte del flujo de caudal D2 (D2 superior a D1) y se dirige hacia la turbina E2 acoplada al compresor C2. El resto del flujo D1 atraviesa la segunda etapa del intercambiador criogénico EC2, después a nivel CC se dirige hacia la turbina E1 acoplada al compresor C1.

15 20 En la salida de la turbina E1 el gas refrigerante, a una temperatura T3' inferior a T3 = -165°C, se dirige entonces hacia la parte inferior del intercambiador criogénico EC3 en el circuito S1 y vuelve a subir a contracorriente con el gas que va a licuarse que circula el circuito Sg, para el que garantiza la fase final 3 de la licuación.

25 El flujo D2 de gas refrigerante procedente de la turbina E2 está a una presión P1 y temperatura T2 de aproximadamente -120°C y se recombina en el interior del circuito S1 con el flujo D1 procedente de la turbina E1 a nivel de la salida superior del intercambiador criogénico EC3 en CC.

30 La separación del segundo flujo S2 en dos partes de caudales diferentes D1 y D2 en la salida BB del primer intercambiador, preferiblemente siendo D2 superior a D1, es ventajosa, ya que la parte esencial de la energía consumida se produce en la fase 2 en el interior del segundo intercambiador EC2. Así, solo una parte minoritaria de caudal D1 atraviesa el tercer intercambiador EC3 en el que se produce la fase 3, mientras que el flujo total D = D1 + D2 del circuito S1 atraviesa entonces el intercambiador criogénico EC2 para garantizar la fase 2 de la licuación (temperatura de T1 = -50°C a T2 = -120°C).

35 El mismo flujo D del circuito S1 atraviesa finalmente el intercambiador criogénico EC1 para garantizar la fase 1 del procedimiento de licuación (temperatura de T1 = -50°C a T0 = temperatura ambiente). En la salida superior del intercambiador criogénico EC1, el flujo D del circuito S1 está a la temperatura T0' sustancialmente inferior a la temperatura ambiente. Después, se dirige de nuevo el flujo D hacia el compresor C3 para realizar de manera continua un nuevo ciclo.

40 En esta configuración, los compresores C1 y C2 funcionan en paralelo y deben garantizar el nivel más alto de presión del ciclo. Los dos compresores C1 y C2 tratan caudales de fluido refrigerante diferentes, respectivamente D1' y D2', y están acoplados directamente a las turbinas E1 y E2, las cuales también tratan caudales diferentes, respectivamente D1 y D2.

45 Se tiene la relación:

$D1 + D2 = D = D'1 + D'2$, siendo D1 diferente de D'1 y D2 diferente de D'2. En la práctica, preferiblemente D1/D = del 5 al 35%, preferiblemente del 10 al 25%.

50 Así, en este tipo de instalación, la totalidad de la potencia se inyecta en el sistema a nivel del compresor C3 (por la turbina de gas GT), siendo las transferencias de potencia a nivel de los pares turbina-compresor E2-C2 y E1-C1 variables en función de las presiones en los diversos circuitos (P1-P2-P3), de los niveles de temperatura en la entrada de los intercambiadores criogénicos, así como de las transferencias térmicas en el interior de cada uno de estos denominados intercambiadores criogénicos.

55 Así, una instalación de este tipo presenta un punto de funcionamiento que se autoestabiliza a un nivel de energía de consumo dado Ef expresado, en general, en kW x día/t, es decir, en kW-día por tonelada de GNL producido, o incluso en kWh por kg de GNL producido, pudiendo dado el caso ser dicho punto de funcionamiento totalmente inestable. Entonces es muy difícil controlar las presiones de los bucles superior e inferior independientemente una de otra. Esto puede resultar necesario en el caso de variaciones de composición del gas natural que va a licuarse. Es posible de modificar los flujos restringiendo localmente la totalidad o parte de los flujos D1-D'1-D2-D'1, por ejemplo, creando pérdidas de carga localizadas, pero tales disposiciones conducen a pérdidas de energía, por tanto, a una reducción del rendimiento global de la instalación de licuación.

65 El diagrama de la figura 4 ilustra la variación de entalpía H, expresada en kJ/kg de GNL producido, en un procedimiento de licuación de gas natural. Este diagrama de la figura 4 es el resultado de un cálculo teórico referente a un gas natural que comprende en su mayor parte metano (85%), estando el complemento (15%)

constituido por nitrógeno, etano (C-2), propano (C-3) y butano (C-4).

Se ha representado:

- 5 - la fase 1 de enfriamiento del gas natural entre los puntos AA y BB correspondiente a la etapa EC1 del PFD de la figura 1, correspondiente a temperaturas comprendidas entre la temperatura ambiente T0 y T1 = -50°C,
- la fase 2 de licuación del gas natural entre los puntos BB y CC, correspondiente a la etapa EC2 del PFD de la figura 1, correspondiente a temperaturas comprendidas entre T1 = -50°C y T2 = -120°C,
- 10 - la fase 3 de enfriamiento del GNL entre los puntos CC y DD, correspondiente a la etapa EC3 del PFD de la figura 1, correspondiente a temperaturas comprendidas entre T2 = -120°C y T3 = -165°C.

15 La curva 50 que comprende triángulos ilustra las variaciones de la entalpía H de los fluidos que circulan a co-corriente en los circuitos Sg y S2 en función de la temperatura del gas que va a licuarse que comprende el metano/GNL para un procedimiento virtual ideal.

20 La curva 51 corresponde a la variación de la entalpía H del gas refrigerante que circula en el circuito S1 de la figura 1, por tanto, representa la energía transferida a los circuitos Sg y S2 durante el procedimiento de licuación.

25 La superficie 52 comprendida entre las dos curvas 50 y 51 representa la pérdida de energía global consumida Ef en el procedimiento de licuación: - por tanto, se busca minimizar esta superficie de manera que se obtiene el mejor rendimiento. En el procedimiento en tierra que usa procedimientos con cambio de fase del fluido refrigerante, la curva 51 ya no es rectilínea, sino que se aproxima mucho a la curva teórica 50, lo cual implica menos pérdidas, por tanto, un rendimiento mejorado, pero el procedimiento con cambio de fase del fluido refrigerante no está adaptado para la licuación a bordo de un soporte flotante en entorno confinado.

30 Las figuras 2 y 3 ilustran el diagrama PFD del procedimiento mejorado según la invención, en el que el encaminamiento del gas natural que va a licuarse, que comprende en su mayor parte metano y trazas de otros gases, es idéntico al de la figura 1, y se realiza de la misma manera en el interior del circuito Sg, de arriba (temperatura T0 sustancialmente ambiente) hacia abajo (estado líquido a T3 = -165°C), a través de tres intercambiadores criogénicos EC1, EC2 y EC3.

35 En las figuras 2 y 3, en vez de recircular después de la expansión una parte D2 del segundo flujo en la salida del primer intercambiador para reunirse con el primer flujo a la entrada inferior CC del segundo intercambiador como en la figura 1, se recircula esta parte D2 del segundo flujo en la entrada CC del segundo intercambiador a una presión intermedia P2 superior a P1 en un tercer circuito S3 independiente de S1, S2, SG, y paralelo a S1, es decir, a co-corriente con S1.

40 Debido a que la parte esencial de la energía se consume para la fase 2 del procedimiento en el interior de dicho segundo intercambiador, esto permite aumentar adicionalmente las transferencias térmicas y el rendimiento energético global del procedimiento. Pero, de manera más importante, se permite además modular y controlar específicamente el valor de la presión P2 montando en serie los dos compresores C1 y C2 y acoplado C1 con un motor M1 que permite modular y controlar la potencia complementaria aportada a C1 ya acoplado a la turbina E1, y, por tanto, controlar el valor de la presión P2 tal como se describe a continuación.

45

Más precisamente, en las figuras 2 y 3 se han representado procedimiento e instalaciones en los que se licúa dicho gas natural que va a licuarse realizando las siguientes etapas simultáneas de:

50 (a) circulación de dicho gas natural que va a licuarse que circula Sg a una presión P0 superior o igual a la presión atmosférica (Patm), siendo P0 superior a la presión atmosférica, en 3 intercambiadores de calor criogénicos EC1, EC2, y EC3 dispuestos en serie, entre los cuales:

55 - un primer intercambiador EC1 en el que se enfría dicho gas natural que entra a una temperatura T0 y sale en BB a una temperatura T1 inferior a T0, temperatura T1 a la que todos los componentes del gas natural todavía están en el estado gaseoso, después

60 - un segundo intercambiador EC2 en el que se licúa totalmente el gas natural y sale en CC a una temperatura T2 inferior a T1, y

- un tercer intercambiador EC3 en el que se enfría dicho gas natural licuado de T2 a T3, siendo T3 inferior a T2 y siendo T3 inferior a la temperatura de licuación de dicho gas natural a presión atmosférica, y

65 (b) circulación en circuito cerrado de dos flujos S1 y S3 de gas refrigerante en estado gaseoso denominados respectivamente flujos primero y tercero, respectivamente a presiones diferentes P1 (S1) y P2 (S2), que atraviesan dos denominados intercambiadores en contacto indirecto con, y a contracorriente con, el flujo de gas

natural Sg, que comprenden:

5 - un primer flujo de gas refrigerante S1 a una presión P1 inferior a P3 que atraviesa los 3 intercambiadores EC1, EC2 y EC3 que entra en DD en dicho tercer intercambiador EC3 a una temperatura T3' inferior a T3, después sale de dicho tercer intercambiador y entra en dicho segundo intercambiador EC2 en CC a una temperatura T2' inferior a T2, después sale del segundo intercambiador y entra en el primer intercambiador EC1 en BB a una temperatura T1' inferior a T1 y que sale en AA de dicho primer intercambiador a una temperatura T0' inferior a T0, obteniéndose dicho primer flujo de gas refrigerante a P1 y T3' mediante expansión en un primer expansor E1 de una parte D1 de un segundo flujo S2 de gas refrigerante comprimido a la presión P3 superior a P2, circulando dicho segundo flujo S2 en contacto indirecto con, y a co-corriente con, dicho flujo gas natural Sg, que entra en AA en dicho primer intercambiador EC1 sustancialmente a T0 y que sale en CC de dicho segundo intercambiador (EC) sustancialmente a la temperatura T2, y

15 - un tercer flujo S3 a una presión P2 superior a P1 e inferior a P3 que circula en contacto indirecto con, y a co-corriente con, dicho primer flujo, que atraviesa únicamente dichos intercambiadores segundo y primero EC2 y EC1, que entra en CC en dicho segundo intercambiador sustancialmente a una temperatura T2' inferior a T2 y que sale en AA de dicho primer intercambiador EC sustancialmente a una temperatura T0', obteniéndose dicho tercer flujo S3 de gas refrigerante a P2 y T2 mediante expansión en un segundo expansor E2 de una parte D2 de dicho segundo flujo S2 de gas refrigerante que sale de dicho primer intercambiador sustancialmente a T1,

20 (c) obteniéndose dicho segundo flujo de gas refrigerante S2 comprimido a la presión P3 mediante compresión de dichos flujos primero y tercero de gas refrigerante que salen en AA de dicho primer intercambiador EC1 a P1 y respectivamente P2, por dos compresores primero y segundo, respectivamente C1 y C2, dispuestos en serie y acoplados respectivamente a dichos expansores primero y segundo E1 y E2 que consisten en turbinas, y

(d) después de la etapa (a) se despresuriza el gas natural licuado que sale en DD de dicho tercer intercambiador a T3, desde la presión P0 hasta la presión atmosférica dado el caso.

30 Más precisamente, en la figura 2 se ponen en práctica:

(1) tres compresores C1, C2 y C3 montados en serie, que comprenden:

35 (i) un primer compresor C1 acoplado a dicho primer expansor E1, que comprime de P1 a P2 la totalidad de dicho primer flujo de gas refrigerante que sale en AA de dicho primer intercambiador EC1, y

40 (ii) un segundo compresor C2 acoplado a dicho segundo expansor E2, que comprime de P2 a P'3, siendo P'3 superior a P2 e inferior o igual a P3, por un lado, dicho tercer flujo S3 de gas refrigerante que sale a P2 de dicho primer intercambiador EC1, y, por otro lado, dicho primer flujo de gas refrigerante comprimido a P2 que sale de dicho primer compresor C1, y

45 (iii) un tercer compresor C3 accionado por una turbina de gas GT para proporcionar la mayor parte de la energía y comprimir de P'3 a P3 la totalidad de los flujos primero y tercero de gas refrigerante comprimidos por el segundo compresor C2, para obtener dicho segundo flujo de gas refrigerante a P3 y T0 después del enfriamiento (H1, H2), y

50 (2) dicho primer compresor C1 está acoplado a un primer motor M1, que permite hacer variar de manera controlada la presión P2 aportando potencia de manera controlada a dicho primer compresor C1, aportando dicho primer motor M1 al menos el 3%, más preferiblemente del 3 al 30% de la potencia total aportada al conjunto de dichos compresores puestos en práctica C1, C2 y C3, proporcionando la turbina de gas GT acoplada a dicho tercer compresor C3, así como el segundo motor M2 acoplado al segundo compresor C2, juntos del 97 al 70% de la potencia total aportada al conjunto de dichos compresores puestos en práctica C1, C2 y C3.

55 Por tanto, la instalación de la figura 2 está compuesta por:

- una pluralidad de motores, en general, una turbina de gas GT que acciona el compresor C3 y motores M1-M2, por ejemplo, o bien eléctricos, o bien térmicos, tales como turbinas de gas, conectados respectivamente a los compresores C1-C2,

60 - 3 compresores:

- C3 que comprime la totalidad del flujo de gas refrigerante D,

65 - C2 que está acoplado al motor M2 y a la turbina E2, y que comprime la totalidad del flujo de gas refrigerante D,

- C1 que está acoplado al motor M1 y a la turbina E1, y que comprime la porción D1 de primer flujo de gas refrigerante,

- 2 expansores, por ejemplo turbinas,

5

- E2 acoplada al compresor C2 y al motor M2,

- E1 acoplada al compresor C1 y al motor M1,

10 - un intercambiador criogénico en tres partes o 3 intercambiadores en serie EC1, EC2 y EC3, correspondientes respectivamente a las fases 1, 2 y 3 de la licuación y que comprenden cuatro circuitos, respectivamente SG (gas natural y S1-S2-S3 (gas refrigerante),

15 - dos enfriadores, H1 y H2, situados respectivamente en la salida del compresor principal C3 (H2) antes de la entrada en el circuito S2 de los intercambiadores criogénicos, y en el bucle de alta presión (H1).

Los compresores C1 y C2 están montados en serie.

20 - C1 funciona entre la baja presión P1 y la presión media P2, en la porción D1 del flujo de gas refrigerante procedente de la turbina E1 que circula en el circuito S1, de abajo hacia arriba, a través de cada uno de los tres intercambiadores criogénicos EC3-EC2-EC1.

25 - C2 funciona entre la presión media P2 y la alta presión intermedia P'3 en la totalidad del flujo D, compuesto por la porción D1 de flujo procedente del compresor C1 y por la porción D2 del flujo de gas refrigerante procedente de la turbina E2 que circula en el circuito S3, de abajo hacia arriba, a través de cada uno de los dos intercambiadores criogénicos EC2-EC1.

30 La totalidad del flujo de gas refrigerante D que sale del compresor C2 se enfría en un enfriador H1 antes de volver a entrar a la presión P'3 en el compresor C3, estando este último conectado a un motor (GT), en general, una turbina de gas. Dicha turbina de gas así como el motor (M2) proporcionan juntos al gas refrigerante del 70 al 97% de la potencia global Q, proporcionándose el resto de potencia al sistema a nivel del motor M1, a saber del 30 al 3% de la potencia global Q.

35 En la salida del compresor C3, la totalidad del flujo de gas refrigerante D está a la alta presión P3. Entonces se enfría el flujo en un enfriador H2 antes de circular en el circuito S2, de arriba hacia abajo, a través de cada uno de los dos intercambiadores criogénicos EC1-EC2.

40 La porción D2 de flujo de gas refrigerante se extrae en BB en la salida del intercambiador criogénico EC1 y se dirige hacia la entrada de la turbina E2, extrayéndose el complemento, es decir, la porción D1 de flujo de gas refrigerante, en CC en la salida del intercambiador criogénico EC2 y dirigiéndose hacia la entrada de la turbina E1.

45 En el interior del compresor C3, se instala entre dos etapas de compresión un enfriador H2 que funciona a la presión P'3, tratando dicho enfriador H2 la totalidad del flujo D.

En este procedimiento según la invención, se tienen las siguientes relaciones:

$$D1 + D2 = D \text{ y preferiblemente } D1/D2 = \text{de } 1/3 \text{ a } 1/20, \text{ preferiblemente de } 1/4 \text{ a } 1/10.$$

50 La principal ventaja del dispositivo según la invención de la figura 2 se encuentra en la posibilidad de optimizar el rendimiento global de las instalaciones y de modificar según se desee los puntos de funcionamiento de los diversos bucles correspondientes a los circuitos S1-S2-S3, es decir, de minimizar la energía consumida aumentando o disminuyendo la potencia inyectada a nivel de uno de los compresores C1-C2-C3, o haciendo variar la distribución de la potencia global Q inyectada en el sistema. Estos ajustes de potencia inyectada a nivel
55 de los diversos compresores C1-C2-C3 tienen el efecto de modificar los caudales en los diversos bucles, por tanto, de modificar las presiones P1, P2 y P3 así como los caudales máxicos D, D1 y D2 en los diversos circuitos S1-S2-S3, lo cual da una gran flexibilidad en la optimización del punto de funcionamiento de la instalación y, por tanto, una gran facilidad y una gran rapidez durante los reajustes del procedimiento tras fluctuaciones en la composición del gas natural que va a licuarse procedente de los depósitos subterráneos. Estas variaciones
60 pueden ser importantes durante la vida del campo de producción de gas, que puede extenderse a lo largo de 20 a 30 años, incluso más.

65 Así, en el diagrama de la figura 4 con respecto a un gas natural que comprende el 85% de metano, estando el complemento constituido por nitrógeno, etano (C-2), propano (C-3) y butano (C-4), la curva 50 que comprende triángulos ilustra las variaciones de la entalpía H de los fluidos que circulan en los circuitos Sg y S2 de la figura 2 en función de la temperatura del gas natural/GNL para un procedimiento virtual ideal.

La curva 53 corresponde a la variación de la entalpía H del fluido refrigerante que circulan en los circuitos S1 y S3 de la figura 2, por tanto, representa la energía transferida durante el procedimiento de licuación a los circuitos Sg y S2 de la figura 2.

5

La superficie 52 comprendida entre las dos curvas 50 y 53 representa la pérdida de energía global en el procedimiento de licuación haciendo referencia a la figura 2: - se busca, por tanto, minimizar esta superficie de manera que se obtenga el mejor rendimiento.

10 Durante las variaciones en el tiempo de la calidad del gas natural proporcionado por el campo de gas, por tanto, de su composición, el punto bajo 54 de la curva 50 correspondiente a P0 y T2 del final de licuación del GNL, puede variar en algunos %. En el procedimiento convencional de la figura 1, el punto correspondiente 55 del circuito de gas refrigerante permanece sustancialmente fijo y la superficie 52, por tanto, el rendimiento de la instalación, no puede optimizarse.

15

Por el contrario, en el dispositivo según la invención según la figura 2, jugando sobre la distribución de la energía mecánica y, en particular, sobre la energía inyectada en GT, en M1 y M2, y más particularmente en M1, puede hacerse variar ventajosamente la posición del punto 56, que se sabe desplazar de este modo de manera óptima en la dirección al punto 54, lo cual permite reducir al mínimo la superficie del área 52 comprendida entre las curvas 50 y 53, y debido a ello optimizar en tiempo real el rendimiento de la instalación de licuación, en función de la composición del gas natural.

20

La figura 3 representa el diagrama PFD de una versión de la invención que presenta una compacidad mejorada con respecto al procedimiento y la instalación de la figura 2, en la que el compresor C2 está integrado en la misma línea de árbol que el compresor C3 y se acciona por la turbina de gas GT que representa un aporte de energía mecánica del 85 al 95% de la energía total Q . En esta configuración, la turbina de expansión E2 se encuentra entonces conectada, por un lado, al compresor C2 y, por otro lado, a la turbina de gas GT.

25

En esta versión de la figura 3 que presenta una compacidad más grande que la versión descrita haciendo referencia a la figura 2, se dispone, no obstante, de menos libertad para ajustar los puntos de funcionamiento de los diversos bucles, ya que los ajustes de potencia solo pueden realizarse entonces a nivel de los motores GT conectado a C3 y M1 conectado a C1. Así, esta versión compacta se justifica ventajosamente en caso de superficie disponible muy limitada, y además solo se dispone de dos líneas de árboles de máquinas giratorias y dos compresores, mientras que en la versión haciendo referencia a la figura 2 deben instalarse tres líneas de árboles de máquinas giratorias y tres compresores, lo cual representa un coste adicional no despreciable, pero aporta una mayor flexibilidad en el ajuste fino de los diversos bucles de presión, así como un mejor rendimiento final, por tanto, una mejor rentabilidad de la instalación a largo plazo, durante toda la vida útil de la instalación que supera de 20 a 30 años, incluso más.

30

35

40 En las figuras 5 a 9 comentadas, a continuación, se reproducen los resultados de los ensayos en los que se hacen variar los valores de P1, P2 y P3 para minimizar la energía total consumida E_f en kW x día/t en función de la variación de la composición del gas refrigerante.

En las figuras 5-5A-5B, se ha representado el diagrama del rendimiento energético, más precisamente de E_f expresado en kW x día/t, en función de la presión P1, y en función de las diversas variantes de la invención. De hecho, esta presión P1 es constante para una composición de gas refrigerante dada, lo cual explica que todos los puntos de una misma curva están en una recta paralela a las ordenadas. Esta presión P1 corresponde a la temperatura T3' más baja del dispositivo, es decir, a la temperatura en la entrada inferior del intercambiador criogénico EC3. Esta presión P1 corresponde sustancialmente al punto de rocío del gas refrigerante a una temperatura T3' sustancialmente inferior a T3 = -165°C, es decir, la temperatura a la que el GNL permanecerá líquido a una presión correspondiente a la presión atmosférica, es decir, sustancialmente 0,1 MPa absolutos, es decir, sustancialmente una atmósfera.

45

50

En las figuras 5, 5A y 5B, se observa que, mezclando el nitrógeno con neón o con hidrógeno, hasta una proporción molar del 50%, puede aumentarse la presión P1, lo cual viene acompañado de una disminución de la energía óptima consumida en el punto de funcionamiento estabilizado, por tanto, de un mejor rendimiento energético del procedimiento de licuación.

55

Por otro lado, en el diagrama 5A referente a una mezcla de nitrógeno-neón, el punto de funcionamiento en el caso del procedimiento convencional de la figura 1 con nitrógeno puro se encuentra en 60. La curva 70 (porción de la izquierda) representa la variación del rendimiento energético en función de la potencia inyectada en el procedimiento a nivel del motor M1 haciendo referencia a las figuras 2 y 3. El punto superior $W_0 = 0$ de la curva 70 corresponde a un motor M1 no alimentado, por tanto, que proporciona una potencia nula. El punto W_1 corresponde a una potencia $W_1 > 0$ proporcionada por dicho motor M1. Asimismo, los puntos sucesivos de la curva corresponden a potencias crecientes proporcionadas al sistema a nivel del motor M1, a saber, $W_4 > W_3 > W_2 > W_1 > W_0 = 0$.

60

65

Los puntos W0 a W4 corresponden a potencias inyectadas a nivel del motor M1:

W0 = potencia nula,

5

W1 = el 7% de la potencia global,

W2 = el 15% de la potencia global,

10

W3 = el 24% de la potencia global,

W4 = el 33% de la potencia global.

15

De manera similar, en el diagrama de la figura 6A se ha representado el rendimiento energético en función de la presión P2, y en función de las diversas variantes de la invención. La curva 90 representa el procedimiento según la figura 2 que usa un gas refrigerante compuesto por el 100% de nitrógeno. Como en la figura 5A, el punto superior W0 = 0 de la curva 90 corresponde a un motor no alimentado, por tanto, que proporciona una potencia nula. El punto W1 corresponde a una potencia W1 > 0 proporcionada por dicho motor M1. Asimismo, los puntos siguientes de la curva corresponden a potencias crecientes proporcionadas al sistema a nivel del motor M1, tales que W4 > W3 > W2 > W1 > W0 = 0: - siendo dichas potencias W1 a W4 idénticas en las figuras 5A y 6A.

20

25

Así, en esta misma figura 6A, se observa que cuando se aumenta la potencia W inyectada a nivel de M1, la presión P1 permanece constante, pero la presión P2 aumenta y el rendimiento aumenta, es decir, que el consumo de energía expresado en kW x día/t disminuye, hasta alcanzar un mínimo 90a, en este caso sustancialmente confundido con el punto W3, después dicho consumo de energía aumenta de nuevo hacia W4. Este mínimo 90a corresponde al punto bajo 70a de la curva 70 de la figura 5A, para un consumo de energía mínimo de aproximadamente 19,75 kW x día/t, una presión P1 de aproximadamente 9 bar y de una presión P2 de aproximadamente 28 bar. En comparación, el punto de funcionamiento W0 sin aporte de energía a nivel del motor M1 corresponde, para un procedimiento con nitrógeno puro, a un consumo de energía de aproximadamente 21,25 kWxd/t, a una misma presión P1 de aproximadamente 9 bar y una presión P2 de aproximadamente 11 bar: por tanto, el rendimiento energético se mejora en un 7,06%.

30

35

De manera similar, en el diagrama de la figura 7A se ha representado el rendimiento energético en función de la presión P3, y en función de las diversas variantes de la invención, concretamente en el caso de una mezcla de nitrógeno-neón. Los puntos W0-W1-W2-W3-W4 corresponden a los mismos niveles de potencia inyectados a nivel del motor M1 que los descritos anteriormente haciendo referencia a las figuras 5A - 6A. P3 representa, por tanto, la presión máxima del sistema a nivel del circuito S3: aumenta proporcionalmente a la potencia inyectada, así como al porcentaje de neón en la mezcla de gas refrigerante.

40

Así, un aumento de la proporción de potencia inyectada W a nivel del motor M1 de las figuras 2 - 3 con respecto a la potencia total inyectada:

- no tiene ninguna influencia sobre la presión P1,

45

- aumenta la presión P2,

- aumenta la presión máxima P3,

50

- disminuye el consumo de energía Ef hasta un valor mínimo, para una proporción de potencia W dada, después este consumo de energía aumenta de nuevo más allá de dicha proporción de potencia W dada.

55

De la misma manera, el uso de una mezcla de nitrógeno-neón conduce a una mejora de los rendimientos energéticos tal como se representa en las figuras 5A y 6A, tanto en los procedimientos convencionales descritos haciendo referencia a las figuras 1 como en los procedimientos descritos haciendo referencia a las figuras 2 - 3.

60

Así, considerando una mezcla que comprende el 20% de neón, la presión P1 es de aproximadamente 12,5 bar y la curva 71 de la figura 5A representa las variaciones del consumo de energía para las mismas potencias crecientes proporcionadas al sistema a nivel del motor M3 (W4 > W3 > W2 > W1 > W0 = 0).

65

Para este mismo porcentaje de neón del 20%, en la curva 91 de la figura 6A se han representado las variaciones del consumo de energía para las mismas potencias crecientes proporcionadas al sistema a nivel del motor M1 (W4 > W3 > W2 > W1 > W0 = 0), en función de la presión P2. Se observa, por tanto, que, cuando se aumenta la potencia W inyectada a nivel de M1, el rendimiento aumenta, es decir, que el consumo de energía expresado en kWxd/t disminuye, hasta alcanzar un mínimo 91a, situado entre los puntos W2 y W3 de dicha curva 91, después dicho consumo de energía aumenta de nuevo hacia W4. Este mínimo corresponde al punto bajo 71a de la curva 71 de la figura 5A, para un consumo de energía mínimo de aproximadamente 19,4 kWxd/t, una presión P1 de

aproximadamente 12,5 bar y una presión P2 de aproximadamente 33 bar. En comparación, el punto de funcionamiento W0 de la misma curva 91 correspondiente a una mezcla al 20% de neón, sin aporte de energía a nivel del motor M1, corresponde a un consumo de energía de aproximadamente 20,45 kW x día/t, a una misma presión P1 de aproximadamente 12,5 bar y una presión P2 de aproximadamente 17 bar, lo cual ilustra la mejora del rendimiento energético cuando se combina el aumento del porcentaje de neón y el aumento de la potencia inyectada a nivel del motor M1.

Se observan los mismos efectos para el hidrógeno en las figuras 5B y 6B.

En las figuras 5 a 7 se han representado diagramas de rendimientos de un procedimiento convencional y del procedimiento según la invención, de licuación de un gas natural constituido por el 85% de metano y el 15% de dichos otros constituyentes.

En el diagrama de la figura 7A, la presión máxima P3 se representa en las abscisas y la energía por unidad de masa de gas está en las ordenadas. La energía se representa en kW x día/tonelada de gas natural (1 kW x día/t = 0,024 kWh/kg). Así, para un gas refrigerante constituido por el 100% de nitrógeno, el punto de funcionamiento del procedimiento convencional haciendo referencia a la figura 1 está situado en 60 en esta figura 7A. Por el contrario, en el procedimiento según la invención haciendo referencia a las figuras 2 y 3, para diversas composiciones de mezcla de nitrógeno-neón, inyectando potencia a nivel del motor M1, puede hacerse variar el rendimiento de la instalación según la curva 70 (el 20% de neón) y otras curvas (el 40 - 50% de neón). Así, de un punto de funcionamiento a 45-50 bar según el procedimiento convencional, correspondiente a un consumo de energía de aproximadamente 21,3 kW x d/t, puede aumentarse el rendimiento termodinámico aumentando la presión máxima. Así, tal como se representa en este mismo diagrama, para un gas refrigerante constituido por el 100% de nitrógeno puro, inyectando una parte de la potencia a nivel del motor M1, y funcionando a una presión de aproximadamente 68 bar, el consumo de energía disminuye a aproximadamente 19,75 kWxd/t, lo cual representa una ganancia de rendimiento del 7,28%.

De manera general, funcionando a una presión más grande, para un caudal másico dado, los caudales volumétricos se reducen de manera proporcional al aumento de dicha presión: - los conductos son de diámetro menor, pero su resistencia mecánica, y, por tanto, su grosor, su peso y su coste aumentan en igual medida: - por el contrario, la superficie requerida en el suelo se reduce en igual medida, lo cual es muy interesante en el caso de instalaciones en entorno confinado tal como sobre un soporte flotante anclado en el mar, o incluso sobre un metanero en el caso de una unidad de relicuación de gas de evaporación. De la misma manera, los compresores y las turbinas que funcionan a una presión más grande son mucho más compactos. En lo que se refiere a los intercambiadores criogénicos, el aumento de la presión también mejora las transferencias térmicas, pero las superficies de intercambio térmico no se reducen en la misma proporción que en el caso de los conductos y de los compresores y de las turbinas. En cambio, su peso aumenta de manera importante, ya que deben resistir a este aumento de presión.

Así, de manera global, el procedimiento según la invención de las figuras 2-3 conduce a instalaciones que presentan una compacidad más grande y a una mejora importante del rendimiento energético cuando el gas refrigerante es nitrógeno puro, dicho rendimiento energético se mejora aún más cuando el gas refrigerante es una mezcla de nitrógeno y o bien de neón o bien de hidrógeno.

En la figura 7A se ha representado un diagrama de rendimientos de un procedimiento convencional haciendo referencia a la figura 1 y del procedimiento según la invención de las figuras 2-3 que usa como gas refrigerante una mezcla de nitrógeno y de neón, en el que la presión máxima P3 se representa en las abscisas y la energía por unidad de masa de gas está en las ordenadas. La energía se representa en KW x día por tonelada de gas natural (kW x d/t).

Así, para una composición dada de gas, el punto de funcionamiento del procedimiento convencional haciendo referencia a la figura 1 está situado en 60 en esta figura 7A. En el procedimiento según la invención haciendo referencia a las figuras 2 y 3, que usa un gas refrigerante compuesto por el 100% de nitrógeno, inyectando potencia a nivel del motor M1, puede hacerse variar el rendimiento de la instalación según la curva 61 con un punto de funcionamiento óptimo 62 a aproximadamente 68 bar, correspondiente a un consumo de energía de aproximadamente 19,75 kWxd/t, lo cual representa una ganancia de rendimiento del 7,28% con respecto al punto de funcionamiento 60 del procedimiento convencional.

Usando como gas refrigerante una mezcla del 80% de nitrógeno y del 20% de neón, puede aumentarse la presión, tal como se representa en la curva 70, sin que la mezcla de gas alcance su punto de rocío, hasta un valor óptimo 70a de aproximadamente 88 bar y para un consumo de energía mínimo de aproximadamente 19,4 kWxd/t, lo cual representa una ganancia de rendimiento termodinámico del 1,77% con respecto al punto de funcionamiento 62 del procedimiento según la invención con un gas refrigerante compuesto por el 100% de nitrógeno y una ganancia de rendimiento termodinámico del 8,92% con respecto al punto de funcionamiento 60 del procedimiento convencional.

5 Usando como gas refrigerante una mezcla del 60% de nitrógeno y del 40% de neón, puede aumentarse la presión, tal como se representa en la curva 71, sin que la mezcla de gas alcance su punto de rocío, hasta un valor óptimo 71a de aproximadamente 118 bar y para un consumo de energía mínimo de aproximadamente 19,15 kWxd/t, lo cual representa una ganancia de rendimiento termodinámico del 3,04% con respecto al punto de funcionamiento 62 del procedimiento según la invención con un gas refrigerante compuesto por el 100% de nitrógeno y una ganancia de rendimiento termodinámico del 10,09% con respecto al punto de funcionamiento 60 del procedimiento convencional.

10 Usando como gas refrigerante una mezcla del 50% de nitrógeno y del 50% de neón, puede aumentarse la presión, tal como se representa en la curva 72, sin que la mezcla de gas alcance su punto de rocío, hasta un valor óptimo 72a de aproximadamente 145 bar y para un consumo de energía mínimo de aproximadamente 18,8 kWxd/t, lo cual representa una ganancia de rendimiento termodinámico del 4,81% con respecto al punto de funcionamiento 62 del procedimiento según la invención con un gas refrigerante compuesto por el 100% de nitrógeno y una ganancia de rendimiento termodinámico del 11,74% con respecto al punto de funcionamiento 60 del procedimiento convencional.

De la misma manera, tal como se representa en el diagrama de la figura 7B, se usa ventajosamente como gas refrigerante una mezcla de nitrógeno y de hidrógeno.

20 Así, usando como gas refrigerante una mezcla del 80% de nitrógeno y del 20% de hidrógeno, puede aumentarse la presión, tal como se representa en la curva 80, sin que la mezcla de gas alcance su punto de rocío, hasta un valor óptimo 80a de aproximadamente 94 bar y para un consumo de energía mínimo de aproximadamente 19,2 kWxd/t, lo cual representa una ganancia de rendimiento termodinámico del 2,78% con respecto al punto de funcionamiento 62 del procedimiento según la invención de las figuras 2-3 con un gas refrigerante compuesto por el 100% de nitrógeno, y una ganancia de rendimiento termodinámico del 9,86% con respecto al punto de funcionamiento 60 del procedimiento convencional de la figura 1.

30 Usando como gas refrigerante una mezcla del 60% de nitrógeno y del 40% de hidrógeno, puede aumentarse la presión, tal como se representa en la curva 81, sin que la mezcla de gas alcance su punto de rocío, hasta un valor óptimo 81a de aproximadamente 140 bar y para un consumo de energía mínimo de aproximadamente 18,8 kWxd/t, lo cual representa una ganancia de rendimiento termodinámico del 4,81% con respecto al punto de funcionamiento 62 del procedimiento según la invención de las figuras 2-3 con un gas refrigerante compuesto por el 100% de nitrógeno y una ganancia de rendimiento termodinámico del 11,74% con respecto al punto de funcionamiento 60 del procedimiento convencional de la figura 1.

35 Usando como gas refrigerante una mezcla del 50% de nitrógeno y del 50% de hidrógeno, puede aumentarse la presión, tal como se representa en la curva 82, sin que la mezcla de gas alcance su punto de rocío, hasta un valor óptimo 82a de aproximadamente 186 bar y para un consumo de energía mínimo de aproximadamente 18,7 kWxd/t, lo cual representa una ganancia de rendimiento termodinámico del 5,32% con respecto al punto de funcionamiento 62 del procedimiento según la invención de las figuras 2-3 con un gas refrigerante compuesto por el 100% de nitrógeno y una ganancia de rendimiento termodinámico del 12,21% con respecto al punto de funcionamiento 60 del procedimiento convencional de la figura 1.

45 Así, un porcentaje creciente de gas complementario, o bien hidrógeno, o bien neón, añadido a nitrógeno para constituir un gas refrigerante, mejora de manera radical el rendimiento termodinámico del procedimiento, al tiempo que permite un funcionamiento a una presión más alta, lo cual implica equipos más compactos, lo cual resulta muy ventajoso en el momento en que solo se dispone de superficies muy reducidas, lo cual es el caso en un soporte flotante anclado en el mar, o a bordo de un metanero, en el caso de unidades de relicuación.

50 Ventajosamente, el procedimiento según la invención usa o bien una mezcla de nitrógeno y de neón, o bien de nitrógeno y de hidrógeno, y a pesar de su rendimiento ligeramente inferior, se dará prioridad al uso de la mezcla de nitrógeno y de neón, ya que el neón es un gas inerte, mientras que el hidrógeno es combustible y sigue siendo peligroso y delicado de trabajar con el mismo, sobre todo a alta presión en instalaciones confinadas a bordo de un soporte flotante. Además, el hidrógeno es un gas que se filtra muy fácilmente a través de las juntas elastoméricas e incluso en determinados casos a través de los metales, sobre todo a presión muy alta, y debido a ello el procedimiento según la invención basado en el uso de una mezcla de nitrógeno-hidrógeno no constituye la versión preferida de la invención: la versión preferida de la invención sigue siendo el uso como gas refrigerante de una mezcla de nitrógeno y de neón en los dispositivos descritos haciendo referencia a las diversas figuras.

60 De la misma manera, se mejora el rendimiento de los procedimientos convencionales que usan como gas refrigerante nitrógeno, considerando una mezcla binaria de nitrógeno-neón o nitrógeno-hidrógeno, lo cual, por el contrario, no constituye el objeto de la presente invención.

65 Así, tal como se representa en el diagrama de la figura 7A, la curva 75 representa la variación del rendimiento de un procedimiento convencional según la figura 1, o de sus variantes, en función del porcentaje de gas neón en el gas refrigerante. Para un porcentaje del 20% de neón, el punto de funcionamiento se encuentra en 70b, lo cual

corresponde a una presión máxima P3 de 63 bar aproximadamente y a un consumo de energía de aproximadamente 20,45 kWxd/t, lo cual representa una ganancia de rendimiento termodinámico del 3,76% con respecto al punto de funcionamiento 60 del mismo procedimiento convencional con un gas refrigerante compuesto por el 100% de nitrógeno.

5 Para un porcentaje del 40% de neón, el punto de funcionamiento se encuentra en 71b, lo cual corresponde a una presión máxima P3 de 90 bar aproximadamente y a un consumo de energía de aproximadamente 19,70 kWxd/t, lo cual representa una ganancia de rendimiento termodinámico del 7,29% con respecto al punto de funcionamiento 60 del mismo procedimiento convencional con un gas refrigerante compuesto por el 100% de nitrógeno.

10 Para un porcentaje del 50% de neón, el punto de funcionamiento se encuentra en 72b, lo cual corresponde a una presión máxima P3 de 120 bar aproximadamente y a un consumo de energía de aproximadamente 19,35 kWxd/t, lo cual representa una ganancia de rendimiento termodinámico del 8,94% con respecto al punto de funcionamiento 60 del mismo procedimiento convencional con un gas refrigerante compuesto por el 100% de nitrógeno.

15 De la misma manera, con una mezcla de nitrógeno-hidrógeno que comprende el 20% de hidrógeno, tal como se representa en la figura 7B, el punto de funcionamiento se encuentra en 80b, lo cual corresponde a una presión máxima P3 de 68 bar aproximadamente y a un consumo de energía de aproximadamente 20,2 kWxd/t, lo cual representa una ganancia de rendimiento termodinámico del 4,94% con respecto al punto de funcionamiento 60 del mismo procedimiento convencional con un gas refrigerante compuesto por el 100% de nitrógeno.

20 Para un porcentaje del 40% de hidrógeno, el punto de funcionamiento se encuentra en 81b, lo cual corresponde a una presión máxima P3 de 108 bar aproximadamente y a un consumo de energía de aproximadamente 19,8 kWxd/t, lo cual representa una ganancia de rendimiento termodinámico del 6,82% con respecto al punto de funcionamiento 60 del mismo procedimiento convencional con un gas refrigerante compuesto por el 100% de nitrógeno.

25 Para un porcentaje del 50% de hidrógeno, el punto de funcionamiento se encuentra en 82b, lo cual corresponde a una presión máxima P3 de 150 bar aproximadamente y a un consumo de energía de aproximadamente 19 kWxd/t, lo cual representa una ganancia de rendimiento termodinámico del 10,59% con respecto al punto de funcionamiento 60 del mismo procedimiento convencional con un gas refrigerante compuesto por el 100% de nitrógeno.

30 A modo de ejemplo, una unidad de licuación convencional está dimensionada con respecto a las potencias de las turbinas de gas disponibles, siendo las turbinas de gran potencia habitualmente de 25 MW.

35 En general, se busca aumentar la potencia de la instalación y entonces es posible instalar en paralelo dos turbinas de gas (GT1 y GT2) idénticas para obtener 30 MW (2x15 MW), incluso 40 MW (2x20 MW), pero entonces se tienen dos líneas de máquinas giratorias, lo cual aumenta el volumen ocupado, las cantidades de conductos y, evidentemente, los costes.

40 Instalando una única turbina GT de 25 MW en C3 tal como en la figura 2 y añadiendo potencia a nivel del segundo motor M2, por ejemplo 5 MW, para obtener un total de 30 MW, o 15 MW para obtener un total de 40 MW, el funcionamiento del procedimiento haciendo referencia a la figura 2 es idéntico, en cuanto al rendimiento, al que usa dos turbinas de gas (GT1 y GT2) en paralelo.

45 Así, considerando una turbina de gas GT de 25 MW, la adición de 5 MW de potencia a nivel del motor (M2), preferiblemente gracias a una motorización eléctrica, da más flexibilidad al funcionamiento y permite así un aumento de potencia del 20%. Por el contrario, el rendimiento del conjunto permanece inalterado, sustancialmente a 21,25 kW x día/t de GNL producido tal como se representa en el diagrama de la figura 7 a nivel del punto 60.

50 Si, por el contrario, se proporciona la misma potencia de 5 MW a nivel del primer motor M1, la potencia global sigue siendo de 30 MW, pero, en este caso, se mejora el rendimiento del conjunto y alcanza sustancialmente el valor de 19,8 kW x día/t de GNL producido, lo cual representa una ganancia del 6,59% para la misma potencia global de 30 MW, con respecto a una inyección de potencia de 5 MW a nivel del segundo motor M2, tal como se detalló anteriormente. Dicho aporte de potencia de 5 MW a nivel del primer motor M1 representa entonces el 16,6% de la potencia global y dicho rendimiento (19,8 kW x día/t) corresponde sustancialmente al punto W2 del diagrama de la figura 7.

55 De la misma manera, en la figura 3, instalando una única turbina GT de 25 MW en C2 tal como en la figura 3 y añadiendo potencia a nivel de la turbina GT, por ejemplo, 5 MW para obtener un total de 30 MW, o 10 MW para obtener un total de 40 MW, el funcionamiento del procedimiento haciendo referencia a la figura 2 es idéntico, en cuanto al rendimiento, al que usa dos turbinas de gas (GT1 y GT2) en paralelo.

5 Así, considerando una turbina de gas GT de 25 MW, la adición de 5 MW de potencia a nivel de la turbina GT, da más flexibilidad al funcionamiento y permite de este modo un aumento de potencia del 20%. Por el contrario, el rendimiento del conjunto permanece inalterado, sustancialmente a 21,25 kW x día/t de GNL producido tal como se representa en el diagrama de la figura 7 a nivel del punto 60.

10 Si, por el contrario, se proporciona la misma potencia de 5 MW a nivel del primer motor M1, la potencia global sigue siendo de 30 MW, pero, en este caso, se mejora el rendimiento del conjunto y alcanza sustancialmente el valor de 19,8 kW x día/t de GNL producido, lo cual representa una ganancia del 6,59% para la misma potencia global de 30 MW, con respecto a una inyección de potencia de 5 MW a nivel del segundo motor M2, tal como se detalló anteriormente. Dicho aporte de potencia de 5 MW a nivel del primer motor M1 representa entonces el 16,6% de la potencia global y dicho rendimiento (19,8 kW x día/t) corresponde sustancialmente al punto W2 del diagrama de la figura 7.

15 Así, en función de la producción de gas natural, tanto en cantidad como en calidad, procedente de mantos subterráneos, se usará ventajosamente una turbina de gas GT, por ejemplo de 25 MW, a régimen completo de manera permanente,

20 - que se completará mediante inyección de potencia a nivel de la turbina GT (figura 3) o del segundo motor M2 (figura 2) sin cambiar el rendimiento global (punto WO de la figura 7), y

25 - que se completará, incluso dado el caso se modulará, mediante inyección de potencia a nivel del primer motor M1, lo cual tiene el efecto de mejorar el rendimiento global según la curva 61 de la misma figura 7, hasta alcanzar un óptimo, es decir, un mínimo de consumo de energía de 19,75 kW x día/t correspondiente sustancialmente al punto W3 de dicha curva 61: - representando entonces en este caso la energía inyectada a nivel de dicho primer motor M1 sustancialmente el 24% de la energía total.

30 De una manera general, se funcionará con una turbina de gas GT a régimen completo, que se completará mediante un aporte de potencia a nivel del primer motor M1, estando dicho aporte limitado a aproximadamente el 24% de la potencia global de manera que se optimiza el rendimiento al valor mínimo de 19,75 kW x día/t, después, en caso de necesitarse, se aumentará la potencia global mediante inyección de potencia a nivel del segundo motor M2, y simultáneamente se reajustará la potencia inyectada a nivel del primer motor M1, de manera que dicha potencia es siempre sustancialmente igual a aproximadamente el 24% de la potencia global de manera que se mantiene el rendimiento de la instalación al valor óptimo de 19,75 kW x día/t.

35 Dicho rendimiento óptimo de 19,75 kW x día/t para una potencia del primer motor M1 que representa el 24% de la potencia total es válido para un fluido refrigerante constituido por el 100% de nitrógeno. En el caso de mezclas de nitrógeno-neón o nitrógeno-hidrógeno, el rendimiento óptimo, así como el porcentaje de potencia varían en función de las mezclas y de los porcentajes de neón o de hidrógeno, pero las ventajas detalladas anteriormente
40 siguen siendo válidas e incluso se acumulan.

REIVINDICACIONES

1. Procedimiento de licuación de un gas natural que comprende en su mayor parte metano, preferiblemente, al menos el 85% de metano, comprendiendo los otros componentes esencialmente nitrógeno y alcanos de C-2 a C-4, en el que se licúa dicho gas natural que va a licuarse mediante circulación de dicho gas natural a una presión P0 superior o igual a la presión atmosférica (Patm), siendo preferiblemente P0 superior a la presión atmosférica, en al menos un intercambiador de calor criogénico (EC1, EC2, EC3) mediante circulación en circuito cerrado a contracorriente en contacto indirecto con al menos un flujo de gas refrigerante que permanece en estado gaseoso comprimido a una presión P1 que entra en dicho intercambiador criogénico a una temperatura T3' inferior a T3, siendo T3 la temperatura de licuación de dicho gas natural licuado en la salida de dicho intercambiador criogénico, siendo T3 inferior o igual a la temperatura de licuación de dicho gas natural licuado a la presión atmosférica, en el que se licúa dicho gas natural que va a licuarse realizando las siguientes etapas simultáneas de:

(a) circulación de dicho gas natural que va a licuarse que circula (Sg) a una presión P0 superior o igual a la presión atmosférica (Patm), siendo preferiblemente P0 superior a la presión atmosférica, en al menos tres intercambiadores de calor criogénicos (EC1, EC2, EC3) dispuestos en serie, entre los cuales:

- un primer intercambiador (EC1) en el que se enfría dicho gas natural que entra a una temperatura T0 y sale (BB) a una temperatura T1 inferior a T0, después

- un segundo intercambiador (EC2) en el que se licúa totalmente el gas natural y sale (CC) a una temperatura T2 inferior a T1 y superior a T3, y

- un tercer intercambiador (EC3) en el que se enfría dicho gas natural licuado de T2 a T3, y

(b) circulación en circuito cerrado de al menos dos flujos (S1, S3) de gas refrigerante en estado gaseoso denominados flujos primero y tercero, respectivamente, a presiones diferentes P1 y P2, que atraviesan al menos dos denominados intercambiadores en contacto indirecto con, y a contracorriente con, el flujo de gas natural (Sg), que comprenden:

- dicho primer flujo de gas refrigerante (S1) a una presión P1 inferior a P3 que atraviesa los tres intercambiadores (EC1, EC2, EC3) que entra (DD) en dicho tercer intercambiador (EC3) a una temperatura T3' inferior a T3, después entra (CC) a una temperatura T2' inferior a T2 en dicho segundo intercambiador (EC2), después entra (BB) a una temperatura T1' inferior a T1 en dicho primer intercambiador (EC1) y que sale (AA) de dicho primer intercambiador a una temperatura T0' inferior o igual a T0, obteniéndose dicho primer flujo de gas refrigerante a P1 y T3' mediante expansión en al menos un primer expansor (E1) de una primera parte (D1) de un segundo flujo (S2) de gas refrigerante comprimido a la presión P3 superior a P2, circulando dicho segundo flujo (S2) en contacto indirecto con, y a co-corriente con, dicho flujo gas natural (Sg) que entra (AA) en dicho primer intercambiador (EC1) a T0 y dicha primera parte (D1) del segundo flujo (S2) que sale (CC) de dicho segundo intercambiador (EC2) sustancialmente a T2, y

- dicho tercer flujo (S3) a una presión P2 superior a P1 e inferior a P3 que circula en contacto indirecto con, y a co-corriente con, dicho primer flujo, que atraviesa únicamente dichos intercambiadores segundo y primero (EC2, EC1), que entra (CC) en dicho segundo intercambiador a una temperatura T2' inferior a T2 y que sale (AA) de dicho primer intercambiador (EC1) a T0' inferior o igual a T0, obteniéndose dicho tercer flujo (S3) de gas refrigerante a P2 y T2 mediante expansión en un segundo expansor (E2) de una segunda parte (D2) de dicho segundo flujo (S2) de gas refrigerante que sale de dicho primer intercambiador sustancialmente a T1, siendo el caudal D2 de dicha segunda parte del segundo flujo preferiblemente superior al caudal D1 de la primera parte del segundo flujo

(c) obteniéndose dicho segundo flujo de gas refrigerante (S2) comprimido a la presión P3 mediante compresión por al menos dos compresores (C1, C2, C3) y enfriamiento (H1, H2) de dichos flujos primero y tercero (S1, S3) de gas refrigerante que salen (AA) de dicho primer intercambiador (EC1) a P1 y respectivamente P2, comprimiendo un primer compresor de P1 a P2 la totalidad de dicho primer flujo de gas refrigerante que sale (AA) de dicho primer intercambiador (EC1), y comprimiendo al menos del segundo compresor (C2) de P2 a al menos P'3, siendo P'3 una presión inferior o igual a P3 y superior a P2, por un lado, dicho tercer flujo (S3) de gas refrigerante que sale a P2 de dicho primer intercambiador (EC1) y, por otro, lado dicho primer flujo de gas refrigerante comprimido a P2 que sale de dicho primer compresor, para obtener dicho segundo flujo de gas refrigerante a P3 y T0 después del enfriamiento (H1, H2),

procedimiento en el que:

- los dos compresores primero y segundo (C1, C2) dispuestos en serie están acoplados respectivamente a dichos expansores primero y segundo (E1, E2) que consisten en turbinas de recuperación de energía, y

5

- al menos dicho primer compresor (C1) está acoplado a un primer motor (M1),

estando dicho procedimiento caracterizado porque:

10

- dicho primer motor permite modular y controlar específicamente el valor de la presión P2 aportando una potencia diferenciada a dicho primer compresor con respecto a la potencia aportada a los otros compresores, y

15

- una turbina de gas (GT) está acoplada o bien a dicho segundo compresor, el que comprime dicho segundo flujo de gas refrigerante directamente a P3, o bien a un tercer compresor (C3) montado en serie después del segundo compresor (C2), comprimiendo dicho tercer compresor de P'3 a P3 dicho segundo flujo de gas refrigerante,

20

- aportando dicho primer motor (M1) al menos el 3%, preferiblemente del 3 al 30% de la potencia total aportada al conjunto de dichos compresores puestos en práctica (C1, C2), proporcionando dicha turbina de gas (GT) del 97 al 70% de la potencia total aportada al conjunto de dichos compresores puestos en práctica (C1, C2, C3).

25

2. Procedimiento según la reivindicación 1, caracterizado porque se hace variar de manera controlada dicha presión P2 aportando potencia de manera controlada a dicho primer compresor con dicho primer motor, de manera que la energía consumida para la puesta en práctica del procedimiento (Ef) es mínima.

30

3. Procedimiento según la reivindicación 2, caracterizado porque se aumenta la presión P2 aumentando la potencia inyectada al primer compresor con el primer motor, permaneciendo la presión P1 sustancialmente constante.

35

4. Procedimiento según la reivindicación 2 o 3, caracterizado porque se hace variar de manera controlada dicha presión P2 aportando potencia de manera controlada a dicho primer compresor con dicho primer motor cuando varía la composición del gas natural que va a licuarse.

40

5. Procedimiento según una de las reivindicaciones 1 a 4, caracterizado porque se ponen en práctica dos compresores (C1, C2) montados en serie, que comprenden:

45

(i) dicho primer compresor acoplado a dicho primer expansor (E1), que comprime de P1 a P2 la totalidad de dicho primer flujo de gas refrigerante que sale (AA) de dicho primer intercambiador (EC1), y

(ii) dicho segundo compresor (C2) acoplado a dicho segundo expansor (E2), que comprime de P2 a P3, por un lado, dicho tercer flujo (S3) de gas refrigerante que sale a P2 de dicho primer intercambiador (EC1) y, por otro lado, dicho primer flujo de gas refrigerante comprimido a P2 que sale de dicho primer compresor, para obtener dicho segundo flujo de gas refrigerante (S2) a P3 y T0 después del enfriamiento (H1, H2), y

50

(iii) dicho primer compresor (C1) se acciona por dicho primer motor (M1), accionándose dicho segundo compresor (C2) al menos por dicha turbina de gas (GT).

55

6. Procedimiento según una de las reivindicaciones 1 a 4, caracterizado porque se ponen en práctica tres compresores (C1, C2, C3) montados en serie, que comprenden:

60

(i) dicho primer compresor (C1) accionado por dicho primer motor (M1) y acoplado a dicho primer expansor (E1), que comprime de P1 a P2 la totalidad de dicho primer flujo de gas refrigerante que sale (AA) de dicho primer intercambiador (EC1), y

(ii) dicho segundo compresor (C2) accionado por un denominado segundo motor (M2) y acoplado a dicho segundo expansor (E2), que comprime de P2 a P'3, siendo P'3 superior a P2 e inferior a P3, por un lado, dicho tercer flujo (S3) de gas refrigerante que sale a P2 de dicho primer intercambiador (EC1), y, por otro lado, dicho primer flujo de gas refrigerante comprimido a P2 que sale de dicho primer compresor C1, y

65

(iii) dicho tercer compresor (C3) accionado por dicha turbina de gas (GT) para proporcionar la mayor parte de la energía y comprimir a P3 la totalidad de los flujos primero y tercero de gas refrigerante a P3

y T0 después del enfriamiento (H1, H2), y

(iv) dicho primer motor (M1) aporta al menos el 3%, preferiblemente del 3 al 30% de la potencia total aportada al conjunto de dichos compresores puestos en práctica (C1, C2, C3), proporcionando dicha turbina de gas (GT) acoplada a dicho tercer compresor (C3), así como dicho segundo motor (M2) acoplado al segundo compresor (C2), juntos del 97 al 70% de la potencia total aportada al conjunto de dichos compresores puestos en práctica (C1, C2, C3).

5

10

7. Procedimiento según una de las reivindicaciones 1 a 6, caracterizado porque dicho gas refrigerante comprende nitrógeno.

8. Procedimiento según una de las reivindicaciones 1 a 7, caracterizado porque la composición del gas que va a licuarse está comprendida en los siguientes intervalos para un total del 100%:

15

- metano del 80 al 100%,

- nitrógeno del 0 al 20%,

20

- etano del 0 al 20%,

- propano del 0 al 20%, y

- butano del 0 al 20%.

25

9. Procedimiento según una de las reivindicaciones 1 a 8, caracterizado porque:

- T0 y T0' son de 10 a 35°C, y

30

- T3 y T3' son de -160 a -170°C, y

- T2 y T2' son de -100 a 140°C, y

- T1 y T1' son de -30 a -70°C.

35

10. Procedimiento según una de las reivindicaciones 1 a 9, caracterizado porque:

- P0 es de 0,5 a 5 MPa, y

40

- P1 es de 0,5 a 5 MPa, y

- P2 es de 1 a 10 MPa, y

- P3 es de 5 a 20 MPa.

45

11. Procedimiento según una de las reivindicaciones 1 a 10, caracterizado porque se hace variar P2 hasta que la energía total E_f mínima consumida en el procedimiento es inferior a 21,5 kW x día/t de gas licuado producido, preferiblemente de 18,5 a 20,5 kW x día/t.

50

12. Procedimiento según las reivindicaciones 1 a 11, caracterizado porque se pone en práctica a bordo de un soporte flotante.

13. Procedimiento según una de las reivindicaciones 1 a 12, caracterizado porque usa una mezcla binaria de nitrógeno-neón o nitrógeno-hidrógeno.

55

14. Instalación embarcada en un soporte flotante para poner en práctica un procedimiento según una de las reivindicaciones 1 a 13, la instalación comprende:

- al menos tres denominados intercambiadores de calor criogénicos (EC1, EC2, EC3) en serie que comprenden al menos:

60

- un primer conducto de circulación a contracorriente adecuado para hacer circular un primer flujo (S1) de gas refrigerante en estado gaseoso comprimido a P1 que atraviesa a contracorriente de manera sucesiva los 3 intercambiadores tercero, segundo y primero (EC3, EC2, EC1),

65

- un segundo conducto de circulación a co-corriente adecuado para hacer circular un denominado segundo flujo (S2) de gas refrigerante en estado gaseoso comprimido a P3 que atraviesa a co-corriente

únicamente de manera sucesiva dichos intercambiadores primero y segundo (EC1, EC2),

- un tercer conducto de circulación a contracorriente de dicho gas refrigerante adecuado para la circulación circular un denominado tercer flujo (S3) de gas refrigerante en estado gaseoso comprimido a P2 que atraviesa a contracorriente únicamente de manera sucesiva dichos intercambiadores segundo y primero (EC2, EC1),

- un cuarto conducto (Sg) adecuado para hacer circular dicho gas natural que va a licuarse que atraviesa de manera sucesiva los tres intercambiadores primero, segundo y tercero (EC1, EC2, EC3),

- un primer expansor (E1) entre la salida de dicho segundo conducto y la entrada de dicho primer conducto,

- un segundo expansor (E2) entre (i) una derivación (BB) de dicho segundo conducto situada entre dichos intercambiadores primero y segundo y (ii) la entrada (CC) de dicho tercer conducto, y

- un primer compresor (C1) en la salida de dicho primer conducto, acoplado a una turbina que consiste en dicho primer expansor,

- un segundo compresor (C2) en la salida de dicho tercer conducto, acoplado a una turbina que consiste en dicho segundo expansor, y estando dicho segundo compresor montado en serie con dicho primer compresor, y

- un conducto de circulación de la totalidad del gas comprimido a P2 por el primer compresor (C1) hacia el segundo compresor (C2) así montado en serie con dicho primer compresor, y

- al menos un primer motor (M1) acoplado a dicho primer compresor (C1), caracterizado porque dicho primer motor es adecuado para aportar al menos el 3%, preferiblemente del 3 al 30%, de la potencia total aportada al conjunto de dichos compresores puestos en práctica (C1, C2, C3), permitiendo dicho primer motor modular y controlar específicamente el valor de la presión P2 aportando una potencia diferenciada a dicho primer compresor con respecto a la potencia aportada a los otros compresores, y

- una turbina de gas (GT) acoplada o bien a dicho segundo compresor, comprimiendo el mismo dicho segundo flujo de gas refrigerante directamente a P3, o bien a un tercer compresor (C3) montado en serie después del segundo compresor (C2), comprimiendo dicho tercer compresor de P'3 a P3 dicho segundo flujo de gas refrigerante, siendo dicha turbina de gas adecuada para aportar del 97 al 70% de la potencia total aportada al conjunto de dichos compresores puestos en práctica (C1, C2, C3).

15. Instalación según la reivindicación 14, caracterizada porque comprende únicamente dos compresores (C1, C2) montados en serie, que comprenden:

(i) dicho primer compresor (C1) acoplado a dicho primer expansor (E1), adecuado para comprimir de P1 a P2 la totalidad de dicho primer flujo de gas refrigerante que sale (AA) de dicho primer intercambiador (EC1), y

(ii) dicho segundo compresor (C2) acoplado a dicho segundo expansor (E2), adecuado para comprimir de P2 a al menos P'3, siendo P'3 una presión superior a P2 e inferior o igual a P3, por un lado, dicho tercer flujo (S3) de gas refrigerante que sale a P2 de dicho primer intercambiador (EC1) y, por otro lado, dicho primer flujo de gas refrigerante comprimido a P2 que sale de dicho primer compresor, para obtener dicho segundo flujo de gas refrigerante a P3 y T0 después del enfriamiento (H1, H2), y

(iii) dicho primer motor (M1) acoplado a dicho primer compresor (C1), y al menos dicha turbina de gas (GT) acoplada a dicho segundo compresor (C2), siendo dicho primer motor adecuado para aportar al menos el 3%, más preferiblemente del 3 al 30% de la potencia total aportada al conjunto de dichos compresores puestos en práctica (C1, C2), y

(iv) siendo dicha turbina de gas (GT) acoplada a dicho segundo compresor adecuada para proporcionar del 97 al 70% de la potencia total aportada.

16. Instalación según la reivindicación 14, caracterizada porque comprende únicamente tres compresores (C1, C2, C3) montados en serie, que comprenden:

(i) dicho primer compresor (C1) acoplado a dicho primer expansor (E1) y a dicho primer motor (M1), y

(ii) dicho segundo compresor (C2) acoplado a dicho segundo expansor (E2) y a un segundo motor (M2), y

(iii) dicho tercer compresor (C2) acoplado a dicha turbina de gas (GT) adecuada para proporcionar la mayor parte de la energía y adecuado para comprimir a P3 la totalidad de los flujos primero y tercero de gas refrigerante comprimidos por el segundo compresor (C2), para obtener dicho segundo flujo de gas refrigerante a P2 y T0 después del enfriamiento (H1, H2), y

5

(iv) siendo dicho primer motor (M1) adecuado para aportar al menos el 3%, más preferiblemente del 3 al 30% de la potencia total aportada al conjunto de dichos compresores puestos en práctica (C1, C2, C3), y

10

(v) siendo la turbina de gas (GT) acoplada a dicho tercer compresor (C3), así como dicho segundo motor (M2) acoplado al segundo compresor (C2), adecuados para proporcionar juntos del 97 al 70% de la potencia total aportada al conjunto de dichos compresores puestos en práctica (C1, C2, C3).

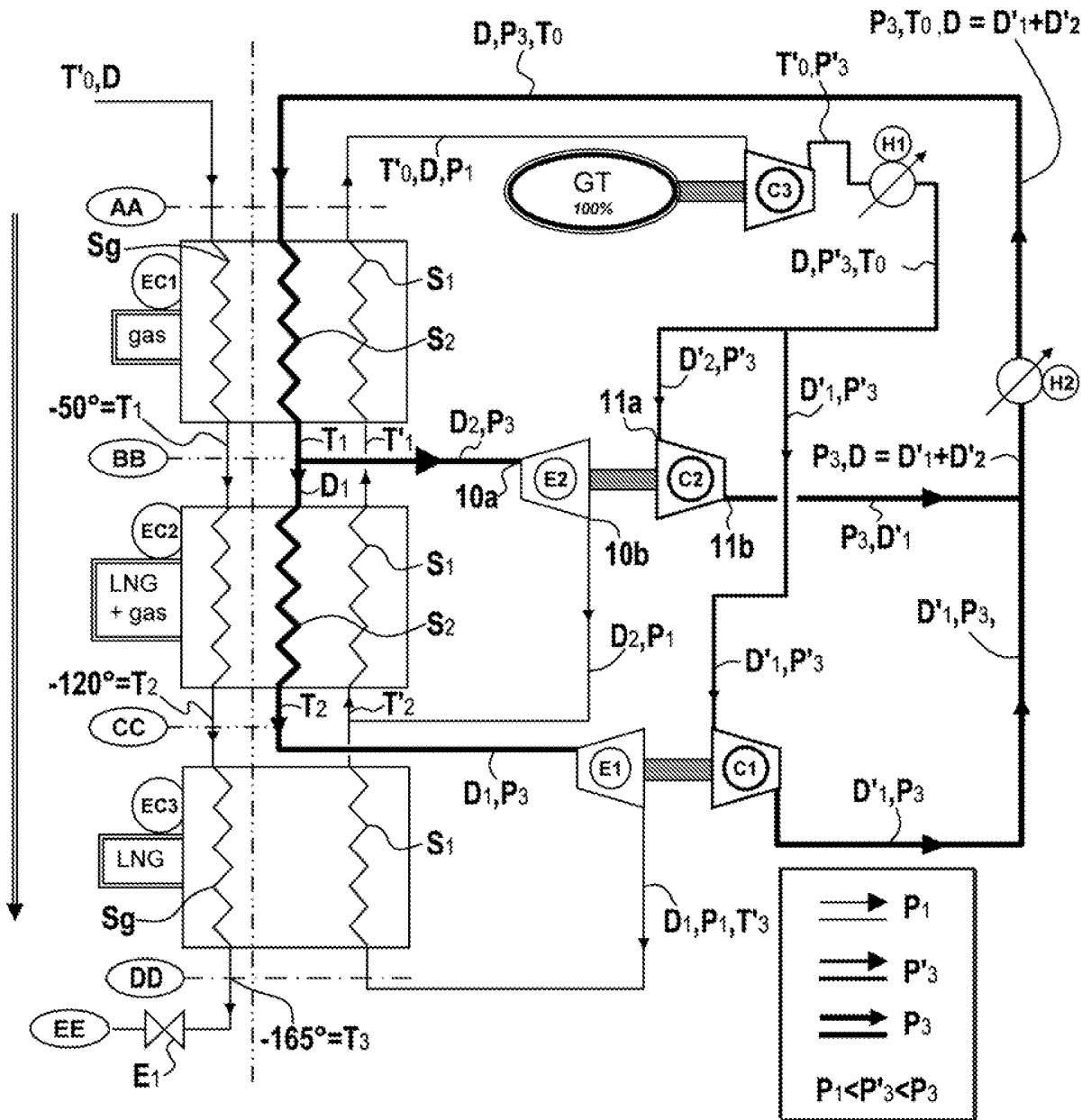


FIG.1

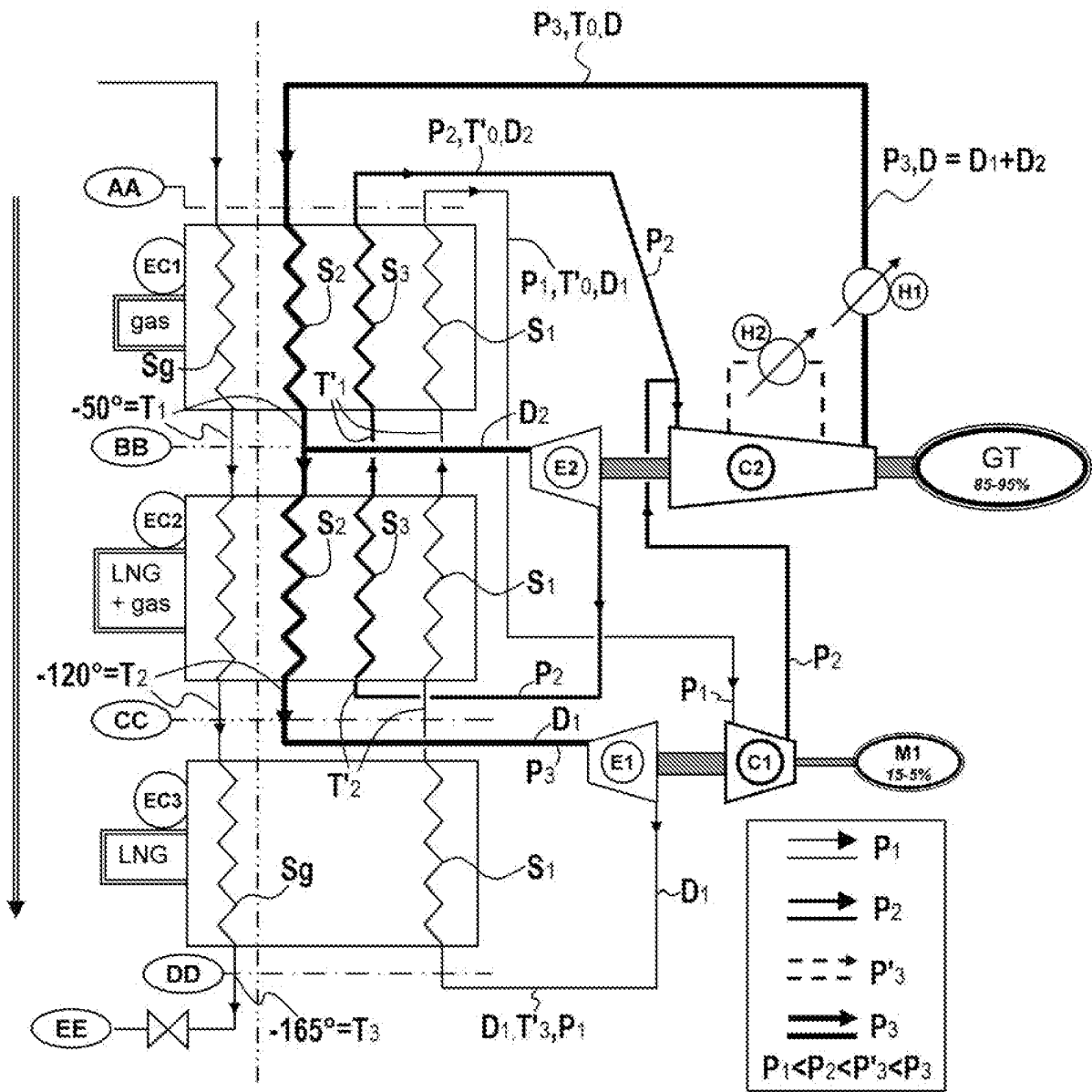


FIG.3

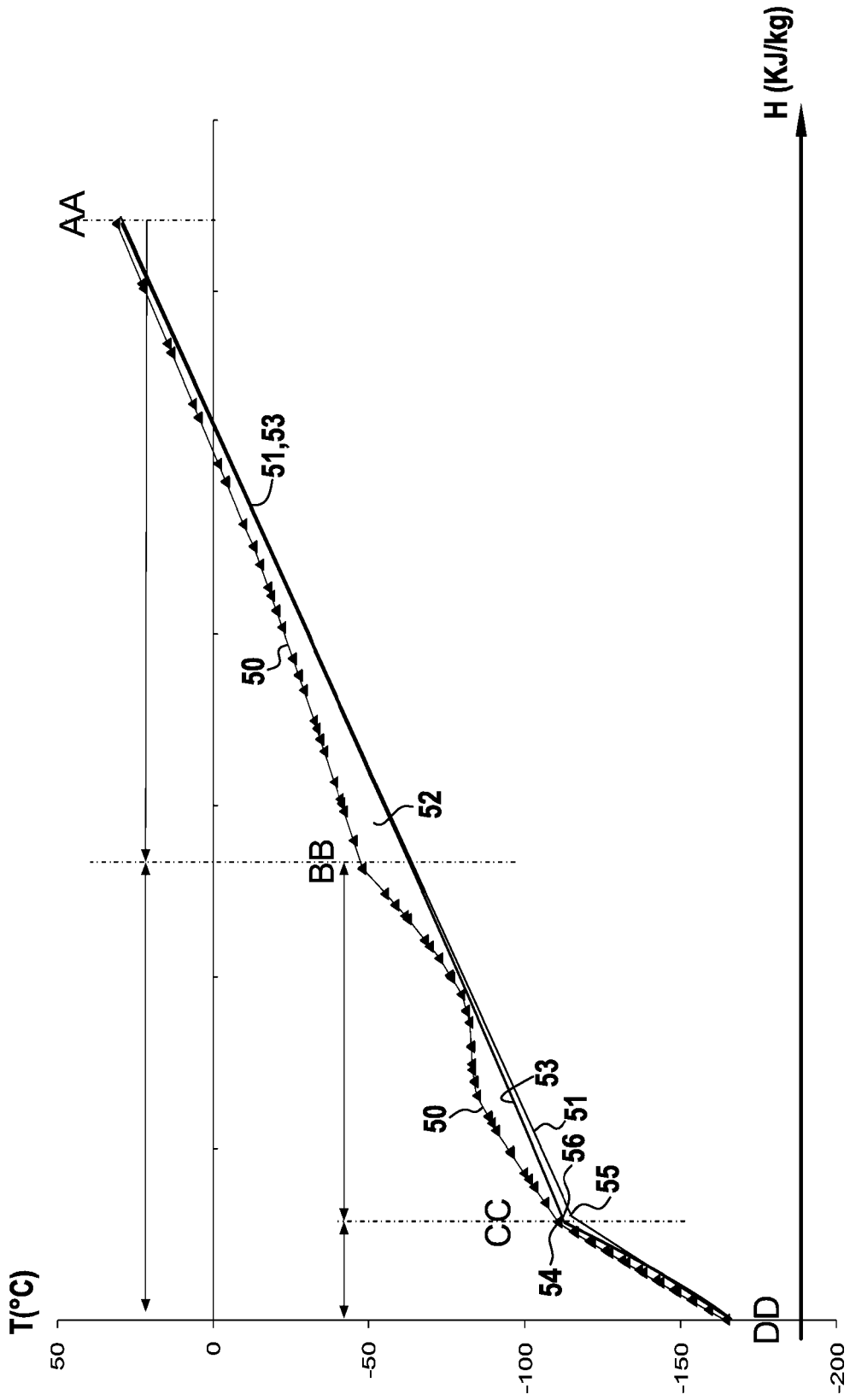


FIG.4

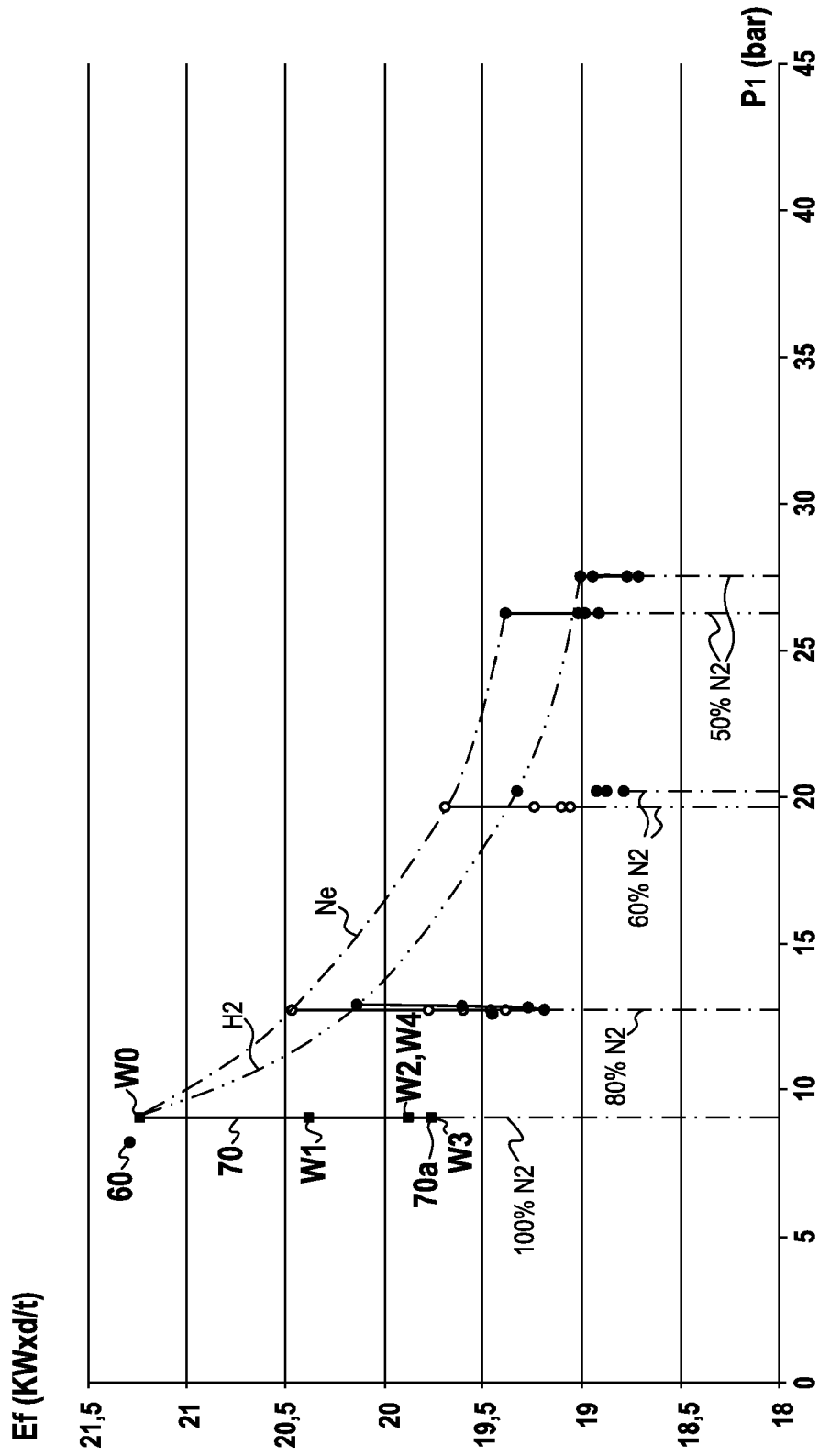


FIG.5

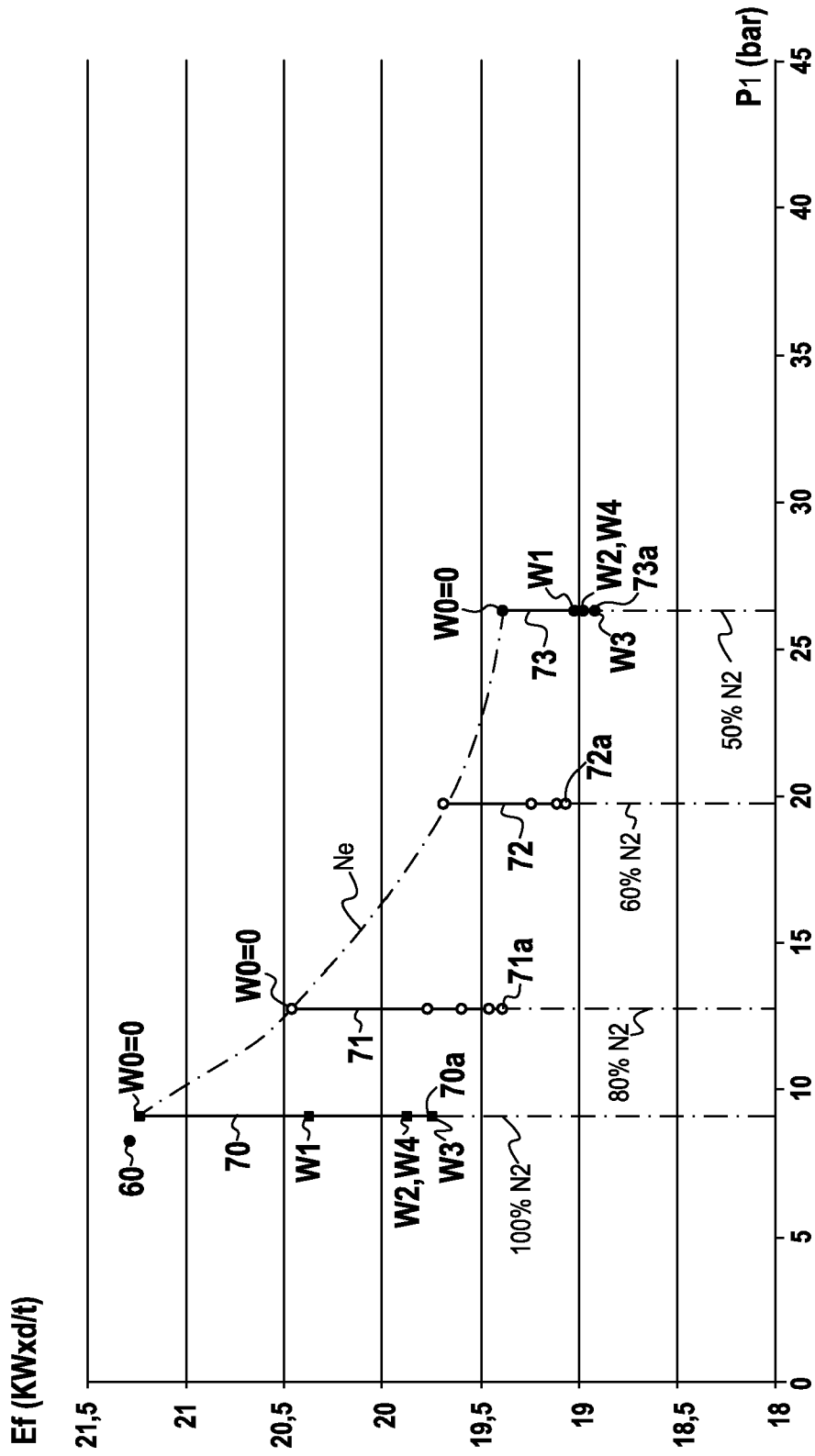


FIG.5A

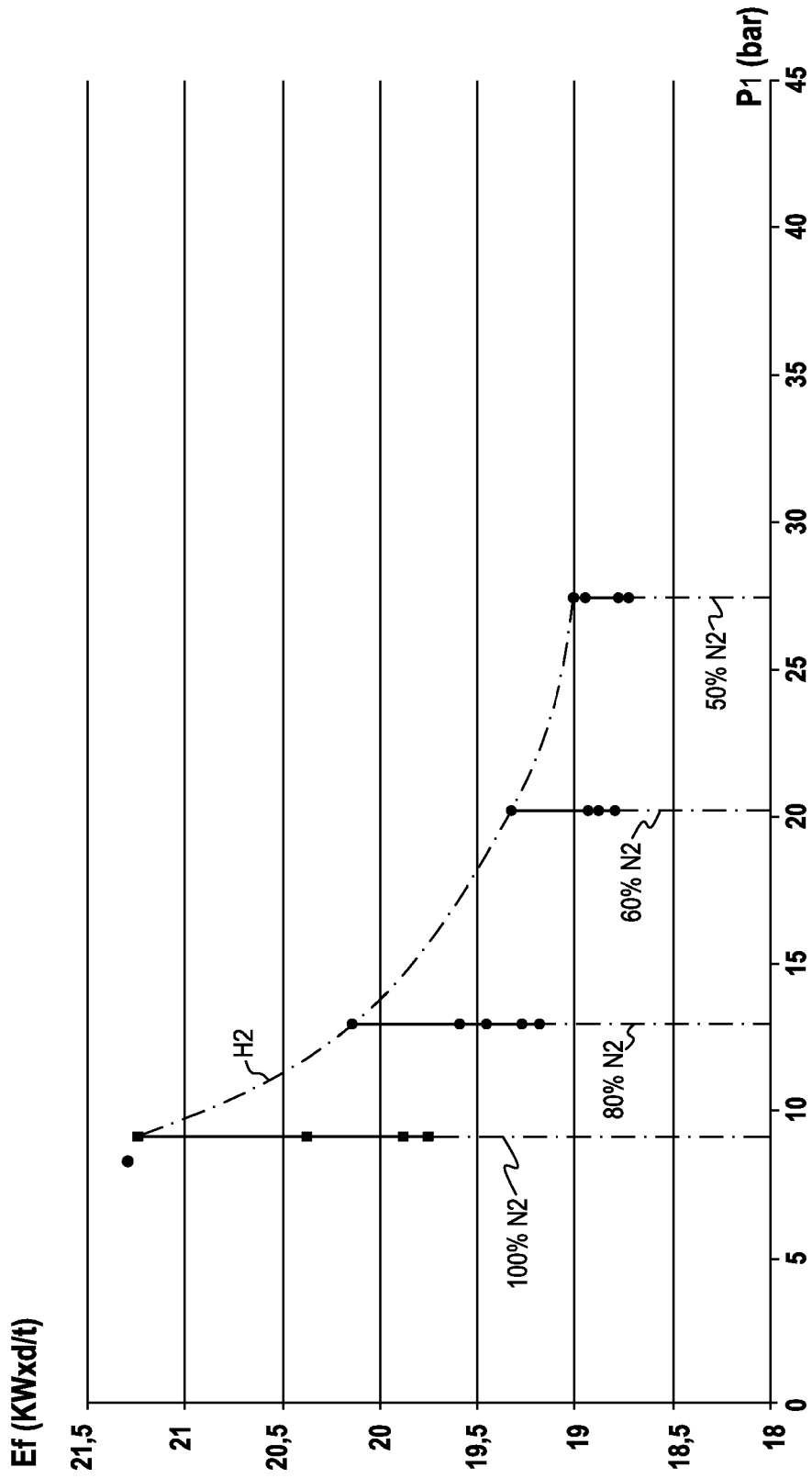


FIG.5B

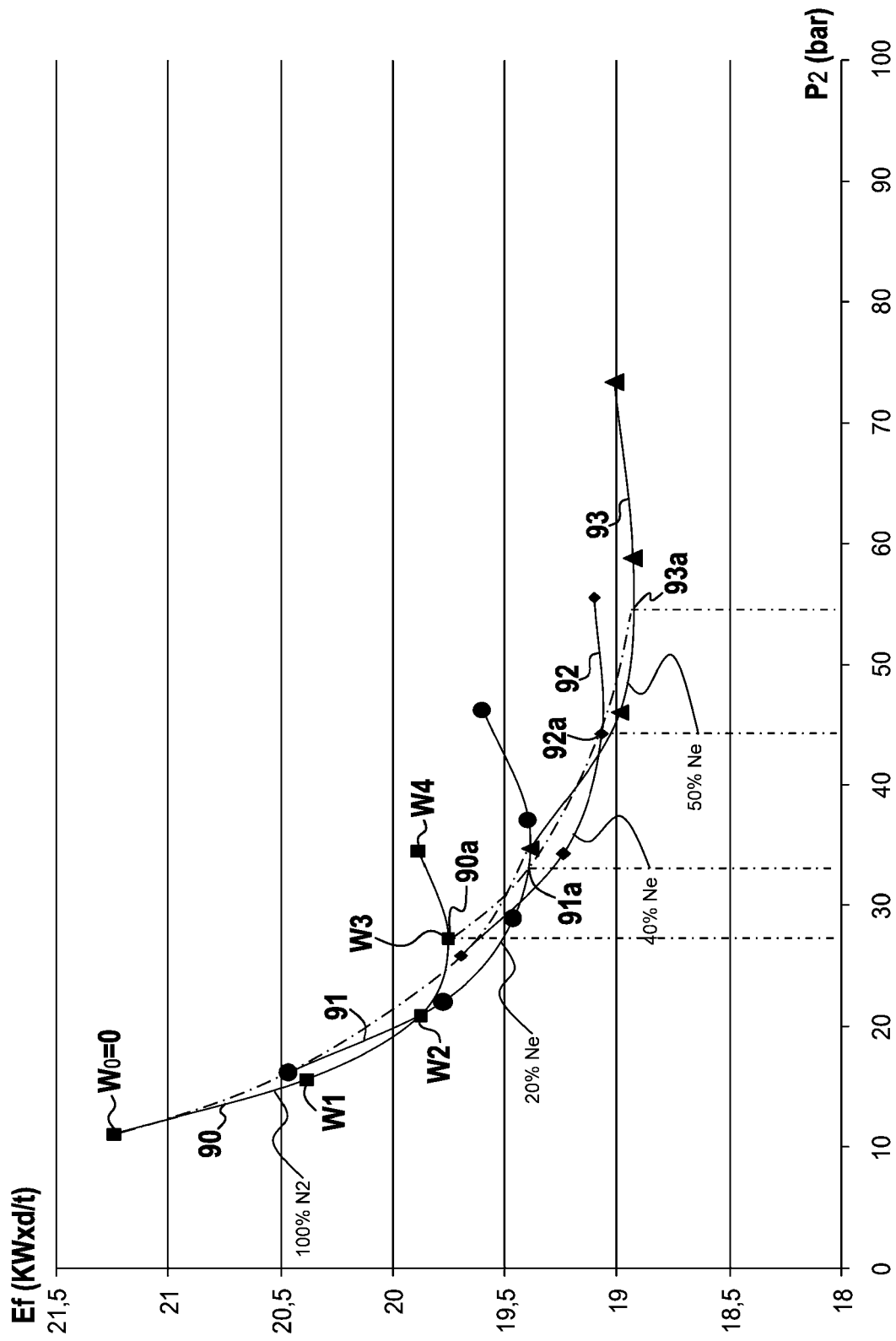


FIG.6A

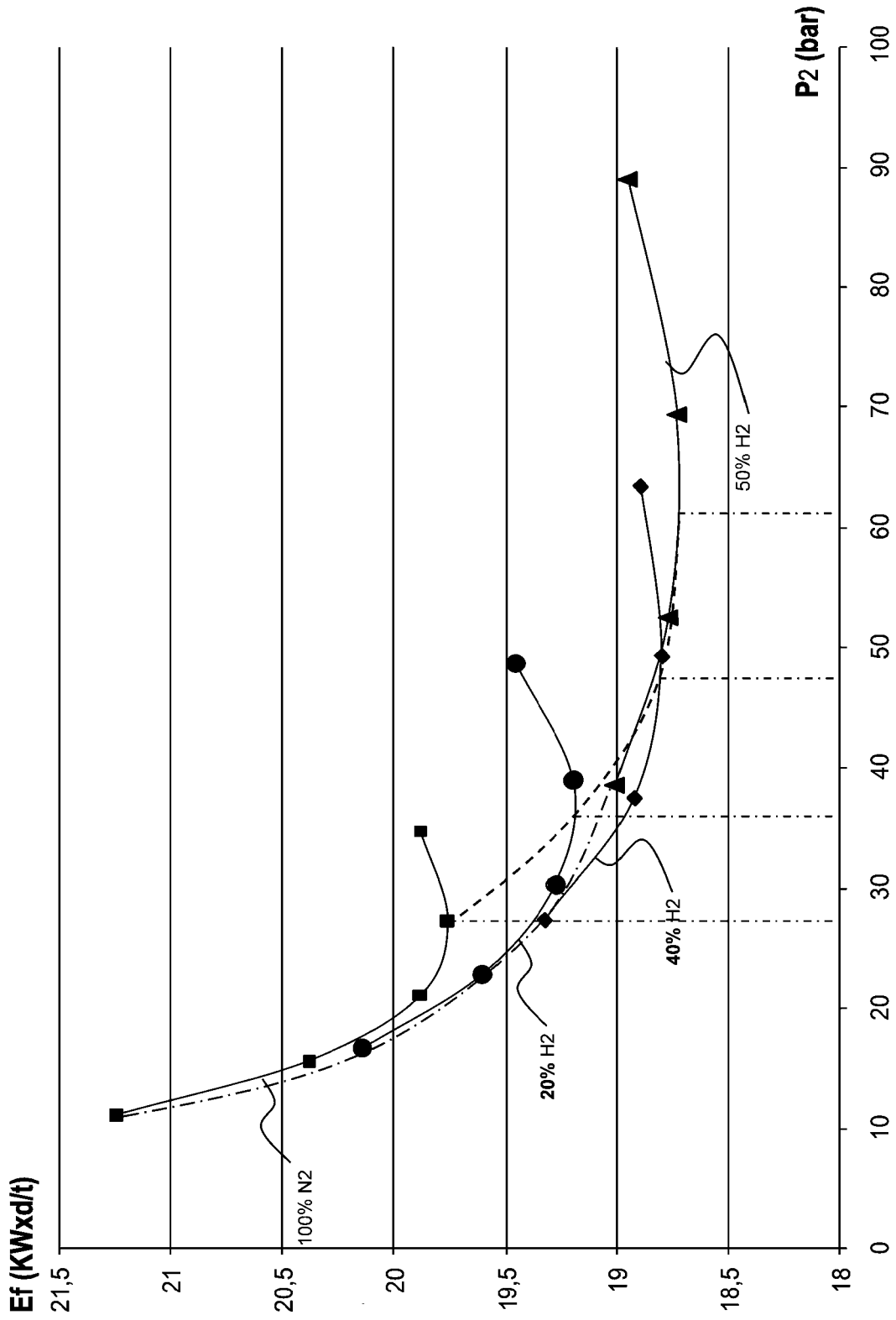


FIG.6B

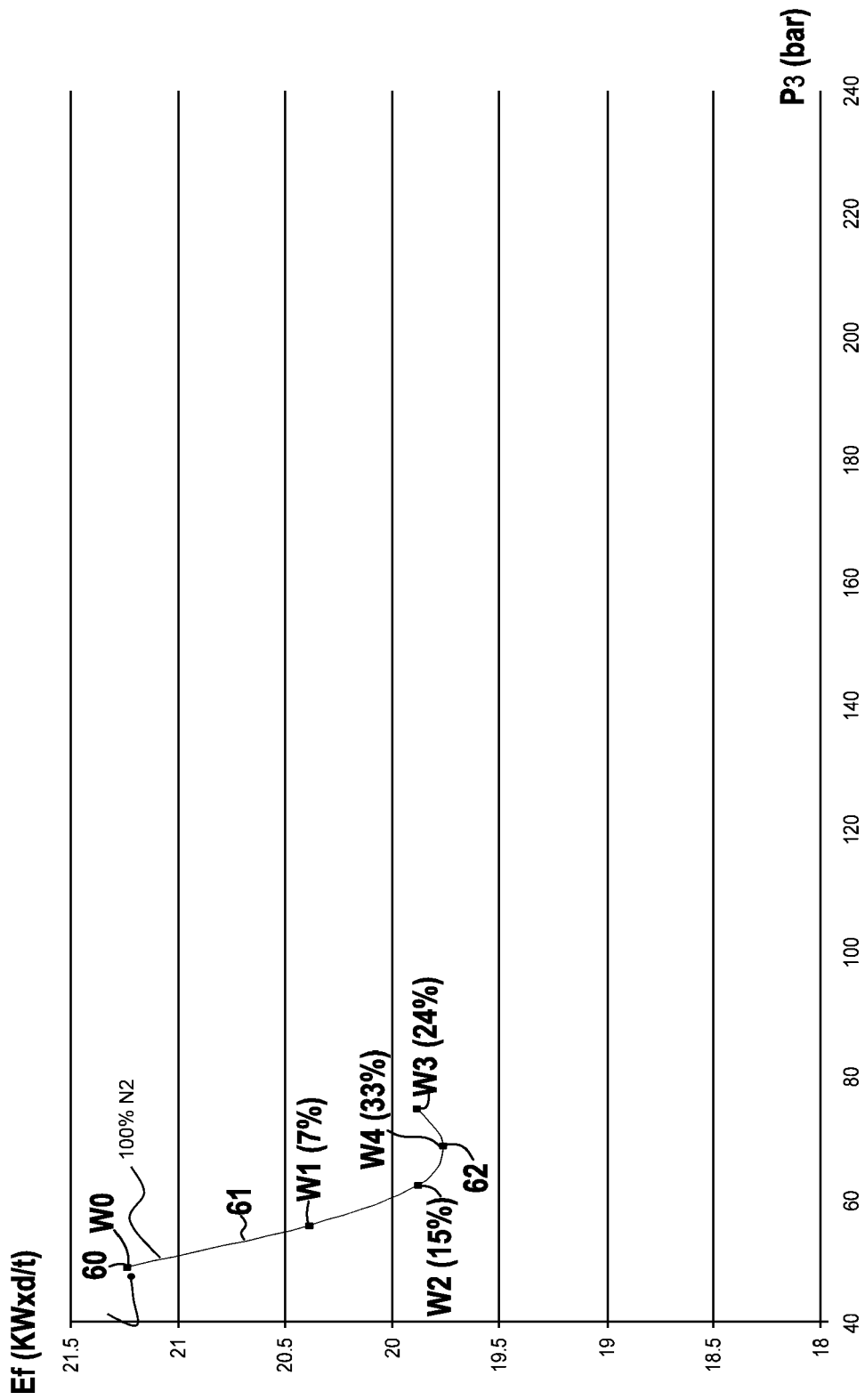


FIG.7

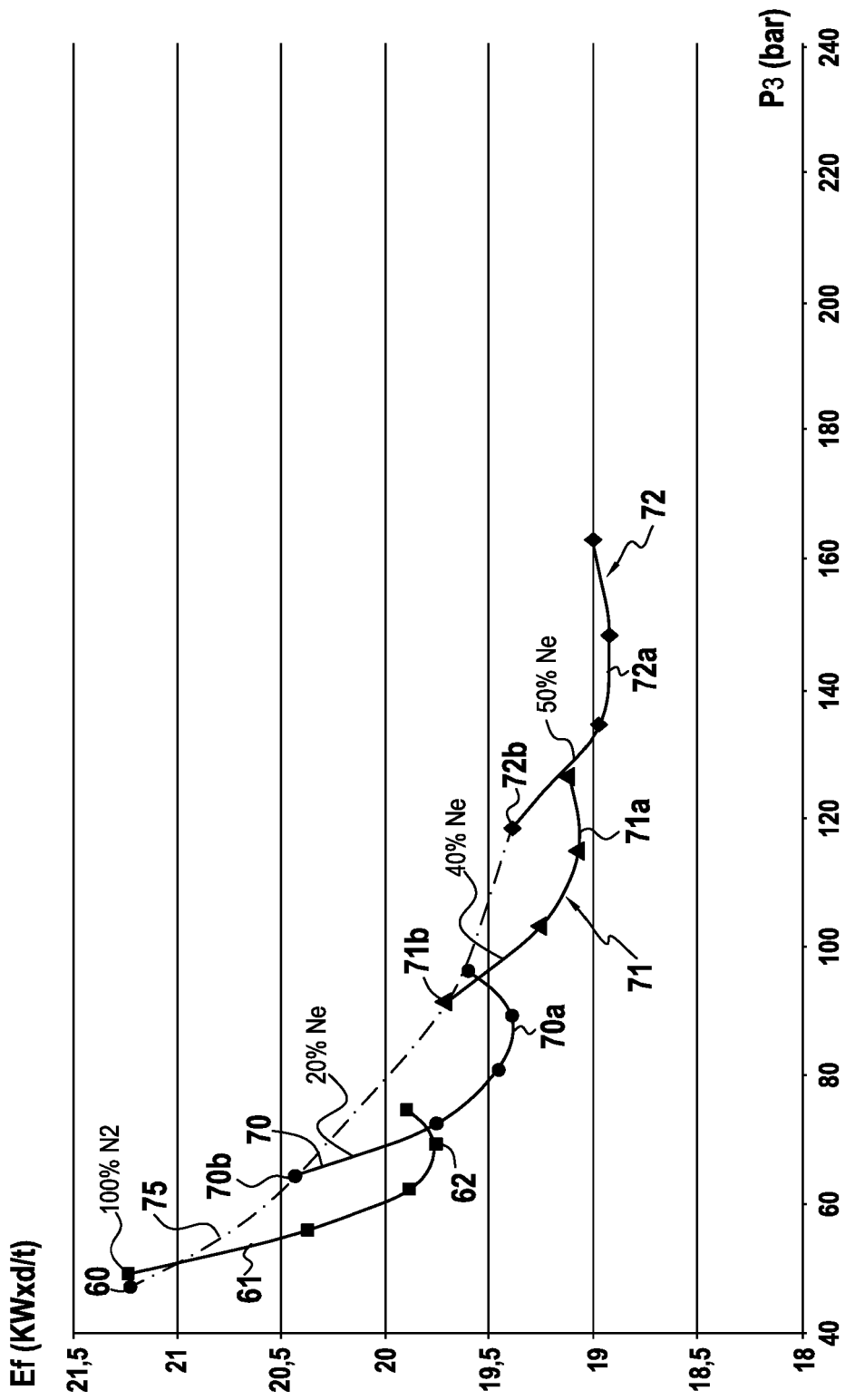


FIG.7A

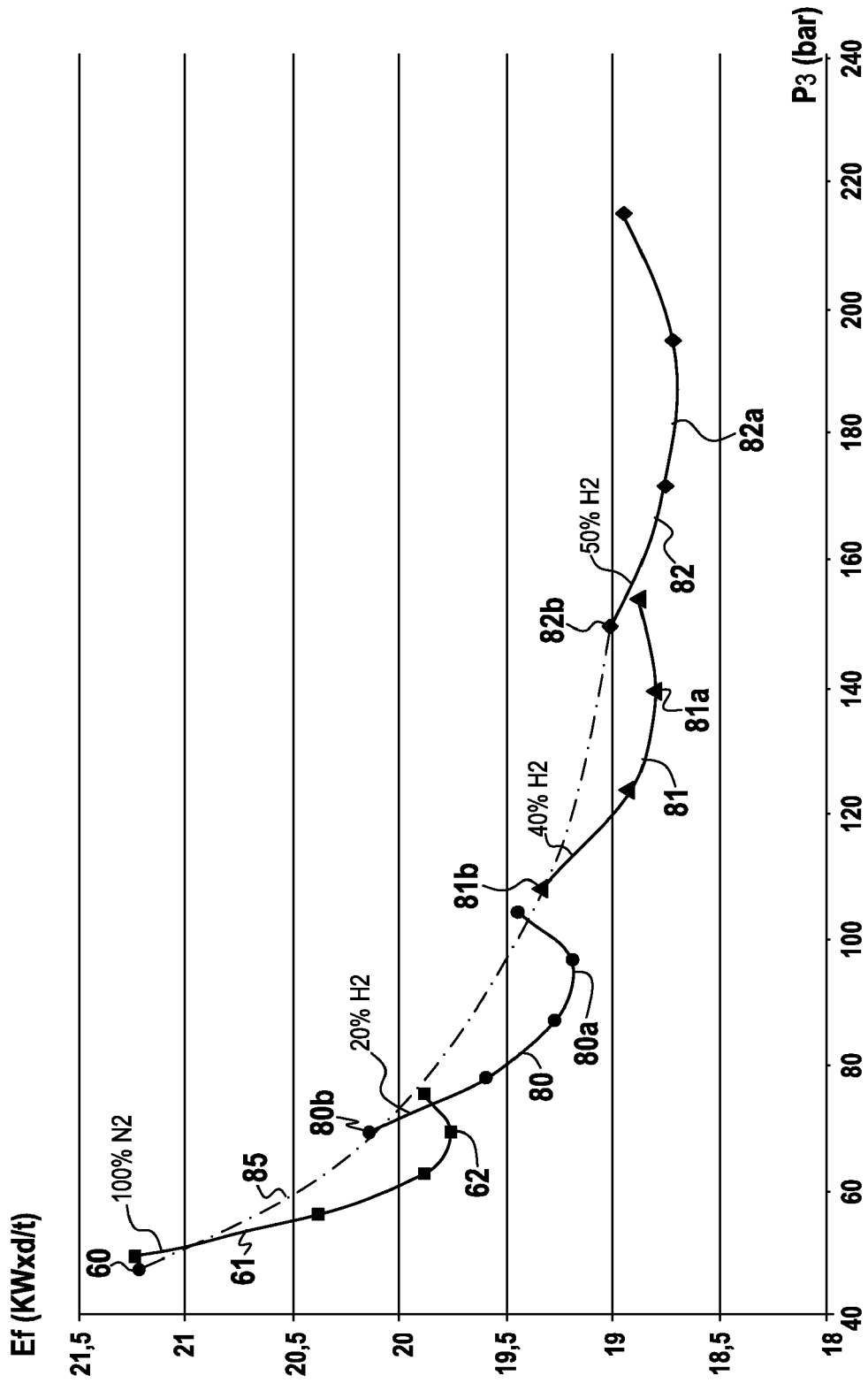


FIG.7B