

F04C 18/356 (2006.01)

F04C 29/00 (2006.01)

(19)
ČESKÁ
REPUBLIKAÚŘAD
PRŮMYSLOVÉHO
VLASTNICTVÍ

(21) Číslo přihlášky: 2019-487
 (22) Přihlášeno: 03.02.2017
 (30) Právo přednosti: 03.02.2017 JP PCT/JP2017/003915
 (40) Zveřejněno: 21.08.2019
 (Věstník č. 34/2019)
 (47) Uděleno: 22.12.2021
 (24) Oznámení o udělení ve věstníku: 02.02.2022
 (Věstník č. 5/2022)
 (86) PCT číslo: PCT/JP2017/003915
 (87) PCT číslo zveřejnění: WO 2018/142564

- (56) Relevantní dokumenty:
 (A. R. Ozdemir, B. Hacioglu, E. Kasapoglu: An investigation on the pin bearings' optimization of a hermetic reciprocating compressor; IOP Conference Series: Materials Science and Engineering Vol. 90, 012019 (8 pp.) p., ISSN: 1757-8981 Conference: 9th International Conference on Compressors and their Systems, London, United Kingdom (GB), 20150907 - 20150909; DOI:https://doi.org/10.1088/1757-899X/90/1/012019) 20.08.2015.
 JP 2016114049 A; JP 2015021488 A; WO 2011102413 A1; JP H07217574 A; JP S62284983 A.

- (73) Majitel patentu: koncovou částí (32b) hlavního ložiska (32) je 1, přičemž velikost průhybu C_A [mm] hřídele a velikost průhybu C_B [mm] hřídele nastaveny tak, aby vyhovovaly příslušným níže uvedeným vzorcům 3 a 7 pro chladivo R1123 použité jako pracovní chladivo.
- (72) Původce:
 Ryo Hamada, 100-8310 Tokyo, JP
 Kanichiro Sugiura, 100-8310 Tokyo, JP
 Takaya Kimoto, 100-8310 Tokyo, JP
- (74) Zástupce:
 Rott, Růžička & Guttmann a spol., Vyskočilova
 1566, 140 00 Praha 4, Michle

$$0 \leq R < \frac{2}{\alpha} \cdot (X_A - C_A)$$

$$0 \leq R < \frac{2}{\beta} \cdot (X_B - C_B)$$

- (54) Název vynálezu:

Kompresor

- (57) Anotace:
 Kompresor (100) obsahuje utěsněnou nádobu (1) a jednotku (3) kompresního mechanismu, která je uspořádána v utěsněné nádobě (1) a stlačuje chladivo, které proudí do utěsněné nádoby (1). Jednotka (3) kompresního mechanismu obsahuje rotační hřídel (31), hlavní ložisko (32) a vedlejší ložisko (33). Koaxialita R [mm], což je vzdálenost mezi středovou osou (E) hlavního ložiska (32) a středovou osou (F) vedlejšího ložiska (33), vyhovuje vzorcům 2 a 6 uvedeným níže, kde vůle X_A [mm] je rozdíl mezi vnitřním průměrem (D_A) hlavního ložiska (32) a průměrem (d_A) hlavní části (31a) rotační hřídele (31), vůle X_B [mm] je rozdíl mezi vnitřním průměrem (D_B) vedlejšího ložiska (33) a průměrem (d_B) vedlejší části (31b) rotační hřídele (31), velikost průhybu C_A [mm] hřídele je hodnota, o níž je hlavní část (31a) hřídele prohnutá, velikost průhybu C_B [mm] hřídele je hodnota, o níž je vedlejší část (31b) hřídele prohnutá, a poměr α je poměr vzdálenosti mezi spodní koncovou částí (32a) a horní koncovou částí (32b) hlavního ložiska (32) ke vzdálenosti mezi spodní koncovou částí (33a) vedlejšího ložiska (33) a horní koncovou částí (32b) hlavního ložiska (32) a poměr β je poměr vzdálenosti mezi spodní koncovou částí (33a) a horní koncovou částí (33b) vedlejšího ložiska (33) ke vzdálenosti mezi spodní koncovou částí (33a) vedlejšího ložiska (33) a horní koncovou částí (32b) hlavního ložiska (32) v případě, kdy vzdálenost mezi spodní koncovou částí (33a) vedlejšího ložiska (33) a horní

$$C_A = -0,21 d_A + 7,64$$

$$C_B = -0,21 d_B + 7,64$$

Kompresor

Oblast techniky

5

Předkládaný vynález se týká kompresoru, který stlačuje a vypouští chladivo.

Dosavadní stav techniky

10

Patentová literatura 1: Japonská patentová přihláška č. JP 2012057503 A.

15

Hydrofluorolefiny mají potenciál globálního oteplování (GWP) nižší než chladivo R410A a chladivo R32, která se používají jako známá chladiva. Hydrofluorolefiny jsou vysoce očekávané jako chladiva, jež budou aplikovatelná v rámci protipatření proti globálnímu oteplování. S ohledem na to byly navrženy kompresory používající chladivo obsahující hydrofluorolefin jako hlavní složku (viz například patentová literatura 1).

20

Podstata vynálezu

25

Jak bylo popsáno výše, mají hydrofluorolefiny a uhlovodíky GWP nižší než chladivo R410 a chladivo R32, jež se používají jako známá chladiva, a jsou očekávány jako chladiva, jež budou aplikovatelná v rámci protipatření proti globálnímu oteplování. Nicméně HFO-1123 (dále nazývaný jako chladivo R1123), což je jeden typ fluorolefinu, má nízkou stabilitu ve srovnání se známými chladivy, jako je chladivo R32 a chladivo R410A, a může způsobovat velký odvod tepla v důsledku disproporcionality, což vede ke snížení spolehlivosti kompresoru nebo zařízení pro chladicí cyklus. Kromě toho se chladivo R1123 používá při vyšším tlaku než známá chladiva jako chladivo R32 a chladivo R410A a může způsobovat disproporcionalitu kvůli tvorbě tepla, které je

30

vyvoláno zadíráním mezi rotační hřídelí a ložiskem jednotky kompresního mechanismu obsaženými v kompresoru.

Předkládaný vynález byl vytvořen k vyřešení výše uvedených problémů a jeho úkolem je poskytnout kompresor, u něž se sníží zadírání mezi rotační hřídelí a ložisky, a ve kterém se sníží

35

Uvedený úkol řeší kompresor, který podle jednoho provedení předkládaného vynálezu obsahuje utěsněnou nádobu a jednotku kompresního mechanismu, která je uspořádaná v utěsněné nádobě a stlačuje chladivo, které proudí do utěsněné nádoby. Jednotka kompresního mechanismu obsahuje rotační hřídel, hlavní ložisko a vedlejší ložisko. Koaxialita R [μm], což je vzdálenost mezi středovou osou E hlavního ložiska a středovou osou F vedlejšího ložiska, vyhovuje vzorcům 2 a 6 uvedeným níže, kde vůle X_A [μm] je rozdíl mezi vnitřním průměrem D_A hlavního ložiska a průměrem d_A hlavní části hřídele rotační hřídele uspořádané v hlavním ložisku, vůle X_B [μm] je rozdíl mezi vnitřním průměrem D_B vedlejšího ložiska a průměrem d_B vedlejší části rotační hřídele uspořádané ve vedleším ložisku, velikost průhybu C_A [μm] hřídele je hodnota, o kterou je hlavní část hřídele prohnutá, velikost průhybu C_B [μm] hřídele je hodnota, o kterou je vedlejší část hřídele prohnutá, poměr α je poměr vzdálenosti mezi spodní koncovou částí a horní koncovou částí hlavního ložiska ke vzdálenosti mezi spodní koncovou částí vedlejšího ložiska a horní koncovou částí hlavního ložiska a poměr β je poměr vzdálenosti mezi spodní koncovou částí a horní koncovou částí vedlejšího ložiska ke vzdálenosti mezi spodní koncovou částí vedlejšího ložiska a horní koncovou částí hlavního ložiska v případě, kdy vzdálenost mezi spodní koncovou částí vedlejšího ložiska a horní koncovou částí hlavního ložiska je 1 (reference).

50

$$0 \leq R < \frac{2}{\alpha} \cdot (X_A - C_A) \quad (2)$$

$$0 \leq R < \frac{2}{\beta} \cdot (X_B - C_B) \quad (6)$$

5

Díky tomu, že kompresor vyhovuje výše uvedeným vzorcům 2 a 6, lze během provozu jednotky motoru účinně řídit náklon a víření rotační hřídele. Proto lze v kompresoru během provozu jednotky motoru snížit zadírání mezi rotační hřídelí a hlavním ložiskem a zadírání mezi rotační hřídelí a vedlejším ložiskem. Ve výsledku je možné snížit zadírání mezi rotační hřídelí a každým z hlavního ložiska a vedlejšího ložiska kompresoru, a tím může být snížena disproporcionalita chladiva R1123.

15 Objasnění výkresů

Obr. 1 je schéma znázorňující vnitřní uspořádání kompresoru podle provedení 1 předkládaného vynálezu.

20 Obr. 2 je pohled ve vertikálním řezu znázorňující jednotku kompresního mechanismu obsaženou v kompresoru podle provedení 1 předkládaného vynálezu.

Obr. 3 je pohled v řezu vedeném podél linie A-A na obr. 2.

25 Obr. 4 je pohled v řezu vedeném podél linie B-B na obr. 2.

Obr. 5 je koncepční schéma znázorňující jednotku kompresního mechanismu obsaženou v kompresoru podle provedení 1 předkládaného vynálezu.

30 Obr. 6 je schematický diagram jednotky kompresního mechanismu, jak je znázorněna na obr. 5.

Obr. 7 je graf udávající vztah mezi průměrem d [mm] hřídele a velikostí průhybu C [μ m] hřídele rotační hřídele.

35

Příklady uskutečnění vynálezu

Provedení 1

40 Obr. 1 je schéma znázorňující vnitřní uspořádání kompresoru podle provedení 1 předkládaného vynálezu. V následujícím popisu bude jako příklad kompresoru popsán dvojité rotační kompresor 100 obsahující jednotku kompresního mechanismu opatřeného dvěma válci. Jak je znázorněno na obr. 1, kompresor 100 je elektromotorický kompresor utěsněného typu obsahující utěsněnou nádobu 1, jednotku 2 motoru uspořádanou v utěsněné nádobě 1 a jednotku 3 kompresního mechanismu, rovněž uspořádanou v utěsněné nádobě 1.

45

Utěsněná nádoba 1 obsahuje spodní utěsněnou nádobu 13 vytvořenou ve tvaru dutého válce se dnem a horní utěsněnou nádobu 12, která uzavírá otvor uspořádaný na vrcholu spodní utěsněné nádoby 13. V utěsněné nádobě 1 jsou spojovací části mezi spodní utěsněnou nádobou 13 a horní

utěsněnou nádobou 12 svařeny a upevněny k sobě, čímž se utěsněná nádoba 1 udržuje v utěsněném stavu.

- 5 Sací trubky 15 jsou připojeny ke spodní utěsněné nádobě 13 a sací tlumič 14 je upevněn k sacím
trubkám 15. Sací trubky 15 jsou spojovací trubky, jež umožňují, aby plynné chladivo proudící
sacím tlumičem 14 proudilo do jednotky 3 kompresního mechanismu sacími trubkami 15. Spodní
utěsněná nádoba 13 může být opatřena mechanismem pro zásobování olejem, v němž je uložen
mazací olej, aby byl dodáván do jednotky 3 kompresního mechanismu.
- 10 K horní utěsněné nádobě 12 je připojena vypouštěcí trubka 4, která se nachází na prodloužení osy
rotační hřídele 31. Vypouštěcí trubka 4 je upevněna k utěsněné nádobě 1 a umožňuje vypouštění
chladiwa stlačeného jednotkou 3 kompresního mechanismu mimo utěsněnou nádobu 1 vypouštěcí
trubkou 4. Vypouštěcí trubka má konstantní vnitřní průměr po celé své délce. V případě opatření
vypouštěcí trubkou 4 stačí, když je výpustní trubka 4 umístěna na utěsněné nádobě 1. Není
15 nezbytně nutné, aby vypouštěcí trubka 4 byla umístěna na prodloužení osy rotační hřídele 31. Horní
utěsněná nádoba 12 obsahuje: hermetickou svorku 16, která zajišťuje elektrické spojení s
jednotkou 2 motoru v utěsněné nádobě 1; a tyč 17, k níž je upevněn kryt pro ochranu hermetické
svorky 16.
- 20 Jednotka 2 motoru obsahuje stator 21, upevněný ke spodní utěsněné nádobě 13, a rotor 22, rotačně
uspořádaný na vnitřní obvodové straně statoru 21. Rotor 22 má rotační hřídel 31 upevněnou ke
středové části rotoru 22. Stator 21 je upevněn ke spodní utěsněné nádobě 13 utěsněné nádoby 1
různými způsoby upevnění, jako je smršťovací uchycení a přivaření. Stator 21 je elektricky
připojen k hermetické svorce 16 vedením 18.
- 25 Obr. 2 je pohled ve vertikálním řezu znázorňující jednotku kompresního mechanismu obsaženou
v kompresoru podle provedení 1 předkládaného vynálezu. Obr. 3 je pohled v řezu vedeném podél
linie A-A na obr. 2. Obr. 4 je pohled v řezu vedeném podél linie B-B na obr. 2. Uspořádání
jednotky 3 kompresního mechanismu bude popsáno s odkazem na obr. 2 až 4. Na obr. 3 a 4 je
30 vynecháno zobrazení excentrické části 31c hřídele a excentrické části 31d hřídele.
- Jednotka 3 kompresního mechanismu je opatřena v utěsněné nádobě 1 a stlačuje chladivo, které
proudí do utěsněné nádoby 1. Jednotka 3 kompresního mechanismu je dvojitý rotační kompresní
mechanismus obsahující dva válce. Jednotka 3 kompresního mechanismu je uspořádána pod
35 jednotkou 2 motoru v utěsněné nádobě 1 a je upevněna ke spodní utěsněné nádobě 13. Jednotka 3
kompresního mechanismu obsahuje rotační hřídel 31, hlavní ložisko 32, vedlejší ložisko 33, první
válec 34a, první valivý píst 35a, druhý válec 34b, druhý valivý píst 35b a dělicí desku 36.
- Rotační hřídel 31 je připojena k rotoru 22 jednotky 2 motoru a přenáší rotační sílu jednotky 2
40 motoru na jednotku 3 kompresního mechanismu. Rotační hřídel 31 obsahuje hlavní část 31a
hřídele, upevněnou k rotoru 22 jednotky 2 motoru, a vedlejší část 31b hřídele, umístěnou naproti
hlavní části 31a hřídele v axiálním směru. Rotační hřídel 31 rovněž obsahuje excentrickou část 31c
hřídele, která je umístěna mezi hlavní částí 31a hřídele a vedlejší částí 31b hřídele a vsunuta skrz
první valivý píst 35a, a excentrickou část 31d hřídele, která je umístěna mezi hlavní částí 31a
45 hřídele a vedlejší částí 31b hřídele a vsunuta skrz druhý valivý píst 35b. Excentrická část 31c
hřídele a excentrická část 31d hřídele jsou uspořádány tak, aby měly mezi sebou předem stanovený
fázový rozdíl (například 180 stupňů). U rotační hřídele 31 je hlavní část 31a hřídele rotačně nesena
hlavním ložiskem 32 a vedlejší část 31b hřídele je rotačně nesena vedlejším ložiskem 33.
- Hlavní ložisko 32 je blokující prvek, který blokuje koncovou plochu jedné z obou koncových částí
50 prvního válce 34a (která je blíže k jednotce 2 motoru). Hlavní ložisko 32 a první válec 34a jsou
uspořádány jako samostatné součásti a jsou smontované dohromady. Vedlejší ložisko 33 je
blokující prvek, který blokuje koncovou plochu jedné z obou koncových částí druhého válce 34b
(která je dále od jednotky 2 motoru v axiálním směru). Vedlejší ložisko 33 a druhý válec 34b jsou
55 uspořádány jako samostatné součásti a jsou smontované dohromady.

- První válec 34a má v zásadě dutý válcovitý tvar a obě koncové plochy prvního válce 34a v axiálním směru rotační hřídele 31 jsou blokovány hlavním ložiskem 32 a dělicí deskou 36, takže je ve vnitřním prostoru prvního válce 34a uspořádána utěsněná komora 40a, jak je znázorněna na obr. 3.
- 5 V komoře 40a jsou uspořádány excentrická část 31c hřídele rotační hřídele 31, jak je znázorněna na obr. 2, a první valivý píst 35a, který je rotačně uchycen k excentrické části 31c hřídele. Kromě toho, jak je znázorněno na obr. 3, má první válec 34a drážku 41a pro posun první lamely, která se rozprostírá v radiálním směru prvního válce 34a. V drážce 41a pro posun první lamely je uspořádána první lamela 37a. V prvním válci 34a jednotky 3 kompresního mechanismu je
- 10 uspořádán první sací otvor 42a pro nasávání chladiva. První sací otvor 42a se rozprostírá v radiálním směru prvního válce 34a. K prvnímu sacímu otvoru 42a je připojena jedna z výše uvedených sacích trubek 15. První sací otvor 42a slouží jako průchod, který umožňuje vedení chladiva do komory 40a v prvním válci 34a.
- 15 První valivý píst 35a je upevněn k excentrické části 31c hřídele rotační hřídele 31, která je uspořádána, jak je znázorněno na obr. 2, a excentricky se otáčí v komoře 40a, když se otáčí rotační hřídel 31. První valivý píst 35a a první lamela 37a, která je přitlačována proti vnějšímu obvodu prvního valivého pístu 35a, tvoří kompresní komoru a provádějí proces nasávání a proces stlačování. Opět s odkazem na obr. 3 je první lamela 37a přitlačovaná proti prvnímu valivému pístu
- 20 35a pobízejícími prostředky (neznázorněnými). Když se excentrická část 31c hřídele otáčí, první lamela 37a se pohybuje tam a zpět v drážce 41a pro posun první lamely, přičemž je v kontaktu s prvním valivým pístem 35a. Konkrétněji se první lamela 37a pohybuje tam a zpět v drážce 41a pro posun první lamely a dělí prostor vymezený mezi prvním válcem 34a a prvním valivým pístem 35a na sací komoru a kompresní komoru.
- 25 Druhý válec 34b má v zásadě dutý válcovitý tvar a obě koncové plochy druhého válce 34b v axiálním směru rotační hřídele 31 jsou blokovány vedlejším ložiskem 33 a dělicí deskou 36, takže je ve vnitřním prostoru druhého válce 34b uspořádána utěsněná komora 40b, jak je znázorněna na obr. 4. V komoře 40b jsou uspořádány excentrická část 31d hřídele rotační hřídele 31, jak je
- 30 znázorněna na obr. 2, a druhý valivý píst 35b, který je rotačně uchycen k excentrické části 31d hřídele. Kromě toho, jak je znázorněno na obr. 4, má druhý válec 34b drážku 41b pro posun druhé lamely, která se rozprostírá v radiálním směru druhého válce 34b. V drážce 41b pro posun druhé lamely je uspořádána druhá lamela 37b. V druhém válci 34b jednotky 3 kompresního mechanismu je uspořádán druhý sací otvor 42b pro nasávání chladiva. Druhý sací otvor 42b se rozprostírá
- 35 v radiálním směru druhého válce 34b. K druhému sacímu otvoru 42b je připojena jedna z výše uvedených sacích trubek 15. Druhý sací otvor 42b slouží jako průchod, který umožňuje vedení chladiva do komory 40b druhého válce 34b.
- 40 Druhý valivý píst 35b je upevněn k excentrické části 31d hřídele rotační hřídele 31, která je uspořádána, jak je znázorněno na obr. 2, a excentricky se otáčí v komoře 40b, když se otáčí rotační hřídel 31. Druhý valivý píst 35b a druhá lamela 37b, která je přitlačována proti vnějšímu obvodu druhého valivého pístu 35b, tvoří kompresní komoru a provádějí proces nasávání a proces stlačování. Opět s odkazem na obr. 4 je druhá lamela 37b přitlačovaná proti druhému valivému pístu 35b pobízejícími prostředky (neznázorněnými). Když se excentrická část 31d hřídele otáčí,
- 45 druhá lamela 37b se pohybuje tam a zpět v drážce 41b pro posun druhé lamely, přičemž je v kontaktu s druhým valivým pístem 35b. Konkrétněji se druhá lamela 37b pohybuje tam a zpět v drážce 41b pro posun druhé lamely a dělí prostor vymezený mezi druhým válcem 34b a druhým valivým pístem 35b na sací komoru a kompresní komoru.
- 50 Jak je znázorněno na obr. 2, mezi prvním válcem 34a a druhým válcem 34b je uspořádána dělicí deska 36. Dělicí deska 36 je blokující prvek, který blokuje koncovou plochu jedné z koncových částí prvního válce 34a v axiálním směru rotační hřídele 31 (která je dále od jednotky 2 motoru) a koncovou plochu jedné z koncových částí druhého válce 34b v axiálním směru rotační hřídele 31 (která je blíže k jednotce 2 motoru).

55

Dále bude popsáno fungování kompresoru 100 majícího výše uvedené uspořádání. Když je jednotka 2 motoru v kompresoru 100 v chodu, rotační hřídel 31 se otáčí. Když se rotační hřídel 31 otáčí, excentrická část 31c hřídele rotační hřídele 31 a excentrická část 31d hřídele rotační hřídele 31 se rovněž otáčí. První valivý píst 35a upevněný k excentrické části 31 hřídele se excentricky otáčí v prvním válci 34a a druhý valivý píst 35b upevněný k excentrické části 31d hřídele se excentricky otáčí v druhém válci 34b.

Když se první valivý píst 35a otáčí v prvním válci 34a, chladivo při nízkém tlaku se dodává do prvního válce 34a přidruženou jednou ze sacích trubek 15. Když se druhý valivý píst 35a otáčí v druhém válci 34b, chladivo při nízkém tlaku se dodává do druhého válce 34b druhou ze sacích trubek 15.

Když se rotační hřídel 31 otáčí, první valivý píst 35a uspořádaný kolem excentrické části 31c hřídele rotační hřídele 31 se excentricky otáčí v prvním válci 34a, čímž se objem kompresní komory v prvním válci 34a, který je rozdělen první lamelou 37a, průběžně mění. To znamená, když se první valivý píst 35a otáčí, objem prostoru obklopeného prvním válcem 34a, prvním valivým pístem 35a a první lamelou 37a v komoře 40a se snižuje, a tím se chladivo stlačuje.

Dále když se rotační hřídel 31 otáčí, druhý valivý píst 35b uspořádaný kolem excentrické části 31d hřídele rotační hřídele 31 se excentricky otáčí v druhém válci 34b, čímž se objem kompresní komory v druhém válci 34b, který je rozdělen druhou lamelou 37b, průběžně mění. To znamená, když se druhý valivý píst 35b otáčí, objem prostoru obklopeného druhým válcem 34b, druhým valivým pístem 35b a druhou lamelou 37b v komoře 40b se snižuje, a tím se chladivo stlačuje.

Každá z kompresních komor má vypouštěcí ventil (neznázorněný), který se otevře, když tlak v každé kompresní komoře dosáhne předem stanoveného tlaku nebo jej překročí. Vysokotlaké plynné chladivo se tedy vypouští z komory 40a nebo 40b v utěsněné nádobě 1, když tlak v komoře 40a nebo 40b dosáhne předem stanoveného tlaku nebo jej překročí. Stlačené plynné chladivo proudí mezerou v jednotce 2 motoru a vypouští se do okruhu chladiva umístěného mimo kompresor 100 vypouštěcí trubicou 4. Olej chladicího stroje je uložen na dně utěsněné nádoby 1 a dodává se ke každé součásti pomocí mechanismu pro zásobování olejem (neznázorněného) rotační hřídele 31 tak, že zajišťuje mazání jednotky 3 kompresního mechanismu. Je třeba poznamenat, že do oleje chladicího stroje uloženého v kompresoru se může přidat aditivum pro extrémní tlak, které tvoří 0,5 až 2 [hmotn. %] vzhledem k celkovému oleji chladicího stroje. Když se takto přidá aditivum pro extrémní tlak, je možné dále snížit zadíraní rotační hřídele a ložisek, k němuž dochází při používání chladiva R1123.

Dále budou popsány charakteristiky pracovního chladiva pro použití ve výše popsaném kompresoru 100. V kompresoru 100 se jako pracovní chladivo používá samotné chladivo R1123, což je jeden typ hydrofluorolefinu. Tabulka 1 uvádí tlaky a fyzikální vlastnosti chladiva R1123 a chladiv R410A a R32, což jsou známá chladiva. Provozní podmínky kompresoru jsou podmínky, za nichž je rotační hřídel kompresoru vystavena maximálnímu zatížení, tj. následující podmínky: teplota kondenzace je 68 °C; teplota odpařování je 12 °C; a otáčky kompresoru jsou 140 ot/s. Maximální zatížení a maximální průhyb v tabulce 1 jsou vypočítané pomocí metody konečných prvků pro ložiskový systém rotačního kompresoru majícího zdvihový objem V_{st} [cm³], který splňuje $5 \text{ cm}^3 < V_{st} [\text{cm}^3] < 80 \text{ cm}^3$.

Tabulka 1

Složení chladiva	Tlak na výstupu [MPaG]	Tlak v sání [MPaG]	Maximální zatížení [N]	Velikost průhybu [μm]	Disproporcionalita
R410A	4,46	1,05	2663,4	2,85	Ne
R32 samotné	4,57	1,07	2730,7	2,88	Ne
R1123 samotné	6,01	1,41	3570,2	3,25	Ano

Z tabulky 1 je vidět, že zatížení vyvíjené chladivým plynem pomocí chladiva R1123 je vyšší než zatížení vyvíjené chladivým plynem pomocí chladiva R32 a chladiva R410A, což způsobuje větší velikost průhybu rotační hřídele než v případě, kdy se používá chladivo R32 a chladivo R410A.

5 Jinými slovy se chladivo R1123 používá při vyšším tlaku než chladivo R32 a chladivo R410A, což způsobuje, že se rotační hřídel při proudění chladiva na rotační hřídel prohýbá ve větším rozsahu. Když se jako chladivo používá chladivo R1123, je potřeba snížit zadírání mezi rotační hřídelí a ložisky, aby se snížila disproporcionalita chladiva R1123. S uvažováním provozního tlaku chladiva R1123 je ke snížení zadírání mezi rotační hřídelí 31 a hlavním ložiskem 32 kompresoru 100

10 potřeba, aby hlavní ložisko a vedlejší ložisko byly smontovány tak, že koaxialita mezi nimi vyhoví níže uvedeným vzorcům.

Obr. 5 je koncepční schéma znázorňující jednotku kompresního mechanismu obsaženou v kompresoru podle provedení 1 předkládaného vynálezu. Obr. 6 je schematický diagram jednotky kompresního mechanismu, jak je znázorněna na obr. 5. Šipka naznačená na obr. 6 udává směr,

15 kterým působí plynné zatížení prostřednictvím plynného chladiva. Rozměry jednotky 3 kompresního mechanismu budou popsány s odkazem na obr. 5. Koncepční schéma na obr. 5 udává vztah mezi rotační hřídelí 31, hlavním ložiskem 32 a vedlejším ložiskem 33. Aby se zjednodušilo vysvětlování, jsou na obr. 5 části odpovídající prvnímu válci 34a, druhému válci 34b a dělicí desce 36, jak jsou znázorněny na obr. 2, hromadně vyobrazeny jako válec 34. Je třeba poznamenat, že v

20 případě použití jednoduchého rotačního kompresoru odpovídá válec v kompresoru válci 34.

V jednotce 3 kompresního mechanismu poměr mezi vzdáleností mezi spodní koncovou částí 33a vedlejšího ložiska 33 a horní koncovou částí 32b hlavního ložiska 32 a vzdáleností mezi spodní koncovou částí 32a a horní koncovou částí 32b hlavního ložiska 32 je $1:\alpha$. Dále v jednotce 3 kompresního mechanismu poměr mezi vzdáleností mezi spodní koncovou částí 33a vedlejšího ložiska 33 a horní koncovou částí 32b hlavního ložiska 32 a vzdáleností mezi spodní koncovou částí 33a a horní koncovou částí 33b vedlejšího ložiska 33 je $1:\beta$. Vzdálenost mezi středovou osou E hlavního ložiska 32 a středovou osou F vedlejšího ložiska 33 je vyjádřena jako koaxialita R [μm].

25 Velikost posunutí mezi středovou osou E hlavního ložiska 32 a středovou osou F vedlejšího ložiska 33 je vyjádřena jako $R/2$.

Ted' bude popsán vztah mezi hlavním ložiskem 32 a rotační hřídelí 31. Kde d_A [mm] je průměr hřídele v hlavní části 31a hřídele rotační hřídele 31, uspořádané v hlavním ložisku 32, a D_A [mm] je vnitřní průměr ložiskové části hlavního ložiska 32, vůle X_A [μm] představující rozdíl mezi vnitřním průměrem D_A hlavního ložiska 32 a průměrem d_A hlavní části 31a hřídele rotační hřídele 31, uspořádané v hlavním ložisku 32, je vyjádřena vztahem $X_A = (D_A - d_A) \times 1000$.

35

V případě kdy je rotační hřídel 31 nakloněna vzhledem k vertikálnímu směru, přicházejí rotační hřídel 31 a hlavní ložisko 32 do vzájemného kontaktu a kontaktní část D mezi rotační hřídelí 31 a hlavním ložiskem 32, jak je znázorněna na obr. 5, odpovídá zadírací části. Aby nedocházelo ke kontaktu mezi hlavním ložiskem 32 a rotační hřídelí 31 v kontaktní části D odpovídající zadírací části, musí být vyhověno následujícímu vztahu: „vůle $X_A >$ velikost posunutí hřídele u koncové plochy ložiska + velikost průhybu hřídele“. Je třeba poznamenat, že, jak je naznačeno na obr. 6,

40 velikost průhybu C hřídele rotační hřídele 31 odpovídá vzdálenosti mezi středovou osou G rotační hřídele 31, která je v poloze, když není aplikováno žádné plynové zatížení, a středovou osou H rotační hřídele 31, která je v poloze, když je aplikováno plynové zatížení.

Výše uvedený vztah může být vyjádřen níže uvedeným vzorcem 1, který se vztahuje k výše zmíněné vůli X_A [μm], jež představuje vzdálenost mezi vnitřním průměrem D_A hlavního ložiska 32 a průměrem d_A hlavní části 31a hřídele rotační hřídele 31, uspořádané v hlavním ložisku 32, koaxialitě R [μm], což je vzdálenost mezi středovou osou E hlavního ložiska 32 a středovou osou F vedlejšího ložiska 33, velikosti průhybu C_A [μm] hřídele, což je velikost průhybu C hřídele hlavní části 31a hřídele rotační hřídele 31, uspořádané v hlavním ložisku 32, a poměru α vzdálenosti mezi

50

spodní koncovou částí 32a a horní koncovou částí 32b hlavního ložiska 32 ke vzdálenosti mezi spodní koncovou částí 33a vedlejšího ložiska 33 a horní koncovou částí 32b hlavního ložiska 32 v případě, kdy vzdálenost mezi spodní koncovou částí 33a vedlejšího ložiska 33 a horní koncovou částí 32b hlavního ložiska 32 je 1 (reference).

5

$$X_A > \frac{R}{2} \alpha + C_A$$

(1)

Je třeba poznamenat, že koaxialita R [μm], což je vzdálenost mezi středovou osou E hlavního ložiska 32 a středovou osou F vedlejšího ložiska 33, je větší než 0 nebo se rovná 0. Proto je možné koaxialitu R [μm] pro zabránění kontaktu mezi hlavním ložiskem 32 a rotační hřídelí 31 v kontaktní části odpovídající zadírací části vyjádřit níže uvedeným vzorcem 2 na základě vzorce 1 a za předpokladu, že koaxialita R [μm] je větší než 0 nebo se rovná 0.

10

$$0 \leq R < \frac{2}{\alpha} \cdot (X_A - C_A)$$

15

(2)

Velikost průhybu C_A [μm] hřídele se počítá metodou konečných prvků pro rotační hřídel 31, hlavní ložisko 32 a vedlejší ložisko 33. Velikost průhybu C_A [μm] hřídele se počítá za předpokladu, že modul podélné elasticity je 170 [GPa] a Poissonův poměr je 0,25. Výsledek výpočtu velikosti průhybu C_A [μm] hřídele je uveden na obr. 7.

20

Obr. 7 je graf udávající vztah mezi průměrem d [mm] hřídele rotační hřídele 31 a velikostí průhybu C [μm] hřídele. Na základě obr. 7 je možné vztah mezi průměrem d_A [mm] rotační hřídele 31 a velikostí průhybu C_A [μm] hřídele vyjádřit následujícím vzorcem 3.

25

$$C_A = -0,21d_A + 7,64$$

(3)

Na základě vzorců 2 a 3 je možné koaxialitu R [μm] pro zabránění kontaktu mezi hlavním ložiskem 32 a rotační hřídelí 31 v kontaktní části D, odpovídající zadírací části, vyjádřit vzorcem 4 založeným na vzorcích 2 a 3.

30

$$0 \leq R < \frac{2}{\alpha} \cdot (X_A + 0,21d_A - 7,64)$$

35

(4)

Nyní bude popsán vztah mezi vedlejším ložiskem 33 a rotační hřídelí 31. Kde d_B [mm] je průměr hřídele vedlejší části 31b hřídele rotační hřídele 31, uspořádané ve vedlejším ložisku 33, a D_B [mm] je vnitřní průměr ložiskové části vedlejšího ložiska 33, vůle X_B [μm] představující rozdíl mezi vnitřním průměrem D_B vedlejšího ložiska 33 a průměrem d_B vedlejší části 31b hřídele rotační hřídele 31 uspořádané ve vedlejším ložisku 33 je vyjádřena vztahem $X_B = (D_B - d_B) \times 1000$.

40

V případě kdy je rotační hřídel 31 nakloněna vzhledem k vertikálnímu směru, přicházejí rotační hřídel 31 a vedlejší ložisko 33 do vzájemného kontaktu a kontaktní část (neznázorněná) mezi rotační hřídelí 31 a hlavním ložiskem 33 odpovídá zadírací části. Aby nedocházelo ke kontaktu mezi vedlejším ložiskem 33 a rotační hřídelí 31 v kontaktní části odpovídající zadírací části, musí

45

být vyhověno následujícímu vztahu: „vůle $X_B >$ velikost posunutí hřídele u koncové plochy ložiska + velikost průhybu hřídele“.

Výše uvedený vztah může být vyjádřen níže uvedeným vzorcem 5, který se vztahuje k výše zmíněné vůli X_B [μm], jež představuje vzdálenost mezi vnitřním průměrem D_B vedlejšího ložiska 33 a průměrem d_B vedlejší části 31b hřídele rotační hřídele 31, uspořádané ve vedleším ložisku 33, velikosti průhybu C_B [μm] hřídele, což je velikost průhybu C hřídele vedlejší části 31b hřídele rotační hřídele 31, uspořádané ve vedleším ložisku 33, a poměru β vzdálenosti mezi spodní koncovou částí 33a a horní koncovou částí 33b vedlejšího ložiska 33 ke vzdálenosti mezi spodní koncovou částí 33a vedlejšího ložiska 33 a horní koncovou částí 32b hlavního ložiska 32 v případě, kdy vzdálenost mezi spodní koncovou částí 33a vedlejšího ložiska 33 a horní koncovou částí 32b hlavního ložiska 32 je 1 (reference).

$$X_B > \frac{R}{2} \beta + C_B$$

(5)

Je třeba poznamenat, že koaxialita R [μm], což je vzdálenost mezi středovou osou E hlavního ložiska 32 a středovou osou F vedlejšího ložiska 33, je větší než 0 nebo se rovná 0. Proto je možné koaxialitu R [μm] pro zabránění kontaktu mezi vedleším ložiskem 33 a rotační hřídelí 31 v kontaktní části odpovídající zadírací části vyjádřit níže uvedeným vzorcem 6 na základě vzorce 5 a za předpokladu, že koaxialita R [μm] je větší než 0 nebo se rovná 0.

$$0 \leq R < \frac{2}{\beta} \cdot (X_B - C_B)$$

(6)

Velikost průhybu C_B [μm] hřídele se počítá metodou konečných prvků pro rotační hřídel 31, hlavní ložisko 32 a vedlejší ložisko 33. Velikost průhybu C_B [μm] hřídele se počítá za předpokladu, že modul podélné elasticity je 170 [GPa] a Poissonův poměr je 0,25. Výsledek výpočtu velikosti průhybu C_B [μm] hřídele je uveden na obr. 7.

Jak bylo popsáno výše, obr. 7 je graf udávající vztah mezi průměrem d [mm] hřídele rotační hřídele 31 a velikostí průhybu C [μm] hřídele. Na základě obr. 7 je možné vztah mezi průměrem d_B [mm] hřídele rotační hřídele 31 a velikostí průhybu C_B [μm] hřídele vyjádřit následujícím vzorcem 7.

$$C_B = -0,21 d_B + 7,64$$

(7)

Na základě vzorců 6 a 7 je možné koaxialitu R [μm] pro zabránění kontaktu mezi vedleším ložiskem 33 a rotační hřídelí 31 v kontaktní části odpovídající zadírací části vyjádřit následujícím vzorcem 8.

$$0 \leq R < \frac{2}{\beta} \cdot (X_B + 0,21 d_B - 7,64)$$

(8)

Jak bylo popsáno výše, je kompresor 100 podle provedení 1 předkládaného vynálezu nakonfigurovaný tak, že je vyhověno výše uvedeným vzorcům 2 a 6. Díky tomu je možné efektivně řídit sklon a víření rotační hřídele 31 během chodu jednotky 2 motoru. Proto lze v kompresoru 100

během provozu jednotky 2 motoru snížit zadíráání mezi rotační hřídelí 31 a hlavním ložiskem 32 a zadíráání mezi rotační hřídelí 31 a vedlejším ložiskem 33. Ve výsledku je možné snížit zadíráání mezi rotační hřídelí 31 a každým z hlavního ložiska 32 i vedlejšího ložiska 33 kompresoru 100 a snížit disproporcionalitu chladiva R1123.

5

$$0 \leq R < \frac{2}{\alpha} \cdot (X_A - C_A)$$

(2)

$$0 \leq R < \frac{2}{\beta} \cdot (X_B - C_B)$$

(6)

10

V případě kdy se jako pracovní chladivo používá samotné chladivo R1123, je možné během provozu jednotky 2 motoru efektivně řídit náklon a víření rotační hřídele 31 nastavením velikosti průhybu C_A [μm] hřídele a průhybu C_B [μm] hřídele tak, že vyhoví níže uvedeným vzorcům 3 a 7. Proto lze v kompresoru 100 během provozu jednotky 2 motoru snížit zadíráání mezi rotační hřídelí 31 a hlavním ložiskem 32 a zadíráání mezi rotační hřídelí 31 a vedlejším ložiskem 33. Ve výsledku je možné snížit zadíráání mezi rotační hřídelí 31 a každým z hlavního ložiska 32 a vedlejšího ložiska 33 kompresoru 100 a tedy snížit disproporcionalitu chladiva R1123.

15

$$C_A = -0,21 d_A + 7,64$$

(3)

20

$$C_B = -0,21 d_B + 7,64$$

(7)

25

Provedení 2

30

V kompresoru podle provedení 1 předkládaného vynálezu se jako pracovní chladivo v kompresoru 100 používá samotné chladivo R1123, což je typ hydrofluorolefinu. V kompresoru podle provedení 2 předkládaného vynálezu jsou použita v kompresoru 100 jiná pracovní chladiva.

35

Pracovní chladivo se neomezuje na samotné chladivo R1123. To znamená, že se chladivo R1123 může smíchat s chladivem R32, aby byla zajištěna dostatečná chladicí kapacita. Smíšené chladivo by výhodně mělo mít GWP menší než 500 a výhodněji by mělo mít GWP menší než 100.

40

Tabulka 2 uvádí tlaky a fyzikální vlastnosti smíšených chladiv obsahujících chladivo R1123 a chladivo R32, což je známé chladivo. Provozní podmínky kompresoru jsou podmínky, za nichž je rotační hřídel kompresoru vystavena maximálnímu zatížení, tj. následující podmínky: teplota kondenzace je 68 °C; teplota odpařování je 12 °C; a otáčky kompresoru jsou 140 ot/s.

Tabulka 2

Složení chladiva [hmotn. %]		Tlak na výstupu [MPaG]	Tlak v sání [MPaG]	Disproporcionalita
R1123	R32			
100	0	6,01	1,41	Ano
90	10	5,87	1,38	
70	30	5,58	1,31	

50	50	5,29	1,24	
30	70	5,00	1,18	
10	90	4,72	1,11	
0	100	4,57	1,07	Ne

Rovněž aby v případě, kdy se používá smíšené chladivo, v němž jsou smíchané chladivo R1123 a chladivo R32, nedocházelo ke kontaktu mezi hlavním ložiskem 32 a rotační hřídelí 31 v zadírací části, musí být vyhověno následujícímu vztahu: „vůle $X_A >$ velikost posunu hřídele u koncové plochy ložiska + velikost průhybu hřídele“. Navíc, aby nedocházelo ke kontaktu mezi vedlejším ložiskem 33 a rotační hřídelí 31 v zadírací části, musí být vyhověno následujícímu vztahu: „vůle $X_B >$ velikost posunu hřídele u koncové plochy ložiska + velikost průhybu hřídele“.

Výše uvedený vztah může být vyjádřen níže uvedeným vzorcem 1, který se vztahuje k vůli X_A [μm], jež představuje rozdíl mezi vnitřním průměrem D_A hlavního ložiska 32 a průměrem d_A hlavní části 31a hřídele rotační hřídele 31, uspořádané v hlavním ložisku 32, koaxialitě R [μm], což je vzdálenost mezi středovou osou E hlavního ložiska 32 a středovou osou F vedlejšího ložiska 33, velikosti průhybu C_A [μm] hřídele, což je velikost průhybu C hřídele hlavní části 31a hřídele rotační hřídele 31, uspořádané v hlavním ložisku 32, a poměru α vzdálenosti mezi spodní koncovou částí 32a a horní koncovou částí 32b hlavního ložiska 32 ke vzdálenosti mezi spodní koncovou částí 33a vedlejšího ložiska 33 a horní koncovou částí 32b hlavního ložiska 32 v případě, kdy vzdálenost mezi spodní koncovou částí 33a vedlejšího ložiska 33 a horní koncovou částí 32b hlavního ložiska 32 je 1 (reference).

$$X_A > \frac{R}{2} \alpha + C_A$$

(1)

Výše uvedený vztah může být rovněž vyjádřen níže uvedeným vzorcem 5, který se vztahuje k vůli X_B [μm], jež představuje rozdíl mezi vnitřním průměrem D_B vedlejšího ložiska 33 a průměrem d_B vedlejší části 31b hřídele rotační hřídele 31, uspořádané ve vedlejším ložisku 33, koaxialitě R [μm], což je vzdálenost mezi středovou osou E hlavního ložiska 32 a středovou osou F vedlejšího ložiska 33, velikosti průhybu C_B [μm] hřídele, což je velikost průhybu C hřídele vedlejší části 31b hřídele rotační hřídele 31, uspořádané ve vedlejším ložisku 33, a poměru β vzdálenosti mezi spodní koncovou částí 33a a horní koncovou částí 33b vedlejšího ložiska 33 ke vzdálenosti mezi spodní koncovou částí 33a vedlejšího ložiska 33 a horní koncovou částí 32b hlavního ložiska 32 v případě, kdy vzdálenost mezi spodní koncovou částí 33a vedlejšího ložiska 33 a horní koncovou částí 32b hlavního ložiska 32 je 1 (reference).

$$X_B > \frac{R}{2} \beta + C_B$$

(5)

To znamená, že výrazy pro vůli X_A [μm] a vůli X_B [μm] jsou stejné jako v kompresoru 100 podle provedení 1, v němž se chladivo R1123 používá samotné. Koaxialitu R [μm] pro zabránění kontaktu mezi hlavním ložiskem 32 a rotační hřídelí 31 v kontaktní části odpovídající zadírací části je možné vyjádřit níže uvedeným vzorcem 2 na základě vzorce 1 a za předpokladu, že koaxialita R [μm] je větší než 0 nebo se rovná 0, a výrazem 1. Rovněž koaxialitu R [μm] pro zabránění kontaktu mezi vedlejším ložiskem 33 a rotační hřídelí 31 v kontaktní části odpovídající zadírací části, je možné vyjádřit níže uvedeným vzorcem 6 na základě vzorce 5 a za předpokladu, že koaxialita R [μm] je větší než 0 nebo se rovná 0.

$$0 \leq R < \frac{2}{\alpha} \cdot (X_A - C_A)$$

(2)

$$0 \leq R < \frac{2}{\beta} \cdot (X_B - C_B)$$

(6)

Velikost průhybu C_A [μm] hřídele a velikost průhybu C_B [μm] hřídele jsou nastaveny tak, aby vyhověly kterékoli z podmínek (a) až (e) v níže uvedené tabulce 3, na základě směšovacího poměru složení chladiva.

Tabulka 3

(a)	Hmotnostní poměr chladiva k celkovému pracovnímu chladivu	R1123 = 80 až 99 [hmotn. %] : R32 = 20 až 1 [hmotn. %]
	Nastavený rozsah C [μm]	$C_A = -21d_A + 7,60$ $C_B = -21d_B + 7,60$
(b)	Hmotnostní poměr chladiva k celkovému pracovnímu chladivu	R1123 = 60 až 79 [hmotn. %] : R32 = 40 až 21 [hmotn. %]
	Nastavený rozsah C [μm]	$C_A = -21d_A + 7,51$ $C_B = -21d_B + 7,51$
(c)	Hmotnostní poměr chladiva k celkovému pracovnímu chladivu	R1123 = 40 až 59 [hmotn. %] : R32 = 60 až 41 [hmotn. %]
	Nastavený rozsah C [μm]	$C_A = -21d_A + 7,42$ $C_B = -21d_B + 7,42$
(d)	Hmotnostní poměr chladiva k celkovému pracovnímu chladivu	R1123 = 20 až 39 [hmotn. %] : R32 = 80 až 61 [hmotn. %]
	Nastavený rozsah C [μm]	$C_A = -21d_A + 7,34$ $C_B = -21d_B + 7,34$
(e)	Hmotnostní poměr chladiva k celkovému pracovnímu chladivu	R1123 = 1 až 19 [hmotn. %] : R32 = 99 až 81 [hmotn. %]
	Nastavený rozsah C [μm]	$C_A = -21d_A + 7,26$ $C_B = -21d_B + 7,26$

Jak bylo popsáno výše, v kompresoru 100 podle provedení 2 předkládaného vynálezu, rovněž v případě, kdy se jako pracovní chladivo používá smíšené chladivo, v němž jsou jako dva typy chladiva smíchané chladivo R1123 a chladivo R32, je možné efektivně řídit náklon a víření rotační hřídele 31 během provozu jednotky 2 motoru nastavením, při němž bude vyhověno níže uvedeným vzorcům 2 a 6. Proto lze v kompresoru 100 během provozu jednotky 2 motoru snížit zadíráni mezi rotační hřídelí 31 a hlavním ložiskem 32 a zadíráni mezi rotační hřídelí 31 a vedlejším ložiskem 33. Ve výsledku je možné snížit zadíráni mezi rotační hřídelí 31 a každým z hlavního ložiska 32 a vedlejšího ložiska 33 kompresoru 100, a tedy snížit disproporcionalitu R1123.

$$0 \leq R < \frac{2}{\alpha} \cdot (X_A - C_A)$$

(2)

$$0 \leq R < \frac{2}{\beta} \cdot (X_B - C_B)$$

(6)

Dále v případě, kdy se jako pracovní chladivo používá smíšené chladivo, v němž jsou jako dva typy chladiva smíchané chladivo R1123 a chladivo R32, je možné efektivně řídit náklon a víření rotační hřídele 31 během provozu jednotky 2 motoru nastavením velikosti průhybu C_A [μm] hřídele a velikosti průhybu C_B [μm] hřídele tak, že vyhoví kterékoli z podmínek (a) až (e) v tabulce 3 výše. Tím lze v kompresoru 100 během provozu jednotky 2 motoru snížit zadíráni mezi rotační hřídelí 31 a hlavním ložiskem 32 a zadíráni mezi rotační hřídelí 31 a vedlejším ložiskem 33. Ve výsledku je možné snížit zadíráni mezi rotační hřídelí 31 a každým z hlavního ložiska 32 a vedlejšího ložiska 33 kompresoru 100, a tedy snížit disproporcionalitu chladiva R1123.

Autoři předkládaného vynálezu zjistili, že rovněž v případě, kdy se jako pracovní chladivo používá smíšené chladivo, v němž jsou smíchané tři typy chladiv včetně chladiva R1123 a chladiva R32, je možné efektivně řídit náklon a víření rotační hřídele 31 během provozu jednotky 2 motoru, pokud je vyhověno níže uvedeným vzorcům 2 a 6. Je třeba uvést, že směsné chladivo by výhodně mělo mít GWP menší než 500 a výhodněji by mělo mít GWP menší než 100.

$$0 \leq R < \frac{2}{\alpha} \cdot (X_A - C_A)$$

(2)

$$0 \leq R < \frac{2}{\beta} \cdot (X_B - C_B)$$

(6)

Nicméně je třeba poznamenat, že v případě, kdy se jako pracovní chladivo používá smíšené chladivo, v němž jsou smíchané chladivo R1123, chladivo R32 a chladivo R1234yf jako tři typy chladiv, mění se požadovaný průtok chladiva pro kompresor. Proto se na základě hmotnostních poměrů chladiv k celkovému pracovnímu chladivu velikost průhybu C_A [μm] hřídele a velikost průhybu C_B [μm] hřídele nastaví tak, aby vyhověly podmínce uvedené v tabulce 4 níže na základě směšovacího poměru složení chladiva.

Tabulka 4

(1)	Hmotnostní poměr chladiva k celkovému pracovnímu chladivu	R1123 = 1 až 20 [hmotn. %] : R32 = 50 až 70 [hmotn. %] R1234yf = 20 až 40 [hmotn. %]
	Nastavený rozsah C [μm]	$C_A = -21d_A + 7,05$ $C_B = -21d_B + 7,05$

Jak bylo popsáno výše, v kompresoru 100 podle provedení 2 předkládaného vynálezu, rovněž v případě, kdy se jako pracovní chladivo používá smíšené chladivo obsahující chladivo R1123, chladivo R32 a chladivo R1234yf jako tři typy chladiva, je možné efektivně řídit náklon a víření rotační hřídele 31 během provozu jednotky 2 motoru nastavením, při němž je vyhověno níže uvedených vzorců 2 a 6. Proto lze v kompresoru 100 během provozu jednotky 2 motoru snížit zadíráni mezi rotační hřídelí 31 a hlavním ložiskem 32 a zadíráni mezi rotační hřídelí 31 a vedlejším ložiskem 33. Ve výsledku je možné snížit zadíráni mezi rotační hřídelí 31 a každým z hlavního ložiska 32 a vedlejšího ložiska 33 kompresoru 100, a tedy snížit disproporcionalitu R1123.

$$0 \leq R < \frac{2}{\alpha} \cdot (X_A - C_A)$$

(2)

$$0 \leq R < \frac{2}{\beta} \cdot (X_B - C_B)$$

(6)

5

V případě, kdy se jako pracovní chladivo používá smíšené chladivo, v němž jsou použity chladivo R1123, chladivo R32 a chladivo R1234yf jako tři typy chladiva, je možné efektivně řídit náklon
 10 a víření rotační hřídele 31 během provozu jednotky 2 motoru, protože velikost průhybu C_A [μm] hřídele a velikost průhybu C_B [μm] hřídele jsou nastaveny tak, aby vyhověly podmínce uvedené v tabulce 4. Proto lze v kompresoru 100 během provozu jednotky 2 motoru snížit zadírávání mezi rotační hřídelí 31 a hlavním ložiskem 32 a zadírávání mezi rotační hřídelí 31 a vedlejším ložiskem 33.
 15 Ve výsledku je možné snížit zadírávání mezi rotační hřídelí 31 a každým z hlavního ložiska 32 a vedlejšího ložiska 33 kompresoru 100, a tedy snížit disproporcionalitu chladiva R1123.

Provedení 3

V kompresoru podle provedení 3 předkládaného vynálezu je rotační hřídel 31 kompresoru 100
 20 vystavena ošetření tuhým mazivem. Rovněž může být společně s rotační hřídelí 31, nebo namísto rotační hřídele, i hlavní ložisko 32 nebo vedlejší ložisko 33 vystaveno ošetření tuhým mazivem. V případě kdy jsou rotační hřídel 31, hlavní ložisko 32 a vedlejší ložisko 33 vystaveny ošetření tuhým mazivem, sníží se dále zadírávání mezi rotační hřídelí 31 a hlavním ložiskem 32 nebo mezi rotační hřídelí 31 a vedlejším ložiskem 33 během provozu, při němž se používá chladivo R1123.

25

Dále v případě kdy kontaktní část mezi koncovou částí vedlejší části 31b hřídele rotační hřídele 31
 a vnitřní stěnou vedlejšího ložiska 33 představuje podpěrný bod, může být vedlejší část 31b hřídele
 vystavena ošetření tuhým mazivem. Koncová část rotační hřídele 31 má jednodušší strukturu než
 část rotační hřídele 31, kde je uspořádána excentrická část 31c hřídele a excentrická část 31d
 30 hřídele, a ošetření povrchu na koncové části rotační hřídele 31 lze zvládnout jednodušeji než na výše uvedené části rotační hřídele 31, kde je uspořádána excentrická část 31c hřídele a excentrická část 31d hřídele. Dále v případě, kdy kontaktní část mezi koncovou částí vedlejší části 31b hřídele rotační hřídele 31 a vnitřní stěnou vedlejšího ložiska 33 představuje podpěrný bod, je možné zabránit přijetí do kontaktu s hlavním ložiskem 32 a vedlejším ložiskem 33 v základnových částech
 35 ložisek.

Provedení předkládaného vynálezu se neomezují na výše uvedená provedení 1 až 3 a je možné je různě upravovat. Například, ačkoliv je kompresorem 100 podle každého z provedení 1 až 3
 40 předkládaného vynálezu dvojité rotační kompresor, v němž jednotka 3 kompresního mechanismu obsahuje dva válce, může mít kompresor podobu jednoduchého rotačního kompresoru.

PATENTOVÉ NÁROKY

1. Kompresor (100) obsahující:
- 5 utěsněnou nádobu (1); a
- jednotku (3) kompresního mechanismu uspořádanou v utěsněné nádobě (1) a nakonfigurovanou tak, aby stlačovala chladivo, které proudí do utěsněné nádoby (1),
- 10 **vyznačující se tím**, že jednotka (3) kompresního mechanismu obsahuje rotační hřídel (31), hlavní ložisko (32) a vedlejší ložisko (33), a
- kde koaxialita R [μm], což je vzdálenost mezi středovou osou (E) hlavního ložiska (32) a středovou osou (F) vedlejšího ložiska (33), vyhovuje níže uvedeným vzorcům 2 a 6, kde:
- 15 vůle X_A [μm] je rozdíl mezi vnitřním průměrem (D_A) hlavního ložiska (32) a průměrem (d_A) hlavní části (31a) hřídele rotační hřídele (31) uspořádané v hlavním ložisku (32);
- 20 vůle X_B [μm] je rozdíl mezi vnitřním průměrem (D_B) vedlejšího ložiska (33) a průměrem (d_B) vedlejší části (31b) hřídele rotační hřídele (31) uspořádané ve vedlejším ložisku (33);
- velikost průhybu C_A [μm] hřídele je hodnota, o kterou je prohnutá hlavní část (31a) hřídele;
- 25 velikost průhybu C_B [μm] hřídele je hodnota, o kterou je prohnutá vedlejší část (31b) hřídele;
- poměr α je poměr vzdálenosti mezi spodní koncovou částí (32a) a horní koncovou částí (32b) hlavního ložiska (32) ke vzdálenosti mezi spodní koncovou částí (33a) vedlejšího ložiska (33) a horní koncovou částí (32b) hlavního ložiska (32); a
- 30 poměr β je poměr vzdálenosti mezi spodní koncovou částí (33a) a horní koncovou částí (33b) vedlejšího ložiska (33) ke vzdálenosti mezi spodní koncovou částí (33a) vedlejšího ložiska (33) a horní koncovou částí (32b) hlavního ložiska (32) v případě, kdy vzdálenost mezi spodní koncovou částí (33a) vedlejšího ložiska (33) a horní koncovou částí (32b) hlavního ložiska (32) je
- 35 1, přičemž

$$0 \leq R < \frac{2}{\alpha} \cdot (X_A - C_A)$$

(2)

$$0 \leq R < \frac{2}{\beta} \cdot (X_B - C_B)$$

(6)

kde jsou velikost průhybu C_A [μm] hřídele a velikost průhybu C_B [μm] hřídele nastaveny tak, aby vyhovovaly příslušným níže uvedeným vzorcům 3 a 7:

$$C_A = -0,21 d_A + 7,64$$

(3)

$$C_B = -0,21 d_B + 7,64$$

(7)

pro chladivo R1123 použité jako pracovní chladivo.

5

2. Kompresor (100) podle nároku 1, **vyznačující se tím**, že chladivo R1123 je doplněno o chladivo R32, a

10

kde jsou velikost průhybu C_A [μm] hřídele a velikost průhybu C_B [μm] hřídele nastaveny tak, aby vyhovovaly kterékoli z níže uvedených podmínek (a) až (e):

(a) v případě, kdy v pracovním chladivu chladivo R1123 tvoří 80 až 99 % hmotn. a chladivo R32 tvoří 20 až 1 % hmotn.,

15

$$C_A = -21d_A + 7,60$$

$$C_B = -21d_B + 7,60$$

(b) v případě, kdy v pracovním chladivu chladivo R1123 tvoří 60 až 79 % hmotn. a chladivo R32 tvoří 40 až 21 % hmotn.,

20

$$C_A = -21d_A + 7,51$$

$$C_B = -21d_B + 7,51$$

(c) v případě, kdy v pracovním chladivu chladivo R1123 tvoří 40 až 59 % hmotn. a chladivo R32 tvoří 60 až 41 % hmotn.,

25

$$C_A = -21d_A + 7,42$$

$$C_B = -21d_B + 7,42$$

(d) v případě, kdy v pracovním chladivu chladivo R1123 tvoří 20 až 39 % hmotn. a chladivo R32 tvoří 80 až 61 % hmotn.,

30

$$C_A = -21d_A + 7,34$$

$$C_B = -21d_B + 7,34$$

(e) v případě, kdy v pracovním chladivu chladivo R1123 tvoří 1 až 19 % hmotn. a chladivo R32 tvoří 99 až 81 % hmotn.,

35

$$C_A = -21d_A + 7,26$$

$$C_B = -21d_B + 7,26.$$

3. Kompresor (100) podle nároku 1, **vyznačující se tím**, že chladivo R1123 je doplněno o chladivo R32 a o chladivo R1234yf, a

40

v případě, kdy v pracovním chladivu chladivo R1123 tvoří 1 až 20 % hmotn., chladivo R32 tvoří 50 až 70 % hmotn. a chladivo R1234yf tvoří 20 až 40 % hmotn.,

45

jsou velikost průhybu C_A [μm] hřídele a velikost průhybu C_B [μm] hřídele nastaveny tak, aby vyhovovaly příslušným níže uvedeným vzorcům:

$$C_A = -21d_A + 7,05$$

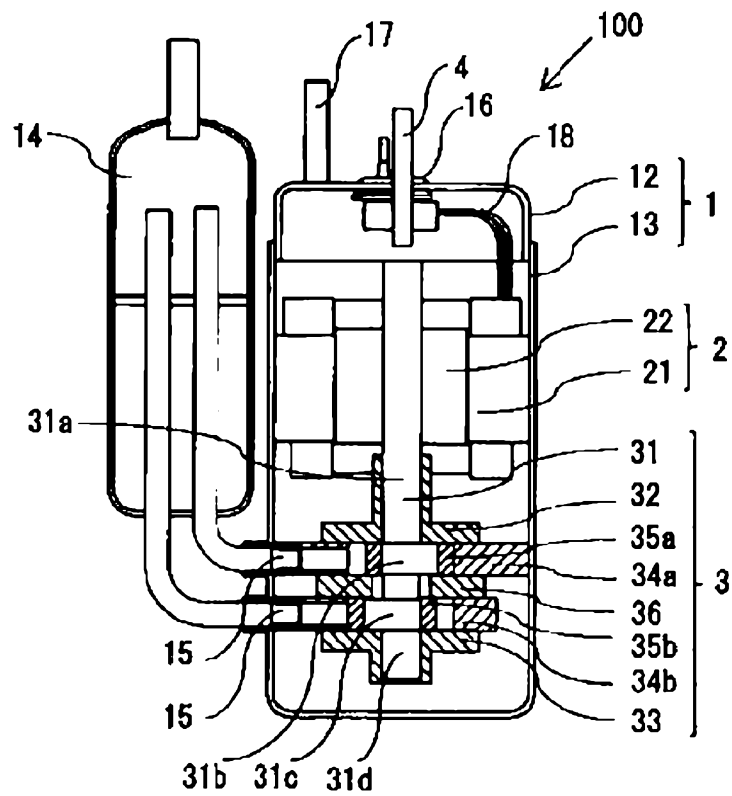
$$C_B = -21d_B + 7,05.$$

4 výkresy

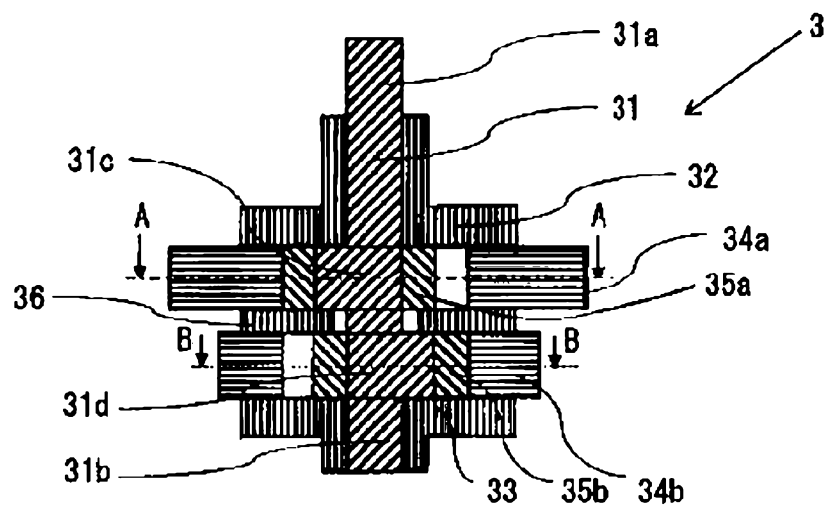
50

Seznam vztahových značek

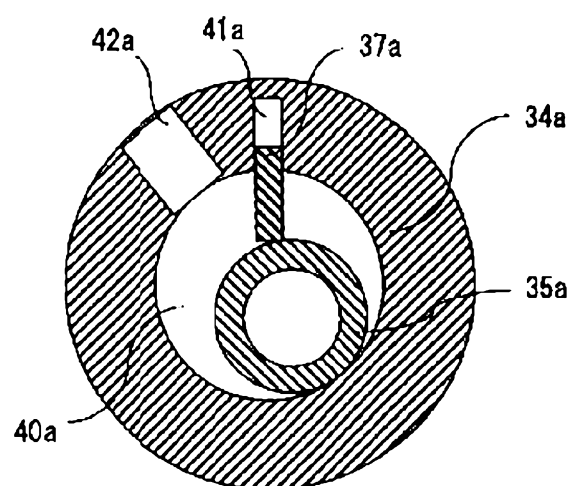
	1	utěsněná nádoba
5	2	jednotka motoru
	3	jednotka kompresního mechanismu
	4	vypouštěcí trubka
	12	horní utěsněná nádoba
	13	spodní utěsněná nádoba
10	14	sací tlumič
	15	sací trubka
	16	hermetická svorka
	17	tyč
	18	vedení
15	21	stator
	22	rotor
	31	rotační hřídel
	31a	hlavní část hřídele
	31b	vedlejší část hřídele
20	31c	excentrická část hřídele
	31d	excentrická část hřídele
	32	hlavní ložisko
	32a	spodní koncová část
	32b	horní koncová část
25	33	vedlejší ložisko
	33a	spodní koncová část
	33b	horní koncová část
	34	válec
	34a	první válec
30	34b	vedlejší válec
	35a	první valivý píst
	35b	druhý valivý píst
	36	dělicí deska
	37a	první lamela
35	37b	druhá lamela
	40a	komora
	40b	komora
	41a	drážka pro posun první lamely
	41b	drážka pro posun druhé lamely
40	42a	první sací otvor
	42b	druhý sací otvor
	100	kompresor



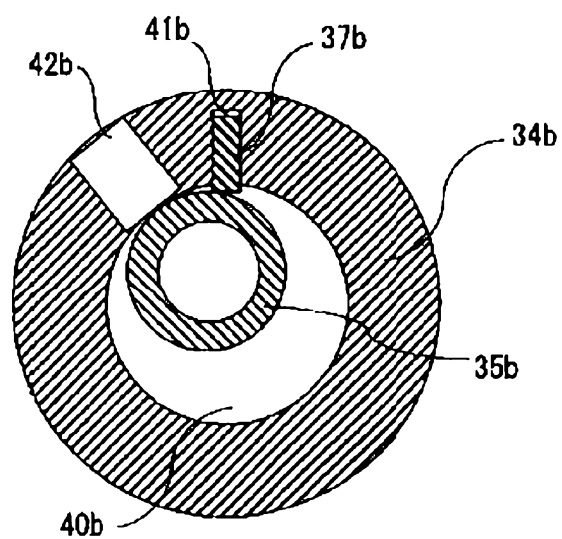
Obr. 1



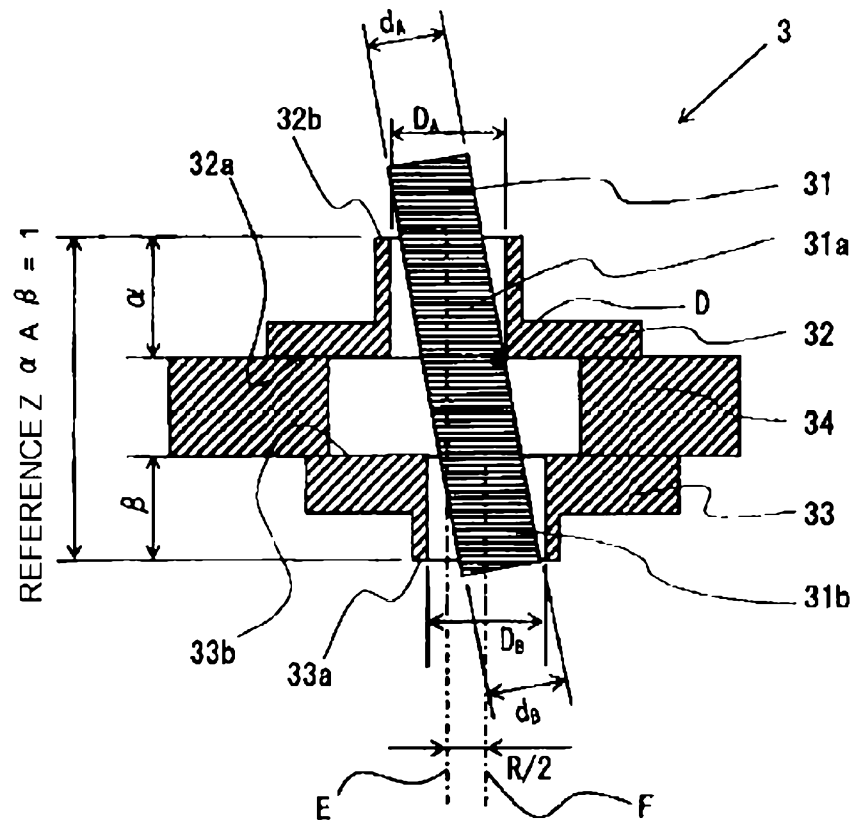
Obr. 2



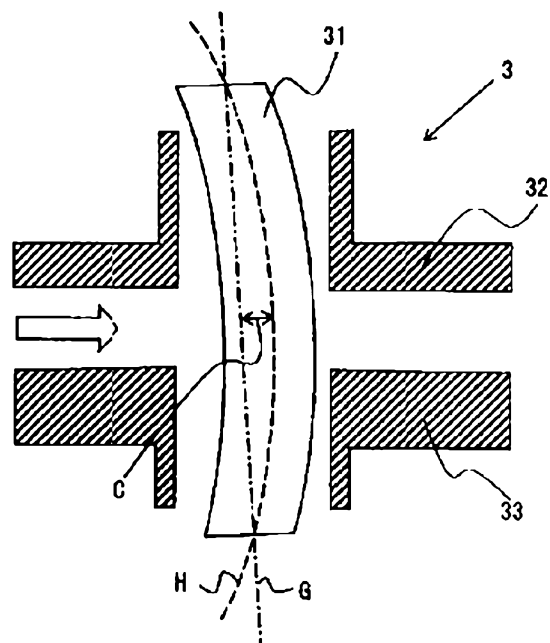
Obr. 3



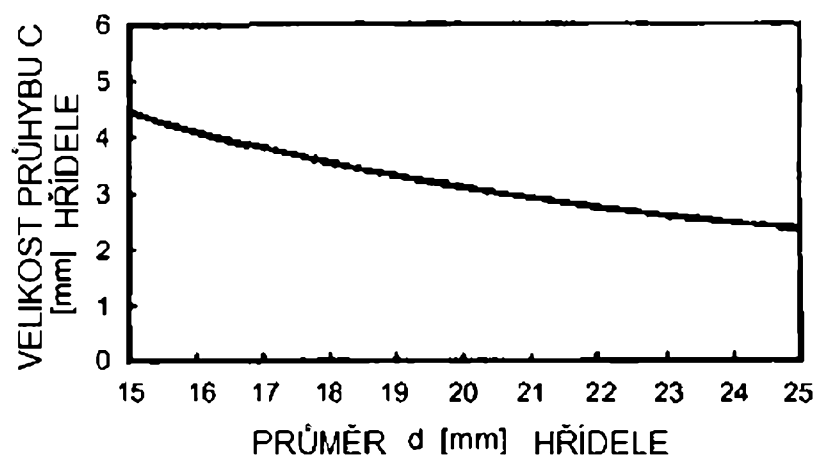
Obr. 4



Obr. 5



Obr. 6



Obr. 7