



ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА
ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ

(12) ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К ПАТЕНТУ

(52) СПК
F04D 17/12 (2022.08)

(21)(22) Заявка: 2021121595, 21.07.2021

(24) Дата начала отсчета срока действия патента:
21.07.2021

Дата регистрации:
08.11.2022

Приоритет(ы):

(22) Дата подачи заявки: 21.07.2021

(45) Опубликовано: 08.11.2022 Бюл. № 31

Адрес для переписки:

603074, г. Нижний Новгород, ул. Шаляпина,
22, кв. 172, Желвакову В.В.

(72) Автор(ы):

Желваков Владимир Валентинович (RU)

(73) Патентообладатель(и):

Желваков Владимир Валентинович (RU)

(56) Список документов, цитированных в отчете
о поиске: RU 2150609 C1, 10.06.2000. SU 436175
A2, 15.07.1974. RU 2675296 C1, 18.12.2018. SU
1195062 A1, 30.11.1985. SU 1590669 A1,
07.09.1990.

(54) ЦЕНТРОБЕЖНЫЙ ХЛАДОНОВЫЙ КОМПРЕССОР

(57) Реферат:

Изобретение может быть использовано в качестве компрессора хладонных систем охлаждения жидких сред, бортового оборудования вертолетов, самолетов, летательных аппаратов, наземных транспортных средств, испытывающих разнонаправленные вибрационные нагрузки, с возможностью работы с газовыми, двухфазными газовыми средами, в режиме жидкостного насоса, с возможностью работы в системах, заполненных хладоном, кондиционирования воздуха и холодильных установках промышленного и бытового назначения. Центробежный хладонный компрессор содержит герметично закрытый корпус, две компрессорные ступени с рабочими колесами, диффузорами, сборными камерами, патрубком входа в первую компрессорную ступень и патрубком выхода из второй компрессорной ступени, высокочастотный электродвигатель, размещенный между компрессорными ступенями, ротор которого выполнен на одном валу с рабочими колесами компрессорных ступеней, опорные узлы на концах вала, предпочтительно, с керамическими

подшипниками качения, с керамическими шариками, воспринимающими радиальную и осевую нагрузку вала компрессора, разнонаправленную вибрационную нагрузку в месте установки центробежного хладонного компрессора, закрепленные в корпусе и крышке компрессора. Первая ступень компрессора выполнена в виде вихревого компрессора и выполняет роль вакуумного насоса с последующим повышением давления перед второй ступенью компрессора с центробежным рабочим колесом. Для обеспечения максимального КПД ступеней компрессора при перекачивании сред с различной плотностью и при работе в режиме жидкостного насоса используется электродвигатель с регулируемой частотой вращения. Корпус центробежного хладонного компрессора выполнен из двух частей, на одной из которых расположен входной патрубок, а на второй выходной патрубок, и зазор между которыми герметизирует прокладка, а все части центробежного хладонного компрессора расположены на валу в последовательности увеличения диаметральных

габаритных размеров. 1 ил.

R U 2 7 8 3 0 5 6 C 1

R U 2 7 8 3 0 5 6 C 1



FEDERAL SERVICE
FOR INTELLECTUAL PROPERTY

(12) **ABSTRACT OF INVENTION**

(52) CPC
F04D 17/12 (2022.08)

(21)(22) Application: **2021121595, 21.07.2021**

(24) Effective date for property rights:
21.07.2021

Registration date:
08.11.2022

Priority:

(22) Date of filing: **21.07.2021**

(45) Date of publication: **08.11.2022** Bull. № 31

Mail address:

**603074, g. Nizhnij Novgorod, ul. Shalyapina, 22,
kv. 172, Zhelvakovu V.V.**

(72) Inventor(s):

Zhelvakov Vladimir Valentinovich (RU)

(73) Proprietor(s):

Zhelvakov Vladimir Valentinovich (RU)

(54) **CENTRIFUGAL FREON COMPRESSOR**

(57) Abstract:

FIELD: refrigerating.

SUBSTANCE: invention can be used as a compressor of freon liquid media cooling systems, on-board equipment of helicopters, planes, aerial vehicles, and land-based vehicles subjected to multidirectional vibration loads, configured for work with gas, two-phase gas media, in the liquid pump mode, work in freon-filled systems for air conditioning and industrial and domestic refrigeration units. Centrifugal freon compressor comprises a tightly sealed body; two compressor stages with impellers, diffusers, prefabricated chambers, an inlet branch pipe to the first compressor stage, and an outlet branch pipe from the second compressor stage; a high-frequency electric engine placed between the compressor stages, with the rotor made on the same shaft as the impellers of the compressor stages; support assemblies at the ends of the shaft, preferably, with ceramic roller bearings, with ceramic balls perceiving the radial and axial load of the compressor shaft and the multidirectional vibration load

at the installation site of the centrifugal freon compressor, secured in the body and cover of the compressor. The first stage of the compressor is made as a drag compressor and acts as a vacuum pump with a subsequent increase in the pressure before the second stage of the compressor with a centrifugal impeller. In order to ensure the maximum performance coefficient of the compressor stages when pumping media with different densities and during operation in the liquid pump mode, an electric engine with an adjustable speed is used. The body of the centrifugal freon compressor is composed of two parts, wherein an inlet branch pipe is located on one of the parts, and an outlet branch pipe is located on the other part, with a gasket sealing the gap between said parts, while all parts of the centrifugal freon compressor are arranged on the shaft in the increasing order of the diametrical overall dimensions.

EFFECT: creation of a new centrifugal freon compressor.

1 cl, 1 dwg

RU 2 783 056 C1

RU 2 783 056 C1

Изобретение относится к области компрессоростроения к хладоновым центробежным малорасходным компрессорам, и в частности к двухступенчатым центробежным компрессорам со встроенным высокооборотным электроприводом без смазки в опорах ротора компрессора и предназначено для использования в системах охлаждения жидких сред, бортового оборудования вертолетов, самолетов, и наземных колесных и гусеничных транспортных средствах в которых присутствуют разнонаправленные вибрационные нагрузки, с возможностью работы с двух-фазными средами, в режиме жидкостного насоса, с возможностью использования в системах, заполненных хладоном, кондиционирования воздуха и холодильных установках промышленного и бытового назначения.

Известен двухступенчатый центробежный компрессор со встроенным между консольно расположенными ступенями электродвигателем, имеющий корпус, состоящий из корпуса электродвигателя и присоединенных к нему с каждой стороны через промежуточные фланцы корпусов одной и другой ступени, и ротор - единый для ступеней и электродвигателя, установленный в расположенных между ступенями и электродвигателем опорных и упорного магнитных подшипников, имеющих статорные и роторные элементы, причем внутри корпуса статорные элементы опорных и упорного магнитных подшипников выполнены в виде блоков, установленных в дополнительных корпусах, каждый из которых закреплен на промежуточном фланце с его внутренней, обращенной к ступени стороне, причем со стороны одной ступени в дополнительном корпусе установлены статорные элементы опорного магнитного подшипника, а со стороны другой ступени - статорные элементы опорного и упорного магнитных подшипников (патент РФ на ПМ №36709, F04D 25/06, опубл. 20.03.2004).

Недостатком этой конструкции является высокая стоимость и необходимость использования специальной системы управления электромагнитными подшипниками, а также специальной системы охлаждения электродвигателя.

Известен также двухступенчатый центробежный компрессор, содержащий корпус с входным и выходным патрубками, всасывающими и моторной камерами, нагнетательными камерами с диффузорами, опорными перегородками с газодинамическими подшипниками и интегрированным в корпус между опорными перегородками статором электродвигателя, размещенным во втулке корпуса, имеющей периферийные пазы, размещенный в газодинамических подшипниках ротор компрессора с установленными на нем рабочими колесами первой и второй ступеней и ротором электродвигателя, который установлен с зазором относительно статора, отличающийся тем, что опорные перегородки снабжены отверстиями, соединяющими диффузор нагнетательной камеры первой ступени и всасывающую камеру второй ступени с моторной камерой. (описание к полезной модели RU 143266 U1, МПК F04D 25/06 (2006.01), опубликован 20.07.2014, Бюл. №20).

Однако недостатком этой конструкции является высокая стоимость и необходимость использования специальной системы наддува газодинамических подшипников. Кроме того возникают проблемы с использованием газодинамических подшипников из-за их несущей способности, ограничивающей допустимую массу ротора.

Известно также устройство для динамического сжатия газа, содержащее неподвижный корпус с торцевыми и радиальными лабиринтными уплотнениями, входные направляющие лопатки диагональной ступени сжатия, лопаточное рабочее колесо диагональной ступени предварительного центробежно-осевого сжатия, выходные направляющие лопатки диагональной ступени сжатия, основную осевую ступень сжатия, выходные направляющие лопатки осевой ступени сжатия, привод диагональной и

осевой ступеней сжатия, которая выполнена с дополнительным объемным сжатием газа и представляет ротор с продольными спирально-геликоидными каналами в количестве от 6 до 24 штук, расположенными по окружности вокруг общей оси, одновременно первично закрученных на 2,6...4,2 оборота по всей длине вокруг гиперболической поверхности, а каждый из спиральных каналов сжатия в поперечном сечении имеет форму геликоида с соотношением малой и большой осей 0,47...0,75 и с внутренним плавным выступом по геометрической поверхности второго порядка с узкого конца геликоида, причем внутренний плавный выступ вторично закручен вокруг продольной оси геликоида с шагом 0,4...0,6 от шага первичной закрутки самого геликоида, причем вторичная закрутка выполнена в противоположную сторону первичной закрутки самого геликоида, а с широкого конца геликоида по внутренней поверхности имеется от 3 до 6 небольших плавных выступов третичной закрутки, закрученных вокруг продольной оси геликоида с шагом 0,2...0,5 от шага вторичной закрутки, причем третичная закрутка выполнена в противоположную сторону вторичной закрутки внутреннего выступа, направление одновременного механического вращения от привода всех геликоидных каналов вокруг общей оси является противоположным направлению первичной закрутки каждого из геликоидов, а площадь поперечного проходного сечения геликоида на первом участке закрутки геликоида по гиперболической поверхности уменьшается до 0,3...0,5 от первоначальной площади поперечного проходного сечения с сохранением первоначального соотношения малой и большой осей и с сохранением пропорций внутреннего основного и дополнительных плавных выступов и направлений их закрутки при плавном увеличении шага первичной навивки геликоидов в 1,5 раза и при дальнейшем уменьшении на втором участке закрутки геликоида по гиперболической поверхности площади поперечного проходного сечения геликоида до 0,15...0,3 от первоначальной площади поперечного проходного сечения геликоида при плавном увеличении шага закрутки в 3...4 раза, диагональная и осевая ступени имеют отдельные приводы с различными частотами вращения, (описание к полезной модели RU 163651 U1, МПК F04D 17/06 (2006.01) опубликован 27.07.2016, Бюл. №21).

Однако известное устройство для динамического сжатия газа обладает следующими недостаткам: сложность конструкции, сложность изготовления геликоида с выступами, сложность балансировки лопаточного рабочего колеса диагональной ступени предварительного центробежно-осевого сжатия, расположенной на одной оси с ротором на котором расположены продольные спирально-геликоидные каналы, сложность раздельного привода с различными частотами вращения, высокая стоимость и необходимость использования специальной системы управления электродвигателями приводов.

Из известных технических решений наиболее близким по технической сущности к заявляемому объекту является описание патента «Центробежный турбокомпрессорный агрегат и электродвигатель» RU 2150609 C1, МПК F04D 17/12, H02K 21/12 по заявке 99103171/06, 18.02.1999.

Турбокомпрессор, который включает в себя герметичный контейнер с внутренней полостью и отдельными входными отверстиями с обеих сторон, первое гнездо подшипника и второе гнездо подшипника, установленные с левой и правой сторон внутри внутренней полости герметичного контейнера через определенный интервал и содержат сквозные отверстия в центральной части. Приводной электродвигатель установлен между первым и вторым гнездами подшипника. Приводной вал, оба конца которого по отдельности пропущены через сквозные отверстия первого и второго

гнезда подшипника, объединен с приводным двигателем. Уплотнительный элемент, вставляемый с помощью приводного вала, неподвижно соединен с первым гнездом подшипника. Радиальное опорное средство отдельно вставлено между приводным валом и первым гнездом подшипника и между приводным валом и вторым гнездом подшипника. Первое рабочее колесо неподвижно соединено с концом приводного вала. Второе рабочее колесо неподвижно соединено с другим концом приводного вала. Первый диффузорный элемент неподвижно соединен с уплотнительным элементом путем размещения по внешней окружности первого рабочего колеса. Второй диффузорный элемент неподвижно соединен со вторым гнездом подшипника путем размещения по наружной окружности второго рабочего колеса.

Недостатком данного центробежного турбокомпрессорного агрегата является то, что подшипниковые узлы находятся между рабочими колесами компрессорных ступеней и ротором электродвигателя, который охлаждается хладоном, и они выполнены газодинамическими, то необходимо обеспечивать определенный расход газа на каждый подшипниковый узел, что предопределяет постоянство вращения электродвигателя и узкий диапазон регулирования производительности.

Поскольку лепестковые газодинамические подшипники не могут обеспечить несущую способность в двух взаимно-перпендикулярных направлениях, то приходится устанавливать и упорный газодинамический подшипник на карданном подвесе.

Наличие карданного подвеса усложняет конструкцию и приводит к увеличению веса компрессора.

Гребень упорного подшипника препятствует прохождению хладона для охлаждения статора и ротора электродвигателя, вследствие чего увеличивается гидравлическое сопротивление тракта прохождения хладона, возникает необходимость соединять сборную камеру первой ступени со входом второй ступени через отдельный трубопровод, сам упорный гребень имеет значительные ограничения по размерам и диаметру диска.

Расположение рабочих компрессорных колес ступеней компрессора на концах вала и направление всасывания с внешней торцевой стороны компрессора, а также расположение несущих газодинамических подшипников и наличие упорного подшипника увеличивает общую длину вала и общую длину центробежного компрессора и требует хорошей балансировки вала с рабочими колесами и упорным гребнем.

Несущая способность газодинамических подшипников и системы каналов подачи газа требует сложного расчета, при этом в зависимости от свойств используемого хладона она может изменяться.

Данные подшипники не могут работать на «влажном» хладоне или при появлении жидкой фазы хладона. Неизбежные гидроудары могут смять лепестки газодинамических подшипников. Для предотвращения этого явления необходимо иметь отдельную эффективную влагоотделительную систему.

При установке такого турбокомпрессорного агрегата на вертолет, самолет и наземное транспортное средство, где присутствуют разнонаправленные вибрационные нагрузки, данные газодинамические подшипники теряют несущую способность.

Использование газодинамических подшипников требует высокоскоростного электродвигателя частота вращения которого может не совпадать с диапазоном частот вращения рабочего колеса компрессора для достижения высокого КПД.

Для достижения высокого КПД требуются разные частоты вращения рабочих колес одинакового конструктивного устройства.

Поскольку зоны нагнетания первой ступени компрессора и второй ступени

компрессора сообщаются через зазор газодинамических подшипников, то для предотвращения перетока или обеспечения минимального перетока хладагента предусматриваются лабиринтные уплотнения, выполненные на концевых участках вала и герметизирующие рабочие полости компрессорных ступеней, что усложняет конструкцию и увеличивает стоимость изготовления деталей турбокомпрессорного агрегата.

Величина зазоров не может быть минимальной из-за перемещения вала при запуске и остановке. Следовательно эффективность лабиринтных уплотнений будет низкой, что приведет к перетоку хладона, снижению давления нагнетания и энергоэффективности работы компрессорных ступеней.

Недостатком также является сообщение сборной камеры первой компрессорной ступени со входом второй ступени через отдельный трубопровод, что приводит к дополнительным гидравлическим потерям, усложняет конструкцию и снижает надежность из-за потери герметичности при тепловых расширениях частей компрессора, увеличивает стоимость изготовления.

К примеру: диапазон изменения плотности фреона очень велик и максимальное значение может превышать минимальное в десятки раз в зависимости от частоты вращения вала и давления, что влечет необходимость выполнения сложного расчета и в зависимости от частоты вращения электродвигателя рассчитывать размеры и производительность рабочих колес. При этом первая компрессорная ступень должна обладать хорошими всасывающими характеристиками, а вторая компрессорная ступень работает с подпором и имеет более высокую эффективность. При одинаковых диаметральных размерах рабочих колес для достижения максимально высокого КПД частота вращения рабочего колеса первой ступени может не совпадать с диапазоном частоты вращения рабочего колеса второй ступени компрессора, из-за различия массовых расходов.

Вследствие этого частота вращения вала компрессора должна быть постоянна или изменяться незначительно. Центробежные рабочие колеса имеют очень маленькие размеры из-за наличия газодинамических подшипников и высокой скорости вращения и следовательно малую эффективность в результате чего для увеличения давления и степени подачи компрессора возникает необходимость еще больше увеличивать частоту вращения вала компрессора. Увеличение частоты вращения и мощности электродвигателя приводит к увеличению длины ротора, статора и общей длины компрессора.

Это связано с тем, что при малых производительностях, из-за малых геометрических размеров в наибольшей степени проявляется отрицательное влияние масштабного фактора и высоких условных числа Маха на газодинамические характеристики центробежных ступеней. Кроме того, из-за высокой требуемой частоты вращения ротора в среде хладагента (фреона) значительно возрастают потери трения (вентиляционные потери).

Из-за потерь снижается энергетическая эффективность центробежного компрессора в области малых холодопроизводительностей до 100 кВт.

С учетом изложенного, целью изобретения является расширение функциональной возможности использования центробежного хладонного компрессора для сжатия фреонов, газов, влажных газов и хладонов, многофазных газовых сред, а так же для подачи жидкости, с низкой частотой вращения, с высоким коэффициентом полезного действия, с возможностью работы, где присутствуют разносторонние вибрационные нагрузки на сам центробежный хладонный компрессор.

Технический результат - возможность эффективной работы центробежного хладонового компрессора с влажными многофазными газовыми средами, с жидкостями, снижение энергетических затрат за счет высокого КПД ступеней компрессора при низкой одинаковой, постоянной скорости вращения ротора, снижение массогабаритных характеристик за счет упрощения конструкции опор ротора и увеличение ресурса работы компрессора при воздействии разносторонних вибрационных нагрузок на сам центробежный хладоновый компрессор, создание центробежного хладонового компрессора имеющего простую технологичную в изготовлении и при сборке конструкцию, обеспечивающего низкую стоимость изготовления и низкие эксплуатационные расходы.

Указанный технический результат достигается тем, что центробежный хладоновый компрессор, содержащий герметично закрытый корпус, две компрессорные ступени с рабочими колесами, диффузорами, сборными камерами, патрубком входа в первую компрессорную ступень и патрубком выхода из второй компрессорной ступени, высокочастотный электродвигатель, размещенный между компрессорными ступенями, ротор которого выполнен на одном валу с рабочими колесами компрессорных ступеней, опорные узлы вала, закрепленные к корпусу агрегата и уплотнения, герметизирующие рабочие полости компрессорных ступеней, при этом для охлаждения приводного электродвигателя имеется рабочий зазор между ротором и статором, и проточные охлаждающие каналы с внешней стороны статора, при этом ротор образован по меньшей мере одним постоянным магнитом с бандажом из материала, препятствующего протеканию вихревых токов, а статор выполнен в виде шихтованного магнитопровода с обмоткой, отличающийся тем, что при одинаковой частоте вращения в качестве компрессора первой ступени используется вихревой компрессор как вакуумный насос и как компрессор для повышения давления перед рабочим колесом второй центробежной ступени компрессора, в опорных подшипниковых узлах на концах вала с рабочими колесами, применены опорно-упорные, предпочтительно керамические, подшипники качения с керамическими шариками, которые воспринимают радиальную и осевую нагрузку при вращении вала и разнонаправленную вибрационную нагрузку в месте установки рабочих колес компрессора, и которые не продуваются рабочим телом (хладоном), для чего подшипник качения первой ступени установлен перед рабочим колесом первой ступени, а подшипник второй ступени установлен после рабочего колеса второй ступени центробежного хладонового компрессора, при этом корпус центробежного хладонового компрессора выполнен только из двух частей, на одной из которых расположен входной патрубок, а на второй выходной патрубок, зазор между которыми герметизирует прокладка, а все части центробежного хладонового компрессора расположены на валу в последовательности увеличения диаметральных габаритных размеров.

В двухступенчатом центробежном хладоновом компрессоре, содержащем корпус с входным и выходным патрубками, всасывающими и моторной камерами, нагнетательными камерами с диффузорами, опорными перегородками с газодинамическими подшипниками и интегрированным в корпус между опорными перегородками статором электродвигателя, размещенным во втулке корпуса, имеющей периферийные пазы, размещенный в газодинамических подшипниках ротор компрессора с установленными на нем рабочими колесами первой и второй ступеней и ротором электродвигателя, который установлен с зазором относительно статора, опорные перегородки снабжены отверстиями, соединяющими диффузор нагнетательной камеры первой ступени и всасывающую камеру второй ступени с моторной камерой,

размещенный в подшипниковых опорах вал с ротором электродвигателя компрессора с установленными рабочими колесами первой и второй ступеней, при этом напорная часть компрессора первой ступени через зазоры между ротором, статором и корпусом компрессора соединяется с камерой перед второй ступенью компрессора, отличающийся тем, что снижена частота вращения ротора и вала компрессора, подшипниковые узлы с газодинамическими подшипниками заменены на подшипники качения с керамическими шариками, воспринимающими осевую и радиальную нагрузку вследствие чего отпадает необходимость использовать упорный подшипник и появляется возможность использовать компрессор на вертолетах, самолетах и наземных транспортных средствах.

Применение опорно-упорных, предпочтительно керамических подшипников качения, с керамическими шариками, которые воспринимают радиальную и осевую нагрузку при вращении вала и разнонаправленную вибрационную нагрузку в месте установки центробежного хладонового компрессора, что особенно актуально для вертолетов, самолетов и наземных колесных и гусеничных транспортных средств, передвигающихся по пересеченной местности. Подшипниковые опоры меньше подвержены засорению, поскольку не продуваются рабочим телом (хладоном). Для этого подшипник качения первой ступени установлен перед рабочим колесом первой ступени, а подшипник второй ступени установлен после рабочего колеса второй ступени центробежного компрессора, что позволяет повысить надежность этого узла и всего компрессора в целом.

Поскольку общая эффективность компрессора определяется только КПД ступеней, то ступени компрессора при одной частоте вращения вала ротора должны иметь максимальный КПД. При этом первая ступень должна иметь хорошие параметры на всасывание, поскольку газообразный фреон или газ при низкой температуре имеет низкое давление. Из-за того, что размеры рабочего колеса второй ступени центробежного компрессора, установленного внутри герметичного корпуса, малы и соответственно мала площадь входного отверстия на всасе, то для эффективной работы необходимо создать давление перед центробежным рабочим колесом компрессора.

Исходя из этого в качестве компрессора первой ступени используется вихревой компрессор, выполняющий роль вакуумного насоса и одновременно используемый для повышения давления перед второй центробежной ступенью компрессора.

Основными преимуществами вихревых компрессоров являются: высокая напорность, простота конструкции, низкая стоимость изготовления, а также более высокая надежность по сравнению с центробежными и ротационными компрессорами, имеющими те же параметры. Характеристики вихревого компрессора практически устойчивы во всем диапазоне режимов при разных скоростях вращения. В ступени вихревого компрессора при равных окружных скоростях можно получить в несколько раз больший напор, чем, например, в ступени центробежного компрессора. В связи с этим целесообразно соединить вихревую ступень непосредственно с валом электродвигателя, не применяя мультипликатора. Моноблочная конструктивная схема наиболее типична для вихревых компрессоров. Применение такой схемы уменьшает массогабаритные показатели, стоимость компрессора, упрощает выбор опор и при необходимости герметизацию компрессора.

Для снижения массы центробежного хладонового компрессора части корпуса вихревого компрессора первой ступени, формирующие зоны низкого давления на всасе и высокого давления на нагнетании могут быть выполнены из неметаллических материалов, таких как пластики и пластмассы, что особенно актуально при перекачивании агрессивных газовых и жидких сред.

Все части центробежного хладонового компрессора расположены в

последовательности увеличения габаритных диаметральных размеров, что позволяет, для упрощения конструкции, повышения надежности, за счет снижения утечек хладагона (рабочего тела), и для снижения массы центробежного хладагонного компрессора, корпус выполнить только из двух частей: корпуса с выходным патрубком, содержащего
 5 центробежный компрессор второй ступени с приводным электродвигателем и крышки компрессора первой ступени с патрубком входа, в которую вставляются части корпуса вихревого компрессора первой ступени, при этом зазор между корпусом и крышкой дополнительно герметизируется прокладкой. Это позволяет упростить конструкцию и сборку компрессора, удешевить стоимость изготовления и обеспечить высокую
 10 надежность, за счет снижения вероятности утечек хладагона (рабочего тела) через стыки частей компрессора,

Изобретение поясняется прилагаемым чертежом, где на фиг. 1 - конструкция центробежного хладагонного компрессора.

Согласно представленному чертежу центробежный хладагонный компрессор включает
 15 следующие элементы:

- корпус приводного электродвигателя 1;
- крышка компрессора первой ступени 2;
- входной патрубок низкого давления 3
- корпус вихревого компрессора первой ступени на всасе 4;
- 20 - камеру низкого давления компрессора первой ступени 5;
- корпус вихревого компрессора первой ступени на нагнетании 6;
- рабочее колесо вихревого компрессора 7;
- лопатки разделителя 8;
- нагнетательная камера первой ступени 9
- 25 - камера перед компрессором второй ступени 10
- входной диффузор рабочего колеса второй ступени 11;
- рабочее колесо второй ступени центробежного компрессора 12;
- лопатки диффузора центробежного компрессора второй ступени 13;
- нагнетательная камера центробежного компрессора второй ступени 14;
- 30 - выходной патрубок высокого давления 15;
- вал 16;
- ротор электродвигателя 17;
- статор электродвигателя 18;
- обмотки статора электродвигателя 19;
- 35 - подшипниковый узел в крышке компрессора первой ступени 20;
- подшипниковый узел в корпусе приводного электродвигателя 21;
- гермоввод контактов обмоток статора 22;
- прокладка 23;

I - первая ступень центробежного хладагонного компрессора;

40 II - вторая ступень центробежного хладагонного компрессора.

Предлагаемый центробежный хладагонный компрессор (фиг. 1) выполнен в виде двух ступеней с приводным электродвигателем между ними, расположенных в одном корпусе приводного электродвигателя 1.

Первая ступень центробежного хладагонного компрессора I выполнена в виде
 45 одноступенчатого вихревого компрессора, который содержит: крышку компрессора первой ступени 2, входной патрубок низкого давления 3, корпус вихревого компрессора первой ступени на всасе 4, корпус вихревого компрессора первой ступени на нагнетании 6, рабочее колесо вихревого компрессора 7, при этом кольцевая выемка на корпусе

вихревого компрессора первой ступени на всасе 4 совместно с крышкой компрессора первой ступени 2 формирует камеру низкого давления компрессора первой ступени 5, а лопатки разделителя 8 на корпусе вихревого компрессора первой ступени на всасе 4 и нагнетании 6, отделяют полость всасывания соединенную с камерой низкого давления компрессора первой ступени 5 и полость нагнетания нагнетательной камеры первой ступени 9, соединенную отверстием в корпусе вихревого компрессора первой ступени на нагнетании 6.

Вторая ступень II центробежного хладонового компрессора выполнена в виде одноступенчатого центробежного компрессора, который содержит: входной диффузор рабочего колеса второй ступени 11, корпус приводного электродвигателя 1 с выходным патрубком высокого давления 15, рабочее колесо второй ступени центробежного компрессора 12, лопатки диффузора центробежного компрессора второй ступени 13 после которых расположенная по кругу нагнетательная камера центробежного компрессора второй ступени 14.

Для снижения массы центробежного хладонового компрессора корпус вихревого компрессора первой ступени на всасе 4, корпус вихревого компрессора первой ступени на нагнетании 6 и входной диффузор рабочего колеса второй ступени 11 выполнены из пластмассы.

Все части центробежного хладонового компрессора расположены на валу 16 в последовательности увеличения габаритных диаметральных размеров частей, что позволяет, корпус центробежного хладонового компрессора выполнить только из двух частей: корпуса приводного электродвигателя 1 и крышки компрессора первой ступени 2, зазор между которыми дополнительно герметизирует прокладка 23.

Корпус приводного электродвигателя 1 содержит: гермоввод контактов обмоток статора 22, статор электродвигателя 18 с обмотками статора электродвигателя 19.

Фланец корпуса приводного электродвигателя 1 состыкован с фланцем крышки компрессора первой ступени 2 через прокладку 23 для герметичности, при этом входной диффузор рабочего колеса второй ступени 11 формирует камеру перед компрессором второй ступени 10 и нагнетательную камеру центробежного компрессора второй ступени 14 совместно с корпусом приводного электродвигателя 1.

Рабочее колесо вихревого компрессора 7 и рабочее колесо второй ступени центробежного компрессора 12, ротор электродвигателя 17 расположены на валу 16, который на концах имеет подшипниковый узел в крышке компрессора первой ступени 20 и подшипниковый узел в корпусе приводного электродвигателя 21 с керамическими опорами качения и керамическими шариками.

Работа компрессора осуществляется следующим образом.

Хладон (рабочее тело) сначала сжимается в I ступени центробежного хладонового компрессора для чего он сначала засасывается и поступает по входному патрубку низкого давления 3 в камеру низкого давления компрессора первой ступени 5. После процесса сжатия, при вращении рабочего колеса вихревого компрессора 7 вращающегося между корпусом вихревого компрессора первой ступени на всасе 4 и корпусом вихревого компрессора первой ступени на нагнетании 6, при этом лопатки разделителя 8, расположенные на корпусе вихревого компрессора первой ступени на всасе 4 и нагнетании 6, отделяют зону всасывания от зоны нагнетания.

При вращении лопаток рабочего колеса 7 хладон входит в периферийно-боковой канал корпус вихревого компрессора первой ступени на всасе 4 и на нагнетании 6, где приобретает спиралеобразный характер за счет периодической передачи энергии от лопаток, а затем, тормозясь лопатками разделителя 8, направляется через канал в

корпусе вихревого компрессора первой ступени на нагнетании 6 дальше в нагнетательную камеру первой ступени 9. При этом малая часть хладона перетекает из периферийно-бокового каналов корпусов 4 и 6 зоны нагнетания перед лопатками разделителя 8 в область пониженного давления, т.е. в зону всасывания.

5 Из зоны нагнетания хладон через отверстие в корпусе вихревого компрессора первой ступени на нагнетании 6 подается в нагнетательную камеру первой ступени 9 и далее в зазор между ротором электродвигателя 17 и статором электродвигателя 18. Протекая через зазор и снимая избыточное тепло с ротора 17 и статора 18 электродвигателя хладон протекает далее в камеру перед компрессором второй ступени 10.

10 Дальнейшее сжатие хладона происходит в компрессоре II ступени, который образован входным диффузором рабочего колеса второй ступени 11 и рабочим колесом центробежного компрессора 12 установленного на валу 16, при вращении которого происходит процесс сжатия. Хладон из камеры перед компрессором второй ступени 10 через входной диффузор рабочего колеса второй ступени 11 поступает на лопатки 15 рабочего колеса центробежного компрессора 12, от которого получает дополнительную кинетическую энергию и в котором сжимается и поступает на лопатки диффузора компрессора второй ступени 13, где происходит его торможение и преобразование кинетической энергии потока в потенциальную энергию давления, и выходя из лопаток диффузора, хладон попадает в нагнетательную камеру центробежного компрессора 20 второй ступени 14. Через выходной патрубок 15 хладон с высоки давлением выходит из корпуса компрессора 1.

С учетом изложенного можно сделать вывод, что поставленная цель реализуема, а технический результат достижим.

Центробежные хладоновые компрессоры, выполненные согласно настоящему 25 изобретению, могут соответственно применяться в холодильной технике. Более конкретно для использования в системах охлаждения бортового оборудования вертолетов, самолетов и наземных транспортных средствах, в которых присутствуют разнонаправленные вибрационные нагрузки, с возможностью работы с двух-фазными 30 средами, в режиме жидкостного насоса, с возможностью использования в системах, заполненных хладоном, для охлаждения воздуха, жидких сред, в системах кондиционирования воздуха и холодильных установках промышленного и бытового назначения.

(57) Формула изобретения

35 Центробежный хладоновый компрессор, содержащий герметично закрытый корпус, две компрессорные ступени с рабочими колесами, диффузорами, сборными камерами, патрубком входа в первую компрессорную ступень и патрубком выхода из второй компрессорной ступени, высокочастотный электродвигатель, размещенный между 40 компрессорными ступенями, ротор которого выполнен на одном валу с рабочими колесами компрессорных ступеней, опорные узлы вала, закрепленные в корпусе агрегата и уплотнения, герметизирующие рабочие полости компрессорных ступеней, при этом для охлаждения приводного электродвигателя имеется рабочий зазор между ротором и статором, и проточные охлаждающие каналы с внешней стороны статора, при этом ротор образован по меньшей мере одним постоянным магнитом с бандажом из 45 материала, препятствующего протеканию вихревых токов, а статор выполнен в виде шихтованного магнитопровода с обмоткой, отличающийся тем, что при одинаковой частоте вращения в качестве компрессора первой ступени используется вихревой компрессор как вакуумный насос и как компрессор для повышения давления перед

рабочим колесом второй центробежной ступени компрессора, в опорных подшипниковых узлах на концах вала с рабочими колесами применены опорно-упорные, предпочтительно керамические, подшипники качения с керамическими шариками, которые воспринимают радиальную и осевую нагрузку при вращении вала и
5 разнонаправленную вибрационную нагрузку в месте установки рабочих колес компрессора, и которые не продуваются рабочим телом (хладоном), для чего подшипник качения первой ступени установлен перед рабочим колесом первой ступени, а подшипник второй ступени установлен после рабочего колеса второй ступени центробежного хладонового компрессора, при этом корпус центробежного хладонового
10 компрессора выполнен только из двух частей, на одной из которых расположен входной патрубок, а на второй выходной патрубок, зазор между которыми герметизирует прокладка, а все части центробежного хладонового компрессора расположены на валу в последовательности увеличения диаметральных габаритных размеров.

15

20

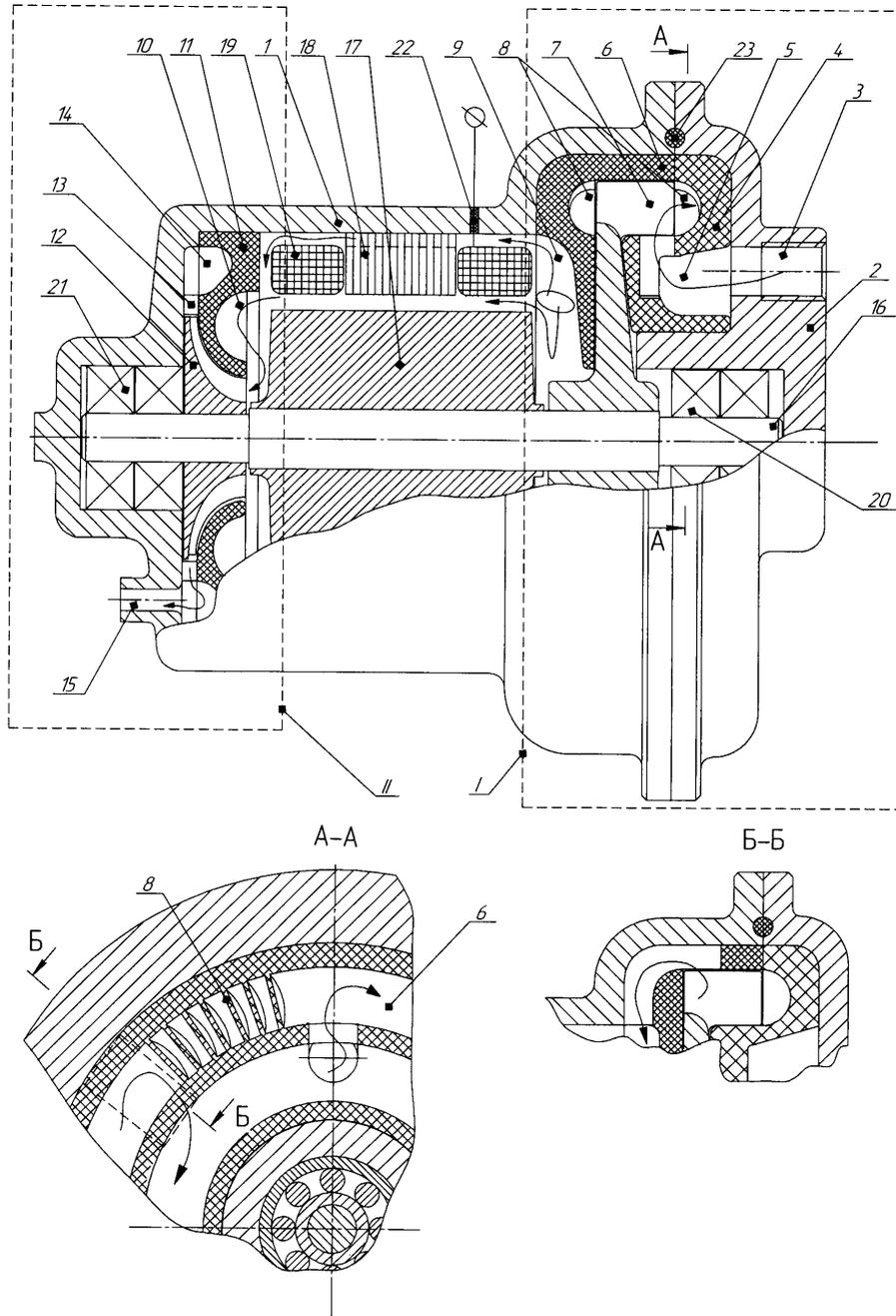
25

30

35

40

45



Фиг. 1