(19) RÉPUBLIQUE FRANÇAISE

INSTITUT NATIONAL DE LA PROPRIÉTÉ INDUSTRIELLE

COURBEVOIE

(11) **N° de publication :** ***3 147 839***

(à n'utiliser que pour les commandes de reproduction)

(21) **N° d'enregistrement national :** **23 03834**

(51) Int Cl[8] : ***F 04 B 19/00*** *(2023.01)*

(12) DEMANDE DE BREVET D'INVENTION A1

(22) **Date de dépôt :** 17.04.23.

(30) **Priorité :**

(43) **Date de mise à la disposition du public de la demande :** 18.10.24 Bulletin 24/42.

(56) **Liste des documents cités dans le rapport de recherche préliminaire :** *Se reporter à la fin du présent fascicule*

(60) **Références à d'autres documents nationaux apparentés :**

( ) **Demande(s) d'extension :**

(71) **Demandeur(s) :** *RABHI Vianney* — FR.

(72) **Inventeur(s) :** RABHI Vianney.

(73) **Titulaire(s) :** RABHI Vianney.

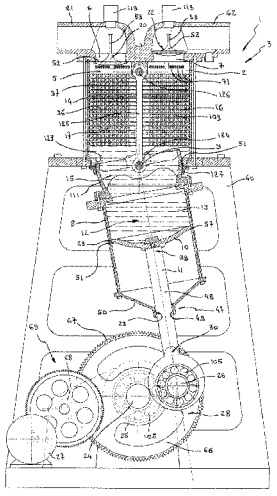
(74) **Mandataire(s) :** COLBERT INNOVATION.

(54) Compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide.

(57) COMPRESSEUR-DETENDEUR LENT A PISTON MECANO-LIQUIDE

Le compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide (1) comprend un cylindre à liquide (8) qui pivote autour d'un axe de basculement (9) et dans lequel translate un piston hydraulique (10) qui est fixement solidaire d'une tige de liaison (11) reliée à une manivelle (26) d'un arbre à manivelle (24) dont l'axe de rotation est parallèle à l'axe de basculement (9), tandis que des moyens de guidage de piston (23) maintiennent la tige de liaison (11) et le piston hydraulique (10) toujours parallèles au cylindre à liquide (8), ces deux derniers formant un volume variable hydraulique (12) rempli d'un liquide de travail (13) qui communique avec un réservoir à gaz et liquide (14) dans lequel sont logés des moyens d'échange et d'accumulation de chaleur (16), ledit réservoir (14) et ledit liquide (13) formant un volume variable pneumatique (2) dans lequel est comprimé ou détendu un gaz de travail (5).

Figure pour l'abrégé : Fig. 1



FR 3 147 839 - A1

Description

Titre de l'invention : Compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide

[0001] La présente invention est relative à un compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide.

[0002] Divers compresseurs sont utilisés pour comprimer des gaz dans de nombreux domaines de l'activité humaine, que ce soit dans l'industrie, l'agriculture ou le transport, mais aussi dans le secteur résidentiel ou commercial, particulièrement pour produire de la chaleur ou du froid au moyen de pompes à chaleur.

[0003] Qu'il s'agisse de produire l'air comprimé nécessaire à des machines ou procédés, ou d'assurer le fonctionnement de pompes à chaleur destinées au chauffage ou à la climatisation, le rendement des compresseurs est un facteur déterminant qui a un fort impact sur la consommation énergétique.

[0004] Dans la plupart des applications, la chaleur produite lors de la compression d'un gaz constitue une perte énergétique irrécupérable. Pour lesdites applications, le compresseur idéal serait un compresseur isotherme, c'est à dire qui évacue, au fur et à mesure qu'elle est produite, la chaleur résultant de la compression du gaz afin de minimiser le travail nécessaire à ladite compression.

[0005] Toutefois, en pratique, réaliser un compresseur parfaitement isotherme est impossible car pour céder la chaleur issue de la compression d'un gaz au fur et à mesure de sa production, il faut qu'existe un écart de température entre ledit gaz et un puits d'absorption de chaleur.

[0006] Il est cependant possible de s'approcher d'une compression isotherme en utilisant des moyens d'exportation de chaleur positionnés au cœur des gaz, lesdits moyens exposant autant que possible une grande surface d'échange thermique auxdits gaz, imprimant à ces derniers des mouvements turbulents favorables aux échanges thermiques par convection, ceci tout en confinant toute émission de chaleur par rayonnement dans une enceinte close et en laissant le temps aux échanges thermiques de se produire.

[0007] Toutefois, une compression quasi isotherme ne suffit pas à garantir à un compresseur un rendement élevé car des pertes énergétiques non-thermodynamiques sont inévitables qu'il faut minimiser.

[0008] Parmi lesdites pertes énergétiques non-thermodynamiques figurent les pertes mécaniques par frottement du compresseur lui-même ou celles liées à ses accessoires, les pertes de pression dites aussi « pertes de charge » survenant soit au niveau des clapets ou soupapes d'entrée et sortie dudit compresseur, soit au niveau des conduits qui relient ledit compresseur aux points de consommation du gaz comprimé ou encore, les

éventuelles pertes d'étanchéité internes ou externes audit compresseur.

[0009] Dans le cadre de la transition écologique, les pompes à chaleur qui intègrent un compresseur de gaz occupent une place essentielle car elles peuvent chauffer et climatiser les bâtiments à moindre coût énergétique, ceci en prélevant de la chaleur renouvelable dans l'environnement.

[0010] Avec le réchauffement climatique qui sévit au plan mondial et du fait de l'évolution des modes de vie, à elle seule, la climatisation des bâtiments consomme déjà plus de dix pourcent de l'électricité produite dans le monde, cette part étant destinée à croitre significativement dans les années à venir tant en proportion qu'en volume, au point que le rendement des pompes à chaleur représente un enjeu énergétique majeur.

[0011] Il en est de même pour le chauffage des bâtiments qui absorbe à lui seul plus de vingt pourcent de l'énergie primaire mondiale et qui, dans les décennies à venir, est destiné à recourir massivement à des pompes à chaleur à basse température, lesdites pompes étant les plus efficaces.

[0012] Le principe des pompes à chaleur actuellement utilisées dans le monde repose principalement sur le changement d'état, de vapeur à liquide ou inversement, d'un fluide frigorigène dont la pression de vapeur saturante est adaptée à la plage de température de chauffage ou de réfrigération visée, et aux pressions que peuvent supporter les installations.

[0013] Les cycles frigorifiques à changement d'état, ou de phase, présentent l'avantage d'une grande densité de puissance calorifique ou frigorifique car ils exploitent la chaleur latente d'évaporation ou de condensation d'un fluide frigorigène en modulant la pression et la température dudit fluide pour qu'il s'évapore ou qu'il se condense.

[0014] En l'état actuel de l'art et de la technique et tenant compte des contraintes économiques, technologiques, physiques, et de réalisation des pompes à chaleur, les cycles frigorifiques à changement d'état restent de loin les plus performants

[0015] Toutefois, tous les cycles frigorifiques ne recourent pas au changement d'état d'un fluide frigorifique spécialement formulé.

[0016] Par exemple le cycle de Brayton-Joule, aussi appelé cycle de Bell-Coleman, prévoit la compression et la détente isentropique d'un gaz sans changement d'état, avec, après ladite compression, cession de chaleur par ledit gaz à un environnement plus froid à pression constante et avec, après ladite détente, ponction de chaleur par ledit gaz à une enceinte à refroidir, également à pression constante.

[0017] Cependant, l'efficacité pratique du cycle de Bell-Coleman reste faible, avec en pratique, un coefficient de performance à peine supérieur un et même souvent inférieur à un, contrairement aux pompes à chaleur à changement d'état et fluide frigorigène, dont le coefficient de performance peut culminer à quatre, voire cinq pour un, ce qui signifie que pour une unité d'énergie investie, on récupère jusqu'à quatre à cinq unités

d'énergie sous forme calorifique ou frigorifique.

[0018] Du fait de sa faible efficacité énergétique pratique, le cycle de Bell-Coleman, n'est principalement utilisé que lorsque de l'air comprimé est naturellement disponible, ce qui peut être le cas dans les avions, et à bord de certains trains.

[0019] Contrairement aux pompes à chaleur à cycle de Bell-Coleman, du fait de leur rendement élevé, les pompes à chaleur à fluide frigorigène et changement d'état sont largement utilisées pour chauffer ou climatiser les bâtiments.

[0020] Et pourtant, le rendement des pompes à chaleur à fluide frigorigène reste très en deçà du rendement idéal de Carnot qui, en prenant les écarts de température usuellement retenus pour effectuer les mesures, donnerait un coefficient de performance supérieur à vingt tandis que les meilleures pompes à chaleur actuellement commercialisées délivrent un coefficient de performance de cinq.

[0021] Mais le rendement idéal de Carnot n'est qu'un indicateur du rendement maximal théoriquement accessible car il ne prend pas en compte les écarts de température nécessaires pour que s'opèrent les échanges de chaleur, ni les contraintes mécaniques et pratiques de réalisation des pompes à chaleur.

[0022] Il y aurait pourtant un avantage important, du fait de la raréfaction de l'énergie et des enjeux climatiques et écologiques liés à ladite énergie, à maximiser le coefficient d'efficacité des pompes à chaleur utilisées pour produire du chauffage, de la climatisation, ou de la réfrigération au plus proche possible du rendement idéal de Carnot.

[0023] Sous réserve de disposer d'une machine de compression et de détente adaptée et performante, il est effectivement possible de s'approcher du rendement du cycle idéal de Carnot.

[0024] Pour tenir cet objectif, le compresseur de ladite machine doit comprimer un gaz en deux étapes successives.

[0025] La première étape consiste en une compression adiabatique qui s'opère jusqu'à ce que la température dudit gaz soit suffisamment haute pour que ce dernier puisse céder de la chaleur par exemple à un circuit de chauffage de bâtiments, tandis que la seconde étape est une compression isotherme durant laquelle la température atteinte par ledit gaz en fin de compression adiabatique est conservée durant le reste de la compression dudit gaz, en cédant au fur et à mesure audit circuit de chauffage la chaleur produite par ladite compression isotherme et ceci, jusqu'au refoulement dudit gaz hors dudit compresseur.

[0026] Ensuite, le détendeur de ladite machine doit détendre le gaz qui a été préalablement comprimé selon le processus inverse à celui qui vient d'être décrit, également en deux étapes successives.

[0027] La première étape consiste en une détente adiabatique qui se produit jusqu'à ce que la température dudit gaz soit suffisamment basse pour que ce dernier puisse prélever de

la chaleur par exemple dans l'environnement extérieur audit bâtiment, tandis que la seconde étape est une détente isotherme durant laquelle la température atteinte par ledit gaz en fin de détente adiabatique est conservée durant le reste de la détente dudit gaz, en prélevant au fur et à mesure dans ledit environnement la chaleur nécessaire au maintien de ladite température pendant le reste de ladite détente isotherme et ceci, jusqu'au refoulement dudit gaz hors dudit détendeur.

[0028] L'un des avantages d'une telle pompe à chaleur est de ne plus recourir à des fluides frigorigènes polluants, toxiques ou combustibles, qui pour certains détruisent la couche d'ozone ou produisent un puissant effet de serre.

[0029] Ne plus dépendre des fluides frigorigènes revêt une importance d'autant plus grande que la règlementation prévoit d'interdire dès l'an deux-mille trente les fluides frigorigènes dont le pouvoir de réchauffement climatique est supérieur ou égal à cent-cinquante fois celui du dioxyde de carbone.

[0030] Ces dispositions réglementaires vont réduire le nombre de fluides frigorigènes utilisables dans les pompes à chaleur conventionnelles, et vont significativement impacter la technologie desdites pompes, voire augmenter le prix de revient desdites pompes.

[0031] Le substitut le plus probable aux fluides frigorigènes actuellement utilisés dans les pompes à chaleur conventionnelles est le dioxyde de carbone, qui est un gaz non-polluant dont le pouvoir de réchauffement global spécifique est faible, mais qui a pour principal inconvénient des pressions opérationnelles élevées de plus de cent atmosphères, ce qui rend l'étanchéité et la sécurité des installations plus difficiles à garantir.

[0032] On comprend donc tout l'intérêt de reproduire aussi fidèlement que possible le cycle idéal de pompe à chaleur de Sadi Carnot, en réalisant un compresseur et un détendeur volumétriques quasi-isothermes qui utilisent un fluide qui reste à l'état gazeux durant l'entièreté dudit cycle.

[0033] Cette voie n'est possible qu'en imposant au gaz une température de consigne stable durant sa compression ou sa détente isotherme, ce qui peut être réalisé avec un média qui stocke de la chaleur directement dans une chambre de compression ou de détente, ledit média étant associé à des moyens qui exportent ladite chaleur lors de la phase de compression, ou qui importent ladite chaleur en phase de détente.

[0034] Plusieurs concepts décrivent des compresseurs ou détendeurs proches de l'isotherme avec des moyens de stockage et d'import ou d'export de chaleur.

[0035] C'est le cas par exemple de la machine quasi isotherme que décrit le brevet GB2534244, ladite machine comprenant un piston qui est orienté vers le bas et qui présente une structure d'absorption et de restitution de chaleur, ledit piston comprimant un gaz dans un volume variable dans le bas duquel réside un volume de fluide constant.

[0036] Selon l'invention du brevet GB2534244, ledit piston comprime ou détend ledit gaz tout en forçant ce dernier à se refroidir ou à se réchauffer au contact de la structure d'absorption et de restitution de chaleur, ladite structure pouvant être constituée de feuilles de métal qui, quand elles sont hors du liquide échangent de la chaleur avec le gaz, cependant que quand elles plongent dans ledit liquide, elles échangent de la chaleur avec ce dernier.

[0037] Selon l'invention du brevet GB2534244, le liquide reste approximativement immobile contrairement aux compresseurs à piston liquide selon lesquels le liquide est au contraire mobile, ce qui implique que ledit liquide ne soit pas soumis à des décélérations trop éloignées de la gravité terrestre sous peine de provoquer de la cavitation et de l'affolement dudit liquide.

[0038] A contrario, l'invention du brevet GB2534244 permet ainsi de fabriquer un compresseur ou un détendeur à rotation rapide sans entraîner le liquide en mouvement, ce qui présente l'avantage de conférer audit compresseur ou audit détendeur une densité de puissance volumique élevée.

[0039] On note que la configuration particulière du brevet GB2534244 propose un système à bielle et manivelle relativement classique pour actionner le piston porteur de la structure d'absorption et de restitution de chaleur.

[0040] Une autre approche consiste en déplacer un liquide par l'intermédiaire d'un piston qui translate dans un cylindre comme le prévoit le brevet CN111734604, ledit liquide, contrairement au brevet GB2534244, submergeant un dissipateur thermique statique.

[0041] A l'instar du brevet CN111734604, de nombreuses publications font également état de pistons liquides qui forcent alternativement un gaz et un liquide à traverser un média poreux ou un système d'accumulation et de restitution de chaleur.

[0042] Cette approche technique est notamment retenue par divers programmes de recherche dédiés à des systèmes de stockage d'énergie sous la forme d'air comprimé, par exemple destinés à accumuler de l'énergie renouvelable produite par des éoliennes en mer.

[0043] Il ressort de la plupart de ces dispositifs que le rendement de compression ou de détente dépend fortement de la surface totale d'échange thermique entre le gaz, le liquide et les structures d'absorption et de restitution de chaleur quelle qu'en soit la nature, mais aussi, du temps laissé auxdits échanges pour s'opérer.

[0044] Pour favoriser lesdits échanges, il est donc préférable de réaliser des compresseurs ou détendeurs à rotation lente, ceci en contrepartie d'une puissance volumique moindre.

[0045] Outre le temps laissé aux échanges thermiques de se produire, l'avantage de compresseurs ou détendeurs à rotation lente est qu'ils laissent du temps au transvasement des gaz de s'opérer, de sorte à limiter les pertes de pression aux ports d'entrée et de sortie desdits compresseurs et détendeurs.

[0046] En effet, si ces derniers tournent lentement, leur diagramme pression-volume thermodynamique effectif sera proche du diagramme théorique idéal car moins déformé par le transvasement des gaz, et le rendement pratique d'une pompe à chaleur intégrant lesdits compresseurs et détendeurs sera plus proche du rendement théorique maximal accessible selon le cycle idéal de Carnot.

[0047] Car en effet, les efforts d'inertie qui réduisent la performance des clapets et soupapes pilotées chargés de transvaser les gaz dans ou hors d'un compresseur ou d'un détendeur évoluent peu ou prou avec le carré de la vitesse de rotation dudit compresseur ou dudit détendeur.

[0048] Il en résulte un retard à l'ouverture et/ou à la fermeture desdits clapets et soupapes qui nuit à l'efficacité du cycle thermodynamique.

[0049] En conséquence de ce qui précède, une pompe à chaleur monophasique à rotation lente qui comprime et détend un gaz suivant le cycle de Carnot occupera à priori plus de volume que son équivalent conventionnel dont le fluide frigorigène passe successivement de l'état gazeux à l'état liquide et inversement, et dont le compresseur opère à vitesse élevée.

[0050] Le problème des compresseurs et détendeurs à rotation lente est qu'à même puissance, les pièces mécaniques qui les constituent sont soumises à des efforts plus élevés que celles qui constituent leur équivalent plus rapide, et que les fortes dimensions desdites pièces qui découlent desdits efforts génèrent des pertes énergétiques par frottement élevées.

[0051] Outre la grande dimension desdites pièces, l'inconvénient de la rotation lente desdits compresseurs ou détendeurs est qu'elle est défavorable à l'établissement d'un régime de lubrification hydrodynamique entre lesdites pièces, que ce soit par exemple à l'interface de frottement d'un piston dans un cylindre, ou au niveau des liaisons pivot entre ledit piston et une bielle, entre ladite bielle et la manivelle d'un vilebrequin, et entre ce dernier et un carter.

[0052] Il serait donc très avantageux de mettre en œuvre des pistons liquides couplés avec des moyens d'échange, de stockage, de restitution, d'import et d'export de chaleur, au moyen de machines lentes à très haut rendement mécanique qui laissent un temps suffisamment long d'une part, aux échanges thermiques pour en maximiser l'efficacité, et d'autre part, au transvasement des gaz pour en minimiser les pertes énergétiques.

[0053] Une telle configuration permettrait de produire des pompes à chaleur à haute performance énergétique, délivrant un rendement plus proche de celui du cycle idéal de Carnot que leur homologues conventionnelles qui opèrent un fluide frigorigène à changement d'état, et ne nécessitant par exemple que de l'air atmosphérique et de l'eau pour fonctionner.

[0054] Il serait par exemple possible d'obtenir de ladite configuration un coefficient de per-

formance de l'ordre de sept, là où dans les mêmes conditions de mesure et dans le même environnement le coefficient de performance de la meilleure pompe à chaleur à fluide frigorigène du marché serait de l'ordre de cinq.

[0055] Mais, comme cela a été précédemment décrit, pour obtenir un tel écart de rendement, il faut réaliser une compression et une détente quasi isothermes en favorisant au maximum les échanges thermiques durant ladite compression et ladite détente, limiter au maximum les pertes par transvasement, les pertes par fuites de gaz internes ou externes, et limiter au maximum les pertes par frottement.

[0056] Par exemple, le coefficient de performance d'une pompe à chaleur monophasique à cycle de Carnot, vu sa nécessité de comprimer une plus grande quantité de gaz que son homologue à fluide frigorigène à changement d'état, est forcément très sensible au rendement énergétique de son dispositif de transmission mécanique, ledit rendement, s'il est insuffisant, ayant pour conséquence de conférer à ladite pompe à chaleur monophasique à cycle de Carnot un rendement moins élevé que celui de sa dite homologue.

[0057] En effet, comme une pompe à chaleur monophasique à cycle de Carnot doit comprimer une plus grande quantité de gaz que son homologue à fluide frigorigène à changement d'état, le coefficient de performance de ladite pompe à chaleur monophasique est très dépendant du rendement énergétique de son dispositif de transmission mécanique de compression et de détente du gaz.

[0058] Si ledit rendement est insuffisant, ladite pompe à chaleur monophasique aura un coefficient de performance moins élevé que celui de son homologue à fluide frigorigène.

[0059] Cette sensibilité au rendement mécanique de compression et de détente d'une pompe à chaleur monophasique à cycle de Carnot est d'autant plus grande quand on vise par exemple un coefficient de performance supérieur à cinq.

[0060] Par exemple, une pompe à chaleur monophasique à cycle de Carnot qui délivre dix kilowatts de puissance thermique avec un coefficient de performance de cinq, nécessite un apport d'énergie externe d'une puissance de deux kilowatts sous la forme de travail mécanique.

[0061] Si le rendement mécanique de ladite pompe à chaleur monophasique est médiocre et forme une perte mécanique de un kilowatt, le coefficient de performance de ladite pompe chute de cinq à trois virgule trois, et la facture énergétique du possesseur de ladite pompe augmente de cinquante pourcent.

[0062] En ce cas, ladite pompe à chaleur monophasique perd tout son intérêt ou presque par rapport à son équivalent conventionnel à fluide frigorigène à changement d'état.

[0063] C'est pourquoi le compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide suivant l'invention prévoit une configuration innovante à très haut rendement mécanique et volumétrique, couplée à des échanges et flux thermiques efficaces, de sorte à conférer, notamment aux pompes à chaleur monophasiques à cycle de Carnot qui en résultent,

un coefficient de performance significativement plus élevé que celui de leur équivalent conventionnel à fluide frigorigène à changement d'état.

[0064] Ainsi, le compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide suivant l'invention est principalement prévu pour réaliser d'une part, des compresseurs et/ou des détendeurs à haut rendement énergétique utilisables dans tout domaine d'activité, et d'autre part, des pompes à chaleur à haut coefficient de performance.

[0065] Il résulte notamment du compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide suivant l'invention une pompe à chaleur :

- Qui délivre un coefficient de performance plus élevé que celui des pompes à chaleur conventionnelles à fluide frigorigène à changement d'état, ladite pompe selon l'invention réduisant donc, toutes choses égales par ailleurs, l'énergie nécessaire à la production de chaleur ou de froid ;
- Dont le rendement thermodynamique est proche de celui du cycle idéal de Carnot qui ne peut être dépassé, au point que selon toute vraisemblance, le remplacement de ladite pompe à chaleur par un autre concept ne pourra guère être motivé par une amélioration supplémentaire du rendement ;
- Qui ne recourt à aucun fluide frigorigène nuisible à la santé ou à l'environnement, ladite pompe pouvant fonctionner par exemple avec de l'air atmosphérique ou de l'azote et échapper à toute contrainte règlementaire ou de sécurité relative à la manipulation, au stockage ou au recyclage de fluides frigorigènes ;
- Dont la plage de température de fonctionnement est très étendue du fait de la non-dépendance de ladite pompe à quelque fluide frigorigène que ce soit, ladite pompe pouvant fonctionner en mode chauffage ou climatisation dans n'importe quelle région du monde sans préjudice pour son rendement ;
- De conception simple, au point que ladite pompe peut être produite dans pratiquement tous les pays du monde dans des ateliers au niveau technique modeste, notamment en assemblant des composants à faible prix de revient, facilement réalisables, ou largement disponibles sur le marché ;
- Dont la configuration mécanique simple permet d'en assurer la maintenance sans grande compétence technique, et à moindre coût ;
- Qui permet à n'importe quel plombier-chauffagiste qualifié de réaliser de façon simple et accessible un réseau de chauffage et de climatisation qui s'intègre facilement aux bâtiments et à l'environnement desdits bâtiments, ceci sans nécessiter d'agrément ou de certification lié à la manipulation de gaz dangereux pour la santé et l'environnement ;
- Dont le mécanisme robuste, lui confère une durée de vie qui peut atteindre, sous réserve du remplacement de pièces mineures, plusieurs décennies voire

plus d'un siècle sans détérioration ni du fonctionnement ni du rendement de ladite pompe, une telle durée de vie constituant un avantage supplémentaire de ladite pompe pour l'environnement en comparaison avec les pompes à chaleur conventionnelles à fluide frigorigène quand on analyse l'entièreté du cycle de vie desdites pompes, incluant la fabrication et le recyclage ;

- Qui est silencieuse et qui peut s'intégrer dans les bâtiments en produisant des nuisances sonores minimales ;
- Dont l'agencement permet d'exposer à moindre coût de larges surfaces d'échange de chaleur avec l'environnement, en recourant à des moto ventilateurs à faible régime de rotation, à basse consommation énergétique, et à faibles émissions acoustiques ;
- Dont la fabrication ne requiert ni matériau rare ou stratégique, ni savoir-faire et connaissances de haute technologie ;

[0066] Il est entendu que le compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide suivant l'invention s'adresse, outre aux pompes à chaleur, aux compresseurs, et aux détendeurs de gaz, à toute autre application voisine dans son concept et dans son principe qui pourrait avantageusement tirer parti des caractéristiques et fonctionnalités particulières dudit compresseur-détendeur selon l'invention.

[0067] Les autres caractéristiques de la présente invention ont été décrites dans la description et dans les revendications secondaires dépendantes directement ou indirectement de la revendication principale.

[0068] Le compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide définissant un volume variable pneumatique qui forme un compresseur ou un détendeur, un gaz de travail pouvant entrer dudit volume via un port d'entrée ou sortir dudit volume via un port de sortie, comprend :

- Un cylindre à liquide qui peut, directement ou indirectement, pivoter autour d'un axe de basculement qui est perpendiculaire à l'axe dudit cylindre et qui est solidaire d'un bâti statique ;
- Un piston hydraulique qui peut translater de façon étanche dans le cylindre à liquide pour former avec ce dernier un volume variable hydraulique qui est en tout ou partie rempli d'un liquide de travail ;
- Un réservoir à gaz et liquide qui est relié au volume variable hydraulique par un conduit de communication, de sorte que ledit réservoir se remplisse majoritairement ou totalement de liquide de travail lorsque le volume variable hydraulique est minimal, et se remplisse partiellement ou totalement de gaz de travail lorsque le volume variable hydraulique est maximal, la variation de volume absolue du gaz de travail contenu dans le volume variable pneumatique formant d'une part, le volume variable pneumatique, et étant

d'autre part, approximativement égale à la variation de volume absolue du liquide de travail contenu dans le volume variable hydraulique ;

- Des moyens d'échange et d'accumulation de chaleur logés dans le réservoir à gaz et liquide, lesdits moyens pouvant d'une part, échanger de la chaleur avec le gaz de travail ou avec le liquide de travail et d'autre part, stocker temporairement tout ou partie de ladite chaleur ;
- Des moyens d'export ou d'apport de chaleur qui prennent ou qui cèdent directement ou indirectement de la chaleur aux moyens d'échange et d'accumulation de chaleur et/ou au liquide de travail et/ou au gaz de travail, ladite chaleur prise étant ensuite cédée à des moyens de chauffage ou ladite chaleur cédée ayant été préalablement prise à des moyens de refroidissement, lesdits moyens de chauffage et lesdits moyens de refroidissement étant externes au réservoir à gaz et liquide ;
- Des moyens de remplissage qui permettent ou interdisent le passage de gaz de travail depuis un plenum d'admission vers le réservoir à gaz et liquide via le port d'entrée ;
- Des moyens de vidange qui permettent ou interdisent le passage de gaz de travail depuis le réservoir à gaz et liquide vers un plenum de refoulement via le port de sortie ;
- Une tige de liaison dont une première extrémité de tige est fixement solidaire du piston hydraulique, ladite tige étant approximativement parallèle à l'axe longitudinal dudit piston ;
- Des moyens de guidage de piston qui maintiennent le piston hydraulique et la tige de liaison parallèles audit cylindre, quelle que soit la position dudit piston dans ledit cylindre ;
- Un arbre à manivelle qui peut tourner autour d'un axe parallèle à l'axe de basculement dans au moins un palier d'arbre, et qui présente au moins une manivelle autour de laquelle s'articule une deuxième extrémité de tige de la tige de liaison ;
- Au moins un moteur d'entrainement qui entraîne directement ou indirectement en rotation l'arbre à manivelle ;
- Des moyens de stockage d'énergie cinétique qui sont directement ou indirectement reliés à l'arbre à manivelle.

[0069] Le compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide suivant l'invention comprend un axe de basculement qui est une rotule tubulaire qui termine le cylindre à liquide et dont l'intérieur forme en tout ou partie le conduit de communication, ladite rotule pouvant pivoter de façon étanche dans un logement femelle de rotule solidaire du réservoir à gaz et liquide.

[0070] Le compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide suivant l'invention comprend une rotule tubulaire qui reçoit en son centre un axe de rotule qui est parallèle à l'axe de basculement, ledit axe s'articulant autour d'une suspente de rotule qui est directement ou indirectement solidaire du réservoir à gaz et liquide.

[0071] Le compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide suivant l'invention comprend une suspente de rotule qui est reliée au réservoir à gaz et liquide par l'intermédiaire d'une liaison de suspente articulée autour de laquelle peut tourner ladite suspente.

[0072] Le compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide suivant l'invention comprend un cylindre à liquide et un réservoir à gaz et liquide qui forment un ensemble rigide qui pivote autour de l'axe de basculement.

[0073] Le compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide suivant l'invention comprend des moyens d'échange et d'accumulation de chaleur qui sont constitués d'un média poreux qui présente des porosités dans lesquelles entrent et desquelles sortent alternativement le liquide de travail et le gaz de travail.

[0074] Le compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide suivant l'invention comprend des moyens d'export ou d'apport de chaleur qui sont constitués d'une partie circulante du liquide de travail, ladite partie sortant du cylindre à liquide ou du réservoir à gaz et liquide via un conduit de sortie de liquide pour revenir dans ledit cylindre ou dans ledit réservoir via un conduit d'entrée de liquide, ceci après avoir cédé de la chaleur aux moyens de chauffage ou après avoir pris de la chaleur aux moyens de refroidissement.

[0075] Le compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide suivant l'invention comprend des moyens d'export ou d'apport de chaleur qui sont constitués d'au moins un conduit échangeur de chaleur logé dans le réservoir à gaz et liquide et dans lequel circule un fluide caloporteur qui transporte la chaleur prise ou cédée aux moyens d'échange et d'accumulation de chaleur et/ou au liquide de travail et/ou au gaz de travail jusqu'aux moyens de refroidissement ou aux moyens de chauffage via des conduits de transport de chaleur.

[0076] Le compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide suivant l'invention comprend des moyens d'échange et d'accumulation de chaleur qui sont constitués d'au moins une buse de pulvérisation de liquide alimentée par une pompe de pulvérisation de liquide, ladite buse pouvant atomiser du liquide de travail en fines gouttelettes dans le volume interne du réservoir à gaz et liquide.

[0077] Le compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide suivant l'invention comprend un axe de basculement qui est constitué d'une piste de roulement qui est solidaire du bâti statique et sur laquelle peut rouler une surface de roulement qui est directement ou indirectement solidaire du cylindre à liquide, une roue dentée de piste de roulement dont le cercle primitif coïncide avec la ligne de contact entre la piste de roulement et la surface de roulement étant solidaire du bâti statique et coopérant avec une roue dentée

de surface de roulement qui est directement ou indirectement solidaire du cylindre à liquide.

[0078] Le compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide suivant l'invention comprend des moyens de guidage de piston qui sont constitués d'une liaison pivot glissant formée entre une surface cylindrique externe que présente la tige de liaison et une bague de glissement qui est solidairement reliée au cylindre à liquide par l'intermédiaire d'une structure porteuse de bague.

[0079] Le compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide suivant l'invention comprend des moyens de guidage de piston qui sont constitués d'une jupe de guidage aménagée en périphérie du piston hydraulique, ladite jupe pouvant translater à faible jeu dans ledit cylindre.

[0080] Le compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide suivant l'invention comprend des moyens de remplissage et/ou des moyens de vidange qui sont constitués d'au moins un clapet de compresseur et/ou d'au moins une soupape pilotée de compresseur cependant qu'en fonctionnement, le gaz de travail est expulsé du réservoir à gaz et liquide via le plenum de refoulement sous une pression supérieure à celle sous laquelle il a été préalablement introduit dans ledit réservoir via le plenum d'admission tandis que les moyens d'export ou d'apport de chaleur cèdent de la chaleur aux moyens de chauffage, de sorte que le volume variable pneumatique forme un compresseur.

[0081] Le compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide suivant l'invention comprend des moyens de remplissage et/ou des moyens de vidange qui sont constitués d'au moins une soupape pilotée de détendeur cependant qu'en fonctionnement, le gaz de travail est expulsé du réservoir à gaz et liquide via le plenum de refoulement sous une pression inférieure à celle sous laquelle il a été préalablement introduit dans ledit réservoir via le plenum d'admission tandis que les moyens d'export ou d'apport de chaleur prennent de la chaleur aux moyens de refroidissement, de sorte que le volume variable pneumatique forme un détendeur.

[0082] Le compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide suivant l'invention comprend un plenum de refoulement du compresseur qui est relié au plenum d'admission du détendeur par un conduit de gaz à haute pression de sorte que le gaz de travail refoulé via le plenum de refoulement dudit compresseur est introduit dans ledit détendeur via le plenum d'admission dudit détendeur, l'arbre à manivelle dudit compresseur étant directement ou indirectement relié à l'arbre à manivelle dudit détendeur, ledit compresseur et ledit détendeur coopérant pour former une pompe à chaleur.

[0083] Le compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide suivant l'invention comprend un conduit de gaz à haute pression qui est relié à au moins un réservoir de gaz à haute pression.

[0084] Le compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide suivant l'invention comprend

un plenum d'admission du compresseur et un plenum de refoulement du détendeur qui communiquent par l'intermédiaire d'un réservoir de gaz à basse pression auquel ils sont respectivement reliés par un conduit de gaz à basse pression.

[0085] Le compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide suivant l'invention comprend un plenum d'admission et un plenum de refoulement qui sont positionnés dans la partie supérieure du réservoir à gaz et liquide ce dernier étant lui-même positionné au-dessus du cylindre à liquide de sorte que du fait de la gravité terrestre, le gaz de travail sorte toujours prioritairement du réservoir à gaz et liquide via le plenum de refoulement, et que le liquide de travail entre toujours prioritairement dans ledit réservoir via le plenum d'admission.

[0086] Le compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide suivant l'invention comprend un axe de basculement qui est constitué d'un axe cylindrique creux qui présente au moins une lumière radiale débouchante, ledit axe cylindrique étant positionné au-dessus du réservoir à gaz et liquide, tandis que le plenum d'admission et/ou le plenum de refoulement est relié à un collecteur annulaire de gaz qui entoure ledit axe cylindrique et qui englobe la lumière radiale débouchante de sorte que le gaz de travail peut circuler entre l'intérieur de l'axe cylindrique creux et le plenum d'admission et/ou le plenum de refoulement via la lumière radiale débouchante et le collecteur annulaire de gaz.

[0087] Le compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide suivant l'invention comprend des moyens de stockage d'énergie cinétique qui sont constitués d'un volant d'inertie à basse vitesse qui est solidaire en rotation, d'une part, de l'arbre à manivelle, et d'autre part, d'une couronne dentée que le moteur d'entrainement entraîne en rotation par l'intermédiaire d'au moins un pignon d'entraînement de couronne dont le diamètre primitif est plus petit que celui de ladite couronne cette dernière et ledit pignon formant un système d'engrenage à forte démultiplication, cependant qu'un volant d'inertie à haute vitesse est directement ou indirectement solidaire en rotation du pignon d'entraînement de couronne.

[0088] Le compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide suivant l'invention comprend une pompe de pulvérisation de liquide qui est constituée d'un cylindre de pompe qui est aménagé dans le cylindre à liquide et/ou dans le prolongement dudit cylindre, un piston de pompe mis en mouvement par le piston hydraulique et/ou par le cylindre à liquide pouvant translater dans ledit cylindre de pompe.

[0089] Le compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide suivant l'invention comprend un piston de pompe qui comporte un toucheau de début de course par l'intermédiaire duquel il est mis en mouvement, ledit piston étant rappelé sur une butée de fin de course par une masse de rappel de piston.

[0090] Le compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide suivant l'invention comprend

un piston de pompe qui est mis en mouvement par l'intermédiaire d'un ressort de mise en mouvement.

[0091] Le compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide suivant l'invention comprend une pompe de débordement qui, à chaque tour d'arbre à manivelle, transfère une petite quantité de liquide de travail depuis un réservoir de débordement vers le réservoir à gaz et liquide et/ou le cylindre à liquide.

[0092] Le compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide suivant l'invention comprend un réservoir de débordement qui communique avec le plenum de refoulement, la pression de gaz de travail qui règne dans ledit réservoir étant proche ou identique à celle qui règne dans ledit plenum.

[0093] Le compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide suivant l'invention comprend une pompe de débordement qui comprend un cylindre borgne de pompe dans lequel peut translater de façon étanche un piston de pompe de débordement, ce dernier et ledit cylindre formant un volume variable de pompe de débordement qui, lorsqu'il augmente, se remplit de liquide de travail en provenance du réservoir de débordement via au moins un clapet d'admission de pompe de débordement et qui, lorsqu'il diminue, refoule ledit liquide vers le réservoir à gaz et liquide et/ou le cylindre à liquide via une vanne de refoulement.

[0094] Le compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide suivant l'invention comprend un piston de pompe de débordement qui est un piston étagé bicorps qui comprend un corps de grand diamètre qui présente une face de grande section qui forme l'une des parois du volume variable de pompe de débordement, ledit piston étagé comprenant également, axialement à l'opposé de la face de grande section, un corps de petit diamètre qui peu translater de façon étanche dans un cylindre d'actionnement dont le volume interne est relié directement ou non à celui du cylindre à liquide, ledit corps de petit diamètre présentant une face de petite section sur laquelle s'exerce la pression qui règne dans le cylindre à liquide, ledit piston étagé offrant également, au niveau de la jonction entre le corps de grand diamètre et le corps de petit diamètre, une face de moyenne section de laquelle émerge le corps de petit diamètre, qui est reliée au réservoir de débordement, et qui est soumise à la pression régnant dans ledit réservoir, tandis qu'une butée de piston étagé fixe le volume maximal du volume variable de pompe de débordement et qu'un ressort de rappel de piston bicorps tend à repousser le piston étagé bicorps en direction de sa face de grande section.

[0095] Le compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide suivant l'invention comprend une vanne de refoulement qui comprend un piston actionneur de vanne qui peut translater de façon étanche dans un cylindre d'actionneur de vanne et qui présente, de première part, une face axiale d'actionnement de vanne qui communique avec le réservoir de débordement et sur laquelle s'exerce la pression régnant dans ledit

réservoir, ladite face pouvant soulever un clapet de débordement d'un siège de clapet de débordement lorsque le piston actionneur de vanne se déplace en direction de ladite face ce qui a pour effet de mettre en communication le volume variable de pompe de débordement avec le réservoir à gaz et liquide et/ou le cylindre à liquide via ledit clapet de débordement, et de deuxième part, une face axiale côté cylindre à liquide qui communique avec le cylindre à liquide, sur laquelle s'exerce la pression régnant dans ledit cylindre, et qui peut entrer en contact avec une butée coté cylindre à liquide lorsque le piston actionneur de vanne se déplace en direction de ladite face axiale côté cylindre à liquide, cependant qu'un ressort de rappel de piston d'actionnement tend à repousser le piston actionneur de vanne en direction de sa face axiale d'actionnement de vanne, et qu'un ressort de rappel de clapet de débordement tend à ramener le clapet de débordement au contact du siège de clapet de débordement avec lequel il coopère, l'effort que produit le ressort de rappel de piston d'actionnement étant plus grand que l'effort que produit le ressort de rappel de clapet de débordement.

[0096] Le compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide suivant l'invention comprend un piston de pompe de débordement qui est un piston étagé bicorps qui comprend un corps de grand diamètre qui présente une face de grande section qui est reliée au réservoir de débordement et qui est soumise à la pression régnant dans ledit réservoir, ledit piston étagé comprenant également, axialement à l'opposé de la face de grande section, un corps de petit diamètre qui peu translater de façon étanche dans un cylindre d'actionnement dont le volume interne est relié directement ou non à celui du cylindre à liquide, ledit corps de petit diamètre présentant une face de petite section sur laquelle s'exerce la pression qui règne dans le cylindre à liquide, ledit piston étagé offrant également, au niveau de la jonction entre le corps de grand diamètre et le corps de petit diamètre, une face de moyenne section de laquelle émerge le corps de petit diamètre ladite face formant l'une des parois du volume variable de pompe de débordement, tandis qu'une butée de piston étagé fixe le volume maximal du volume variable de pompe de débordement et qu'un ressort de rappel de piston bicorps tend à repousser le piston étagé bicorps en direction de sa face de petite section.

[0097] Le compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide suivant l'invention comprend une vanne de refoulement qui comprend un piston actionneur de vanne qui peut translater de façon étanche dans un cylindre d'actionneur de vanne et qui présente, de première part, une face axiale d'actionnement de vanne qui communique avec le cylindre à liquide et sur laquelle s'exerce la pression régnant dans ledit cylindre, ladite face pouvant soulever un clapet de débordement d'un siège de clapet de débordement lorsque le piston actionneur de vanne se déplace en direction de ladite face ce qui a pour effet de mettre en communication le volume variable de pompe de débordement avec le réservoir à gaz et liquide et/ou le cylindre à liquide via ledit clapet de dé-

bordement, et de deuxième part, une face axiale côté réservoir qui communique avec le réservoir de débordement, sur laquelle s'exerce la pression régnant dans ledit réservoir, et qui peut entrer en contact avec une butée coté réservoir de débordement lorsque le piston actionneur de vanne se déplace en direction de ladite face axiale côté réservoir, cependant qu'un ressort de rappel de piston d'actionnement tend à repousser le piston actionneur de vanne en direction de sa face axiale d'actionnement de vanne, et qu'un ressort de rappel de clapet de débordement tend à ramener le clapet de débordement au contact du siège de clapet de débordement avec lequel il coopère, l'effort que produit le ressort de rappel de piston d'actionnement étant plus grand que l'effort que produit le ressort de rappel de clapet de débordement.

[0098] Le compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide suivant l'invention comprend des moyens de contrebalancement qui se substituent en tout ou partie aux moyens de guidage de piston pour incliner le cylindre à liquide durant la rotation de l'arbre à manivelle.

[0099] Le compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide suivant l'invention comprend des moyens de contrebalancement qui sont constitués d'un mât de contrebalancement qui, d'une part, comprend une masse de contrebalancement et qui, d'autre part, est articulé autour d'un axe de mât qui est parallèle à l'axe de basculement du cylindre à liquide et qui est solidaire du bâti statique, cependant que le mât de contrebalancement forme avec ledit cylindre une articulation pivotante-glissante et constitue un balourd contraire à celui dudit cylindre.

[0100] La description qui va suivre en regard des dessins annexés et donnés à titre d'exemples non limitatifs permettra de mieux comprendre l'invention, les caractéristiques qu'elle présente, et les avantages qu'elle est susceptible de procurer :

[0101] [Fig.1] est une vue en coupe d'une configuration particulière du compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide selon l'invention selon laquelle l'axe de basculement du cylindre à liquide est une rotule tubulaire dont l'intérieur forme en tout ou partie le conduit de communication, et qui peut pivoter de façon étanche dans un logement femelle de rotule solidaire du réservoir à gaz et liquide.

[0102] [Fig.2] est une vue en coupe du compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide selon l'invention dont le cylindre à liquide et le réservoir à gaz et liquide forment un ensemble rigide qui pivote autour de l'axe de basculement.

[0103] [Fig.3] est une vue tridimensionnelle en coupe de l'ensemble rigide tel que montré en [Fig.2] selon une variante du compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide selon l'invention, une pompe de débordement étant accolée au réservoir à gaz et liquide.

[0104] [Fig.4] est une vue tridimensionnelle éclatée de l'ensemble rigide montré en [Fig.3], sans la pompe de débordement.

[0105] [Fig.5] est un diagramme pression-volume du cycle thermodynamique d'une pompe à chaleur constituée d'un compresseur et d'un détendeur chacun formé du compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide suivant l'invention.

[0106] [Fig.6] est une vue tridimensionnelle d'ensemble vue de l'avant d'une pompe à chaleur constituée d'un compresseur et d'un détendeur chacun formé du compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide suivant l'invention.

[0107] [Fig.7] est une vue tridimensionnelle d'ensemble vue de l'arrière de la pompe à chaleur montrée en [Fig.6].

[0108] [Fig.8] est une vue tridimensionnelle en coupe de la pompe à chaleur montrée en [Fig.6].

[0109] [Fig.9] est une vue schématique de l'environnement et des accessoires d'une pompe à chaleur constituée d'un compresseur et d'un détendeur chacun formé du compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide suivant l'invention.

[0110] [Fig.10] est une vue en coupe schématique d'une pompe de pulvérisation de liquide d'un compresseur formé du compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide suivant l'invention, le piston de pompe de ladite pompe de pulvérisation étant mis en mouvement dans un cylindre de pompe par le piston hydraulique, ledit piston de pompe étant en train d'aspirer du liquide de travail sous l'effet d'une masse de rappel de piston, le clapet d'admission de pompe que comporte ledit piston de pompe étant montré agrandi dans un médaillon.

[0111] [Fig.11] est une vue en coupe schématique qui montre ce qui survient après la [Fig.10] lorsque le piston de pompe est entré au contact de sa butée de fin de course d'aspiration cependant que le piston hydraulique du compresseur selon le compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide suivant l'invention a terminé sa course descendante et entamé sa course ascendante.

[0112] [Fig.12] est une vue en coupe schématique qui montre ce qui survient après la [Fig.11] lorsque le piston hydraulique du compresseur selon le compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide suivant l'invention est à nouveau entré au contact du toucheau de début de course du piston de pompe pour forcer ce dernier à refouler le liquide de travail qu'il avait aspiré en [Fig.10] vers les buses de pulvérisation de liquide via le clapet de refoulement de pompe, ce dernier étant montré agrandi dans un médaillon.

[0113] [Fig.13] est une vue en coupe schématique d'une pompe de pulvérisation de liquide d'un détendeur formé du compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide suivant l'invention, dont le piston de pompe est mis en mouvement dans un cylindre de pompe par le piston hydraulique et par l'intermédiaire d'un ressort de mise en mouvement, ledit piston de pompe étant en train d'aspirer du liquide de travail via un clapet d'admission de pompe que comprend le cylindre pompe, ledit clapet étant montré

agrandi dans un médaillon.

[0114] [Fig.14] est une vue en coupe schématique qui montre ce qui survient après la [Fig.13] lorsque le piston de pompe est arrivé en butée de fin de course d'aspiration cependant que le piston hydraulique du détendeur selon le compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide suivant l'invention a continué sa course ascendante en comprimant le ressort de mise en mouvement, et n'a pas encore engagé sa course descendante.

[0115] [Fig.15] est une vue en coupe schématique qui montre ce qui survient après la [Fig.14] lorsque le piston hydraulique du détendeur selon le compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide suivant l'invention a commencé sa course descendante ce qui a pour effet de décomprimer le ressort de mise en mouvement, le piston de pompe restant au contact de sa butée de fin de course ascendante.

[0116] [Fig.16] est une vue en coupe schématique qui montre ce qui survient après la [Fig.15] lorsque le ressort de mise en mouvement a été détendu au point que le piston hydraulique du détendeur selon le compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide suivant l'invention a entrainé dans son mouvement le piston de pompe et a forcé ce dernier à refouler le liquide de travail qu'il avait aspiré en [Fig.13] vers les buses de pulvérisation de liquide via le clapet de refoulement de pompe, ce dernier étant montré agrandi dans un médaillon.

[0117] [Fig.17] est une vue en coupe tridimensionnelle d'une pompe de débordement et d'un réservoir de débordement prévus pour un compresseur formé du compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide suivant l'invention.

[0118] [Fig.18] est une vue en coupe schématique d'une pompe de débordement pour un compresseur formé du compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide suivant l'invention, la pression régnant dans le réservoir de débordement de ladite pompe étant supérieure à la pression régnant dans le cylindre à liquide ce qui a pour effet de remplir le volume variable de pompe de débordement de liquide de travail provenant dudit réservoir de débordement.

[0119] [Fig.19] est une vue en coupe schématique qui montre ce qui survient après la [Fig.18] lorsque la pression régnant dans le réservoir de débordement de la pompe de débordement du compresseur formé du compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide suivant l'invention devient sensiblement égale à la pression régnant dans le cylindre à liquide, ce qui permet au ressort de rappel de piston bicorps de déplacer le piston de pompe de débordement pour expulser le liquide de travail préalablement admis dans le volume variable de pompe de débordement vers le cylindre à liquide.

[0120] [Fig.20] est une vue en coupe schématique d'une pompe de débordement pour un détendeur formé du compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide suivant l'invention, la pression régnant dans le réservoir de débordement de ladite pompe étant

inférieure à la pression régnant dans le cylindre à liquide ce qui a pour effet de remplir le volume variable de pompe de débordement de liquide de travail provenant dudit réservoir de débordement.

[0121] [Fig.21] est une vue en coupe schématique qui montre ce qui survient après la [Fig.20] lorsque la pression régnant dans le réservoir de débordement de la pompe de débordement du détendeur formé du compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide suivant l'invention devient sensiblement égale à la pression régnant dans le cylindre à liquide, ce qui permet au ressort de rappel de piston bicorps de déplacer le piston de pompe de débordement pour expulser le liquide de travail préalablement admis dans le volume variable de pompe de débordement vers le cylindre à liquide

[0122] [Fig.22] est une vue latérale d'une variante du compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide suivant l'invention selon laquelle le cylindre à liquide et le réservoir à gaz et liquide forment un ensemble rigide qui pivote autour d'un axe de basculement constitué d'une piste de roulement solidaire du bâti statique sur laquelle peut rouler une surface de roulement solidaire du réservoir à gaz et liquide, la piste de roulement étant liée à une crémaillère qui coopère avec une roue dentée de surface de roulement liée à la surface de roulement.

[0123] [Fig.23] est une vue latérale d'une variante du compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide suivant l'invention selon laquelle des moyens de contrebalancement coopèrent avec les moyens de guidage de piston pour incliner durant la rotation de l'arbre à manivelle un ensemble rigide formé du cylindre à liquide et du réservoir à gaz et liquide, lesdits moyens de contrebalancement étant constitués d'un mât de contrebalancement dont la masse de contrebalancement forme un balourd contraire à celui dudit ensemble.

[0124] **DESCRIPTION DE L'INVENTION :**

[0125] On a montré en figures 1 à 23 le compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide 1 suivant l'invention, divers détails de ses composants, ses variantes, et ses accessoires.

[0126] Comme on le voit particulièrement en figures 1 à 3, en [Fig.8], et en figures 10 à 16, le compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide 1 définit un volume variable pneumatique 2 qui forme un compresseur 3 ou un détendeur 4, un gaz de travail 5 pouvant entrer dudit volume 2 via un port d'entrée 6 ou sortir dudit volume 2 via un port de sortie 7.

[0127] Les figures 1 à 4, 6 à 8, 10 à 16, et 22 et 23 montrent que le compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide 1 suivant l'invention comprend cylindre à liquide 8 qui peut, directement ou indirectement, pivoter autour d'un axe de basculement 9 qui est perpendiculaire à l'axe dudit cylindre 8 et qui est solidaire d'un bâti statique 40, ledit axe 9 pouvant, selon le mécanisme de pivotement dudit cylindre 8 prévu, se déplacer par rapport audit bâti 40 en fonction de l'inclinaison du cylindre à liquide 8, ce dernier

pouvant avantageusement recevoir une couche d'isolation thermique 59 pour éviter qu'il n'échange de la chaleur avec le milieu ambiant.

[0128] On note que l'axe de basculement 9 peut recevoir au moins un roulement à rouleaux 105 comme particulièrement montré en [Fig.4] et en figures 6 à 8, ou au moins un roulement à billes ou à aiguilles connu en soi, tandis que le bâti statique 40 peut par exemple être fixé ou posé sur le sol d'un bâtiment 121 résidentiel, commercial ou industriel.

[0129] Comme on le voit en figures 1 à 4, en [Fig.8] et en figures 10 à 16, le compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide 1 suivant l'invention comprend un piston hydraulique 10 qui peut translater de façon étanche dans le cylindre à liquide 8 pour former avec ce dernier un volume variable hydraulique 12 qui est en tout ou partie rempli d'un liquide de travail 13.

[0130] On note que l'accélération ou la décélération maximale à laquelle est soumis le piston hydraulique 10 entre sa mi-course et son point mort haut doit préférentiellement rester inférieure à une gravité terrestre, afin que le liquide de travail 13 reste toujours pleinement au contact dudit piston 10 et qu'aucun phénomène de cavitation ou de mélange excessif entre le gaz de travail 5 et le liquide de travail 13 ne survienne.

[0131] On remarque en figures 1 à 3, en [Fig.8] et en figures 10 à 16, que le piston hydraulique 10 peut avantageusement comporter au moins un joint d'étanchéité 51 que ce dernier soit torique, à lèvre, composite, ou de type connu de l'homme de l'art, ledit joint 51 interdisant au liquide de travail 13 de fuir entre ledit piston 10 et le cylindre à liquide 8.

[0132] En alternative, audit joint d'étanchéité 51, au moins un segment métallique à coupe ou continu peut former une étanchéité entre le piston hydraulique 10 et le cylindre à liquide 8, cependant que le liquide de travail 13 peut être par exemple constitué d'eau pure, ou additionnée de glycol pour abaisser la température de solidification de ladite eau.

[0133] En figures 1 à 3, en [Fig.8] et en figures 10 à 16, on a également montré que le compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide 1 suivant l'invention comprend aussi un réservoir à gaz et liquide 14 qui est relié au volume variable hydraulique 12 par un conduit de communication 15, de sorte que ledit réservoir 14 se remplisse majoritairement ou totalement de liquide de travail 13 lorsque le volume variable hydraulique 12 est minimal, et se remplisse partiellement ou totalement de gaz de travail 5 lorsque le volume variable hydraulique 12 est maximal, la variation de volume absolue du gaz de travail 5 contenu dans le volume variable pneumatique 2 formant d'une part, le volume variable pneumatique 2, et étant d'autre part, approximativement égale à la variation de volume absolue du liquide de travail 13 contenu dans le volume variable hydraulique 12 selon le principe des vases communicants.

[0134] On note que le réservoir à gaz et liquide 14 peut avantageusement recevoir une isolation thermique externe pour éviter qu'il n'échange de la chaleur avec le milieu ambiant.

[0135] Les figures 1 à 4, et les figures 8 à 16 montrent que le compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide 1 suivant l'invention comprend également des moyens d'échange et d'accumulation de chaleur 16 logés dans le réservoir à gaz et liquide 14, lesdits moyens 16 pouvant d'une part, échanger de la chaleur avec le gaz de travail 5 ou avec le liquide de travail 13 et d'autre part, stocker temporairement tout ou partie de ladite chaleur.

[0136] Sur les mêmes dites figures 1 à 4 et 8 à 16, on a montré que le compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide 1 suivant l'invention comprend des moyens d'export ou d'apport de chaleur 17 qui prennent ou qui cèdent directement ou indirectement de la chaleur aux moyens d'échange et d'accumulation de chaleur 16 et/ou au liquide de travail 13 et/ou au gaz de travail 5, ladite chaleur prise étant ensuite cédée à des moyens de chauffage 18 ou ladite chaleur cédée ayant été préalablement prise à des moyens de refroidissement 19, lesdits moyens de chauffage 18 et lesdits moyens de refroidissement 19 étant externes au réservoir à gaz et liquide 14 et pouvant prendre la forme d'un plancher chauffant-rafraîchissant 106 aménagé dans un bâtiment 121 commercial ou d'habitation, d'un ventilo-convecteur connu en soi, ou d'un échangeur air-eau 107, sol-eau ou eau-eau aménagé en extérieur 122, selon les principes ordinairement retenus pour les pompes à chaleur aérothermiques ou géothermiques.

[0137] Comme on le voit en figures 1 à 4 et en figures 10 à 16, le compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide 1 suivant l'invention comprend aussi des moyens de remplissage 20 qui permettent ou interdisent le passage de gaz de travail 5 depuis un plenum d'admission 21 vers le réservoir à gaz et liquide 14 via le port d'entrée 6.

[0138] Les figures 1 à 4 et les figures 10 à 16 montrent également que le compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide 1 suivant l'invention comprend aussi des moyens de vidange 22 qui permettent ou interdisent le passage de gaz de travail 5 depuis le réservoir à gaz et liquide 14 vers un plenum de refoulement 62 via le port de sortie 7.

[0139] On remarque en figures 1 à 4, 6 à 8, 10 à 16, et en figures 22 et 23, que le compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide 1 suivant l'invention comprend une tige de liaison 11 dont une première extrémité de tige 29 est fixement solidaire du piston hydraulique 10, ladite tige 11 étant approximativement parallèle à l'axe longitudinal dudit piston 10.

[0140] Comme on le voit clairement en figures 1 à 3, en [Fig.8], et en figures 10 à 16, le compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide 1 suivant l'invention comprend des moyens de guidage de piston 23 qui maintiennent le piston hydraulique 10 et la

tige de liaison 11 parallèles audit cylindre 8, quelle que soit la position dudit piston 10 dans ledit cylindre 8 ;

[0141] Les figures 1 et 2, les figures 6 à 9 et les figures 22 et 23 montrent également que le compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide 1 suivant l'invention comprend un arbre à manivelle 24 ou à excentrique connu en soi qui peut tourner autour d'un axe parallèle à l'axe de basculement 9 dans au moins un palier d'arbre 25, et qui présente au moins une manivelle 26 autour de laquelle s'articule une deuxième extrémité de tige 30 de la tige de liaison 11.

[0142] Sur les mêmes dites figures, on remarque qu'avantageusement, l'arbre à manivelle 24 peut tourner dans le palier d'arbre 25 et/ou la deuxième extrémité de tige 30 peut s'articuler autour de la manivelle 26 par l'intermédiaire d'un roulement à rouleaux 105, à billes ou à aiguilles connu en soi.

[0143] Sur les figures 1, 2, 6, 22 et 23, on voit aussi que le compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide 1 suivant l'invention comprend au moins un moteur d'entrainement 27 qui entraîne directement ou indirectement en rotation l'arbre à manivelle 24, ledit moteur 27 pouvant être électrique, thermique à combustion interne ou externe, hydraulique, pneumatique, ou de tout type connu de l'homme de l'art.

[0144] Enfin et comme montré en figures 1, 2, 6, 7, 8, 22 et 23 que le compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide 1 suivant l'invention comprend également des moyens de stockage d'énergie cinétique 28 qui sont directement ou indirectement reliés à l'arbre à manivelle 24.

[0145] On a montré en [Fig.1] que selon une variante du le compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide 1 suivant l'invention, l'axe de basculement 9 peut être une rotule tubulaire 111 qui termine le cylindre à liquide 8 et dont l'intérieur forme en tout ou partie le conduit de communication 15, ladite rotule 111 pouvant pivoter de façon étanche dans un logement femelle de rotule 123 solidaire du réservoir à gaz et liquide 14.

[0146] On remarquera d'ailleurs que cette configuration est réversible, c'est à dire que la rotule tubulaire 111 peut terminer le réservoir à gaz et liquide 14 tandis que le logement femelle de rotule 123 peut être solidaire du cylindre à liquide 8.

[0147] On note aussi que le diamètre interne du cylindre à liquide 8 peut être avantageusement prévu inférieur ou égal au diamètre externe de la rotule tubulaire 111 qui forme une étanchéité avec le logement femelle de rotule 123, ce qui évite que la pression qui règne dans ledit cylindre à liquide 8 et dans le réservoir à gaz et liquide 14 n'exerce un effort sur ledit cylindre à liquide 8 qui tendrait à éloigner ce dernier du réservoir à gaz et liquide 14.

[0148] On remarque également en [Fig.1] que le logement femelle de rotule 123 peut recevoir, au niveau de l'équateur de la rotule tubulaire 111, un joint d'étanchéité 51 fait

d'un matériau résistant à l'abrasion tel que du polytétrafluoroéthylène chargé de particules antifriction.

[0149] Comme on le voit toujours en [Fig.1], le logement femelle de rotule 123 peut recevoir un patin circulaire à coupe 127 fait d'un matériau antifriction comme le bronze ou le « Téflon » dont le montage autour de la rotule tubulaire 111 est permis par une coupe que présente ledit patin 127.

[0150] Selon la variante du compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide 1 suivant l'invention montrée en [Fig.1], la rotule tubulaire 111 peut recevoir en son centre un axe de rotule 124 qui est parallèle à l'axe de basculement 9, ledit axe 124 s'articulant autour d'une suspente de rotule 125 qui est directement ou indirectement solidaire du réservoir à gaz et liquide 14, le centre de l'axe de rotule 124 et le centre de l'axe de basculement 9 étant confondus.

[0151] On notera que la suspente de rotule 125 maintient constante la distance entre le cylindre à liquide 8 et le réservoir à gaz et liquide 14, ladite suspente 125 coopérant avec le patin circulaire à coupe 127 qui maintient la rotule tubulaire 111 au centre du logement femelle de rotule 123.

[0152] On notera aussi que l'axe de rotule 124 et son encrage dans la rotule tubulaire 111 doivent être de préférence compacts et présenter une forme hydrodynamique qui favorise une faible résistance au passage du liquide de travail 13 qui circule entre le cylindre à liquide 8 et le réservoir à gaz et liquide 14.

[0153] On notera également que l'axe de rotule 124 peut être une liaison pivot simple ou une liaison à cardan ou à rotule sphérique.

[0154] Toujours selon la variante de réalisation du compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide 1 suivant l'invention montrée en [Fig.1], la suspente de rotule 125 peut être reliée au réservoir à gaz et liquide 14 par l'intermédiaire d'une liaison de suspente articulée 126 autour de laquelle peut tourner ladite suspente 125.

[0155] Les figures 1, 2, 6, 7, 8 et les figures 10 à 16 montrent que selon une autre variante de réalisation du compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide 1 suivant l'invention, le cylindre à liquide 8 et le réservoir à gaz et liquide 14 peuvent former un ensemble rigide 31 qui pivote autour de l'axe de basculement 9, le conduit de communication 15 étant en ce cas constitué de la zone de jonction comprise entre ledit cylindre 8 et ledit le réservoir 14, et ne présentant pas obligatoirement le même diamètre que ce dernier.

[0156] On note que selon ladite variante, des conduits flexibles peuvent avantageusement relier le plenum d'admission 21 et/ou le plenum de refoulement 62 par exemple à un réservoir de gaz à haute pression 58 ou à un réservoir de gaz à basse pression 60, ou peuvent relier le réservoir à gaz et liquide 14 à des moyens de chauffage 18 et/ou à des moyens de refroidissement 19.

[0157] Comme on l'a montré en figures 10 à 16, les moyens d'échange et d'accumulation de chaleur 16 peuvent être constitués d'un média poreux 32 qui présente des porosités 33 dans lesquelles entrent et desquelles sortent alternativement le liquide de travail 13 et le gaz de travail 5.

[0158] A titre d'exemple, ledit média poreux 32 peut être constitué de céramique poreuse, d'une structure en céramique ou en métal, ou d'une paille métallique faite de cuivre ou d'aluminium.

[0159] Les en figures 10 à 16 illustrent également que les moyens d'export ou d'apport de chaleur 17 peuvent être constitués d'une partie circulante du liquide de travail 13, ladite partie sortant du cylindre à liquide 8 ou du réservoir à gaz et liquide 14 via un conduit de sortie de liquide 34 pour revenir dans ledit cylindre 8 ou dans ledit réservoir 14 via un conduit d'entrée de liquide 35, ceci après avoir cédé de la chaleur aux moyens de chauffage 18 ou après avoir pris de la chaleur aux moyens de refroidissement 19.

[0160] On note qu'en ce cas, des électrovannes de circulation non-représentées peuvent réguler le débit de liquide de travail 13 qui passe dans le conduit de sortie de liquide 34 et dans le conduit d'entrée de liquide 35.

[0161] A titre d'autre variante de réalisation du compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide 1 suivant l'invention, on a montré en figures 1 à 4, en figures 8 et 9 et en [Fig.17] que les moyens d'export ou d'apport de chaleur 17 peuvent être constitués d'au moins un conduit échangeur de chaleur 36 logé dans le réservoir à gaz et liquide 14 et dans lequel circule un fluide caloporteur 37 qui transporte la chaleur prise ou cédée aux moyens d'échange et d'accumulation de chaleur 16 et/ou au liquide de travail 13 et/ou au gaz de travail 5 jusqu'aux moyens de refroidissement 19 ou aux moyens de chauffage 18 via des conduits de transport de chaleur 38.

[0162] On note qu'en ce cas, le conduit échangeur de chaleur 36 peut former en lui-même les moyens d'échange et d'accumulation de chaleur 16.

[0163] A titre d'exemple, le conduit échangeur de chaleur 36 peut prendre la forme d'un enroulement de tuyau de cuivre 109 ou d'aluminium, cependant que les conduits de transport de chaleur 38 sont revêtus d'un isolant thermique sur leur portion comprise entre le réservoir à gaz et liquide 14 d'une part, et les moyens de refroidissement 19 ou les moyens de chauffage 18 d'autre part.

[0164] On note que les spires ou les couches que peut constituer le conduit échangeur de chaleur 36 peuvent être maintenues en place dans le réservoir à gaz et liquide 14 et les unes par rapport aux autres par des plaques de maintien ou par des baffles de séparation 110 qui peuvent constituer des chicanes et/ou des restrictions de passage créant des jets de liquide de travail 13 et/ou de gaz de travail 5 lors du passage dudit liquide 13 et/ou dudit gaz 5 au travers desdites restrictions.

[0165] En outre, le conduit échangeur de chaleur 36 peut recevoir des ailettes externes qui augmentent sa surface de contact avec le liquide de travail 13 ou le gaz de travail 5.

[0166] En figures 1 à 4, en [Fig.8] et en figures 10 à 16, on a montré que, selon une configuration particulière du compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide 1 suivant l'invention, les moyens d'échange et d'accumulation de chaleur 16 peuvent être constitués d'au moins une buse de pulvérisation de liquide 71 alimentée par une pompe de pulvérisation de liquide 72, ladite buse 71 pouvant atomiser du liquide de travail 13 en fines gouttelettes dans le volume interne du réservoir à gaz et liquide 14, le nombre, la position, et l'orientation des buses 71 n'étant pas limités et étant prévus pour que le liquide de travail 13 ainsi atomisé expose au gaz de travail 5 une large surface développée d'échange de chaleur, tandis que la vitesse d'entraînement dudit gaz 5 par ledit liquide 13 favorise également autant que possible les échanges de chaleur entre ledit gaz 5 et ledit liquide 13.

[0167] On note que la pompe de pulvérisation de liquide 72 peut être à un ou plusieurs pistons, à engrenage, à turbine ou de type connu de l'homme de l'art, et être logée à l'intérieur ou à l'extérieur du réservoir à gaz et liquide 14.

[0168] La pompe la pompe de pulvérisation de liquide 72 peut par exemple être constituée d'un piston qui est directement ou indirectement mû par une came entraînée en rotation par l'arbre à manivelle 24, le profil de ladite came étant calculé pour que l'atomisation du liquide de travail 13 débute au moment angulaire opportun de rotation dudit arbre 24, et pendant une durée angulaire et suivant une loi de variation d'intensité optimales.

[0169] On note que préférentiellement, la pompe de pulvérisation de liquide 72 aspire du liquide de travail 13 dans le cylindre à liquide 8 et/ou dans le réservoir à gaz et liquide 14 avant de refouler ledit liquide 13 via la buse de pulvérisation de liquide 71, de sorte que la différence de pression entre l'admission et le refoulement de ladite pompe 72 est minimale.

[0170] En [Fig.22], on a montré que selon une autre variante du compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide 1 suivant l'invention, l'axe de basculement 9 peut être constitué d'une piste de roulement 41 qui est solidaire du bâti statique 40 et sur laquelle peut rouler une surface de roulement 42 qui est directement ou indirectement solidaire du cylindre à liquide 8, une roue dentée de piste de roulement 43 ou une crémaillère dont le cercle primitif 44 coïncide avec la ligne de contact entre la piste de roulement 41 et la surface de roulement 42 étant solidaire du bâti statique 40 et coopérant avec une roue dentée de surface de roulement 45 ou une crémaillère qui est directement ou indirectement solidaire du cylindre à liquide 8.

[0171] Cette configuration particulière du compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide 1 suivant l'invention permet de limiter les pertes par frottement au niveau de l'axe de basculement 9 tout en synchronisant le positionnement angulaire du cylindre à

liquide 8 par rapport au bâti statique 40.

[0172] On remarque qu'en ce cas, une bride de retenue peut être prévue qui est solidaire du cylindre à liquide 8 et qui peut entrer en contact avec le bâti statique 40 si la pression dans ledit cylindre 8 est insuffisante pour maintenir la piste de roulement 41 en contact avec la surface de roulement 42.

[0173] On note qu'en fonction de la géométrie retenue pour la surface de roulement 42 et pour la piste de roulement 43, l'axe de basculement 9 du cylindre à liquide 8 peut, en tournant, se déplacer par rapport au bâti statique 40 selon une infinité de lois cinématiques.

[0174] Comme on le remarque en figures 1 à 3, en figures 6 à 8, en figures 10 à 16, et en figures 22 et 23, les moyens de guidage de piston 23 du compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide 1 suivant l'invention peuvent être constitués d'une liaison pivot glissant 47 formée entre une surface cylindrique externe 48 que présente la tige de liaison 11 et une bague de glissement 49 qui est solidairement reliée au cylindre à liquide 8 par l'intermédiaire d'une structure porteuse de bague 50 laquelle peut, selon une variante de réalisation complémentaire du compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide 1 suivant l'invention, constituer un réservoir à lubrifiant qui contient un lubrifiant, ce dernier ayant à charge de lubrifier la bague de glissement 49 d'une part, et un ou plusieurs joints d'étanchéité 51 que peut comporter le piston hydraulique 10 en sa périphérie d'autre part.

[0175] On note qu'un asperseur ou un injecteur de lubrifiant peut être prévu qui atomise du lubrifiant à l'intérieur dudit réservoir à lubrifiant pour assurer une bonne répartition de lubrifiant sur tous les organes qui nécessitent d'être lubrifiés.

[0176] On a montré en figures 1 à 4, en [Fig.8], et en figures 10 à 16, que les moyens de guidage de piston 23 peuvent être constitués d'une jupe de guidage 57 aménagée en périphérie du piston hydraulique 10, ladite jupe 57 pouvant translater à faible jeu dans ledit cylindre 8 pour centrer ledit piston 10 dans ledit cylindre 8, quelle que soit la position axiale dudit piston 10 dans ledit cylindre 8.

[0177] On a également montré en figures 1 à 4 et en figures 10 à 12, que les moyens de remplissage 20 et/ou les moyens de vidange 22 peuvent être constitués d'au moins un clapet de compresseur 52 et/ou d'au moins une soupape pilotée de compresseur 53 cependant qu'en fonctionnement, le gaz de travail 5 est expulsé du réservoir à gaz et liquide 14 via le plenum de refoulement 62 sous une pression supérieure à celle sous laquelle il a été préalablement introduit dans ledit réservoir 14 via le plenum d'admission 21 tandis que les moyens d'export ou d'apport de chaleur 17 cèdent de la chaleur aux moyens de chauffage 18, de sorte que le volume variable pneumatique 2 forme un compresseur 3.

[0178] On note que les moyens de chauffage 18 peuvent être par exemple constitués d'un

plancher chauffant aménagé dans un bâtiment 121 commercial ou d'habitation, d'un ventilo-convecteur connu en soi, ou d'un échangeur air-eau, air-sol ou eau-eau aménagé en extérieur 122, selon les principes ordinairement retenus pour les pompes à chaleur aérothermiques ou géothermiques.

[0179] On note que le clapet de compresseur 52 peut être formé d'une simple lamelle ou pièce de contact rappelée sur un siège étanche par un ressort quel qu'en soit le type, ou être formé d'une soupape assistée par un actionneur électromécanique qui coopère avec au moins un manocontact ou avec un capteur de pression couplé à un calculateur 120.

[0180] On a montré en figures 13 à 16 que les moyens de remplissage 20 et/ou les moyens de vidange 22 peuvent être constitués d'au moins une soupape pilotée de détendeur 54 cependant qu'en fonctionnement, le gaz de travail 5 est expulsé du réservoir à gaz et liquide 14 via le plenum de refoulement 62 sous une pression inférieure à celle sous laquelle il a été préalablement introduit dans ledit réservoir 14 via le plenum d'admission 21 tandis que les moyens d'export ou d'apport de chaleur 17 prennent de la chaleur aux moyens de refroidissement 19, de sorte que le volume variable pneumatique 2 forme un détendeur 4.

[0181] On note que les moyens de refroidissement 19 peuvent être par exemple constitués d'un plancher rafraîchissant aménagé dans un bâtiment 121 commercial ou d'habitation, d'un ventilo-convecteur connu en soi, ou d'un échangeur air-eau, air-sol ou eau-eau aménagé en extérieur 122, selon les principes ordinairement retenus pour les pompes à chaleur aérothermiques ou géothermiques.

[0182] Selon une variante du compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide 1 suivant l'invention montrée en figures 6 à 9, le plenum de refoulement 62 du compresseur 3 peut être relié au plenum d'admission 21 du détendeur 4 par un conduit de gaz à haute pression 56 de sorte que le gaz de travail 5 refoulé via le plenum de refoulement 62 dudit compresseur 3 est introduit dans ledit détendeur 4 via le plenum d'admission 21 dudit détendeur 4, l'arbre à manivelle 24 dudit compresseur 3 étant directement ou indirectement relié à l'arbre à manivelle 24 dudit détendeur 4, ledit compresseur 3 et ledit détendeur 4 coopérant pour former une pompe à chaleur 55 exécutant un cycle de pompe à chaleur proche de celui de Carnot, c'est à dire une compression quasi adiabatique suivie d'une compression quasi isotherme réalisées dans le compresseur 3, puis une détente quasi adiabatique suivie d'une détente quasi isotherme réalisées dans le détendeur 4.

[0183] Selon ce mode particulier de réalisation du compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide 1 suivant l'invention, l'arbre à manivelle 24 du compresseur 3 et l'arbre à manivelle 24 du détendeur 4 peuvent ne former qu'un seul et même arbre à manivelle 24 comportant au moins deux manivelles 26, dont l'une pour le compresseur

3, et l'autre pour le détendeur 4.

[0184] En alternative, l'arbre à manivelle 24 du compresseur 3 peut être indirectement relié à l'arbre à manivelle 24 du détendeur 4 par l'intermédiaire de moyens de transmission mécaniques, électriques, hydrauliques, pneumatiques, ou par l'intermédiaire de quelque autre moyen de transmission que ce soit.

[0185] On remarque qu'avantageusement, la position angulaire sur l'arbre à manivelle 24 de la manivelle 26 du compresseur 3 relativement à celle de la manivelle 26 du détendeur 4 peut être calculée pour que le couple résistant qu'exerce ledit compresseur 3 sur l'arbre à manivelle 24 soit autant que possible compensé par le couple moteur qu'exerce ledit détendeur 4 sur ledit arbre 24, de sorte que le moteur d'entrainement 27 soit soumis au couple maximal moteur ou résistant la plus faible possible.

[0186] En [Fig.9], on a également montré que le conduit de gaz à haute pression 56 peut être relié à au moins un réservoir de gaz à haute pression 58 qui peut accumuler du gaz de travail 5 chaud et à haute pression, le conduit de gaz à haute pression 56 et/ou le réservoir de gaz à haute pression 58 pouvant avantageusement être thermiquement isolés de leur environnement extérieur par une couche d'isolation thermique 59.

[0187] Toujours en [Fig.9], on a montré que le plenum d'admission 21 du compresseur 3 et le plenum de refoulement 62 du détendeur 4 peuvent communiquer par l'intermédiaire d'un réservoir de gaz à basse pression 60 auquel ils sont respectivement reliés par un conduit de gaz à basse pression 61, ledit réservoir de gaz à basse pression 60 pouvant accumuler du gaz de travail 5 froid et à relativement basse pression, le conduit de gaz à basse pression 61 et/ou ledit réservoir 60 pouvant avantageusement être thermiquement exposés à l'environnement auquel sont eux-mêmes exposés les moyens de refroidissement 19, voire pouvant former en tout ou partie un échangeur de réchauffage de gaz à basse pression 39 qui force ledit environnement à céder de la chaleur audit gaz de travail 5.

[0188] Ainsi et comme on l'a montré en [Fig.9], une turbine de circulation 46 peut forcer le gaz de travail 5 contenu dans le réservoir de gaz à basse pression 60 à circuler dans un échangeur de réchauffage de gaz à basse pression 39 que comporte ledit réservoir 60, tandis qu'au moins un moto-ventilateur 108 force de l'air atmosphérique de l'environnement auquel sont exposés les moyens de refroidissement 19 à traverser ledit échangeur 39.

[0189] Avantageusement, la pression régnant dans le réservoir à basse pression 60 peut être supérieure à la pression atmosphérique pour conférer à la pompe à chaleur 55 une plus grande compacité.

[0190] On note qu'avantageusement, dans la mesure où la pompe à chaleur 55 que forme le compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide 1 suivant l'invention comprend un réservoir de gaz à basse pression 60, le gaz de travail 5 peut être différent de l'air at-

mosphérique et être constitué de n'importe quel élément ou molécule tel que l'azote pur, l'hélium, l'argon, ou le dioxyde de carbone, ledit élément ou molécule étant choisi en fonction de ses sa réactivité chimique, de ses performances thermodynamiques, et de sa faculté à favoriser les échanges thermiques notamment avec le liquide de travail 13 et les moyens d'échange et d'accumulation de chaleur 16.

[0191] Ceci permet également de prévenir la corrosion des composants constituant le compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide 1 suivant l'invention, et le développement de micro-organismes.

[0192] On remarque que, s'ils sont thermiquement isolés de l'environnement extérieur, le réservoir de gaz à haute pression 58 et le réservoir de gaz à basse pression 60 peuvent former avec la pompe à chaleur 55 un volume total clos qui conserve l'énergie sous forme de pression et/ou de chaleur tant que ladite énergie n'est pas transformée en chaleur ou en froid utile, ce qui participe du rendement élevé de ladite pompe 55.

[0193] On remarque en figures 1 à 4, en figures 6 à 8, en figures et 10 à 16, et en figures 22 et 23, que le plenum d'admission 21 et le plenum de refoulement 62 peuvent avantageusement être positionnés dans la partie supérieure du réservoir à gaz et liquide 14 ce dernier étant lui-même positionné au-dessus du cylindre à liquide 8 de sorte que du fait de la gravité terrestre, le gaz de travail 5 sorte toujours prioritairement du réservoir à gaz et liquide 14 via le plenum de refoulement 62, et que le liquide de travail 13 entre toujours prioritairement dans ledit réservoir 14 via le plenum d'admission, le liquide de travail 13 restant toujours essentiellement au-dessous du gaz de travail 5 dans l'ensemble rigide 31, même si ledit liquide 13 peut contenir une certaine proportion de dit gaz 5 dissout ou sous forme de bulles.

[0194] Selon une variante particulière de réalisation du compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide 1 suivant l'invention montrée en figures 2 à 4, en figures 6 à 8, et en figures 10 à 16, l'axe de basculement 9 peut être constitué d'un axe cylindrique creux 63 qui présente au moins une lumière radiale débouchante 64, ledit axe cylindrique 63 étant positionné au-dessus du réservoir à gaz et liquide 14, tandis que le plenum d'admission 21 et/ou le plenum de refoulement 62 est relié à un collecteur annulaire de gaz 65 qui entoure ledit axe cylindrique 63 et qui englobe la lumière radiale débouchante 64 de sorte que le gaz de travail 5 peut circuler entre l'intérieur de l'axe cylindrique creux 63 et le plenum d'admission 21 et/ou le plenum de refoulement 62 via la lumière radiale débouchante 64 et le collecteur annulaire de gaz 65.

[0195] On note que des joints d'étanchéité d'arbre tournant peuvent avantageusement être placés axialement de part et d'autre de la lumière radiale débouchante 64 et à l'interface entre l'axe cylindrique creux 63 et le collecteur annulaire de gaz 65, lesdits joints formant une étanchéité au gaz de travail 5 entre ledit axe 63 et ledit collecteur 65.

[0196] A titre de mode particulier de réalisation du compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide 1 suivant l'invention détaillé en [Fig.6], les moyens de stockage d'énergie cinétique 28 peuvent être constitués d'un volant d'inertie à basse vitesse 66 qui est solidaire en rotation, d'une part, de l'arbre à manivelle 24, et d'autre part, d'une couronne dentée 67 que le moteur d'entrainement 27 entraîne en rotation par l'intermédiaire d'au moins un pignon d'entraînement de couronne 68 dont le diamètre primitif est plus petit que celui de ladite couronne 67 cette dernière et ledit pignon 68 formant un système d'engrenage à forte démultiplication 69, cependant qu'un volant d'inertie à haute vitesse 70 est directement ou indirectement solidaire en rotation du pignon d'entraînement de couronne 68.

[0197] Selon cette configuration particulière du compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide 1 suivant l'invention, les variations de couple instantané qu'impose à l'arbre à manivelle 24 la compression ou la détente du gaz de travail 5 dans le réservoir à gaz et liquide 14 sont principalement absorbées par l'inertie du volant d'inertie à basse vitesse 66 et par celle du volant d'inertie à haute vitesse 70, de sorte que le couple qui résiste ou qui entraîne le moteur d'entrainement 27 se retrouve lissé, ledit moteur 27 étant alors principalement soumis au seul couple moyen résistant nécessaire au maintien en rotation régulière de l'arbre à manivelle 24.

[0198] On notera que le volant d'inertie à haute vitesse 70 peut éventuellement être enfermé dans un carter sous vide.

[0199] En ce cas, la transmission de puissance entre ledit volant 70 et le pignon d'entraînement de couronne 68 peut s'effectuer par couplage magnétique sans contact.

[0200] On notera aussi que pour faciliter la mise en rotation de l'ensemble constitué du volant d'inertie à basse vitesse 66 et de l'arbre à manivelle 24, le moteur d'entrainement 27 peut être fixement solidaire en rotation du volant d'inertie à haute vitesse 70 cependant qu'un coupleur débrayable peut s'insérer entre l'ensemble formé par ledit moteur 27 et ledit volant 70 d'une part, et le pignon d'entraînement de couronne 68 d'autre part, ledit coupleur pouvant être magnétique, hydraulique, ou de tout autre type.

[0201] On a montré en figures 1, 2, 6, 9, 22 et 23 qu'un système d'engrenage à forte démultiplication 69 peut avantageusement s'intercaler entre le moteur d'entrainement 27 et le pignon d'entraînement de couronne 68.

[0202] Comme montré en figures 3 et 4, et en figures 10 à 16, que la pompe de pulvérisation de liquide 72 peut être constituée d'un cylindre de pompe 73 qui est aménagé dans le cylindre à liquide 8 et/ou dans le prolongement dudit cylindre 8, un piston de pompe 74 mis en mouvement par le piston hydraulique 10 et/ou par le cylindre à liquide 8 pouvant translater dans ledit cylindre de pompe 73.

[0203] On note que le cylindre de pompe 73 peut être directement ou indirectement

solidaire, soit, du cylindre à liquide 8 ou du réservoir à gaz et liquide 14, soit, du piston hydraulique 10, tandis qu'il en est de même pour le piston de pompe 74.

[0204] On remarque, particulièrement en figures 10 à 16 qu'à titre d'exemple non-limitatif, la pompe de pulvérisation de liquide 72 peut comprendre au moins un clapet d'admission de pompe 79 et au moins un clapet de refoulement de pompe 80, lesdits clapets 79, 80 pouvant être solidaires soit du cylindre de pompe 73 soit du piston de pompe 74.

[0205] On peut aussi noter que le cylindre de pompe 73 peut comporter des orifices de décharge en sa longueur, lesdits orifices permettant d'augmenter ou de diminuer la pression de refoulement du liquide de travail 13 par la pompe de pulvérisation de liquide 72 en fonction de la position relative du piston de pompe 74 dans ledit cylindre de pompe 73.

[0206] En figures 10 à 12, on remarque que le piston de pompe 74 peut comporter un toucheau de début de course 77 par l'intermédiaire duquel il est mis en mouvement, ledit piston 74 étant rappelé sur une butée de fin de course 78 par une masse de rappel de piston 76 ou un ressort de rappel de piston non-représenté.

[0207] Cette configuration particulière du compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide 1 suivant l'invention permet notamment que la course du piston de pompe 74 soit plus courte que celle du piston hydraulique 10 et que, par exemple, la buse de pulvérisation de liquide 71 atomise du liquide de travail 13 dans le volume interne du réservoir à gaz et liquide 14 seulement lorsque le piston hydraulique 10 arrive au voisinage de son point mort haut.

[0208] En figures 13 à 16, on a montré que le piston de pompe 74 peut être mis en mouvement par l'intermédiaire d'un ressort de mise en mouvement 81 qui permet de découpler la variation de distance entre le piston de pompe 74 et le cylindre de pompe 73 de celle entre le cylindre à liquide 8 et le piston hydraulique 10.

[0209] Cette configuration particulière peut également être retenue pour conserver une pression relativement constante dans le cylindre de pompe 73 quelle que soit la vitesse de rotation de l'arbre à manivelle 24.

[0210] En figures 3, 6 et 7, et en figures 17 à 21, on a montré qu'à chaque tour d'arbre à manivelle 24, une pompe de débordement 82 peut transférer une petite quantité de liquide de travail 13 depuis un réservoir de débordement 83 vers le réservoir à gaz et liquide 14 et/ou le cylindre à liquide 8.

[0211] Ainsi, lorsque le piston hydraulique 10 effectue des mouvements de va-et-vient dans le cylindre à liquide 8 et quand le volume variable hydraulique 12 est minimal, le réservoir à gaz et liquide 14 se retrouve entièrement rempli de liquide de travail 13, la petite quantité de liquide de travail 13 introduite par la pompe de débordement 82 dans le réservoir à gaz et liquide 14 débordant à chaque tour d'arbre à manivelle 24 dudit

réservoir 14 pour retourner au réservoir de débordement 83 via le port de sortie 7 et le plenum de refoulement 62.

[0212] Cette configuration particulière du compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide 1 suivant l'invention permet que l'intégralité du gaz de travail 5 que contient le volume variable pneumatique 2 soit expulsée dudit volume 2 lorsque le volume variable hydraulique 12 est minimal, ce qui confère audit volume 2 un rapport volumétrique infini, et un rendement volumétrique proche de cent pour cent.

[0213] Comme on le note en [Fig.3], le réservoir de débordement 83 peut communiquer avec le plenum de refoulement 62, la pression de gaz de travail 5 qui règne dans ledit réservoir 83 étant proche ou identique à celle qui règne dans ledit plenum 62 tandis que ledit réservoir 83 est situé en contrebas du plenum de refoulement 62 de sorte que, du fait de la gravité terrestre, le liquide de travail 13 qui déborde du réservoir à gaz et liquide 14 via le port de sortie 7 et le plenum de refoulement 62 retourne naturellement dans ledit réservoir de débordement 83.

[0214] On note en figures 17 à 21 que la pompe de débordement 82 comprend un cylindre borgne de pompe 84 dans lequel peut translater de façon étanche un piston de pompe de débordement 85, ce dernier et ledit cylindre 84 formant un volume variable de pompe de débordement 86 qui, lorsqu'il augmente, se remplit de liquide de travail 13 en provenance du réservoir de débordement 83 via au moins un clapet d'admission de pompe de débordement 87 et qui, lorsqu'il diminue, refoule ledit liquide 13 vers le réservoir à gaz et liquide 14 et/ou le cylindre à liquide 8 via une vanne de refoulement 88.

[0215] On note que le cylindre borgne de pompe 84 peut être assemblé ou non, c'est dire qu'il peut être réalisé d'une seule pièce, ou recevoir une culasse qui en ferme l'extrémité opposée à celle obturée par le piston de pompe de débordement 85.

[0216] En figures 17 à 19, on remarque que le piston de pompe de débordement 85 peut être un piston étagé bicorps 89 qui comprend un corps de grand diamètre 93 qui présente une face de grande section 90 qui forme l'une des parois du volume variable de pompe de débordement 86, ledit piston étagé 89 comprenant également, axialement à l'opposé de la face de grande section 90, un corps de petit diamètre 94 qui peu translater de façon étanche dans un cylindre d'actionnement 92 dont le volume interne est relié directement ou non à celui du cylindre à liquide 8, ledit corps de petit diamètre 94 présentant une face de petite section 91 sur laquelle s'exerce la pression qui règne dans le cylindre à liquide 8, ledit piston étagé 89 offrant également, au niveau de la jonction entre le corps de grand diamètre 93 et le corps de petit diamètre 94, une face de moyenne section 95 de laquelle émerge le corps de petit diamètre 94, qui est reliée au réservoir de débordement 83, et qui est soumise à la pression régnant dans ledit réservoir 83, tandis qu'une butée de piston étagé 117 fixe le volume maximal du

volume variable de pompe de débordement 86 et qu'un ressort de rappel de piston bicorps 96 tend à repousser le piston étagé bicorps 89 en direction de sa face de grande section 90.

[0217] En figures 17 à 19, on remarque également que la vanne de refoulement 88 comprend un piston actionneur de vanne 97 qui peut translater de façon étanche dans un cylindre d'actionneur de vanne 98 et qui présente, de première part, une face axiale d'actionnement de vanne 99 qui communique avec le réservoir de débordement 83 et sur laquelle s'exerce la pression régnant dans ledit réservoir 83, ladite face 99 pouvant soulever un clapet de débordement 100 d'un siège de clapet de débordement 104 lorsque le piston actionneur de vanne 97 se déplace en direction de ladite face 99 ce qui a pour effet de mettre en communication le volume variable de pompe de débordement 86 avec le réservoir à gaz et liquide 14 et/ou le cylindre à liquide 8 via ledit clapet de débordement 100, et de deuxième part, une face axiale côté cylindre à liquide 102 qui communique avec le cylindre à liquide 8 ou avec le réservoir à gaz et liquide 14, sur laquelle s'exerce la pression régnant dans ledit cylindre 8, et qui peut entrer en contact avec une butée coté cylindre à liquide 118 lorsque le piston actionneur de vanne 97 se déplace en direction de ladite face axiale côté cylindre à liquide 102, cependant qu'un ressort de rappel de piston d'actionnement 103 tend à repousser le piston actionneur de vanne 97 en direction de sa face axiale d'actionnement de vanne 99, et qu'un ressort de rappel de clapet de débordement 128 tend à ramener le clapet de débordement 100 au contact du siège de clapet de débordement 104 avec lequel il coopère, l'effort que produit le ressort de rappel de piston d'actionnement 103 étant plus grand que l'effort que produit le ressort de rappel de clapet de débordement 128.

[0218] A titre d'alternative non-représentée, la vanne de refoulement 88 peut comprendre un tiroir cylindrique en surface externe duquel est aménagée une gorge de tiroir, ledit tiroir pouvant translater de façon étanche dans un cylindre de tiroir dans lequel débouchent une lumière d'admission reliée au volume variable de pompe de débordement 86, et une lumière d'échappement reliée au réservoir à gaz et liquide 14 ou au cylindre à liquide 8, tandis qu'en fonction de la position axiale du tiroir cylindrique dans le cylindre de tiroir, la gorge de tiroir peut mettre ou non en relation la lumière d'admission avec la lumière d'échappement, le tiroir cylindrique 97 présentant une face axiale côté réservoir qui communique avec le réservoir de débordement 83 et sur laquelle s'exerce la pression régnant dans ledit réservoir 83, et une face axiale côté cylindre à liquide qui peut reposer sur une butée de tiroir coté cylindre à liquide, qui communique avec le cylindre à liquide 8, ou avec le réservoir à gaz et liquide 14 et sur laquelle s'exerce la pression régnant dans ledit cylindre 8 ou celle régnant dans le réservoir à gaz et liquide 14, cependant qu'un ressort de rappel de tiroir tend à repousser le tiroir cylindrique en direction de sa face axiale côté réservoir jusqu'à une

butée de tiroir coté réservoir qui, lorsqu'elle est atteinte par ledit tiroir, met en communication la lumière d'admission avec la lumière d'échappement via la gorge de tiroir.

[0219] En figures 20 et 21, on a montré que le piston de pompe de débordement 85 peut être un piston étagé bicorps 89 qui comprend un corps de grand diamètre 93 qui présente une face de grande section 90 qui est reliée au réservoir de débordement 83 et qui est soumise à la pression régnant dans ledit réservoir 83, ledit piston étagé 89 comprenant également, axialement à l'opposé de la face de grande section 90, un corps de petit diamètre 94 qui peu translater de façon étanche dans un cylindre d'actionnement 92 dont le volume interne est relié directement ou non à celui du cylindre à liquide 8, ledit corps de petit diamètre 94 présentant une face de petite section 91 sur laquelle s'exerce la pression qui règne dans le cylindre à liquide 8, ledit piston étagé 89 offrant également, au niveau de la jonction entre le corps de grand diamètre 93 et le corps de petit diamètre 94, une face de moyenne section 95 de laquelle émerge le corps de petit diamètre 94 ladite face 95 formant l'une des parois du volume variable de pompe de débordement 86, tandis qu'une butée de piston étagé 117 fixe le volume maximal du volume variable de pompe de débordement 86 et qu'un ressort de rappel de piston bicorps 96 tend à repousser le piston étagé bicorps 89 en direction de sa face de petite section 91.

[0220] Toujours en figures 20 et 21, on a montré que la vanne de refoulement 88 peut comprendre un piston actionneur de vanne 97 qui peut translater de façon étanche dans un cylindre d'actionneur de vanne 98 et qui présente, de première part, une face axiale d'actionnement de vanne 99 qui communique avec le cylindre à liquide 8 et sur laquelle s'exerce la pression régnant dans ledit cylindre 8, ladite face 99 pouvant soulever un clapet de débordement 100 d'un siège de clapet de débordement 104 lorsque le piston actionneur de vanne 97 se déplace en direction de ladite face 99 ce qui a pour effet de mettre en communication le volume variable de pompe de débordement 86 avec le réservoir à gaz et liquide 14 et/ou le cylindre à liquide 8 via ledit clapet de débordement 100, et de deuxième part, une face axiale côté réservoir 101 qui communique avec le réservoir de débordement 83, sur laquelle s'exerce la pression régnant dans ledit réservoir 83, et qui peut entrer en contact avec une butée coté réservoir de débordement 130 lorsque le piston actionneur de vanne 97 se déplace en direction de ladite face axiale côté réservoir 101, cependant qu'un ressort de rappel de piston d'actionnement 103 tend à repousser le piston actionneur de vanne 97 en direction de sa face axiale d'actionnement de vanne 99, et qu'un ressort de rappel de clapet de débordement 128 tend à ramener le clapet de débordement 100 au contact du siège de clapet de débordement 104 avec lequel il coopère, l'effort que produit le ressort de rappel de piston d'actionnement 103 étant plus grand que l'effort que produit le ressort de rappel de clapet de débordement 128.

[0221] A titre d'alternative non-représentée, la vanne de refoulement 88 peut comprendre un tiroir cylindrique en surface externe duquel est aménagée une gorge de tiroir, ledit tiroir pouvant translater dans un cylindre de tiroir dans lequel débouchent une lumière d'admission reliée au volume variable de pompe de débordement 86, et une lumière d'échappement reliée au réservoir à gaz et liquide 14 ou au cylindre à liquide 8, tandis qu'en fonction de la position axiale du tiroir cylindrique dans le cylindre de tiroir, la gorge de tiroir peut mettre ou non en relation la lumière d'admission avec la lumière d'échappement, le tiroir cylindrique présentant une face axiale côté réservoir qui peut reposer sur une butée de tiroir coté réservoir, qui communique avec le réservoir de débordement 83, et sur laquelle s'exerce la pression régnant dans ledit réservoir 83, et une face axiale côté cylindre à liquide qui communique avec le cylindre à liquide 8 ou avec le réservoir à gaz et liquide 14 et sur laquelle s'exerce la pression régnant dans ledit cylindre 8, cependant qu'un ressort de rappel de tiroir tend à repousser le tiroir cylindrique en direction de sa face axiale côté cylindre à liquide jusqu'à une butée de tiroir coté cylindre à liquide qui, lorsqu'elle est atteinte par ledit tiroir, met en communication la lumière d'admission avec la lumière d'échappement via la gorge de tiroir.

[0222] Selon un mode particulier de réalisation du compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide 1 suivant l'invention montré en [Fig.23], des moyens de contrebalancement 112 peuvent se substituer en tout ou partie aux moyens de guidage de piston 23 pour incliner le cylindre à liquide 8 durant la rotation de l'arbre à manivelle 24 de sorte à réduire voire à annuler les efforts radiaux exercés sur lesdits moyens de guidage 23 par l'inclinaison dudit cylindre 8 du fait de la masse de ce dernier, et de la gravité terrestre.

[0223] Selon cette configuration particulière, les moyens de contrebalancement 112 peuvent être constitués d'un mât de contrebalancement 113 qui, d'une part, comprend une masse de contrebalancement 116 et qui, d'autre part, est articulé autour d'un axe de mât 114 qui est parallèle à l'axe de basculement 9 du cylindre à liquide 8 et qui est solidaire du bâti statique 40, cependant que le mât de contrebalancement 113 forme avec ledit cylindre 8 une articulation pivotante-glissante 115 et constitue un balourd contraire à celui dudit cylindre 8, l'articulation pivotante-glissante 115 pouvant être constituée, comme montré en [Fig.23], d'un axe qui émerge de la surface externe du cylindre à liquide 8, ledit axe recevant un roulement qui peut se déplacer dans un évidemment oblong que présente le mât de contrebalancement 113.

[0224] On note que selon un mode particulier de réalisation du compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide 1 suivant l'invention, le mât de contrebalancement 113 peut recevoir une masse de contrebalancement 116 dont le poids et/ou la position peuvent être variables.

[0225] On remarque qu'en alternative à ce qui précède, les moyens de contrebalancement

112 peuvent être constitués d'un mécanisme d'entraînement et de synchronisation en rotation du cylindre à liquide 8 de quelque type que ce soit, ou de mécanismes à liaisons élastiques qui tendent eux-aussi à minorer voire à annuler les efforts radiaux exercés sur les moyens de guidage de piston 23 par l'inclinaison du cylindre 8 du fait de la masse de ce dernier, et de la gravité terrestre.

[0226] **FONCTIONNEMENT DE L'INVENTION :**

[0227] Le fonctionnement du compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide 1 selon l'invention se comprend aisément à la vue des figures 1 à 23.

[0228] L'objectif dudit compresseur-détendeur 1 est notamment de constituer un volume variable pneumatique 2 dans lequel les échanges de chaleur sont maximisés entre un gaz de travail 5, qui peut être de l'air atmosphérique, et un liquide de travail 13, qui peut être de l'eau, durant la compression ou la détente dudit gaz 5 et ceci, pour que ladite compression ou ladite détente soit la plus isotherme possible, le liquide de travail 13 qui a une capacité calorifique volumique élevée imposant majoritairement sa température au gaz de travail 5 dont la capacité calorifique volumique est faible.

[0229] Ainsi, lorsque si, comme le montrent les figures 1 à 4, les figures 10 à 12, et les figures 22 et 23, le compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide 1 suivant l'invention forme un compresseur 3, un gaz de travail 5 est comprimé dans le volume variable pneumatique 2.

[0230] En ce cas, ledit gaz 5 monte d'abord en pression et en température jusqu'à ce que cette dernière atteigne celle du liquide de travail 13 contenu dans le cylindre à liquide 8 et dans le réservoir à gaz et liquide 14, puis, ce palier de température étant atteint, ledit gaz 5 continue à être comprimé et à monter en pression cependant que la chaleur produite par la compression dudit gaz 5 est cédée audit liquide 13 au fur et à mesure de la production de dite chaleur, au point que la compression dudit gaz 5 s'achève de façon proche-isotherme.

[0231] Si, à l'inverse et comme le montrent les figures 13 à 16, le compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide 1 suivant l'invention forme un détendeur 4, un gaz de travail 5 est détendu dans le volume variable pneumatique 2.

[0232] En cet autre cas, ledit gaz 5 descend d'abord en pression et en température jusqu'à ce que cette dernière atteigne celle du liquide de travail 13 contenu dans le cylindre à liquide 8 et dans le réservoir à gaz et liquide 14, puis, ce palier de température étant atteint, ledit gaz 5 continue à être détendu et à descendre en pression cependant que sa température est en permanence maintenue proche de celle du liquide de travail 13, ce dernier cédant pour cela de la chaleur audit gaz 5, au point que la détente dudit gaz 5 se termine de façon proche-isotherme.

[0233] Ainsi et comme on l'a montré en figures 1 à 4, en figures 10 à 12, en figures 22 et 23, et en figures 13 à 16, le compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide 1 suivant

l'invention peut former un compresseur 3, ou un détendeur 4, le réservoir à gaz et liquide 14 dans lequel est formé le volume variable pneumatique 2 hébergeant des moyens d'échange et d'accumulation de chaleur 16 prévus pour échanger de la chaleur avec le gaz de travail 5 ou avec le liquide de travail 13, et pour stocker temporairement tout ou partie de ladite chaleur avant d'exporter cette dernière via des moyens d'export ou d'apport de chaleur 17 vers des moyens de chauffage 18 comme le montre la [Fig.9] , ou après avoir importé ladite chaleur via lesdits moyens d'export ou d'apport 17 depuis des moyens de refroidissement 19 comme le montre également la [Fig.9].

[0234] Comme montré en [Fig.9] et à titre d'exemple non-limitatif, les moyens de chauffage 18 peuvent être constitués d'un plancher chauffant-rafraîchissant 106 installé dans un bâtiment 121, tandis que les moyens de refroidissement 19 peuvent prendre la forme d'un échangeur air-eau 107 placé à l'extérieur 122 dudit bâtiment 121.

[0235] Outre favoriser les échanges de chaleur entre un gaz de travail 5 et un liquide de travail 13 durant la compression ou la détente dudit gaz 5, le compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide 1 suivant l'invention minimise les pertes énergétiques par frottement, ces dernières étant indésirables en ce qu'elles réduisent le rendement du compresseur 3 ou du détendeur 4 que forme ledit compresseur-détendeur 1.

[0236] Pour cela, contrairement aux systèmes à bielle et manivelle conventionnels que comprennent les compresseurs et les moteurs thermiques alternatifs ordinairement commercialisés, le piston hydraulique 10 du compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide 1 suivant l'invention translate de façon étanche dans le cylindre à liquide 8 pour former avec ce dernier un volume variable hydraulique 12, ceci sans subir d'effort radial significativement élevé.

[0237] Comme on le voit par exemple en figures 1 et 2, ce résultat est obtenu grâce au pivotement du cylindre à liquide 8 autour d'un axe de basculement 9 qui est perpendiculaire à l'axe dudit cylindre 8 et qui est solidaire d'un bâti statique 40, cependant que le piston hydraulique 10 et sa tige de liaison 11 sont maintenus parallèles au cylindre à liquide 8 par des moyens de guidage de piston 23 solidaires dudit cylindre 8, quelle que soit la position dudit piston 10 dans ledit cylindre 8.

[0238] Comme on le voit en figures 1 à 3, en figures 6 à 8, en figures 10 à 16, et en figures 22 et 23, les moyens de guidage de piston 23 peuvent être constitués d'une liaison pivot glissant 47 formée entre une surface cylindrique externe 48 que présente la tige de liaison 11 et une bague de glissement 49 qui est solidairement reliée au cylindre à liquide 8 par l'intermédiaire d'une structure porteuse de bague 50.

[0239] Ainsi et comme le montrent les figures 1 et 2, les figures 6 à 8, et les figures 22 et 23, la manivelle 26 autour de laquelle s'articule une deuxième extrémité de tige 30 de la tige de liaison 11 reste toujours approximativement dans l'axe du cylindre à liquide 8.

[0240] Selon cette configuration particulière propre au compresseur-détendeur lent à piston

mécano-liquide 1 suivant l'invention, contrairement aux système à bielle et manivelle les plus répandus, l'effort axial qu'exerce la pression du gaz de travail 5 sur le piston hydraulique 10 par l'intermédiaire du liquide de travail 13 ne se traduit plus par quelque effort radial que ce soit exercé par ledit piston 10 sur le cylindre à liquide 8.

[0241] Car en effet, la vitesse de rotation faible du compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide 1 ne favorise pas l'établissement d'un régime de lubrification hydrodynamique entre le piston hydraulique 10 et le cylindre à liquide 8, ledit régime nécessitant, pour s'établir, une vitesse relative élevée entre ledit piston 10 et ledit cylindre 8.

[0242] Par ailleurs, si le liquide de travail qui s'immisce entre le piston hydraulique 10 et le cylindre à liquide 8 est de l'eau, cette dernière étant peu visqueuse et présentant des propriétés lubrifiantes faibles, elle est également défavorable à l'établissement d'un régime de portance hydrodynamique à l'interface entre ledit piston 10 et ledit cylindre 8.

[0243] Cette caractéristique particulière du compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide 1 qui consiste en éliminer tout effort radial exercé par le piston hydraulique 10 sur le cylindre à liquide 8 est de première importance, notamment pour conférer à toute pompe à chaleur 55 formée d'un compresseur 3 et d'un détendeur 4 suivant l'invention un rendement élevé et un coefficient de performance supérieur à celui des pompes à chaleur conventionnelles opérant un fluide frigorigène.

[0244] Toujours dans l'objectif de minimiser les pertes énergétiques par frottement, on remarque en figures 1 à 3, en figures en 6 à 8, et en figures 22 et 23, que toutes les liaisons pivot du compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide 1 reçoivent un roulement à rouleaux 105 connu en soi, qu'il s'agisse de l'axe de basculement 9, des paliers d'arbre 25, ou de la manivelle 26.

[0245] Le coefficient de frottement effectif des roulements à rouleaux 105 étant très faible, lesdites liaisons pivot dissipent peu d'énergie et ont peu d'impact négatif sur le rendement énergétique de toute pompe à chaleur 55 constituée à partir du compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide 1 suivant l'invention.

[0246] L'objectif du compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide 1 suivant l'invention est également de minimiser les pertes énergétiques par fuites de gaz de travail 5, lesdites fuites réduisant le rendement effectif du compresseur 3 ou du détendeur 4 que forme ledit compresseur-détendeur 1.

[0247] A ce titre, on remarque que le piston hydraulique 10 forme une étanchéité avec le cylindre à liquide 8 dans lequel il translate, et que cette étanchéité s'applique au liquide de travail 13 et non pas au gaz de travail 5 lui-même qui, du fait de sa densité faible, de la gravité terrestre, et du faible régime de rotation du compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide 1, reste toujours au-dessus dudit liquide de travail 13.

[0248] Il résulte de cette configuration particulière du compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide 1 suivant l'invention que l'étanchéité que le piston hydraulique 10 forme avec le cylindre à liquide 8 ne prévient que d'éventuelles fuites de liquide de travail 13 et non de gaz de travail 5, le débit volumique des dites éventuelles fuites étant fortement limité par la densité et la viscosité élevées dudit liquide 13, en l'occurrence et à titre d'exemple non-limitatif, de l'eau.

[0249] On note aussi qu'une étanchéité poussée entre le piston hydraulique 10 et le cylindre à liquide 8 est d'autant plus réalisable que le compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide 1 tourne lentement.

[0250] En effet, le faible régime de rotation dudit compresseur-détendeur 1 implique une basse vitesse linéaire relative entre le piston hydraulique 10 et le cylindre à liquide 8, ce qui permet d'équiper le piston hydraulique 10 d'un joint d'étanchéité 51 souple et continu par exemple constitué d'un joint torique en élastomère qui plaque sur la paroi interne du cylindre à liquide 8 une bague de friction faite en polytétrafluoroéthylène chargé de particules antifriction, ce matériau étant notoirement résistant à l'abrasion.

[0251] On note qu'avantageusement, le liquide de travail 13 peut être formé d'un mélange de glycol et d'eau ce qui, outre abaisser la température de solidification de ladite eau et prévenir son gel, peut contribuer à augmenter la durabilité du joint d'étanchéité 51, à limiter les pertes énergétiques par frottement produites par ledit joint 51, et à réduire encore si nécessaire les éventuelles fuites de liquide de travail 13 à l'interface du contact entre le piston hydraulique 10 et le cylindre à liquide 8.

[0252] On notera que, pour que le liquide de travail 13 reste toujours pleinement au contact du piston hydraulique 10 et qu'aucun phénomène de cavitation ou de sur-mélange ne survienne entre le gaz de travail 5 et le liquide de travail 13, l'accélération ou la décélération maximale du piston hydraulique 10 entre sa mi-course et son point mort haut doit rester inférieure à la gravité terrestre.

[0253] A ce titre, la vitesse de rotation de l'arbre à manivelle 24 doit rester faible, que nous fixerons, à titre d'exemple non-limitatif, à quarante tours par minute.

[0254] Cette faible vitesse explique la nécessité d'adjoindre à l'arbre à manivelle 24 des moyens de stockage d'énergie cinétique 28 qui sont, selon l'exemple de réalisation du compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide 1 suivant l'invention montré en figures 1 et 2, en figures 6 à 8, et en figures 22 et 23, constitués d'un volant d'inertie à basse vitesse 66 qui est solidaire en rotation, d'une part, de l'arbre à manivelle 24, et d'autre part, d'une couronne dentée 67 que le moteur d'entrainement 27 entraîne en rotation par l'intermédiaire d'un pignon d'entraînement de couronne 68 à haut rendement dont le diamètre primitif est plus petit que celui de ladite couronne 67, cette dernière et ledit pignon 68 formant un système d'engrenage à forte démultiplication 69.

[0255] On remarque également en [Fig.6] qu'un volant d'inertie à haute vitesse 70 peut avantageusement être prévu solidaire en rotation du pignon d'entraînement de couronne 68.

[0256] Selon cette configuration particulière du compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide 1 suivant l'invention, les variations de couple instantané qu'impose à l'arbre à manivelle 24 la compression ou la détente du gaz de travail 5 dans le réservoir à gaz et liquide 14 sont principalement absorbées par l'inertie du volant d'inertie à basse vitesse 66 et par celle du volant d'inertie à haute vitesse 70, de sorte que le couple qui résiste ou qui entraîne le moteur d'entrainement 27 se retrouve lissé, ledit moteur 27 étant alors principalement soumis au couple moyen résistant nécessaire au maintien en rotation régulière de l'arbre à manivelle 24.

[0257] Outre éviter tout phénomène de cavitation ou de sur-mélange entre le gaz de travail 5 et le liquide de travail 13, la vitesse de rotation faible de quarante tours par minute imposée à l'arbre à manivelle 24 laisse un temps important au transvasement du gaz de travail 5 au niveau des moyens de remplissage 20 ou des moyens de vidange 22 du compresseur 3 et du détendeur 4.

[0258] En effet, outre le temps laissé aux échanges thermiques de se produire dans le réservoir à gaz et liquide 14 entre le gaz de travail 5 et/ou le liquide de travail 13 d'une part, et les moyens d'échange et d'accumulation de chaleur 16 d'autre part, l'avantage d'une rotation lente du compresseur 3 ou du détendeur 4 est qu'elle laisse du temps au transvasement du gaz de travail 5 de s'opérer, de sorte à limiter les pertes de pression au niveau du port d'entrée 6 et du port de sortie 7 dudit du compresseur 3 ou dudit détendeur 4.

[0259] Car en effet, les moyens de remplissage 20 qui permettent ou qui interdisent le passage du gaz de travail 5 depuis un plenum d'admission 21 vers le réservoir à gaz et liquide 14 via le port d'entrée 6, ou les moyens de vidange 22 qui permettent ou interdisent le passage de gaz de travail 5 depuis le réservoir à gaz et liquide 14 vers un plenum de refoulement 62 via le port de sortie 7, peuvent être constitués d'au moins un clapet de compresseur 52 assisté ou non de moyens électriques, d'au moins une soupape pilotée de compresseur 53, ou d'au moins une soupape pilotée de détendeur 54.

[0260] Or, ces composants 52, 53, 54 opposent à leur mise en mouvement des efforts d'inertie dont l'intensité évolue au carré de la vitesse de rotation de l'arbre à manivelle 24 et à ce titre, si ledit arbre 24 ne tourne par exemple qu'à quarante tours par minute, lesdits efforts sont si faibles qu'ils n'ont plus de conséquence négative sur le rendement du compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide 1 suivant l'invention.

[0261] Il résulte de ce qui précède que le diagramme thermodynamique pression-volume

effectif d'une pompe à chaleur 55 comprenant un compresseur 3 et un détendeur 4 formés à partir du compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide 1 suivant l'invention, est proche de celui du cycle idéal de Carnot, la pratique rejoignant la théorie au plus proche du possible.

[0262] La faible vitesse de rotation de l'arbre à manivelle 24 confère également au compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide 1 suivant l'invention une durée de vie de plusieurs décennies, voire de plusieurs siècles, sous réserve de changer quelques pièces soumises au vieillissement comme le joint d'étanchéité 51 du piston hydraulique 10.

[0263] Pour poursuivre la description du fonctionnement du compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide 1 suivant l'invention et comme montré en figures 6 à 9, nous considèrerons ici qu'un compresseur 3 et un détendeur 4 formés dudit compresseur-détendeur lent 1 coopèrent pour former une pompe à chaleur 55 qui exécute un cycle frigorifique proche de celui idéal de Carnot.

[0264] A ce titre, on remarque en figures 6 à 9 que le plenum de refoulement 62 du compresseur 3 est relié au plenum d'admission 21 du détendeur 4 par un conduit de gaz à haute pression 56 de sorte que le gaz de travail 5 refoulé via le plenum de refoulement 62 dudit compresseur 3 est introduit dans ledit détendeur 4 via le plenum d'admission 21 dudit détendeur 4, l'arbre à manivelle 24 dudit compresseur 3 étant relié à l'arbre à manivelle 24 dudit détendeur 4.

[0265] On peut noter en [Fig.9] que le conduit de gaz à haute pression 56 est relié à un réservoir de gaz à haute pression 58 qui peut accumuler, à titre d'exemple non-limitatif, du gaz de travail 5 dont la température est de quarante degrés Celsius et dont la pression est de quarante-six bars absolus.

[0266] A ce titre et comme montré en [Fig.9], le conduit de gaz à haute pression 56 et réservoir de gaz à haute pression 58 peuvent avantageusement être revêtus d'une couche d'isolation thermique 59 qui prévient toute dissipation inutile de chaleur dans l'environnement extérieur de la pompe à chaleur 55.

[0267] On remarque aussi en [Fig.9] que le plenum d'admission 21 du compresseur 3 et le plenum de refoulement 62 du détendeur 4 communiquent par l'intermédiaire d'un réservoir de gaz à basse pression 60 auquel ils sont respectivement reliés par un conduit de gaz à basse pression 61.

[0268] A titre d'exemple non-limitatif, la pression et la température du gaz de travail 5 contenu dans le réservoir de gaz à basse pression 60 sont respectivement de un bar et demi absolu, et de deux degrés Celsius.

[0269] Toujours à titre d'exemple non-limitatif et comme montré en [Fig.9], nous supposerons ici que les moyens de chauffage 18 sont constitués d'un plancher chauffant-rafraîchissant 106 dans lequel circule un fluide caloporteur 37 qui transporte de la

chaleur depuis le compresseur 3 vers ledit plancher 106, ledit fluide 37 entrant dans ledit plancher 106 à une température de trente-cinq degrés Celsius pour que ce dernier maintienne une température de vingt et un degrés Celsius dans un bâtiment 121 d'habitation, tandis que les moyens de refroidissement 19 sont formés d'un échangeur air-eau 107 qui est placé à l'extérieur 122 dudit bâtiment 121, et au travers duquel de l'air atmosphérique est forcé à passer par deux moto-ventilateurs 108, un fluide caloporteur 37 circulant dans ledit échangeur 107 pour transporter de la chaleur depuis ledit échangeur 107 vers le détendeur 4, ledit fluide 37 entrant dans ledit échangeur 107 à une température de deux degrés Celsius tandis que la température extérieure du bâtiment 121 est de sept degrés Celsius.

[0270] En relation avec les figures 6 à 8, nous supposerons également que la course du piston hydraulique 10 du compresseur 3 et du détendeur 4 est de quatre cents millimètres tandis que l'alésage du cylindre à liquide 8 dudit compresseur 3 et dudit détendeur 4 est de quatre cent dix millimètres, ledit piston 10 et ledit cylindre 8 formant donc un volume variable hydraulique 12 de cinquante et un virgule cinq litres.

[0271] La [Fig.5] représente des diagrammes pression-volume de principe, les échelles n'étant pas forcément respectées, tels qu'exécutés par la pompe à chaleur 55 qui vient d'être décrite, le diagramme du haut étant exécuté par le compresseur 3 tandis que le diagramme du bas est exécuté par le détendeur 4, les deux dits diagrammes étant virtuellement reliés par les flèches en pointillé pour reconstituer le diagramme du cycle de pompe à chaleur de Carnot.

[0272] S'agissant du diagramme du compresseur 3, c'est-à-dire le diagramme du haut de la [Fig.5], la section A-B forme une compression adiabatique qui permet de hausser la température initiale T1 du gaz de travail 5 depuis deux degrés Celsius jusqu'à quarante degrés Celsius, cette dernière température étant notée T2.

[0273] Ce faisant, la pression du gaz de travail 5 passe de un bar et demi à deux virgule quatre bars.

[0274] Le piston hydraulique 10 du compresseur 3 poursuivant sa course vers son point mort haut, la section B-C forme une compression isotherme durant laquelle la pression du gaz de travail 5 passe de deux virgule quatre à quarante-six bars cependant que la température T2 de quarante degrés Celsius dudit gaz 5 reste constante, ledit gaz 5 cédant sa chaleur Q1 au fur et à mesure de la production de dite chaleur au liquide de travail 13 et aux moyens d'échange et d'accumulation de chaleur 16.

[0275] La section C-D correspond au transvasement du gaz de travail 5 depuis le réservoir à gaz et liquide 14 du compresseur 3 vers le réservoir de gaz à haute pression 58 montré en [Fig.9], la température et la pression dudit gaz 5 étant respectivement de quarante degrés Celsius et de quarante-six bars.

[0276] Ledit transvasement s'opère successivement via le clapet de compresseur 52 du port

de sortie 7 du compresseur 3, son plenum de refoulement 62, et le conduit de gaz à haute pression 56.

[0277] La section D-E du diagramme du compresseur 3 illustre la baisse brutale de pression qui survient dans le réservoir à gaz et liquide 14 du compresseur 3 lorsque le clapet de compresseur 52 du port de sortie 7 dudit compresseur 3 se referme et qu'immédiatement après, le clapet de compresseur 52 de son port d'entrée 6 s'ouvre.

[0278] La section E-A correspond à l'admission par le compresseur 3 de gaz de travail 5 en provenance du réservoir de gaz à basse pression 60 montré en [Fig.9] successivement via le conduit de gaz à basse pression 61, le plenum d'admission 21, et le clapet de compresseur 52 du port d'entrée 6 dudit compresseur 3.

[0279] S'agissant du diagramme du détendeur 4, c'est à dire le diagramme du bas de la [Fig.5], la section F-G correspond au transvasement du gaz de travail 5 depuis le réservoir de gaz à haute pression 58 vers le réservoir à gaz et liquide 14 dudit détendeur 4, la température T2 et la pression dudit gaz 5 étant respectivement de quarante degrés Celsius et de quarante-six bars.

[0280] La section G-H forme une détente adiabatique qui abaisse la température initiale T2 du gaz de travail 5 de quarante degrés Celsius à deux degrés Celsius cette dernière température étant notée T1, cependant que parallèlement, la pression passe de quarante-six à approximativement vingt neuf bars.

[0281] Puis, la section H-I forme une détente isotherme durant laquelle la pression du gaz de travail 5 passe de vingt neuf bars à un bar et demi absolu cependant que la température T1 de deux degrés Celsius dudit gaz 5 reste constante, ce dernier prélevant de la chaleur Q2 au liquide de travail 13 et aux moyens d'échange et d'accumulation de chaleur 16 pour maintenir sa température proche de deux degrés Celsius.

[0282] La section I-J de la [Fig.5] correspond au refoulement du gaz de travail 5 contenu dans le réservoir à gaz et liquide 14 du détendeur 4 vers le réservoir de gaz à basse pression 60, ledit gaz 5 circulant pour cela successivement via une soupape pilotée de détendeur 54 qui forme les moyens de vidange 22 du port de sortie 7 dudit détendeur 4, puis via le plenum de refoulement 62 dudit détendeur 4, et enfin, via le conduit de gaz à basse pression 61 qui relie ledit détendeur 4 au réservoir de gaz à basse pression 60.

[0283] La section J-F du diagramme pression-volume du détendeur 4 illustre quant à elle la hausse brutale de pression qui survient dans le réservoir à gaz et liquide 14 dudit détendeur 4 lorsque la soupape pilotée de détendeur 54 qui forme les moyens de vidange 22 du port de sortie 7 dudit détendeur 4 se ferme, cependant qu'immédiatement après, la soupape pilotée de détendeur 54 qui forme les moyens de remplissage 20 du port d'entrée 6 dudit détendeur 4 s'ouvre pour engager un nouveau cycle du détendeur 4.

[0284] Ainsi, les deux diagrammes pression-volume montrés en [Fig.5] coopèrent à re-

constituer le cycle de pompe à chaleur de Carnot au moyen du gaz de travail 5 dont l'état ne change pas, le compresseur 3 exécutant la partie chaude dudit cycle cependant que le détendeur 4 exécute la partie froide dudit cycle.

[0285] Si l'export de chaleur Q1 et l'export de chaleur Q2 étaient parfaits, la puissance de chauffage de la pompe à chaleur 55 qui vient d'être décrite serait approximativement de dix-sept kilowatts pour un coefficient de performance de plus de huit.

[0286] Une fois soustraites les pertes par frottement induites par les différentes liaisons pivot qui, comme on l'a montré en figures 1 à 3, en figures en 6 à 8, et en figures 22 et 23, sont constituées de roulements à rouleaux 105 à faible frottement, le coefficient de performance de ladite pompe à chaleur 55 descend approximativement à sept virgule sept.

[0287] Si les moyens de refroidissement 19 sont constitués d'un échangeur air-eau 107 tel que montré en [Fig.9], et que la puissance cumulée consommée par les moto-ventilateurs 108 pour forcer les échanges thermiques entre l'air atmosphérique et l'eau qui circule dans ledit échangeur 107 est de cinq cent Watts, le coefficient de performance de ladite pompe à chaleur 55 descend à six virgule trois.

[0288] Fort de ces constats, on comprend tout l'intérêt de la configuration mécanique particulière du compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide 1 suivant l'invention car en effet, si, toutes choses égales par ailleurs, ledit compresseur-détendeur 1 possédait un embiellage conventionnel qui coopère avec un cylindre à liquide fixe, même avec un rapport bielle/manivelle de quatre c'est à dire avec une bielle particulièrement encombrante de huit-cent quarante millimètres de long, le coefficient de performance de la pompe à chaleur qui en résulterait descendrait à environ quatre, au lieu des six virgule trois accessibles avec ladite la configuration mécanique particulière dudit compresseur-détendeur lent 1 suivant l'invention.

[0289] Un tel coefficient de performance ne se distinguerait pas assez de celui des pompes à chaleur conventionnelles pour justifier d'un changement de technologie, et ce d'autant plus qu'une telle pompe à chaleur à cycle de Carnot utilisant un gaz sans changement de phase aurait toutes les chances d'être beaucoup plus lourde, volumineuse et encombrante que son homologue conventionnelle.

[0290] Le seul intérêt du remplacement des fluides frigorigènes tels que les hydrofluorocarbures par de l'air atmosphérique ne suffirait pas non plus à justifier d'un changement de technologie car le dioxyde de carbone prévu dans un proche avenir en remplacement desdits fluides restera acceptable au plan environnemental.

[0291] En revanche, un coefficient de performance de l'ordre six au lieu de quatre actuellement accessible représente une économie d'énergie à même service rendu de trente-trois pourcent, ce qui est très intéressant tant au niveau énergétique et économique, qu'au niveau environnemental.

[0292] Toutefois, ce coefficient de performance n'est accessible avec le compresseur-

détendeur lent à piston mécano-liquide 1 selon l'invention qu'à la condition que les échanges de chaleur Q1 et Q2 montrés sur les diagrammes pression-volume de la [Fig.5] s'opèrent avec une grande efficacité.

[0293] C'est pourquoi, en figures 1 à 4, en figures 8 et 9, et en [Fig.17], on a montré que des conduits échangeurs de chaleur 36 logés dans le réservoir à gaz et liquide 14 du compresseur 3 et du détendeur 4 peuvent par exemple être formés d'un enroulement de tuyau de cuivre 109 dans lequel circule un fluide caloporteur 37, et constituer à la fois les moyens d'échange et d'accumulation de chaleur 16 et les moyens d'export ou d'apport de chaleur 17.

[0294] Selon cette configuration particulière du compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide 1 suivant l'invention, les conduits échangeurs de chaleur 36 prennent ou cèdent de la chaleur au liquide de travail 13 et au gaz de travail 5, puis, le fluide caloporteur 37 qui circule dans lesdits conduits 36 transporte ladite chaleur depuis les moyens de refroidissement 19 ou vers les moyens de chauffage 18.

[0295] On remarque en figures 3 et 4 que les spires que forme l'enroulement de tuyau de cuivre 109 sont maintenues en place les unes par rapport aux autres par des baffles de séparation 110 auxquels pourraient éventuellement s'ajouter des ailettes externes qui augmentent la surface de contact du conduit échangeur de chaleur 36 avec le liquide de travail 13 ou le gaz de travail 5.

[0296] Aussi, quand le piston hydraulique 10 est positionné à son point mort bas et que le volume variable pneumatique 2 est maximal, le gaz de travail 5 est exposé au contact de l'enroulement de tuyau de cuivre 109 et de ses éventuelles ailettes externes, cependant que lorsque ledit piston 10 est à son point mort haut et que le volume variable pneumatique 2 est minimal, ledit enroulement 109 est immergé dans le liquide de travail 13.

[0297] On a montré en figures 1 à 4, en [Fig.8], et en figures 10 à 16, que la partie supérieure du réservoir à gaz et liquide 14 reçoit des buses de pulvérisation de liquide 71 qui atomisent du liquide de travail 13 en fines gouttelettes dans le volume interne dudit réservoir 14, de sorte que ledit liquide 13 forme un moyen d'échange et d'accumulation de chaleur 16 additionnel qui prélève ou cède de la chaleur au gaz de travail 5, particulièrement lors de la phase de compression isotherme correspondant à la section de courbe B-C du diagramme pression-volume de la [Fig.5] s'agissant du compresseur 3, et lors de la phase de détente correspondant à la section de courbe H-I dudit diagramme s'agissant du détendeur 4.

[0298] Cette configuration particulière du compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide 1 suivant l'invention permet de maximiser les échanges de chaleur entre le gaz de travail 5 et le liquide de travail 13.

[0299] Comme on le remarque en figures 2 à 4, en [Fig.8], et en [Fig.10] à 16, les buses de

pulvérisation de liquide 71 sont alimentées en liquide de travail 13 par une pompe de pulvérisation de liquide 72 qui est constituée d'un cylindre de pompe 73 qui héberge un piston de pompe 74 mis en mouvement par le piston hydraulique 10.

[0300] Le fonctionnement de la pompe de pulvérisation de liquide 72 du compresseur 3 selon un mode particulier de réalisation de ladite pompe 72 est détaillé en figures 10 à 12, tandis que le fonctionnement de la pompe de pulvérisation de liquide 72 du détendeur 4 selon un mode particulier de réalisation de ladite pompe 72 est détaillé en figures 13 à 16, les détails desdits fonctionnements étant, au vu desdites figures, évidents pour l'homme de l'art.

[0301] En figures 3, 6 et 7, on remarque que le plenum de refoulement 62 du compresseur 3 et du détendeur 4 formés du compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide 1 suivant l'invention communique avec un réservoir de débordement 83 dont la partie inférieure comprend une pompe de débordement 82.

[0302] Selon cette configuration particulière du compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide 1 suivant l'invention, à chaque tour d'arbre à manivelle 24, la pompe de débordement 82 transfère une petite quantité de liquide de travail 13 depuis le réservoir de débordement 83 vers le cylindre à liquide 8 du compresseur 3 ou, selon le cas, du détendeur 4.

[0303] Ladite configuration particulière permet que lorsque le piston hydraulique 10 effectue des mouvements de va-et-vient dans le cylindre à liquide 8 et quand le volume variable hydraulique 12 est minimal, le réservoir à gaz et liquide 14 se retrouve bien entièrement rempli de liquide de travail 13, la petite quantité de liquide de travail 13 introduite par la pompe de débordement 82 dans le réservoir à gaz et liquide 14 débordant à chaque tour d'arbre à manivelle 24 dudit réservoir 14 pour retourner au réservoir de débordement 83 via le port de sortie 7 et le plenum de refoulement 62.

[0304] Ce mode particulier de réalisation du compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide 1 suivant l'invention permet que l'intégralité du gaz de travail 5 que contient le volume variable pneumatique 2 soit bien expulsée dudit volume 2 lorsque le volume variable hydraulique 12 est minimal, ce qui confère audit volume variable pneumatique 2 un rapport volumétrique infini, et un rendement volumétrique proche de cent pour cent.

[0305] Comme on peut aisément le déduire des figures 3, 6 et 7, qu'il s'agisse du compresseur 3 ou du détendeur 4, la pression de gaz de travail 5 qui règne dans le réservoir de débordement 83 est similaire à celle qui règne dans le plenum de refoulement 62.

[0306] On voit en figures 3, 6 et 7 que le réservoir de débordement 83 est situé en contrebas du plenum de refoulement 62 de sorte que, du fait de la gravité terrestre, le liquide de travail 13 qui déborde du réservoir à gaz et liquide 14 via le port de sortie 7 et le plenum de refoulement 62 retourne naturellement dans ledit réservoir de débordement

83

[0307] On a montré en figures 17 à 19 la pompe de débordement 82 telle qu'elle peut être prévue pour le compresseur 3, selon une configuration particulière du compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide 1 suivant l'invention.

[0308] Comme on le voit sur lesdites figures 17 à 19, le piston de pompe de débordement 85 est un piston étagé bicorps 89 qui comprend un corps de grand diamètre 93 qui présente une face de grande section 90, cette dernière formant l'une des parois d'un volume variable de pompe de débordement 86.

[0309] Les figures 17 à 19 montrent que ledit piston étagé 89 comprend également, axialement à l'opposé de la face de grande section 90, un corps de petit diamètre 94 qui peu translater de façon étanche dans un cylindre d'actionnement 92 dont le volume interne est relié à celui du réservoir à gaz et liquide 14 et du cylindre à liquide 8, ledit corps de petit diamètre 94 présentant une face de petite section 91 sur laquelle s'exerce la pression qui règne dans ledit cylindre 8, ladite pression étant notée P2 en figures 18 et 19.

[0310] On note aussi en figures 17 à 19 que ledit piston étagé 89 présente, au niveau de la jonction entre le corps de grand diamètre 93 et le corps de petit diamètre 94, une face de moyenne section 95 de laquelle émerge le corps de petit diamètre 94, ladite face 95 étant reliée au réservoir de débordement 83 et étant soumise à la pression régnant dans ledit réservoir 83 notée P1 en figures 18 et 19, tandis qu'une butée de piston étagé 117 fixe le volume maximal du volume variable de pompe de débordement 86 et qu'un ressort de rappel de piston bicorps 96 tend à repousser le piston étagé bicorps 89 en direction de sa face de grande section 90.

[0311] Ainsi et comme on le comprend aisément à partir de la [Fig.18], lorsque la pression P2 qui règne dans le cylindre à liquide 8 est inférieure à la pression P1, qui règne dans le réservoir de débordement 83, le piston étagé bicorps 89 est maintenu plaqué sur la butée de piston étagé 117 tandis que le ressort de rappel de piston bicorps 96 est comprimé par l'effort que produit le différentiel de pression P1 moins P2 exercé sur toute la surface de la face de petite section 91, la vanne de refoulement 88 étant fermée.

[0312] Lorsque le piston hydraulique 10 du compresseur 3 arrive au point mort haut, la pression P2 qui règne dans le cylindre à liquide 8 devient sensiblement égale à la pression P1 qui règne dans le réservoir de débordement 83, il n'y a plus d'effort qui s'exerce sur la face de petite section 91, et le ressort de rappel de piston bicorps 96 repousse le piston étagé bicorps 89 comme le montre la [Fig.19], ce qui a pour effet d'expulser du liquide de travail 13 depuis le volume variable de pompe de débordement 86 vers le cylindre à liquide 8 via la vanne de refoulement 88 ouverte, la consommation énergétique effective du transvasement de dit liquide 13 depuis ledit

volume 86 vers ledit cylindre 8 étant très faible.

[0313] Lorsque le piston hydraulique 10 du compresseur 3 amorce sa redescente ce qui correspond à la section D-E du diagramme pression-volume de la [Fig.5], la vanne de refoulement 88 est calculée pour se refermer immédiatement alors que la pression P2 régnant dans le cylindre à liquide 8 redevient inférieure à la pression P1 qui règne dans le réservoir de débordement 83.

[0314] S'ensuit la compression du ressort de rappel de piston bicorps 96 par le piston étagé bicorps 89 ce dernier se déplaçant sous l'effet du différentiel de pression P1 moins P2 qui s'exerce sur la face de petite section 91 avec en parallèle, l'augmentation du volume variable de pompe de débordement 86 dans lequel est admis une nouvelle charge de liquide de travail 13 en provenance du réservoir de débordement 83 et via le clapet d'admission de pompe de débordement 87.

[0315] Comme on le remarque en figures 18 et 19, la vanne de refoulement 88 comprend un piston actionneur de vanne 97 qui peut translater de façon étanche dans un cylindre d'actionneur de vanne 98.

[0316] Ledit piston 97 présente une face axiale d'actionnement de vanne 99 qui communique avec le réservoir de débordement 83 et sur laquelle s'exerce la pression P1 régnant dans ledit réservoir 83.

[0317] Comme on le voit en [Fig.19], ladite face axiale 99 peut entrer en contact avec un clapet de débordement 100 pour soulever ce dernier d'un siège de clapet de débordement 104 lorsque le piston actionneur de vanne 97 se déplace en direction de ladite face 99.

[0318] En ce cas et tenant compte de la position particulière de la pompe de débordement 82 montrée en [Fig.3] et en figures 6 et 7, le volume variable de pompe de débordement 86 est mis en en communication avec le réservoir à gaz et liquide 14 via ledit clapet de débordement 100.

[0319] On remarque également en figures 18 et 19 que le piston actionneur de vanne 97 présente aussi une face axiale côté cylindre à liquide 102 qui communique avec le réservoir à gaz et liquide 14 et sur laquelle s'exerce la pression P2 régnant dans ledit réservoir 14 et dans le cylindre à liquide 8, ladite face pouvant entrer en contact, comme le montre la [Fig.18], avec une butée coté cylindre à liquide 118 lorsque le piston actionneur de vanne 97 se déplace en direction de ladite face axiale côté cylindre à liquide 102.

[0320] En figures 18 et 19, on remarque qu'un ressort de rappel de piston d'actionnement 103 tend à repousser le piston actionneur de vanne 97 en direction de sa face axiale d'actionnement de vanne 99, et qu'un ressort de rappel de clapet de débordement 128 tend à ramener le clapet de débordement 100 au contact du siège de clapet de débordement 104 avec lequel il coopère.

[0321] Comme on le déduit aisément des figures 18 et 19, pour que la vanne de refoulement 88 puisse fonctionner, l'effort que produit le ressort de rappel de piston d'actionnement 103 doit être plus grand que l'effort que produit le ressort de rappel de clapet de débordement 128.

[0322] Ainsi et comme on le comprend aisément à partir des figures 18 et 19, lorsque la pression P2 qui règne dans le réservoir à gaz et liquide 14 et le cylindre à liquide 8 est inférieure à la pression P1 qui règne dans le réservoir de débordement 83, la face axiale côté cylindre à liquide 102 du piston actionneur de vanne 97 est maintenue plaquée sur la butée coté cylindre à liquide 118 tandis que le ressort de rappel de piston d'actionnement 103 est comprimé par l'effort que produit le différentiel de pression P1 moins P2 entre celle qui s'exerce sur la face axiale d'actionnement de vanne 99 et celle qui s'exerce sur la face axiale côté cylindre à liquide 102.

[0323] Dans ce cas, le clapet de débordement 100 repose sur son siège de clapet de débordement 104, et le liquide de travail 13 ne peut pas circuler entre le volume variable de pompe de débordement 86 et le cylindre à liquide 8.

[0324] Lorsque le piston hydraulique 10 du compresseur 3 arrive au point mort haut, la pression P2 qui règne dans le cylindre à liquide 8 devient sensiblement égale à la pression P1 qui règne dans le réservoir de débordement 83, et la pression qui s'exerce sur la face axiale d'actionnement de vanne 99 est équivalente à celle qui s'exerce sur la face axiale côté cylindre à liquide 102.

[0325] Il résulte de cette situation que le ressort de rappel de piston d'actionnement 103 repousse le piston actionneur de vanne 97 en direction du clapet de débordement 100, jusqu'à ce que la face axiale d'actionnement de vanne 99 entre en contact avec ledit clapet 100 puis soulève ce dernier de son siège de clapet de débordement 104 et ceci, jusqu'à ce que ledit clapet 100 atteigne une butée d'ouverture maximale de clapet 131.

[0326] Le clapet de débordement 100 étant éloigné de son siège de clapet de débordement 104, le piston étagé bicorps 89 peut se déplacer sous l'action de son ressort de rappel de piston bicorps 96, et expulser du liquide de travail 13 depuis le volume variable de pompe de débordement 86 vers le réservoir à gaz et liquide 14.

[0327] Lors que le piston hydraulique 10 du compresseur 3 amorce sa redescente ce qui correspond à la section D-E du diagramme pression-volume de la [Fig.5], la pression P2 régnant dans le réservoir à gaz et liquide 14 et le cylindre à liquide 8 redevient inférieure à la pression P1 qui règne dans le réservoir de débordement 83.

[0328] Il résulte de cette situation la compression du ressort de rappel de piston d'actionnement 103 par le piston actionneur de vanne 97, ce dernier se déplaçant sous l'effet du différentiel de pression P1 moins P2 entre celle qui s'exerce sur sa face axiale d'actionnement de vanne 99 et celle qui s'exerce sur sa face axiale côté cylindre à liquide 102, ledit piston 97 laissant le ressort de rappel de clapet de débordement 128

ramener le clapet de débordement 100 au contact de son siège de clapet de débordement 104.

[0329] On remarque en figures 20 et 21 que la pompe de débordement 82 du détendeur 4 relève des mêmes principes que ceux qui viennent d'être décrits, à cette différence près que le transvasement de liquide de travail 13 depuis le réservoir de débordement 83 vers le cylindre à liquide 8 s'opère non pas quand le piston hydraulique 10 atteint son point mort haut, mais quand ledit le piston 10 atteint son point mort bas.

[0330] Ceci provient de ce que le cycle du compresseur 3 s'opère en moyenne à une pression plus basse que celle régnant dans le plenum de refoulement 62 dudit compresseur 3, tandis que le cycle du détendeur 4 s'opère en moyenne à une pression plus haute que celle régnant dans le plenum de refoulement 62 dudit détendeur 4.

[0331] [Donc, pour que le remplissage du volume variable de pompe de débordement 86 puisse s'opérer, le fonctionnement vis-à-vis des différences de pression de la pompe de débordement 82 du compresseur 3 doit être préférentiellement inversé par rapport à celui de la pompe de débordement 82 du détendeur 4.

[0332] Comme on le déduit aisément de la [Fig.9], le pilotage de la pompe à chaleur 55 s'effectue principalement en réglant le régime de rotation de l'arbre à manivelle 24 et en adaptant les lois de levée des soupapes pilotées de détendeur 54, ces dernières étant chacune actionnée en ouverture et/ou en fermeture par un actionneur de soupape 119, ledit pilotage dudit régime et dudit actionneur 119 étant assurés par un calculateur 120.

[0333] Car en effet, toutes choses égales par ailleurs, la puissance de la pompe à chaleur 55 est proportionnelle au régime de rotation de son arbre à manivelle 24, ce qui est un premier réglage qui permet au calculateur 120 de régler ladite puissance.

[0334] Mais outre le régime de rotation de son arbre à manivelle 24, la levée plus ou moins tardive et plus ou moins étalée des soupapes pilotées de détendeur 54 permet notamment de régler la pression qui règne dans le réservoir de gaz à basse pression 60 relativement à celle qui règne dans le réservoir de gaz à haute pression 58.

[0335] Ce réglage revêt une grande importance en ce que le différentiel de pression en question détermine notamment la quantité de chaleur produite par la pompe à chaleur 55 à chaque tour d'arbre à manivelle 24.

[0336] Ce réglage s'opère par exemple en faisant transvaser au détendeur 4 moins de gaz de travail 5 depuis le réservoir de gaz à haute pression 58 vers le réservoir à gaz et liquide 14 durant la section F-G du diagramme dudit détendeur 4 de la [Fig.5], que n'en transvase le compresseur 3 durant la section C-D dudit diagramme, ce qui a pour effet de faire monter la pression dans le réservoir de gaz à haute pression 58 tout en faisant baisser la pression dans le réservoir de gaz à basse pression 60.

[0337] Si au contraire, le détendeur 4 transvase plus de gaz de travail 5 depuis le réservoir de gaz à haute pression 58 vers le réservoir à gaz et liquide 14 durant la section F-G du

diagramme dudit détendeur 4 de la [Fig.5], que n'en transvase le compresseur 3 durant la section C-D dudit diagramme, la pression dans le réservoir de gaz à haute pression 58 baisse cependant que monte la pression dans le réservoir de gaz à basse pression 60.

[0338] On notera qu'avantageusement, les soupapes pilotées de détendeur 54 peuvent se comporter à la fois comme des soupapes et comme des clapets, c'est à dire qu'elle peuvent s'ouvrir sous l'effet d'un différentiel de pression, en plus d'être actionnées en ouverture par leur actionneur de soupape 119.

[0339] A ce titre, lesdites soupapes 54 sont de préférence autoclaves, c'est à dire que durant la majorité du temps du cycle thermodynamique du détendeur 4, la différence de pression entre le plenum d'admission 21 dudit détendeur 4 et son réservoir à gaz et liquide 14, ou celle entre le plenum de refoulement 62 dudit détendeur 4 et ledit le réservoir 14, tend à maintenir lesdites soupapes 54 plaquées sur leur siège, ce dernier pouvant être par exemple constitué d'un joint torique en élastomère ou en polymère logé dans une gorge.

[0340] Si en revanche, la pression régnant dans le réservoir à gaz et liquide 14 du détendeur 4 devient supérieure à celle régnant dans le plenum d'admission 21 dudit détendeur 4, la soupape pilotée de détendeur 54 peut s'ouvrir sans intervention de son actionneur de soupape 119.

[0341] Il en est de même pour la soupape pilotée de détendeur 54 qui communique avec le plenum de refoulement 62 dudit détendeur 4 via son port de sortie 7, ladite soupape 54 pouvant s'ouvrir sans intervention de son actionneur de soupape 119 si la pression qui règne dans ledit plenum 62 devient supérieure à celle qui règne dans le réservoir à gaz et liquide 14 dudit détendeur 4.

[0342] On déduit aisément de la [Fig.9] que la pompe à chaleur 55 peut opérer en mode « chauffage » lorsque le plancher chauffant-rafraîchissant 06 placé à l'intérieur d'un bâtiment 121 forme les moyens de chauffage 18 qui sont reliés aux moyens d'export ou d'apport de chaleur 17 du compresseur 3, tandis que l'échangeur air-eau 107 placé à l'extérieur 122 dudit bâtiment 121 constitue les moyens de refroidissement 19 qui sont reliés aux moyens d'export ou d'apport de chaleur 17 du détendeur 4.

[0343] Si la pompe à chaleur 55 opère en mode « climatisation», le plancher chauffant-rafraîchissant 06 placé à l'intérieur dudit bâtiment 121 forme les moyens de refroidissement 19 qui sont reliés aux moyens d'export ou d'apport de chaleur 17 du détendeur 4, cependant que l'échangeur air-eau 107 placé à l'extérieur 122 dudit bâtiment 121 constitue les moyens de refroidissement 19 qui sont reliés aux moyens d'export ou d'apport de chaleur 17 du compresseur 3.

[0344] Le changement de mode peut aisément s'opérer en inversant les conduit de transport de chaleur 38 à l'aide d'une ou plusieurs vannes manuelles ou motorisées, quel qu'en soit le type, lesdits conduits 38 initialement reliés au compresseur 3 devenant reliés au

détendeur 4, et inversement.

[0345] On notera que le compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide 1 suivant l'invention et la pompe à chaleur 55 qui en résulte peuvent, outre les différents organes et accessoires représentés en figures 1 à 4 et en figures 6 à 23, comporter divers autres appareils et accessoires tels que des capteurs de pression et/ou de température, un variateur de fréquence pour réguler l'alimentation électrique du moteur d'entrainement 27 électrique, au moins un codeur angulaire et/ou un capteur de détection de passage qui retourne au calculateur 120 la vitesse et/ou la position angulaire de l'arbre à manivelle 24, une ou plusieurs pompes et/ou compresseurs et/ou vannes permettant de transvaser du gaz de travail 5 ou du liquide de travail 13 depuis des sources externes vers le réservoir de gaz à haute pression 58 ou le réservoir de gaz à basse pression 60 ou entre lesdits réservoirs 58, 60, des purges, des éléments de sécurité pour les personnes, des limiteurs de pression ou des soupapes de décharge, ou tout autre appareillage connu de l'homme de l'art.

[0346] La pompe à chaleur 55 formée à partir du compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide 1 suivant l'invention peut aussi comporter une couche d'isolation thermique 59 sur tous les organes nécessaires, et quelle que soit la nature de ladite couche 59 qui peut prendre la forme de mousse ou de laine isolante souple ou rigide, de briques, de plaques ou d'écrans qui réfléchissent les rayonnements de toute nature.

[0347] La couche d'isolation thermique 59 peut isoler la pompe à chaleur 55 et ses constituants de l'environnement extérieur à ladite pompe 55 et/ou isoler le compresseur 3 qui est chaud, du détendeur 4 qui est plus froid.

[0348] La pompe à chaleur 55 peut également recevoir une enveloppe d'isolation acoustique, et son bâti statique 40 peut reposer sur le sol par l'intermédiaire de plots élastiques anti vibratiles.

[0349] Les possibilités du compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide 1 selon l'invention ne s'en limitent pas aux applications qui viennent d'être décrites et il doit d'ailleurs être entendu que la description qui précède n'a été donnée qu'à titre d'exemple et qu'elle ne limite nullement le domaine de ladite invention dont on ne sortirait pas en remplaçant les détails d'exécution décrits par tout autre équivalent.

Revendications

[Revendication 1] Compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide (1) définissant un volume variable pneumatique (2) qui forme un compresseur (3) ou un détendeur (4), un gaz de travail (5) pouvant entrer dudit volume (2) via un port d'entrée (6) ou sortir dudit volume (2) via un port de sortie (7), **caractérisé en ce qu'**il comprend :

- Un cylindre à liquide (8) qui peut, directement ou indirectement, pivoter autour d'un axe de basculement (9) qui est perpendiculaire à l'axe dudit cylindre (8) et qui est solidaire d'un bâti statique (40) ;
- Un piston hydraulique (10) qui peut translater de façon étanche dans le cylindre à liquide (8) pour former avec ce dernier un volume variable hydraulique (12) qui est en tout ou partie rempli d'un liquide de travail (13) ;
- Un réservoir à gaz et liquide (14) qui est relié au volume variable hydraulique (12) par un conduit de communication (15), de sorte que ledit réservoir (14) se remplisse majoritairement ou totalement de liquide de travail (13) lorsque le volume variable hydraulique (12) est minimal, et se remplisse partiellement ou totalement de gaz de travail (5) lorsque le volume variable hydraulique (12) est maximal, la variation de volume absolue du gaz de travail (5) contenu dans le volume variable pneumatique (2) formant d'une part, le volume variable pneumatique (2), et étant d'autre part, approximativement égale à la variation de volume absolue du liquide de travail (13) contenu dans le volume variable hydraulique (12) ;
- Des moyens d'échange et d'accumulation de chaleur (16) logés dans le réservoir à gaz et liquide (14), lesdits moyens (16) pouvant d'une part, échanger de la chaleur avec le gaz de travail (5) ou avec le liquide de travail (13) et d'autre part, stocker temporairement tout ou partie de ladite chaleur ;
- Des moyens d'export ou d'apport de chaleur (17) qui prennent ou qui cèdent directement ou indirectement de la chaleur aux moyens d'échange et d'accumulation de chaleur (16) et/ou au liquide de travail (13) et/ou au gaz de travail (5), ladite chaleur prise étant ensuite cédée à des moyens de chauffage (18) ou ladite chaleur cédée ayant été préalablement prise à des

moyens de refroidissement (19), lesdits moyens de chauffage (18) et lesdits moyens de refroidissement (19) étant externes au réservoir à gaz et liquide (14) ;

- Des moyens de remplissage (20) qui permettent ou interdisent le passage de gaz de travail (5) depuis un plenum d'admission (21) vers le réservoir à gaz et liquide (14) via le port d'entrée (6) ;
- Des moyens de vidange (22) qui permettent ou interdisent le passage de gaz de travail (5) depuis le réservoir à gaz et liquide (14) vers un plenum de refoulement (62) via le port de sortie (7) ;
- Une tige de liaison (11) dont une première extrémité de tige (29) est fixement solidaire du piston hydraulique (10), ladite tige (11) étant approximativement parallèle à l'axe longitudinal dudit piston (10) ;
- Des moyens de guidage de piston (23) qui maintiennent le piston hydraulique (10) et la tige de liaison (11) parallèles audit cylindre (8), quelle que soit la position dudit piston (10) dans ledit cylindre (8) ;
- Un arbre à manivelle (24) qui peut tourner autour d'un axe parallèle à l'axe de basculement (9) dans au moins un palier d'arbre (25), et qui présente au moins une manivelle (26) autour de laquelle s'articule une deuxième extrémité de tige (30) de la tige de liaison (11) ;
- Au moins un moteur d'entrainement (27) qui entraîne directement ou indirectement en rotation l'arbre à manivelle (24) ;
- Des moyens de stockage d'énergie cinétique (28) qui sont directement ou indirectement reliés à l'arbre à manivelle (24).

[Revendication 2] Compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide suivant la revendication 1, **caractérisé en ce que** l'axe de basculement (9) est une rotule tubulaire (111) qui termine le cylindre à liquide (8) et dont l'intérieur forme en tout ou partie le conduit de communication (15), ladite rotule (111) pouvant pivoter de façon étanche dans un logement femelle de rotule (123) solidaire du réservoir à gaz et liquide (14).

[Revendication 3] Compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide suivant la reven-

dication 2, **caractérisé en ce que** la rotule tubulaire (111) reçoit en son centre un axe de rotule (124) qui est parallèle à l'axe de basculement (9), ledit axe (124) s'articulant autour d'une suspente de rotule (125) qui est directement ou indirectement solidaire du réservoir à gaz et liquide (14).

[Revendication 4] Compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide suivant la revendication 3, **caractérisé en ce que** la suspente de rotule (125) est reliée au réservoir à gaz et liquide (14) par l'intermédiaire d'une liaison de suspente articulée (126) autour de laquelle peut tourner ladite suspente (125).

[Revendication 5] Compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide suivant la revendication 1, **caractérisé en ce que** le cylindre à liquide (8) et le réservoir à gaz et liquide (14) forment un ensemble rigide (31) qui pivote autour de l'axe de basculement (9).

[Revendication 6] Compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide suivant la revendication 1, **caractérisé en ce que** les moyens d'échange et d'accumulation de chaleur (16) sont constitués d'un média poreux (32) qui présente des porosités (33) dans lesquelles entrent et desquelles sortent alternativement le liquide de travail (13) et le gaz de travail (5).

[Revendication 7] Compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide suivant la revendication 1, **caractérisé en ce que** les moyens d'export ou d'apport de chaleur (17) sont constitués d'une partie circulante du liquide de travail (13), ladite partie sortant du cylindre à liquide (8) ou du réservoir à gaz et liquide (14) via un conduit de sortie de liquide (34) pour revenir dans ledit cylindre (8) ou dans ledit réservoir (14) via un conduit d'entrée de liquide (35), ceci après avoir cédé de la chaleur aux moyens de chauffage (18) ou après avoir pris de la chaleur aux moyens de refroidissement (19).

[Revendication 8] Compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide suivant la revendication 1, **caractérisé en ce que** les moyens d'export ou d'apport de chaleur (17) sont constitués d'au moins un conduit échangeur de chaleur (36) logé dans le réservoir à gaz et liquide (14) et dans lequel circule un fluide caloporteur (37) qui transporte la chaleur prise ou cédée aux moyens d'échange et d'accumulation de chaleur (16) et/ou au liquide de travail (13) et/ou au gaz de travail (5) jusqu'aux moyens de refroidissement (19) ou aux moyens de chauffage (18) via des conduits de transport de chaleur (38).

[Revendication 9] Compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide suivant la reven-

dication 1, **caractérisé en ce que** les moyens d'échange et d'accumulation de chaleur (16) sont constitués d'au moins une buse de pulvérisation de liquide (71) alimentée par une pompe de pulvérisation de liquide (72), ladite buse (71) pouvant atomiser du liquide de travail (13) en fines gouttelettes dans le volume interne du réservoir à gaz et liquide (14).

[Revendication 10] Compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide suivant la revendication 1, **caractérisé en ce que** l'axe de basculement (9) est constitué d'une piste de roulement (41) qui est solidaire du bâti statique (40) et sur laquelle peut rouler une surface de roulement (42) qui est directement ou indirectement solidaire du cylindre à liquide (8), une roue dentée de piste de roulement (43) dont le cercle primitif (44) coïncide avec la ligne de contact entre la piste de roulement (41) et la surface de roulement (42) étant solidaire du bâti statique (40) et coopérant avec une roue dentée de surface de roulement (45) qui est directement ou indirectement solidaire du cylindre à liquide (8).

[Revendication 11] Compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide suivant la revendication 1, **caractérisé en ce que** les moyens de guidage de piston (23) sont constitués d'une liaison pivot glissant (47) formée entre une surface cylindrique externe (48) que présente la tige de liaison (11) et une bague de glissement (49) qui est solidairement reliée au cylindre à liquide (8) par l'intermédiaire d'une structure porteuse de bague (50).

[Revendication 12] Compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide suivant la revendication 1, **caractérisé en ce que** les moyens de guidage de piston (23) sont constitués d'une jupe de guidage (57) aménagée en périphérie du piston hydraulique (10), ladite jupe (57) pouvant translater à faible jeu dans ledit cylindre (8).

[Revendication 13] Compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide suivant la revendication 1, **caractérisé en ce que** les moyens de remplissage (20) et/ou les moyens de vidange (22) sont constitués d'au moins un clapet de compresseur (52) et/ou d'au moins une soupape pilotée de compresseur (53) cependant qu'en fonctionnement, le gaz de travail (5) est expulsé du réservoir à gaz et liquide (14) via le plenum de refoulement (62) sous une pression supérieure à celle sous laquelle il a été préalablement introduit dans ledit réservoir (14) via le plenum d'admission (21) tandis que les moyens d'export ou d'apport de chaleur (17) cèdent de la chaleur aux moyens de chauffage (18), de sorte que le volume variable pneumatique (2) forme un compresseur (3).

[Revendication 14] Compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide suivant la revendication 1, **caractérisé en ce que** les moyens de remplissage (20) et/ou les moyens de vidange (22) sont constitués d'au moins une soupape pilotée de détendeur (54) cependant qu'en fonctionnement, le gaz de travail (5) est expulsé du réservoir à gaz et liquide (14) via le plenum de refoulement (62) sous une pression inférieure à celle sous laquelle il a été préalablement introduit dans ledit réservoir (14) via le plenum d'admission (21) tandis que les moyens d'export ou d'apport de chaleur (17) prennent de la chaleur aux moyens de refroidissement (19), de sorte que le volume variable pneumatique (2) forme un détendeur (4).

[Revendication 15] Compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide suivant les revendications 13 et 14, **caractérisé en ce que** le plenum de refoulement (62) du compresseur (3) est relié au plenum d'admission (21) du détendeur (4) par un conduit de gaz à haute pression (56) de sorte que le gaz de travail (5) refoulé via le plenum de refoulement (62) dudit compresseur (3) est introduit dans ledit détendeur (4) via le plenum d'admission (21) dudit détendeur (4), l'arbre à manivelle (24) dudit compresseur (3) étant directement ou indirectement relié à l'arbre à manivelle (24) dudit détendeur (4), ledit compresseur (3) et ledit détendeur (4) coopérant pour former une pompe à chaleur (55).

[Revendication 16] Compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide suivant la revendication 15, **caractérisé en ce que** le conduit de gaz à haute pression (56) est relié à au moins un réservoir de gaz à haute pression (58).

[Revendication 17] Compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide suivant la revendication 15, **caractérisé en ce que** le plenum d'admission (21) du compresseur (3) et le plenum de refoulement (62) du détendeur (4) communiquent par l'intermédiaire d'un réservoir de gaz à basse pression (60) auquel ils sont respectivement reliés par un conduit de gaz à basse pression (61).

[Revendication 18] Compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide suivant la revendication 1, **caractérisé en ce que** le plenum d'admission (21) et le plenum de refoulement (62) sont positionnés dans la partie supérieure du réservoir à gaz et liquide (14) ce dernier étant lui-même positionné au-dessus du cylindre à liquide (8) de sorte que du fait de la gravité terrestre, le gaz de travail (5) sorte toujours prioritairement du réservoir à gaz et liquide (14) via le plenum de refoulement (62), et que le liquide de travail (13) entre toujours prioritairement dans ledit réservoir (14) via le plenum d'admission.

[Revendication 19] Compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide suivant la revendication 5, **caractérisé en ce que** l'axe de basculement (9) est constitué d'un axe cylindrique creux (63) qui présente au moins une lumière radiale débouchante (64), ledit axe cylindrique (63) étant positionné au-dessus du réservoir à gaz et liquide (14), tandis que le plenum d'admission (21) et/ou le plenum de refoulement (62) est relié à un collecteur annulaire de gaz (65) qui entoure ledit axe cylindrique (63) et qui englobe la lumière radiale débouchante (64) de sorte que le gaz de travail (5) peut circuler entre l'intérieur de l'axe cylindrique creux (63) et le plenum d'admission (21) et/ou le plenum de refoulement (62) via la lumière radiale débouchante (64) et le collecteur annulaire de gaz (65).

[Revendication 20] Compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide suivant la revendication 1, **caractérisé en ce que** les moyens de stockage d'énergie cinétique (28) sont constitués d'un volant d'inertie à basse vitesse (66) qui est solidaire en rotation, d'une part, de l'arbre à manivelle (24), et d'autre part, d'une couronne dentée (67) que le moteur d'entrainement (27) entraîne en rotation par l'intermédiaire d'au moins un pignon d'entraînement de couronne (68) dont le diamètre primitif est plus petit que celui de ladite couronne (67) cette dernière et ledit pignon (68) formant un système d'engrenage à forte démultiplication (69), cependant qu'un volant d'inertie à haute vitesse (70) est directement ou indirectement solidaire en rotation du pignon d'entraînement de couronne (68).

[Revendication 21] Compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide suivant la revendication 9, **caractérisé en ce que** la pompe de pulvérisation de liquide (72) est constituée d'un cylindre de pompe (73) qui est aménagé dans le cylindre à liquide (8) et/ou dans le prolongement dudit cylindre (8), un piston de pompe (74) mis en mouvement par le piston hydraulique (10) et/ou par le cylindre à liquide (8) pouvant translater dans ledit cylindre de pompe (73).

[Revendication 22] Compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide suivant la revendication 21, **caractérisé en ce que** le piston de pompe (74) comporte un toucheau de début de course (77) par l'intermédiaire duquel il est mis en mouvement, ledit piston (74) étant rappelé sur une butée de fin de course (78) par une masse de rappel de piston (76).

[Revendication 23] Compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide suivant la revendication 21, **caractérisé en ce que** le piston de pompe (74) est mis en mouvement par l'intermédiaire d'un ressort de mise en mouvement (81).

[Revendication 24] Compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide suivant la revendication 1, **caractérisé en ce que**, à chaque tour d'arbre à manivelle (24), une pompe de débordement (82) transfère une petite quantité de liquide de travail (13) depuis un réservoir de débordement (83) vers le réservoir à gaz et liquide (14) et/ou le cylindre à liquide (8).

[Revendication 25] Compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide suivant la revendication 24, **caractérisé en ce que** le réservoir de débordement (83) communique avec le plenum de refoulement (62), la pression de gaz de travail (5) qui règne dans ledit réservoir (83) étant proche ou identique à celle qui règne dans ledit plenum (62).

[Revendication 26] Compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide suivant la revendication 24, **caractérisé en ce que** la pompe de débordement (82) comprend un cylindre borgne de pompe (84) dans lequel peut translater de façon étanche un piston de pompe de débordement (85), ce dernier et ledit cylindre (84) formant un volume variable de pompe de débordement (86) qui, lorsqu'il augmente, se remplit de liquide de travail (13) en provenance du réservoir de débordement (83) via au moins un clapet d'admission de pompe de débordement (87) et qui, lorsqu'il diminue, refoule ledit liquide (13) vers le réservoir à gaz et liquide (14) et/ou le cylindre à liquide (8) via une vanne de refoulement (88).

[Revendication 27] Compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide suivant la revendication 26, **caractérisé en ce que** le piston de pompe de débordement (85) est un piston étagé bicorps (89) qui comprend un corps de grand diamètre (93) qui présente une face de grande section (90) qui forme l'une des parois du volume variable de pompe de débordement (86), ledit piston étagé (89) comprenant également, axialement à l'opposé de la face de grande section (90), un corps de petit diamètre (94) qui peu translater de façon étanche dans un cylindre d'actionnement (92) dont le volume interne est relié directement ou non à celui du cylindre à liquide (8), ledit corps de petit diamètre (94) présentant une face de petite section (91) sur laquelle s'exerce la pression qui règne dans le cylindre à liquide (8), ledit piston étagé (89) offrant également, au niveau de la jonction entre le corps de grand diamètre (93) et le corps de petit diamètre (94), une face de moyenne section (95) de laquelle émerge le corps de petit diamètre (94), qui est reliée au réservoir de débordement (83), et qui est soumise à la pression régnant dans ledit réservoir (83), tandis qu'une butée de piston étagé (117) fixe le volume maximal du volume variable de pompe de débordement (86) et qu'un ressort de

rappel de piston bicorps (96) tend à repousser le piston étagé bicorps (89) en direction de sa face de grande section (90).

[Revendication 28] Compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide suivant la revendication 27, **caractérisé en ce que** la vanne de refoulement (88) comprend un piston actionneur de vanne (97) qui peut translater de façon étanche dans un cylindre d'actionneur de vanne (98) et qui présente, de première part, une face axiale d'actionnement de vanne (99) qui communique avec le réservoir de débordement (83) et sur laquelle s'exerce la pression régnant dans ledit réservoir (83), ladite face (99) pouvant soulever un clapet de débordement (100) d'un siège de clapet de débordement (104) lorsque le piston actionneur de vanne (97) se déplace en direction de ladite face (99) ce qui a pour effet de mettre en communication le volume variable de pompe de débordement (86) avec le réservoir à gaz et liquide (14) et/ou le cylindre à liquide (8) via ledit clapet de débordement (100), et de deuxième part, une face axiale côté cylindre à liquide (102) qui communique avec le cylindre à liquide (8), sur laquelle s'exerce la pression régnant dans ledit cylindre (8), et qui peut entrer en contact avec une butée coté cylindre à liquide (118) lorsque le piston actionneur de vanne (97) se déplace en direction de ladite face axiale côté cylindre à liquide (102), cependant qu'un ressort de rappel de piston d'actionnement (103) tend à repousser le piston actionneur de vanne (97) en direction de sa face axiale d'actionnement de vanne (99), et qu'un ressort de rappel de clapet de débordement (128) tend à ramener le clapet de débordement (100) au contact du siège de clapet de débordement (104) avec lequel il coopère, l'effort que produit le ressort de rappel de piston d'actionnement (103) étant plus grand que l'effort que produit le ressort de rappel de clapet de débordement (128).

[Revendication 29] Compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide suivant la revendication 26, **caractérisé en ce que** le piston de pompe de débordement (85) est un piston étagé bicorps (89) qui comprend un corps de grand diamètre (93) qui présente une face de grande section (90) qui est reliée au réservoir de débordement (83) et qui est soumise à la pression régnant dans ledit réservoir (83), ledit piston étagé (89) comprenant également, axialement à l'opposé de la face de grande section (90), un corps de petit diamètre (94) qui peu translater de façon étanche dans un cylindre d'actionnement (92) dont le volume interne est relié directement ou non à celui du cylindre à liquide (8), ledit corps de petit diamètre (94) présentant une face de petite section (91) sur laquelle

s'exerce la pression qui règne dans le cylindre à liquide (8), ledit piston étagé (89) offrant également, au niveau de la jonction entre le corps de grand diamètre (93) et le corps de petit diamètre (94), une face de moyenne section (95) de laquelle émerge le corps de petit diamètre (94) ladite face (95) formant l'une des parois du volume variable de pompe de débordement (86), tandis qu'une butée de piston étagé (117) fixe le volume maximal du volume variable de pompe de débordement (86) et qu'un ressort de rappel de piston bicorps (96) tend à repousser le piston étagé bicorps (89) en direction de sa face de petite section (91).

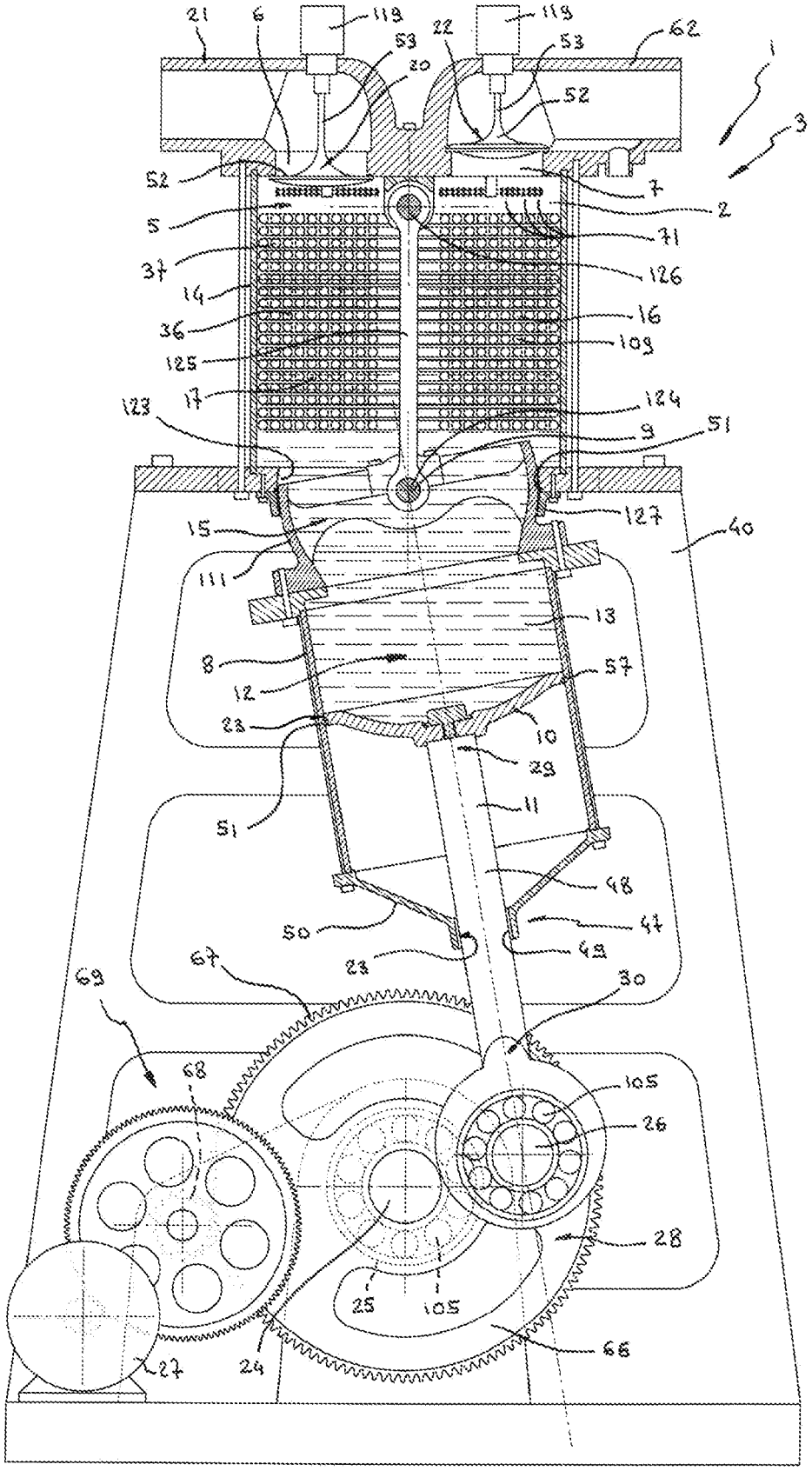
[Revendication 30] Compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide suivant la revendication 29, **caractérisé en ce que** la vanne de refoulement (88) comprend un piston actionneur de vanne (97) qui peut translater de façon étanche dans un cylindre d'actionneur de vanne (98) et qui présente, de première part, une face axiale d'actionnement de vanne (99) qui communique avec le cylindre à liquide (8) et sur laquelle s'exerce la pression régnant dans ledit cylindre (8), ladite face (99) pouvant soulever un clapet de débordement (100) d'un siège de clapet de débordement (104) lorsque le piston actionneur de vanne (97) se déplace en direction de ladite face (99) ce qui a pour effet de mettre en communication le volume variable de pompe de débordement (86) avec le réservoir à gaz et liquide (14) et/ou le cylindre à liquide (8) via ledit clapet de débordement (100), et de deuxième part, une face axiale côté réservoir (101) qui communique avec le réservoir de débordement (83), sur laquelle s'exerce la pression régnant dans ledit réservoir (83), et qui peut entrer en contact avec une butée coté réservoir de débordement (130) lorsque le piston actionneur de vanne (97) se déplace en direction de ladite face axiale côté réservoir (101), cependant qu'un ressort de rappel de piston d'actionnement (103) tend à repousser le piston actionneur de vanne (97) en direction de sa face axiale d'actionnement de vanne (99), et qu'un ressort de rappel de clapet de débordement (128) tend à ramener le clapet de débordement (100) au contact du siège de clapet de débordement (104) avec lequel il coopère, l'effort que produit le ressort de rappel de piston d'actionnement (103) étant plus grand que l'effort que produit le ressort de rappel de clapet de débordement (128).

[Revendication 31] Compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide suivant la revendication 1, **caractérisé en ce que** des moyens de contrebalancement (112) se substituent en tout ou partie aux moyens de guidage de piston (23) pour incliner le cylindre à liquide (8) durant la rotation de l'arbre à

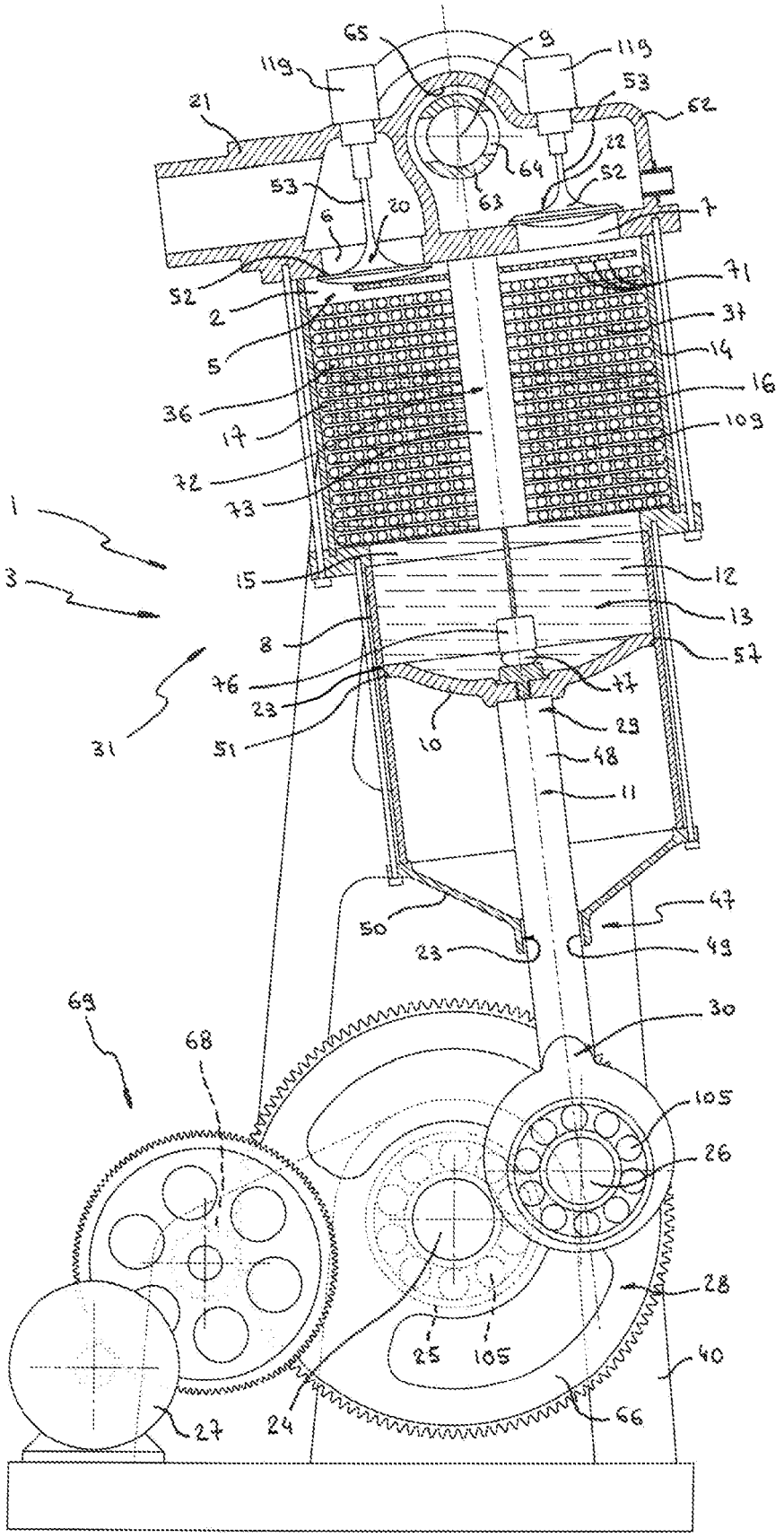
manivelle (24).

[Revendication 32] Compresseur-détendeur lent à piston mécano-liquide suivant la revendication 31, **caractérisé en ce que** les moyens de contrebalancement (112) sont constitués d'un mât de contrebalancement (113) qui, d'une part, comprend une masse de contrebalancement (116) et qui, d'autre part, est articulé autour d'un axe de mât (114) qui est parallèle à l'axe de basculement (9) du cylindre à liquide (8) et qui est solidaire du bâti statique (40), cependant que le mât de contrebalancement (113) forme avec ledit cylindre (8) une articulation pivotante-glissante (115) et constitue un balourd contraire à celui dudit cylindre (8).

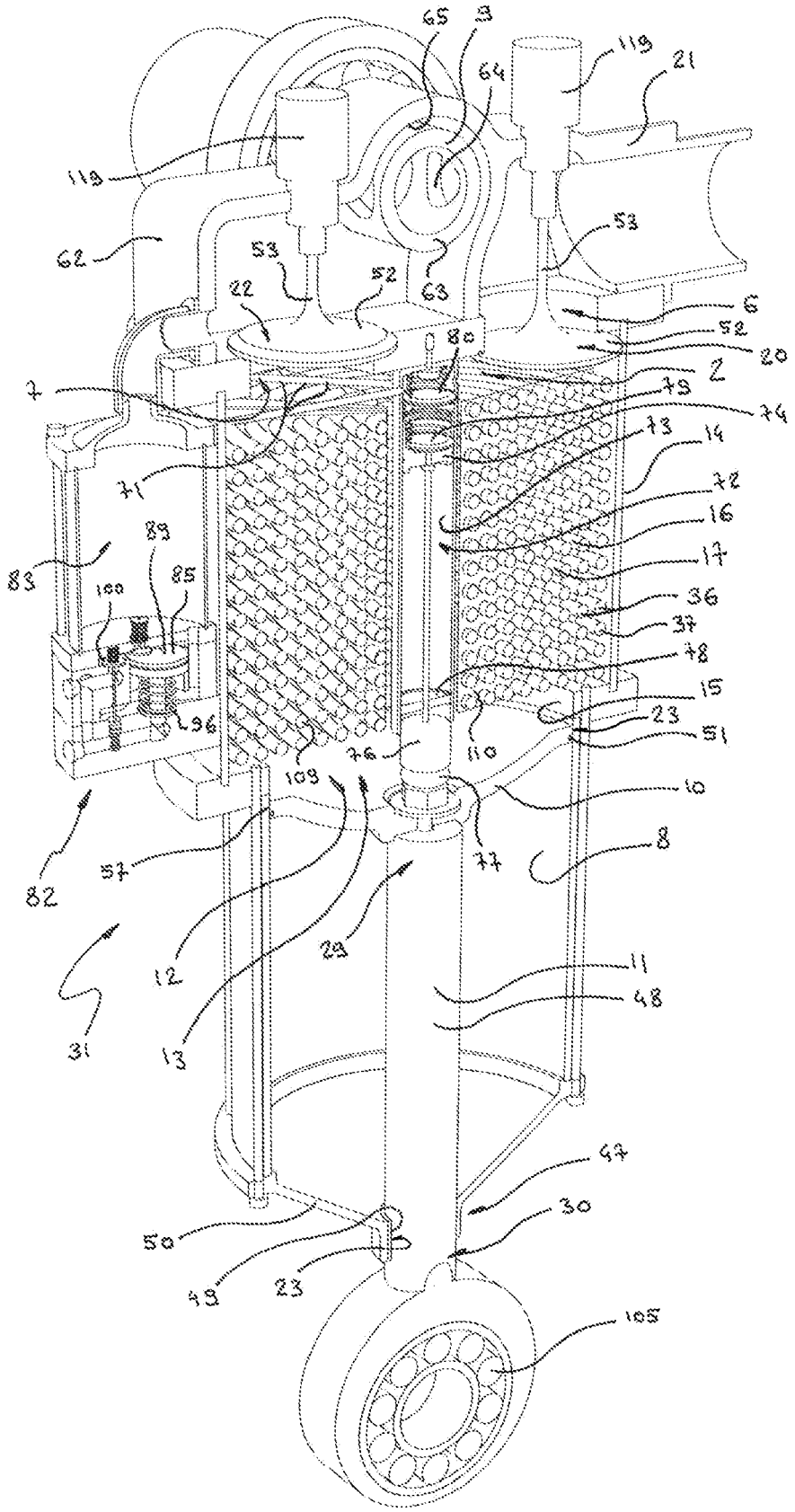
[Fig. 1]


21
6
119
53
20
22
119
53
62
1
3
52
52
7
2
5
71
37
126
14
16
36
109
125
17
124
123
9
51
127
40
15
111
13
8
57
12
28
10
29
11
51
48
47
50
28
49
67
30
69
68
105
26
28
25
105
66
27
24

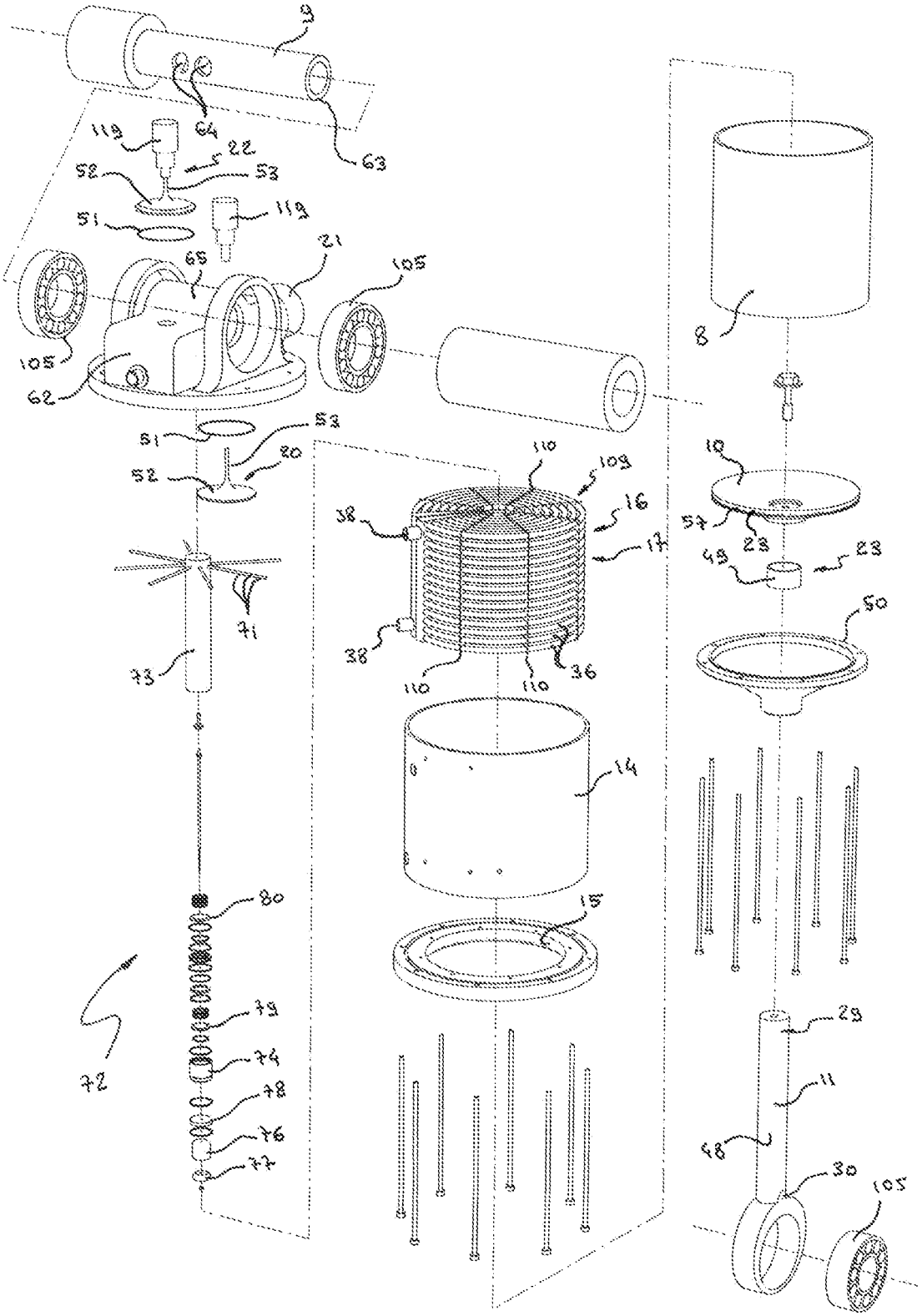
[Fig. 2]


65
9
119
119
53
62
21
64
22
53
63
52
20
6
7
52
71
2
31
5
14
36
16
17
109
72
73
1
3
15
12
13
8
57
76
41
23
23
31
51
10
48
11
47
50
23
49
69
68
30
105
26
28
25
105
40
27
24
66

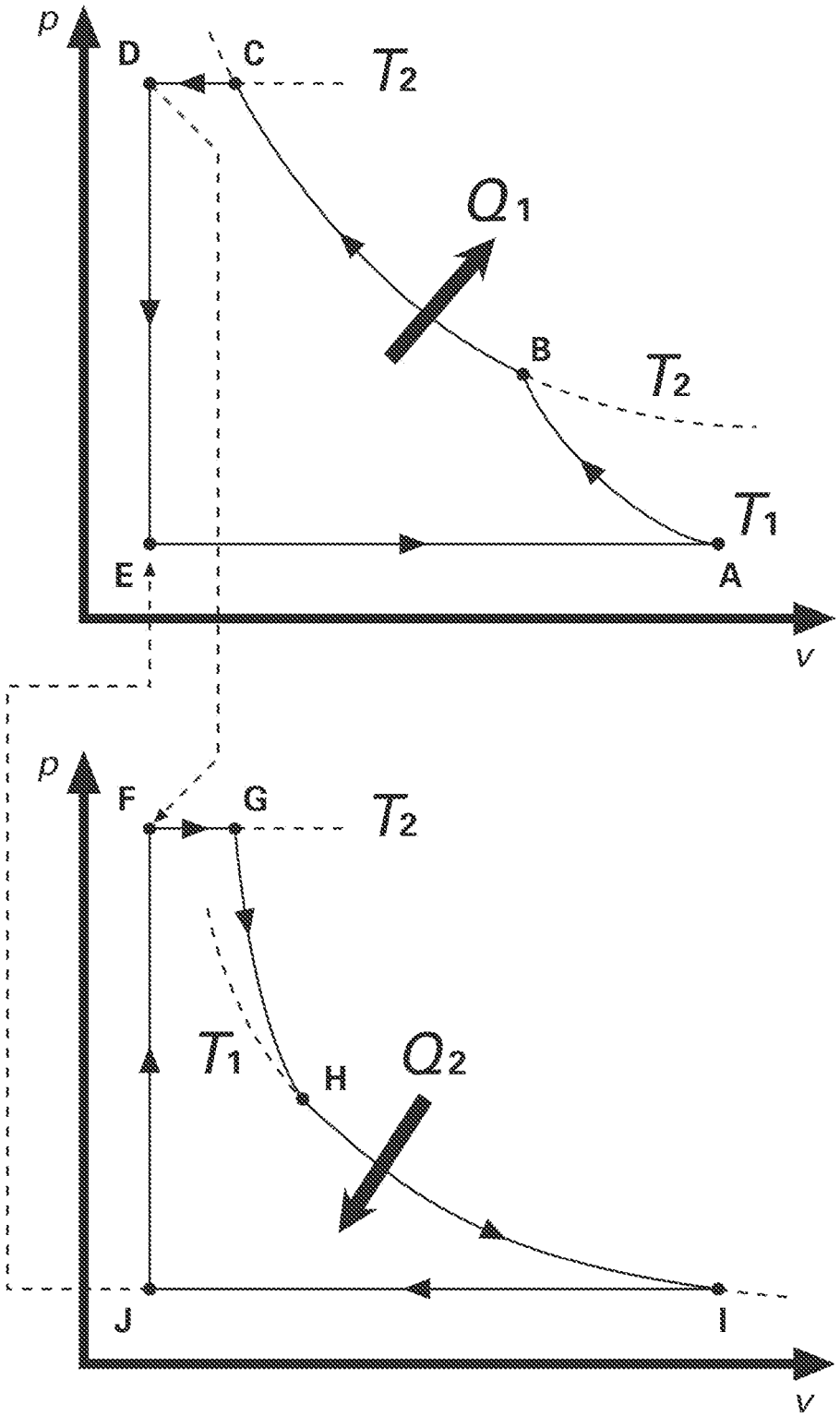
[Fig. 3]


65
3
64
119
21
119
62
53
53
52
63
22
6
52
80
20
2
7
79
74
73
14
71
72
16
89
83
85
100
17
36
37
48
15
23
51
96
110
76
109
10
77
8
82
57
12
29
11
48
31
13
47
30
50
49
23
105

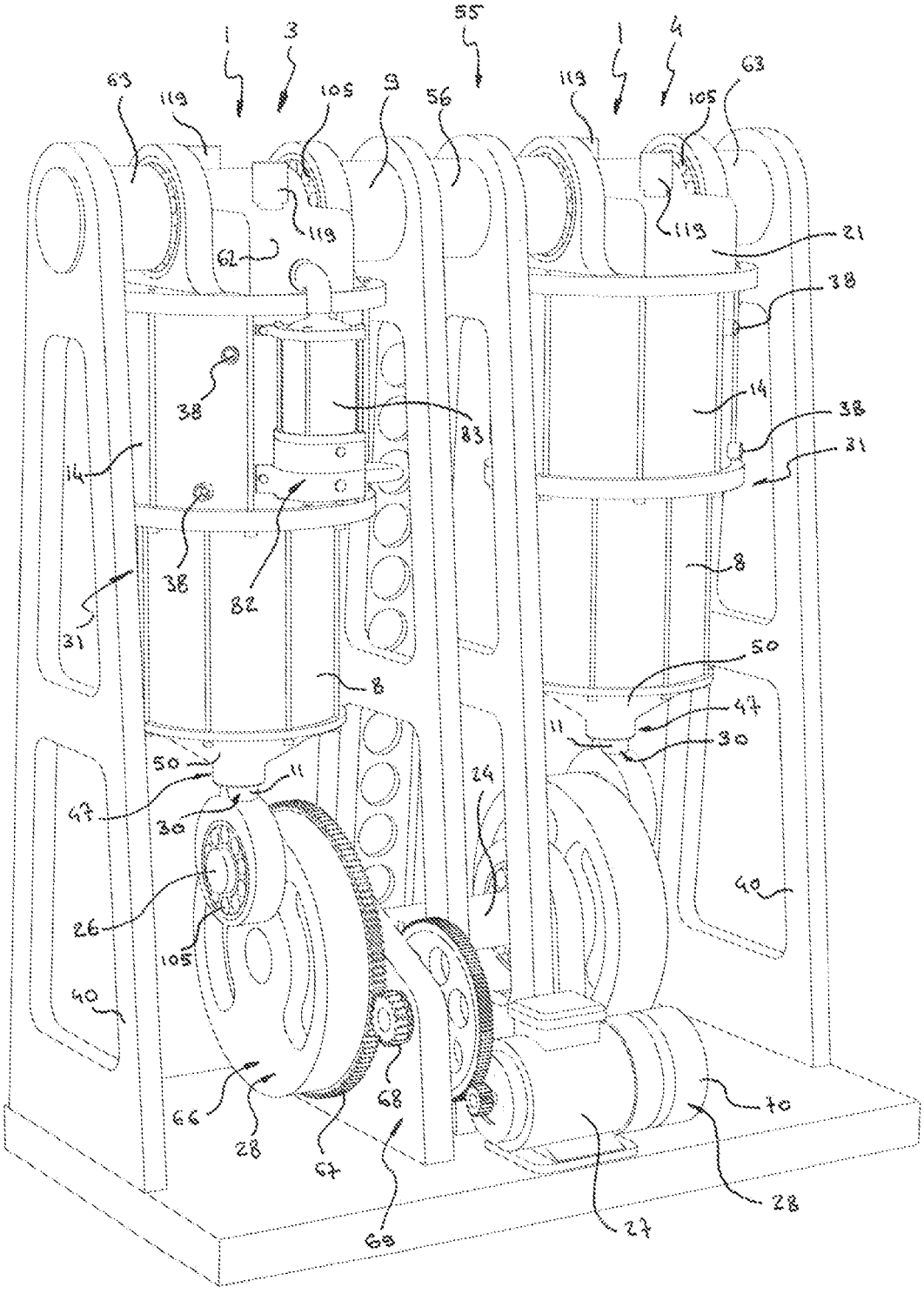
[Fig. 4]


9
64
63
119
22
53
52
51
119
21
65
105
105
62
51
53
52
80
71
73
72
80
79
74
78
76
77
110
109
16
17
38
38
110
110
36
14
15
8
10
57
23
49
23
50
29
11
48
30
105

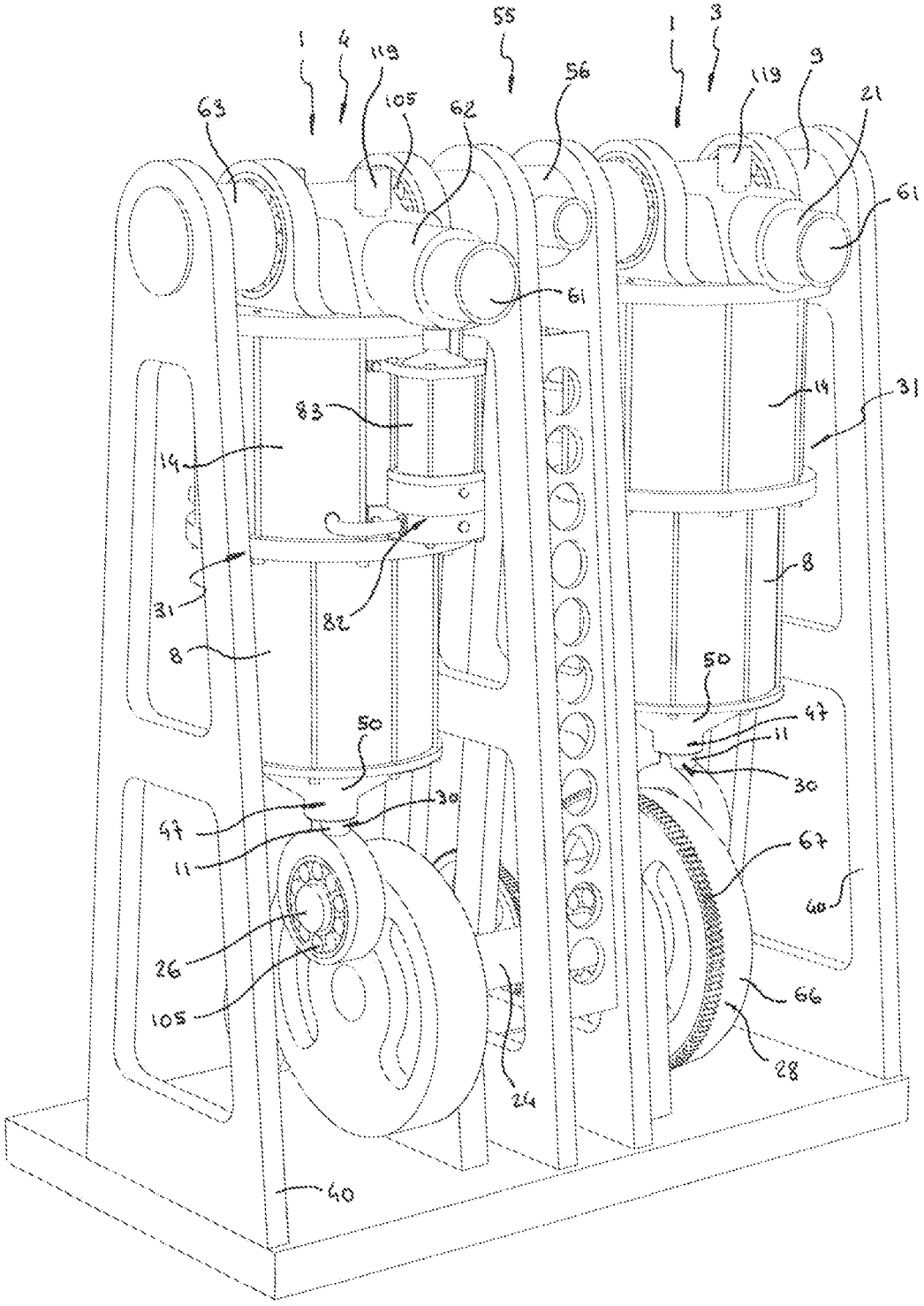
[Fig. 5]



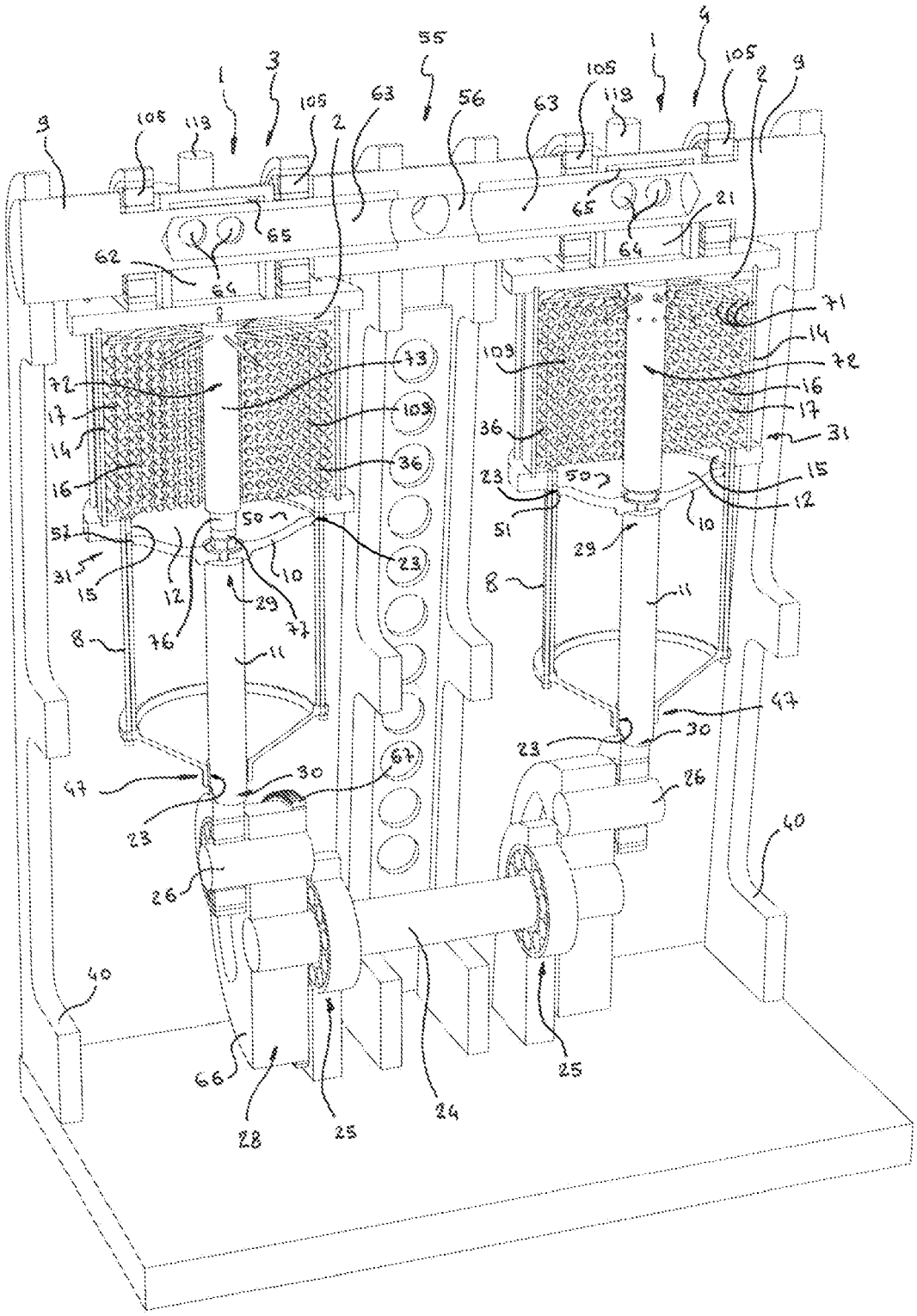
[Fig. 6]


1
3
55
1
4
63
119
105
3
56
119
105
63
119
119
21
62
38
38
14
83
38
31
14
38
82
8
31
50
8
47
11
30
50
11
24
47
30
40
26
105
40
66
68
28
67
70
28
69
27

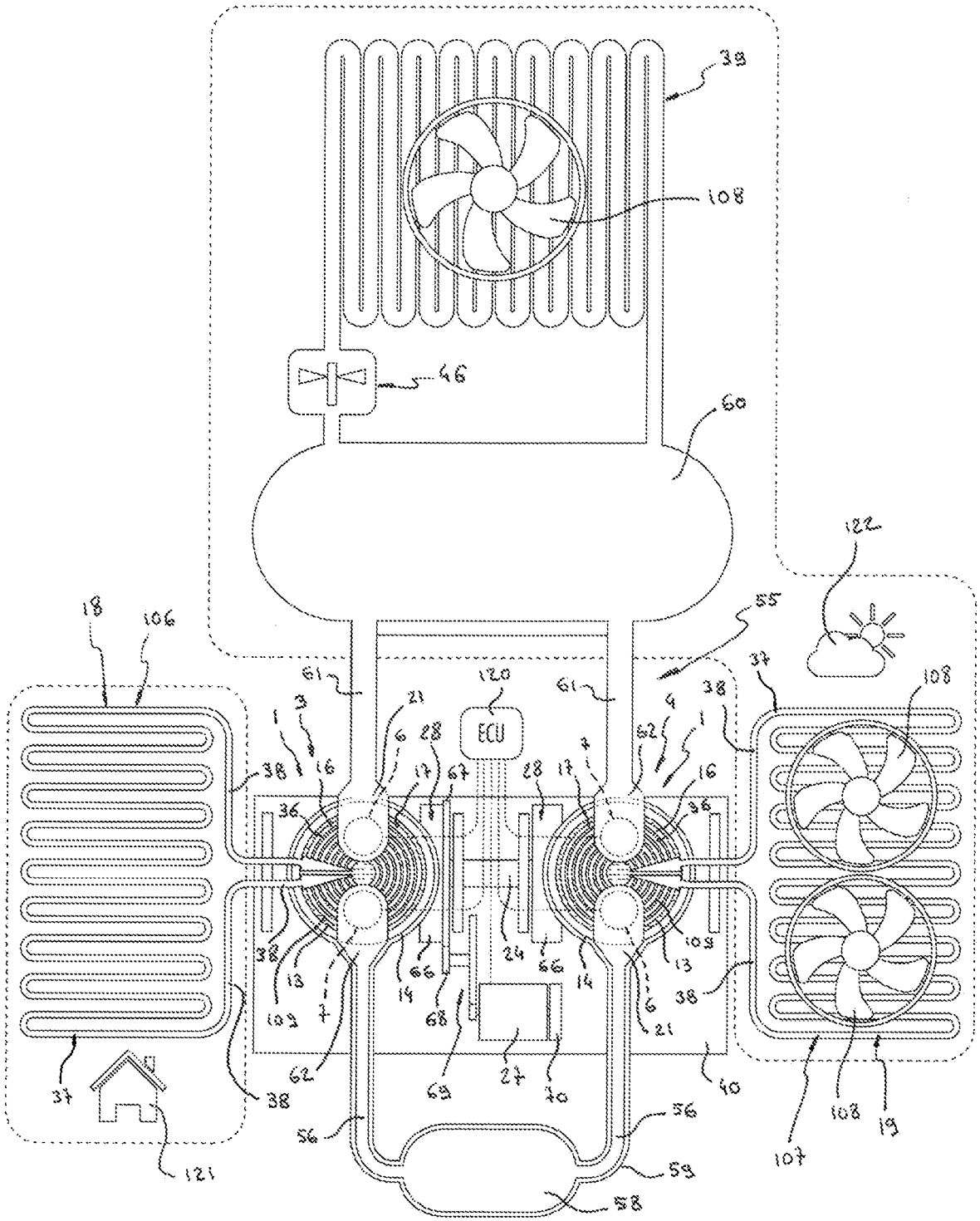
[Fig. 7]


1
4
119
105
62
55
56
1
3
119
9
21
63
61
61
14
31
83
14
31
82
8
8
50
47
11
30
50
47
11
30
64
60
66
28
26
105
24
40

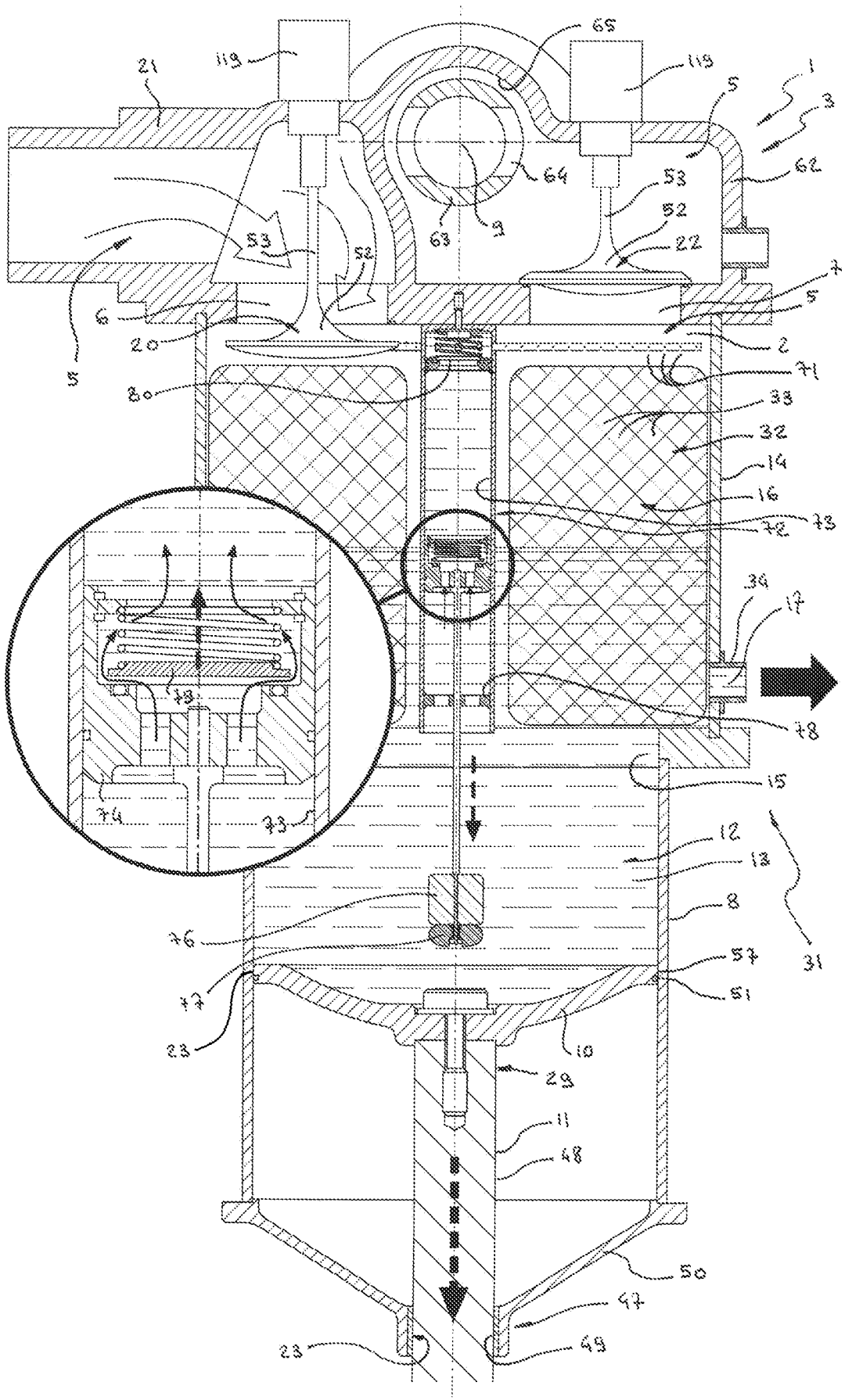
[Fig. 8]


55
1
3
105
63
56
63
105
118
1
4
105
2
9
9
105
118
2
63
65
21
64
62
65
64
71
14
72
16
17
31
15
12
10
23
50
51
29
8
11
47
30
23
26
40
66
28
25
24
25
73
109
36
72
17
14
16
51
50
23
31
15
12
10
29
77
76
8
11
47
30
67
23
26
40

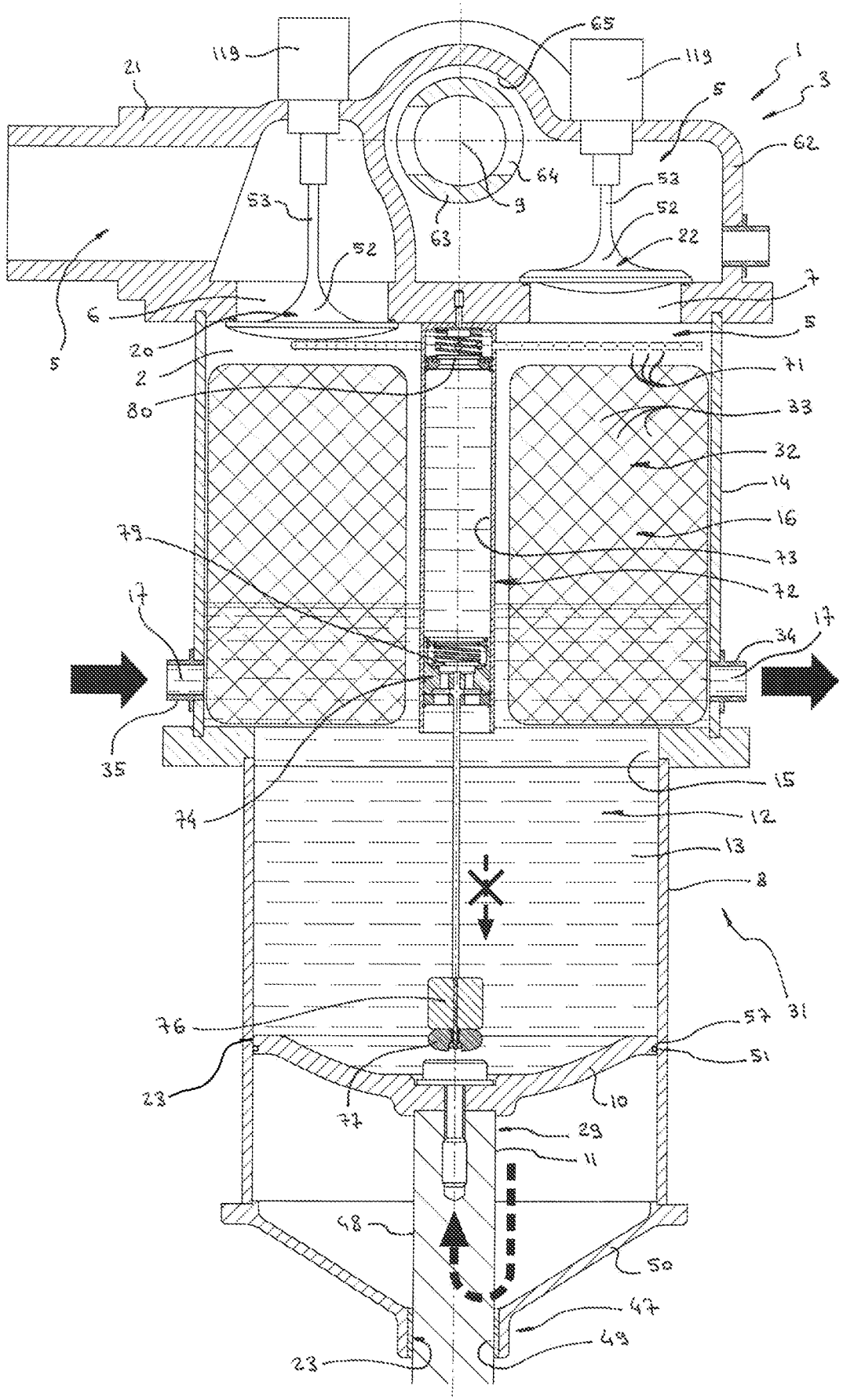
[Fig. 9]


38
108
46
60
122
18
106
55
37
61
120
ECU
62
36
16
17
67
28
24
66
68
14
13
109
21
69
27
70
40
56
59
58
107
19
121

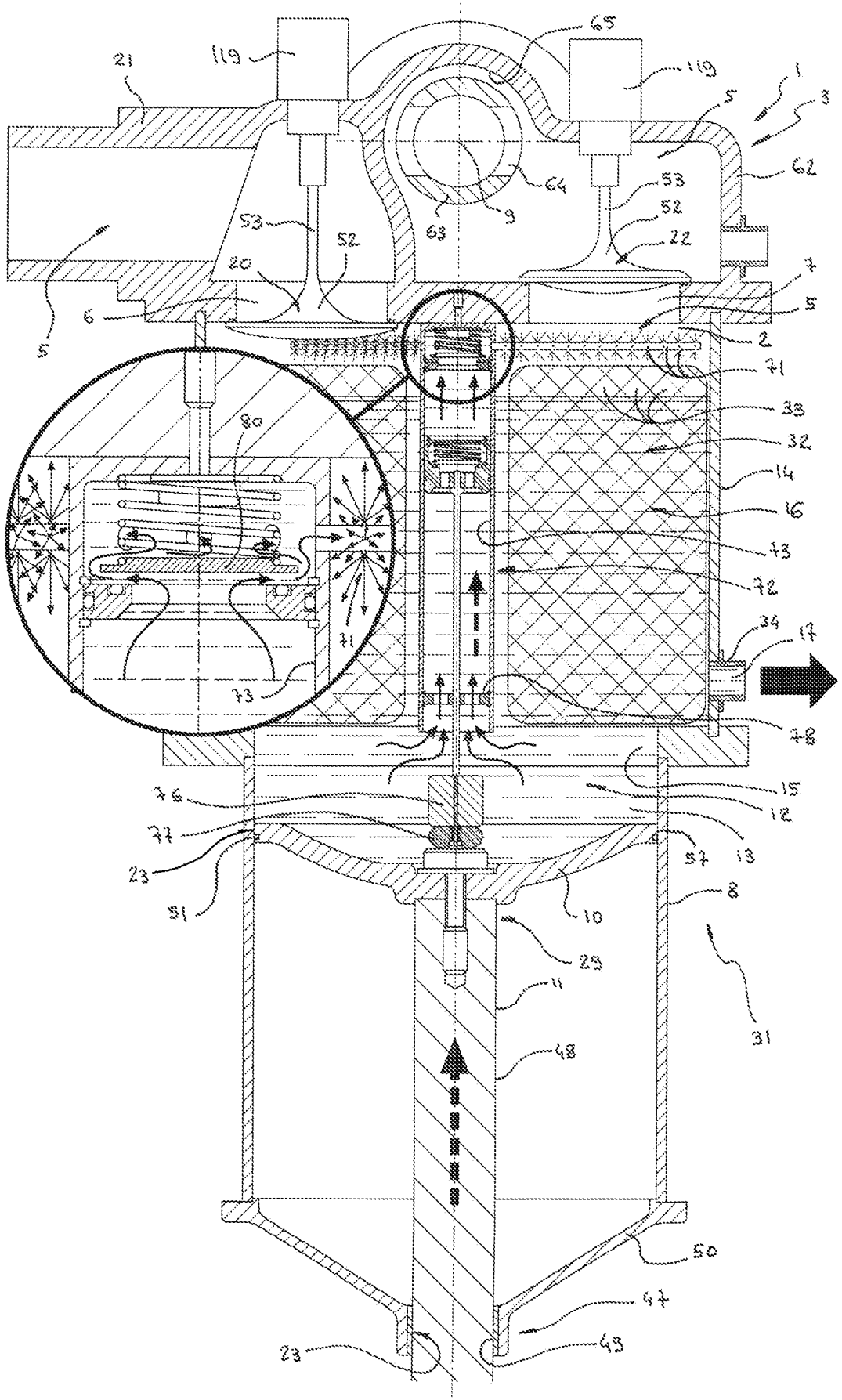
[Fig. 10]


65
119
119
21
1
3
5
62
64
53
52
22
63
9
53
52
6
20
5
80
7
5
2
71
33
32
14
16
72
73
34
17
78
15
12
13
8
76
54
51
77
23
10
29
11
48
50
47
49
23
74
73

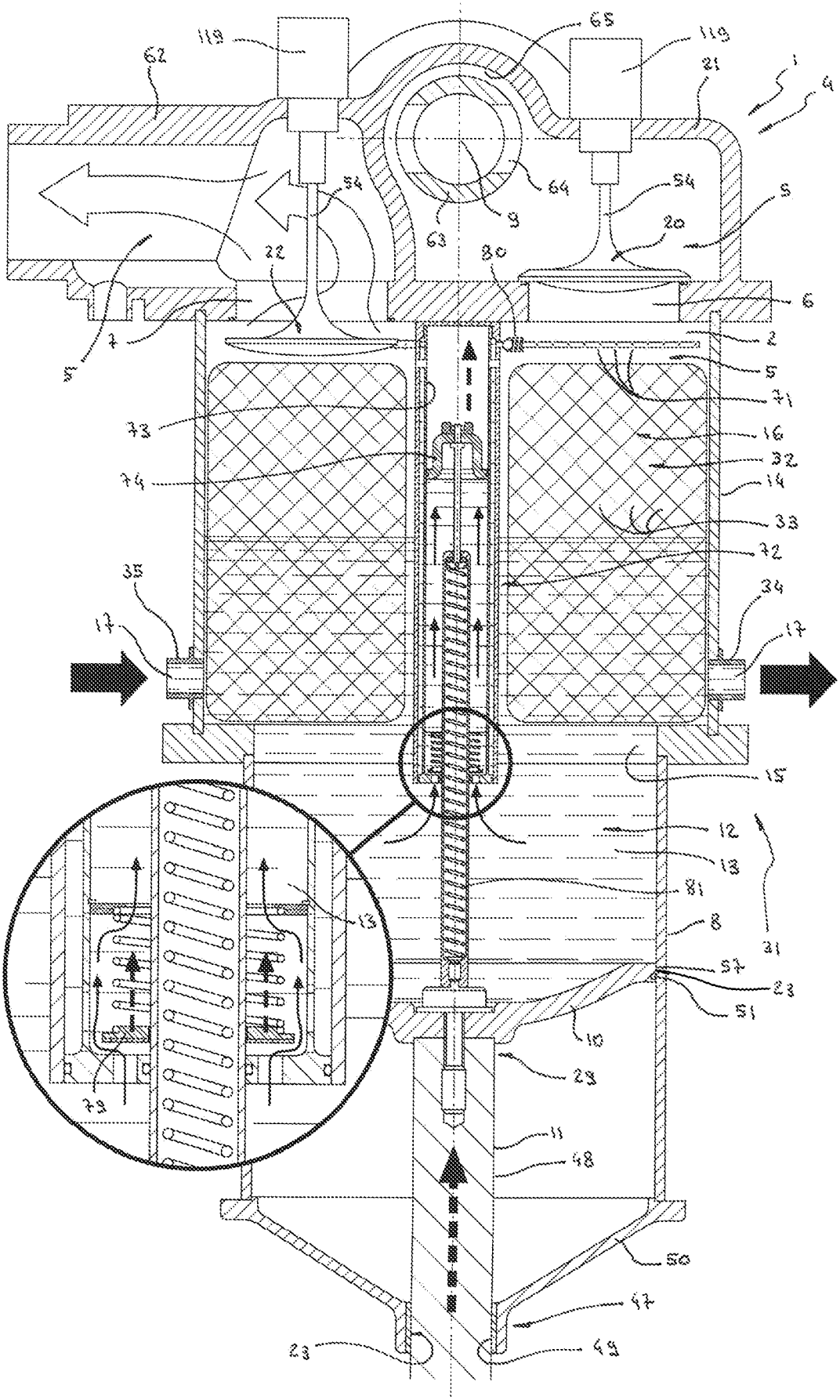
[Fig. 11]


65
119
119
1
3
21
5
62
64
53
9
53
52
63
52
22
7
6
5
20
2
71
80
33
32
14
16
79
73
72
17
34
17
35
74
15
12
13
8
31
76
57
51
23
77
10
29
11
48
50
47
49
23

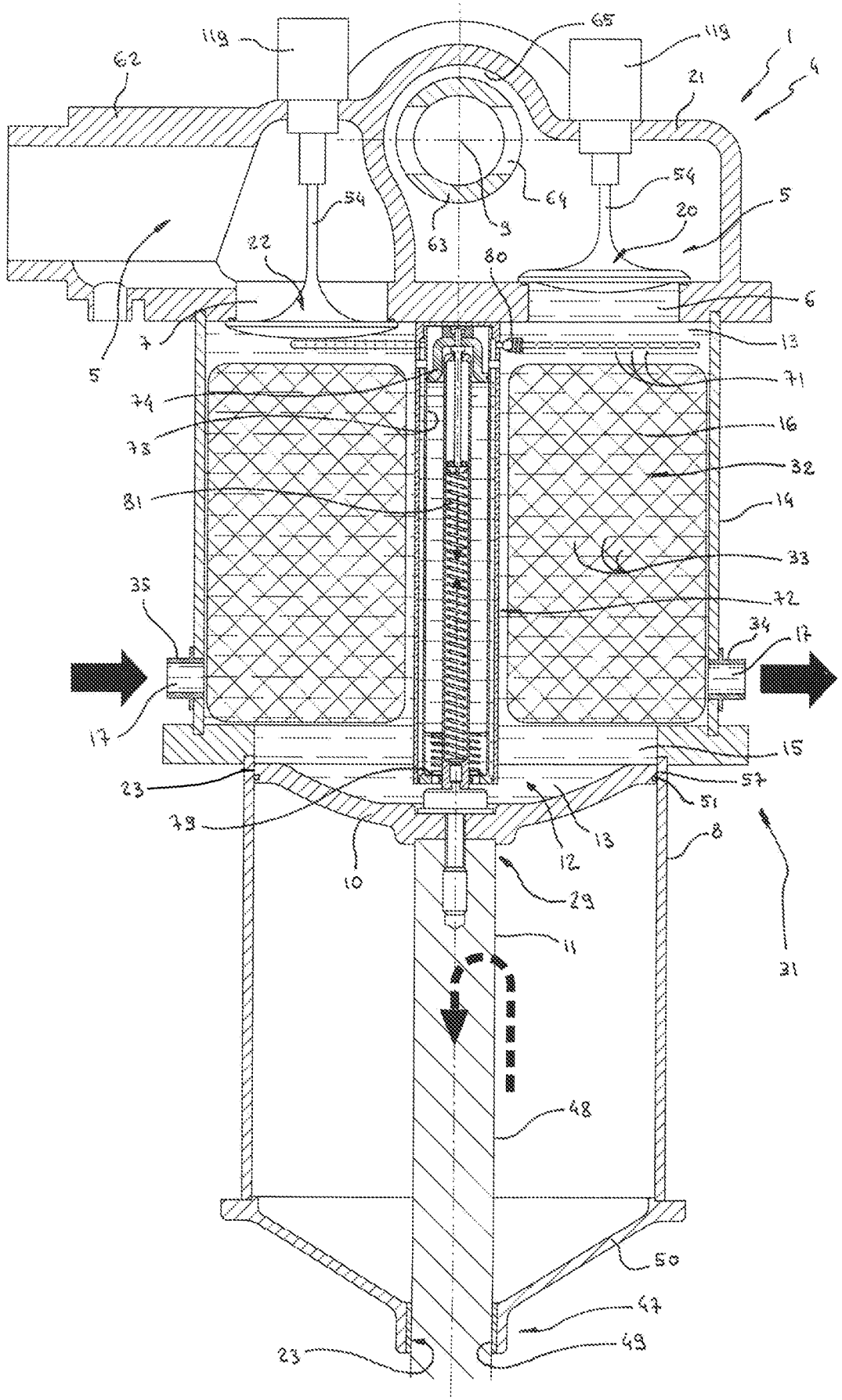
[Fig. 12]


65
119
119
21
1
3
5
62
64
53
52
63
9
22
53
52
20
7
6
5
5
2
71
33
32
80
14
16
73
72
71
34
17
73
78
76
15
12
77
13
57
23
51
8
10
25
11
31
48
50
47
23
45

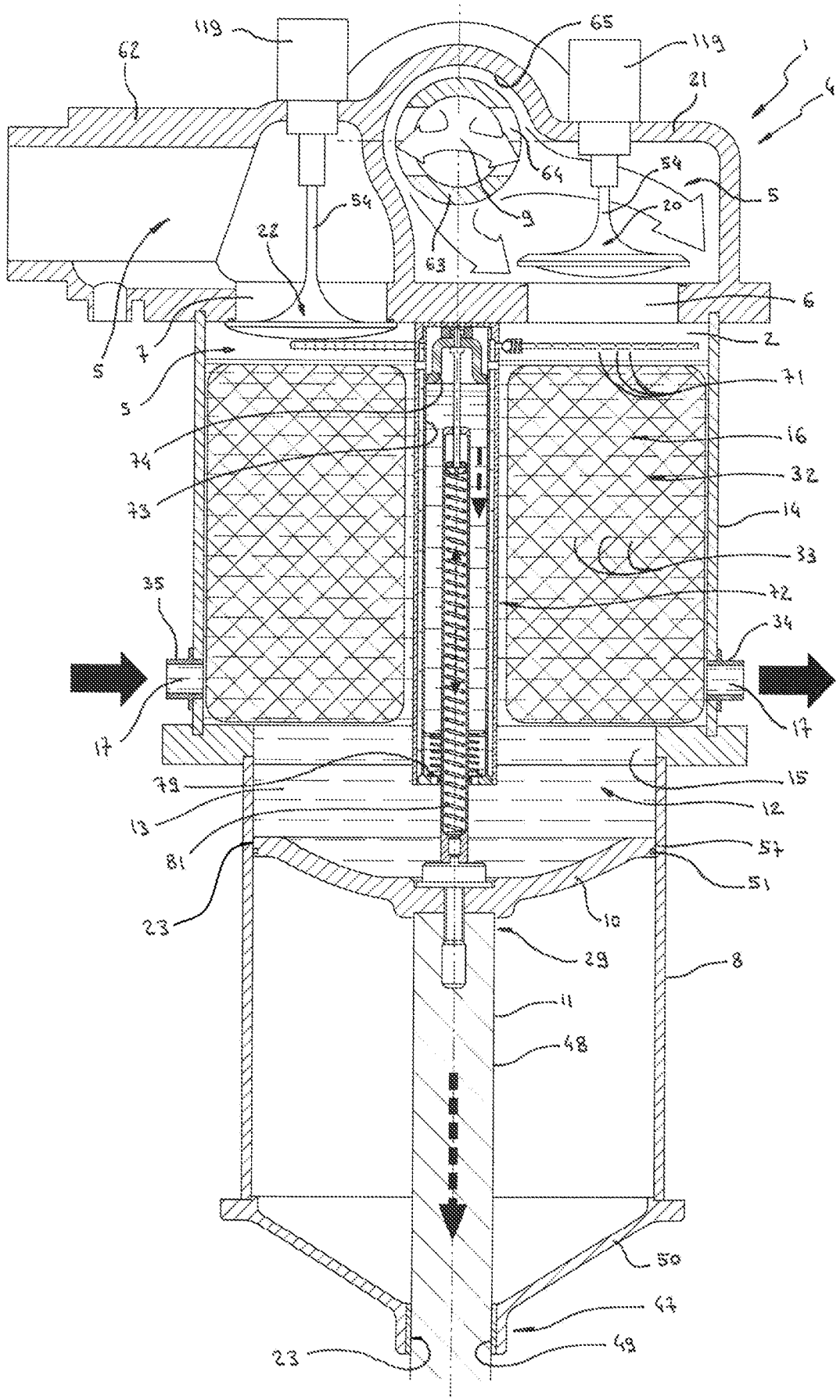
[Fig. 13]


119
65
119
62
21
1
4
54
64
54
5
9
63
20
22
80
6
7
2
5
71
73
16
74
32
14
33
72
35
34
17
17
15
12
13
81
8
31
57
28
51
10
29
11
48
50
47
23
49

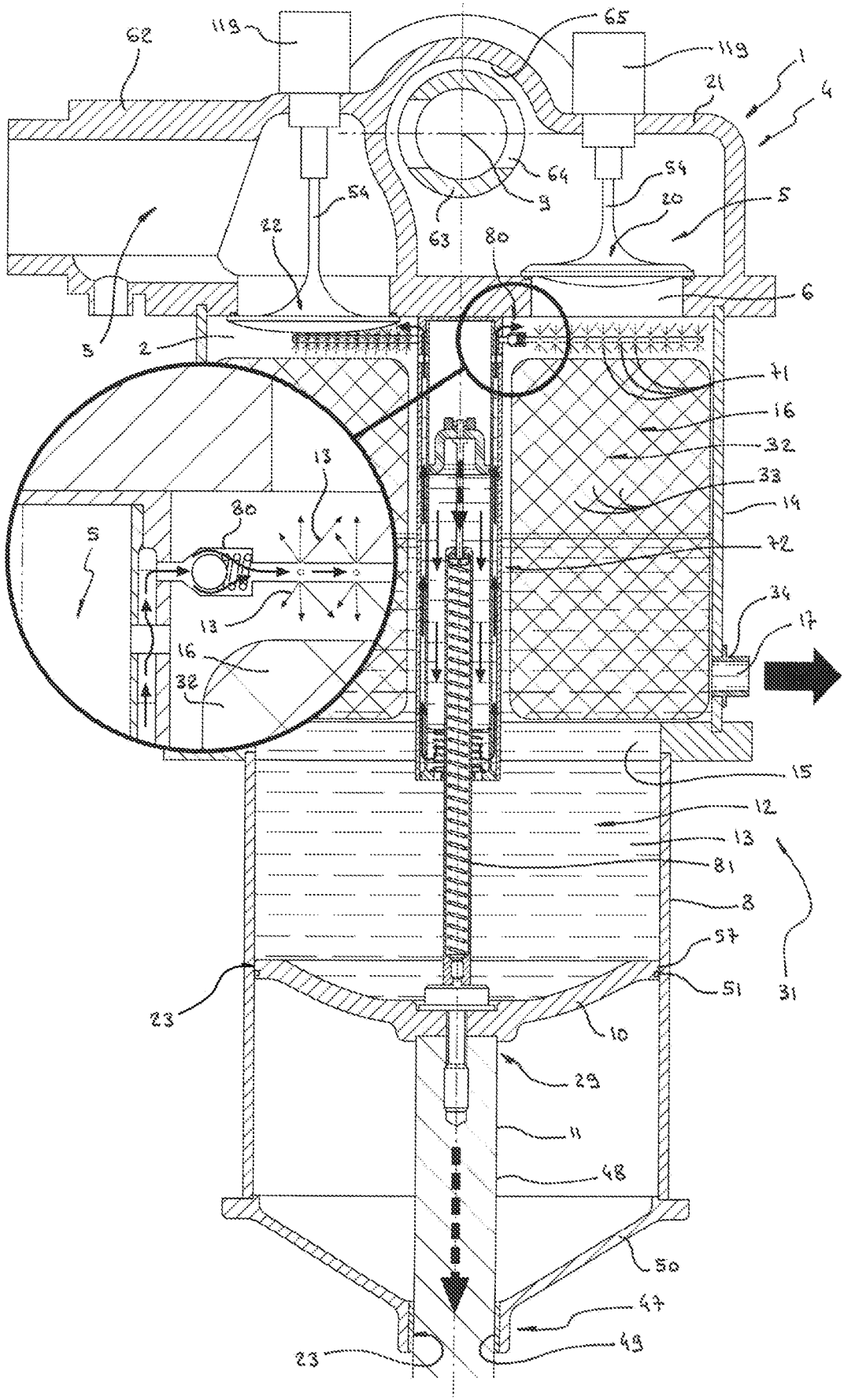
[Fig. 14]


119
65
119
1
4
62
21
54
64
54
5
63
9
20
22
60
6
7
13
5
71
74
16
78
32
81
14
33
35
72
34
17
17
15
23
57
51
73
13
8
12
10
29
11
31
48
50
47
23
49

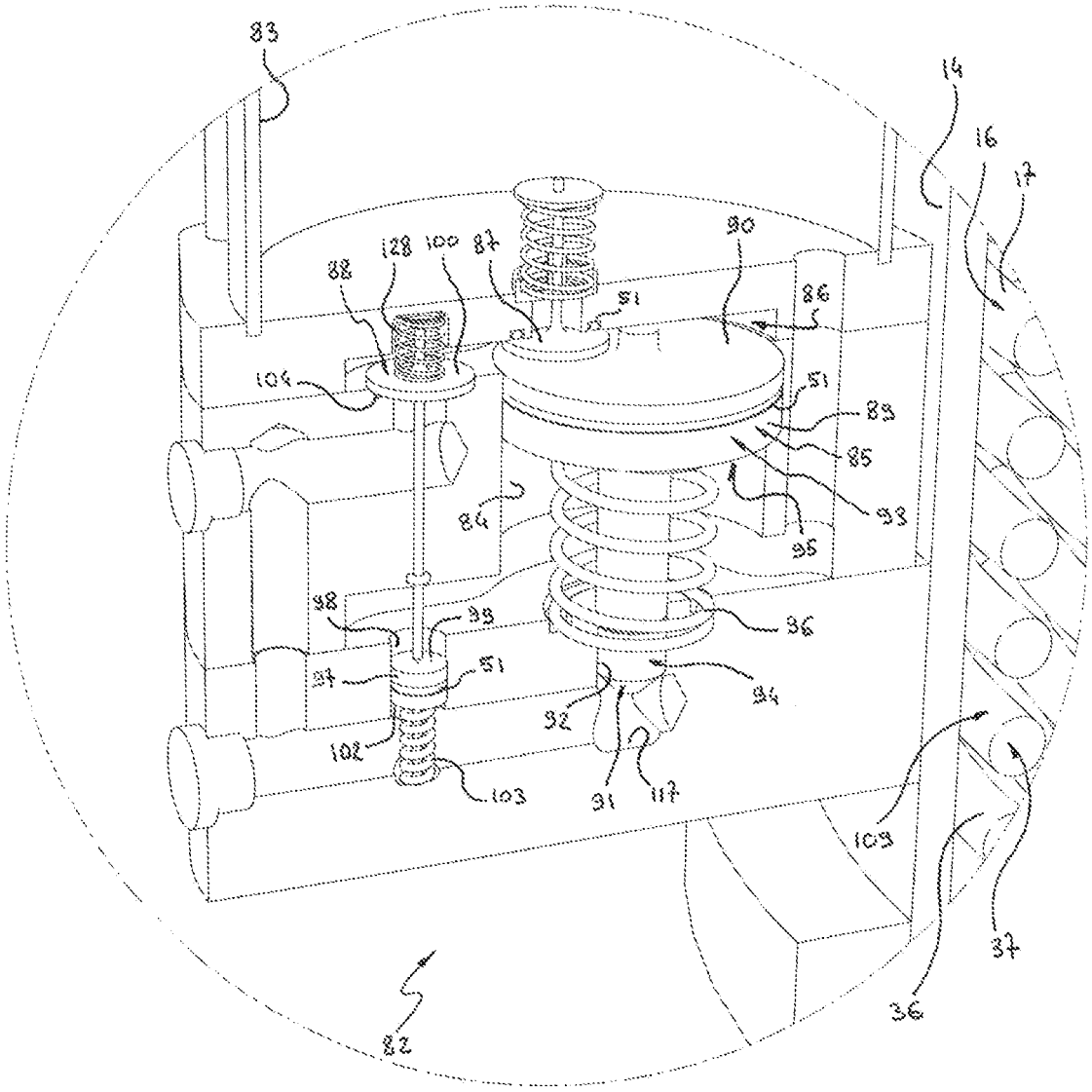
[Fig. 15]


119
65
119
62
1
4
21
64
54
5
54
20
9
22
63
6
2
7
5
71
5
16
74
32
73
14
33
35
72
34
17
17
79
15
13
12
81
57
51
23
10
29
8
11
48
50
43
23
49

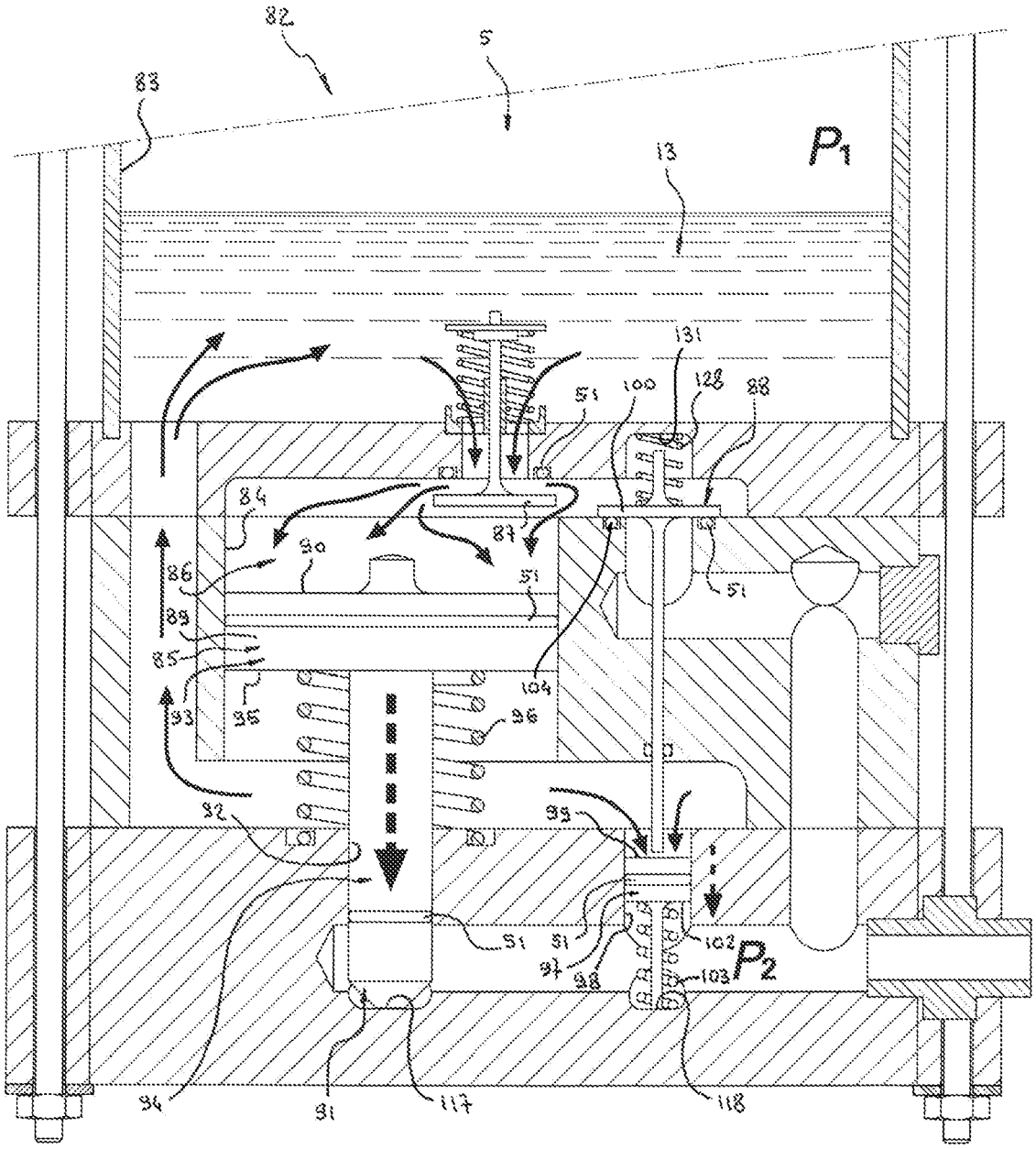
[Fig. 16]


62
119
65
119
1
4
21
64
9
54
54
20
5
63
80
22
6
5
2
41
16
32
33
14
42
34
17
13
80
5
13
16
32
15
12
13
81
8
57
51
31
23
10
29
11
48
50
47
49
23

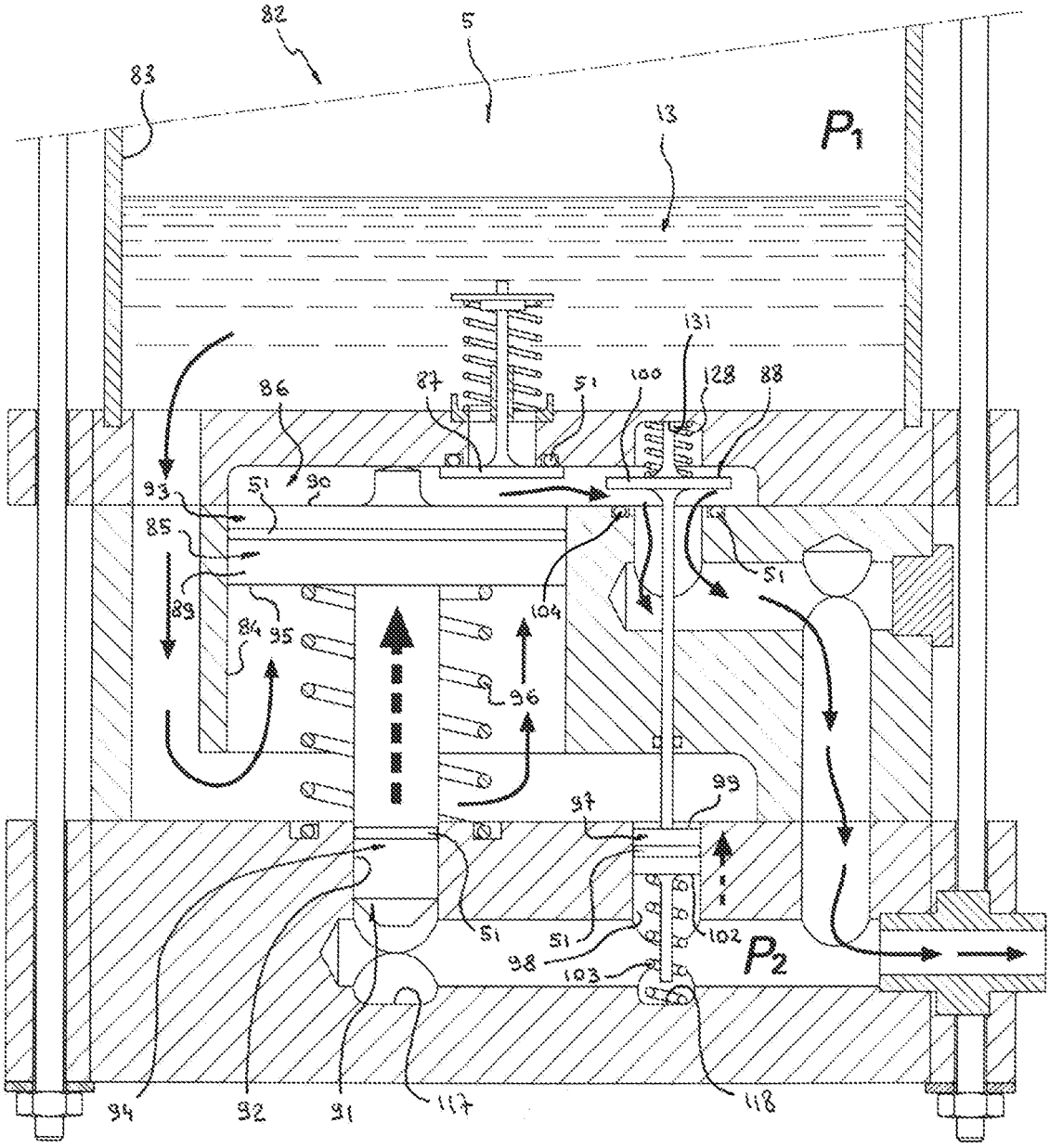
[Fig. 17]


83
14
16
17
128
100
88
84
90
91
86
104
87
89
85
93
84
95
98
99
96
94
91
92
102
103
91
117
105
37
36
82

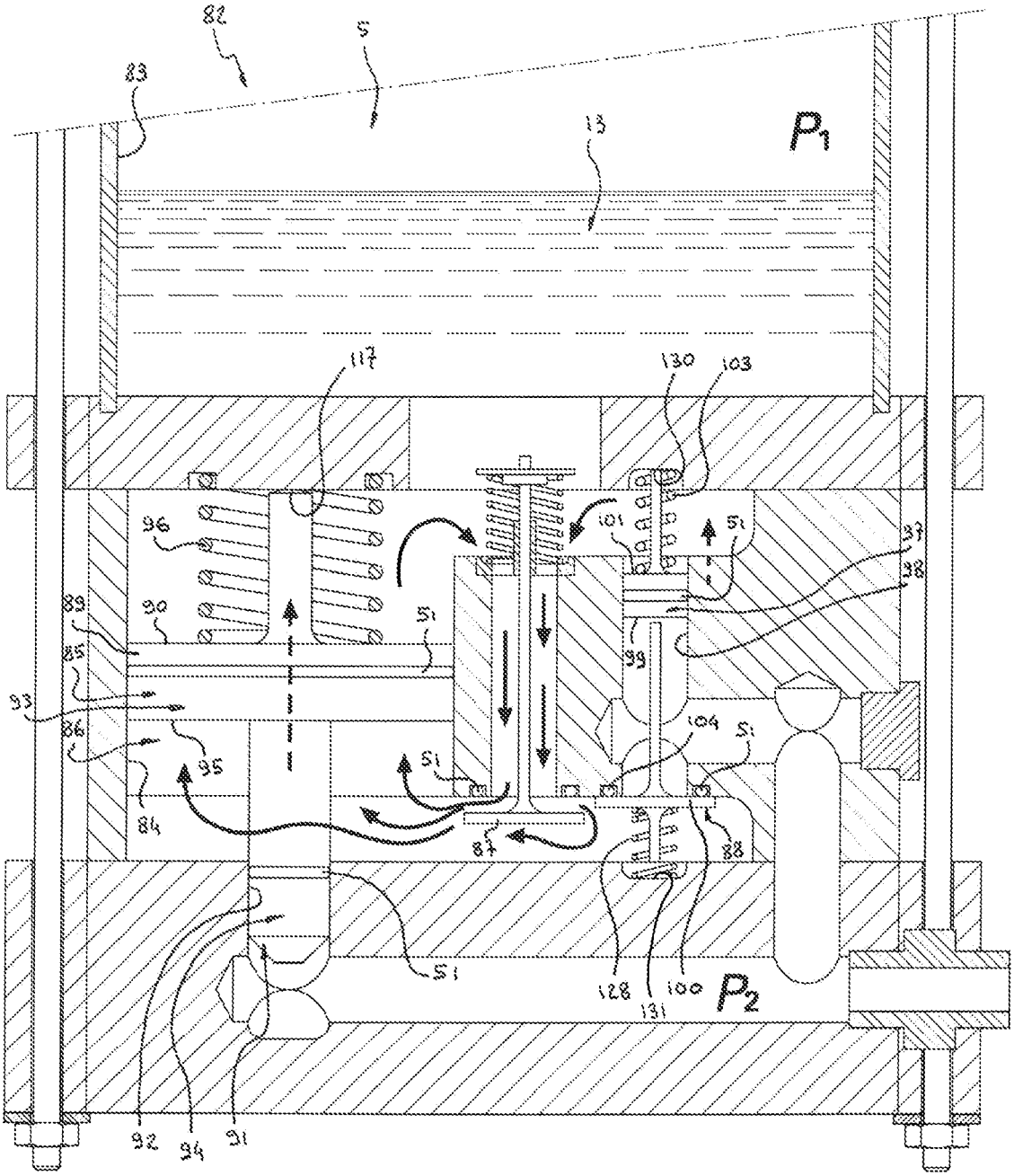
[Fig. 18]


82
5
83
13
P_1
131
128
88
100
51
84
87
90
86
89
85
93
36
104
96
92
99
91
98
102
103
P_2
94
81
117
118

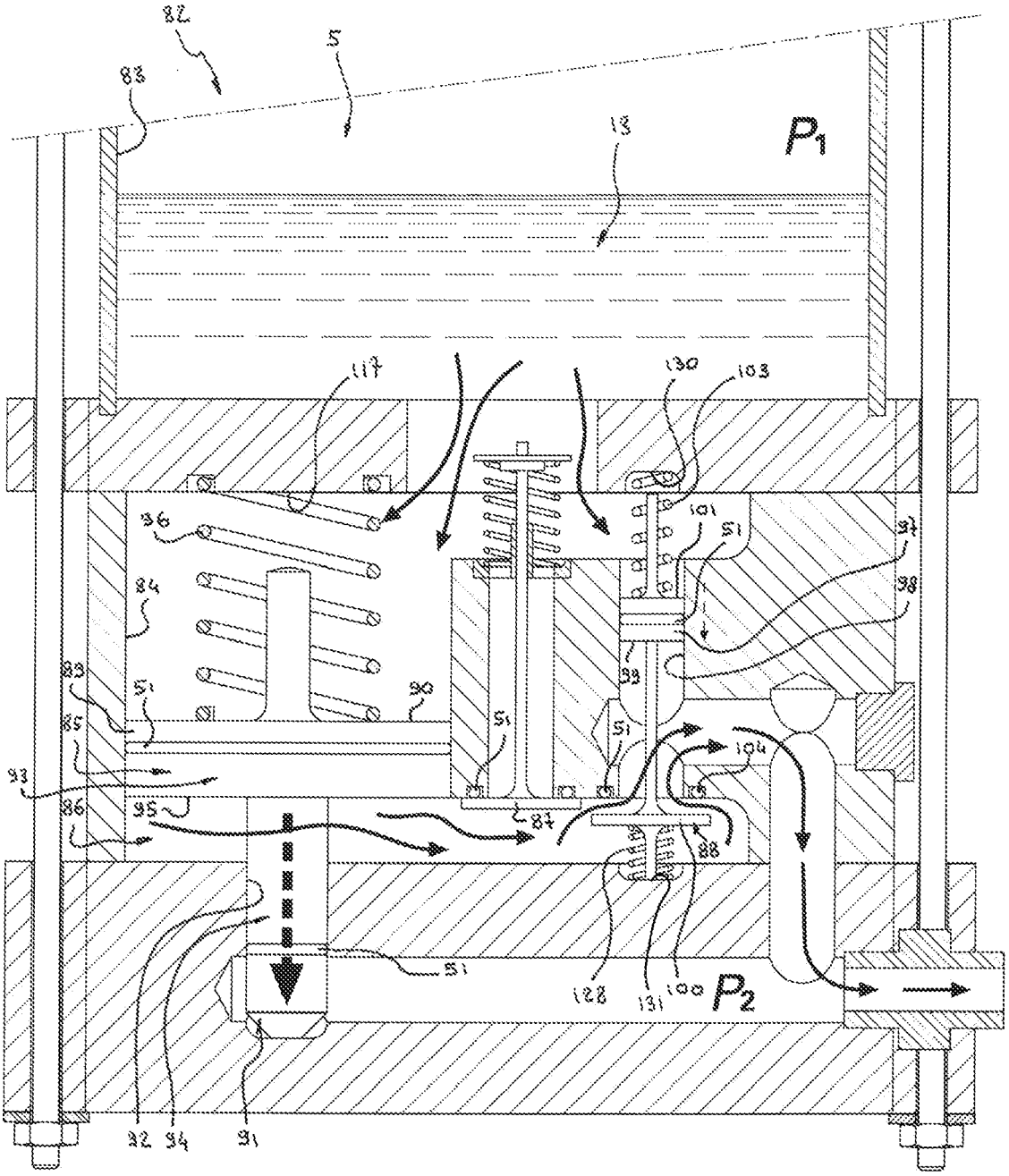
[Fig. 19]


82
5
83
13
P1
131
86
87
51
100
128
88
93
90
85
89
84
95
104
96
99
97
102
98
103
P2
94
92
91
117
118

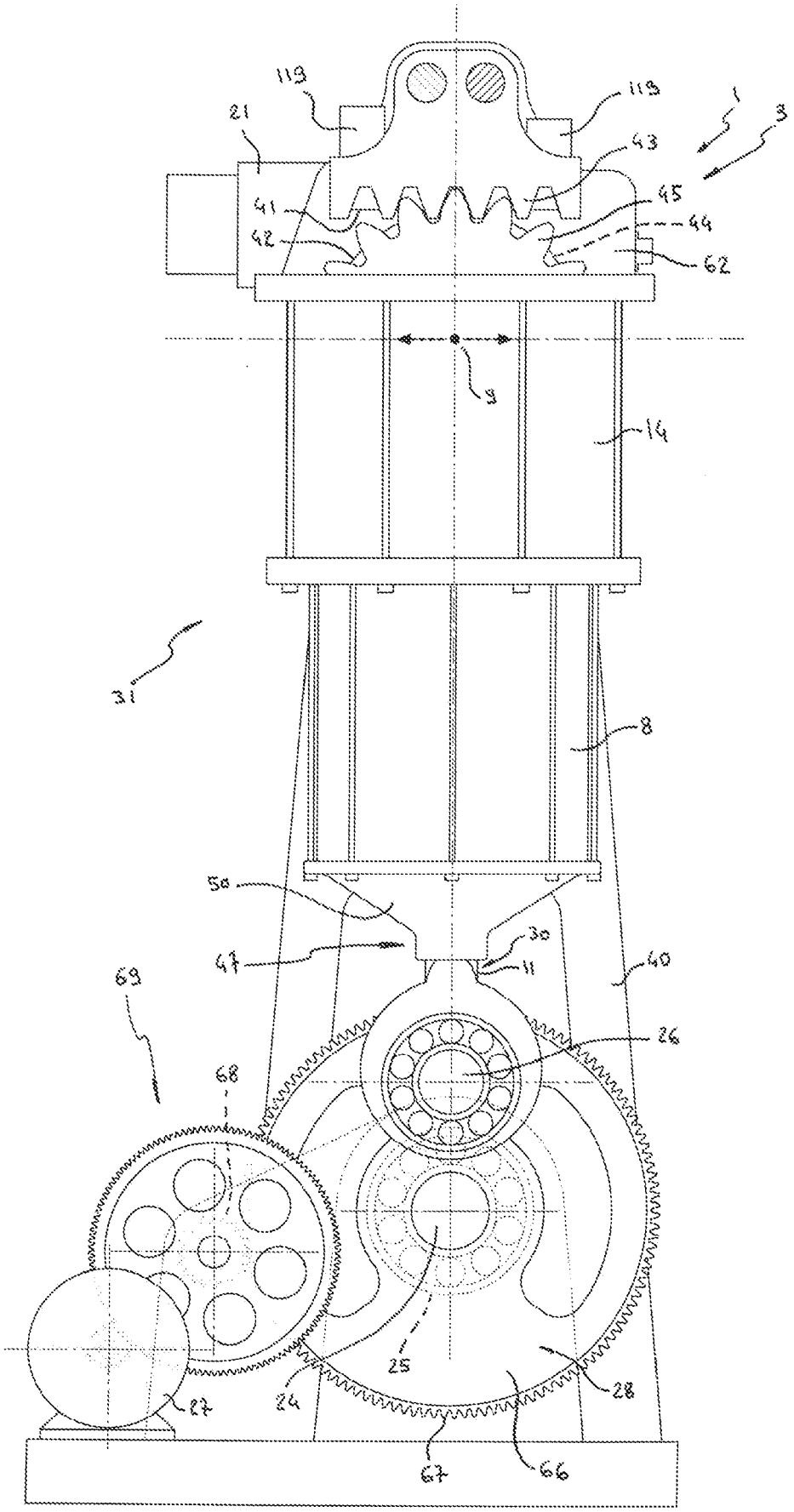
[Fig. 20]


82
5
83
13
P1
117
130
103
96
101
51
37
38
89
90
51
39
85
93
86
95
104
51
84
87
88
51
128
131
100
P2
92
94
91

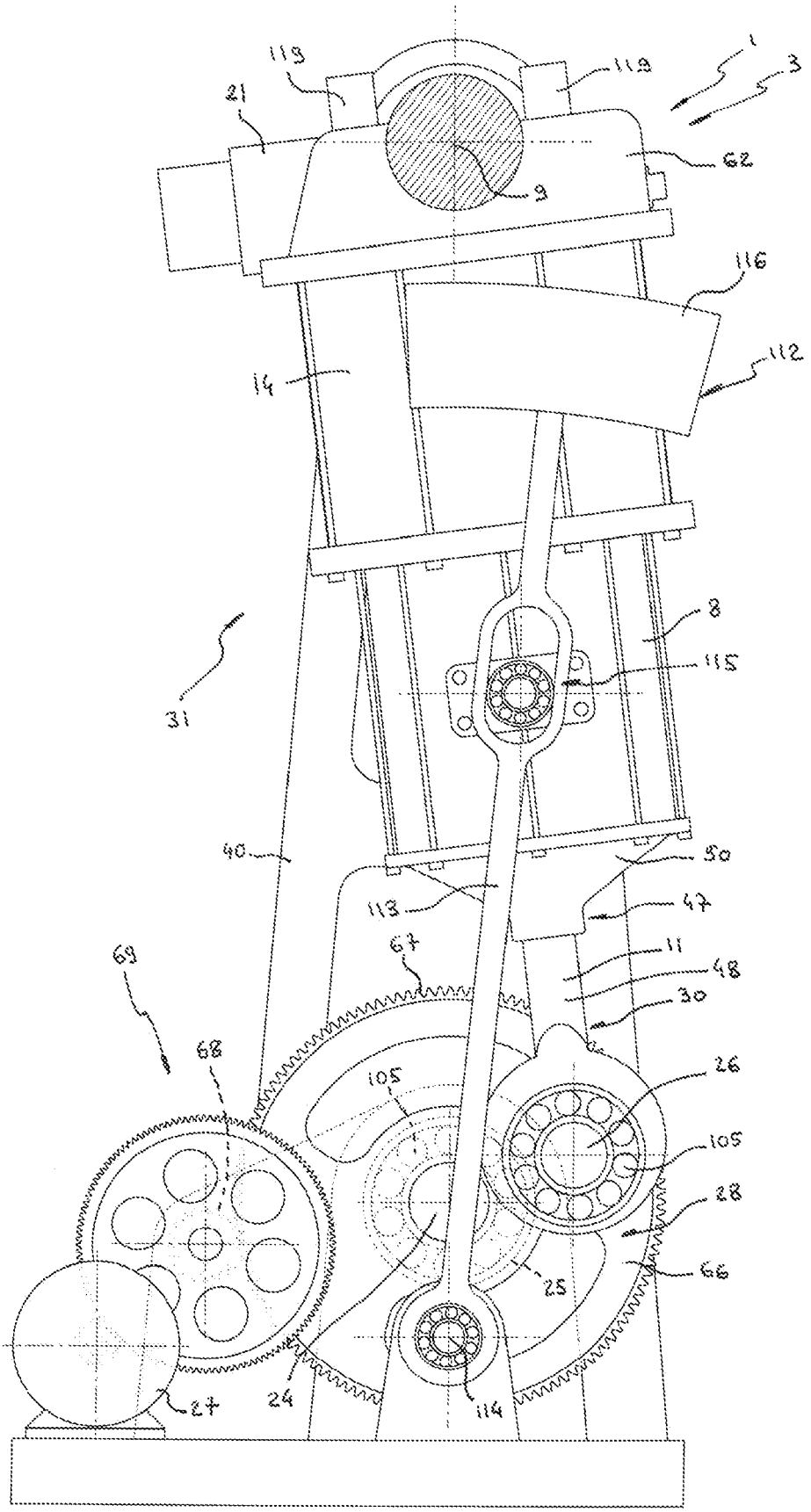
[Fig. 21]


82
5
83
13
P1
117
130
103
36
84
101
51
34
38
83
85
51
80
93
86
95
84
104
88
51
128
131
100
P2
92
94
91

[Fig. 22]


119
119
21
1
3
43
41
45
42
44
62
9
14
31
8
5a
30
47
11
40
69
26
68
25
24
28
27
67
66

[Fig. 23]


119
119
1
3
21
62
9
116
112
14
8
115
31
40
50
113
47
11
48
30
67
69
68
105
26
105
28
66
25
24
114
27

RÉPUBLIQUE FRANÇAISE

INSTITUT NATIONAL DE LA PROPRIÉTÉ INDUSTRIELLE

RAPPORT DE RECHERCHE PRÉLIMINAIRE

établi sur la base des dernières revendications déposées avant le commencement de la recherche

N° d'enregistrement national

FA 917813
FR 2303834

DOCUMENTS CONSIDÉRÉS COMME PERTINENTS		Revendication(s) concernée(s)	Classement attribué à l'invention par l'INPI
Catégorie	Citation du document avec indication, en cas de besoin, des parties pertinentes		
A,D	CN 111 734 604 A (HU PING) 2 octobre 2020 (2020-10-02) * le document en entier *	1-32	F04B 19/00
A,D	GB 2 534 244 A (MICHAEL DAVID CROWLEY [GB]) 20 juillet 2016 (2016-07-20) * le document en entier *	1-32	
A	US 2015/110647 A1 (WILHELM STEVEN LEE [US]) 23 avril 2015 (2015-04-23) * le document en entier *	1-32	
A	CN 114 576 140 A (LTD RESPONSIBILITY COMPANY OF CHONGQING GAS COMPRESSOR PLANT) 3 juin 2022 (2022-06-03) * le document en entier *	1-32	
A	WO 2022/271046 A1 (TOEROEK ARPAD [RO]) 29 décembre 2022 (2022-12-29) * le document en entier *	1-32	
A	US 9 234 480 B2 (KAIRAMA INC [CA]) 12 janvier 2016 (2016-01-12) * le document en entier *	1-32	DOMAINES TECHNIQUES RECHERCHÉS (IPC) F04B

Date d'achèvement de la recherche	Examinateur
12 septembre 2023	Olona Laglera, C

CATÉGORIE DES DOCUMENTS CITÉS

X : particulièrement pertinent à lui seul
Y : particulièrement pertinent en combinaison avec un autre document de la même catégorie
A : arrière-plan technologique
O : divulgation non-écrite
P : document intercalaire

T : théorie ou principe à la base de l'invention
E : document de brevet bénéficiant d'une date antérieure à la date de dépôt et qui n'a été publié qu'à cette date de dépôt ou qu'à une date postérieure.
D : cité dans la demande
L : cité pour d'autres raisons
.....
& : membre de la même famille, document correspondant

EPO FORM 1503 12.99 (P04C14)

ANNEXE AU RAPPORT DE RECHERCHE PRÉLIMINAIRE RELATIF A LA DEMANDE DE BREVET FRANÇAIS NO. FR 2303834 FA 917813

La présente annexe indique les membres de la famille de brevets relatifs aux documents brevets cités dans le rapport de recherche préliminaire visé ci-dessus.
Les dits membres sont contenus au fichier informatique de l'Office européen des brevets à la date du **12-09-2023**
Les renseignements fournis sont donnés à titre indicatif et n'engagent pas la responsabilité de l'Office européen des brevets, ni de l'Administration française

Document brevet cité au rapport de recherche	Date de publication	Membre(s) de la famille de brevet(s)	Date de publication
CN 111734604 A	02-10-2020	AUCUN	
GB 2534244 A	20-07-2016	AUCUN	
US 2015110647 A1	23-04-2015	EP 3069024 A1	21-09-2016
		US 2015110647 A1	23-04-2015
		WO 2015058198 A1	23-04-2015
CN 114576140 A	03-06-2022	AUCUN	
WO 2022271046 A1	29-12-2022	RO 135278 A0	29-10-2021
		WO 2022271046 A1	29-12-2022
US 9234480 B2	12-01-2016	US 2014007569 A1	09-01-2014
		WO 2014005229 A1	09-01-2014

EPO FORM P0465