



ŘAD PRO VYNÁLEZY
A OBJEVY

POPIS VYNÁLEZU

K AUTORSKÉMU OSVĚDČENÍ

201214
(11) (B1)

(51) Int. Cl.³
F 04 D 29/22

(22) Přihlášeno 18 04 78
(21) (PV 2482-78)

(40) Zveřejněno 29 02 80

(45) Vydáno 15 04 82

(75)
Autor vynálezu MATULA RICHARD ing., OLOMOUC

(54) Vyrovnávací mechanismus

Vynález se týká vyrovnávacího mechanismu, zejména k vyrovnání axiálního tahu rotoru článkových odstředivých čerpadel.

K vyrovnání axiálního tahu rotoru článkových odstředivých čerpadel, zejména napájecích čerpadel, se používá vyrovnávacího zařízení, které sestává jednak z vlastního vyrovnávacího zařízení tvořeného opěrnou statorovou deskou a rotačním diskem, mezi nimiž je vytvořena axiální spára, ve které během provozu čerpadla vznikají tlakové podmínky působící proti směru tahu rotoru čerpadla, a ze symetrického oboustranného kluzného axiálního ložiska, umístěného na konci hřídele rotoru a které napomáhá k zachycení axiálního tahu rotoru v době rozběhu čerpadla, kdy tlakové podmínky ve spáře vyrovnávacího zařízení nezaručují dokonalou funkci vyrovnávacího zařízení a kdy hrozí nebezpečí jeho zadření. U známých vyrovnávacích zařízení má opěrná statorová deska tvar mezikruží a je na vnitřním průměru opatřena válcovou částí pro uložení ve statoru čerpadla. Rotující disk má obdobný tvar, přičemž je svou válcovou částí upevněn na hřídeli rotoru. Čelní plocha jeho přírubové části vytváří spolu s čelní plochou mezikruhové opěrné desky funkční spáru. V důsledku termoelastických deformací opěrné desky a deformací rotujícího disku od tlakového zatí-

žení poruší se paralelita ploch tvořících spáru nepříznivým způsobem, tj. velikost spáry na vstupu je menší než na výstupu, má tedy divergentní tvar. To má za následek zvýšení citlivosti funkce vyrovnávacího zařízení na tlakovou ztrátu ve vstupu do axiální spáry. V některých případech, při větší divergenci této funkční spáry dochází při malých hodnotách axiální spáry k relativnímu poklesu vyrovnávací síly vyrovnávacího zařízení. Silová charakteristika u takové spáry je nestabilní, tím je nestabilní i rovnoběžná poloha rotoru v axiálním směru, takže možná porucha axiálního tahu rotoru může vést ke styku opěrné desky s rotujícím diskem, případně i zadření. Toto nebezpečí doteku opěrné desky a disku existuje i při stabilní silové charakteristice a při malých hodnotách velikosti axiální spáry. Dále tvoří rotor čerpadla s kapalinovou vrstvou v axiální spáře jednoduchý kmitavý systém, jehož odezva na nahodilé buzení v axiálním směru probíhá ve smyslu tzv. úzkopásmové odezvy. Jejím charakteristickým znakem je vznik záněží s náhodným charakterem rozložení amplitud v odezvě. Velké hodnoty těchto amplitud mohou ve spojení s úhlovými výchylkami rotoru v místě disku vést k vzájemnému kontaktu opěrné desky a disku. Velikost rozptylu změn axiální spáry lze při konstantní hmot-

nosti systému a úrovni spektrální hustoty buzení minimalizovat zvětšováním výsledné tuhosti uložení rotoru v axiálním směru a výsledného tlumení superponovaného na rotor.

Je tedy pro zvýšení spolehlivosti vyrovnávacího zařízení nutno dosáhnout stabilní silové charakteristiky systému vyrovnání axiálního tahu, dále co největší strmosti silové charakteristiky, tj. co největší tuhosti uložení rotoru ve statoru v axiálním směru, hlavně při velmi malých rovnovážných velikostech axiální spáry mezi opěrnou deskou a rotujícím diskem, a konečně co největší výsledné tlumení axiálních pohybů rotoru v axiálním směru.

Aby se vyloučilo tvoření divergentního tvaru funkční spáry z důvodů deformací způsobených termoelastickým namáháním opěrné desky a tlakovým zatížením rotujícího disku, je známo řešit spáru jako konvergentní tím, že jedna nebo dvě čelní plochy tvořící tuto spáru jsou zkoseny ve směru ke vstupu do spáry. Toto řešení snižuje pravděpodobnost vytvoření divergentní spáry, ale neřeší vlastní deformace, zejména deformaci opěrné desky v důsledku termoelastického zatížení jejího válcového prodloužení, kterým je uložena ve statoru čerpadla. Toto řešení uvažuje varianty se zkosením jedné nebo obou čelních ploch, vymezujících funkční spáru vyrovnávacího zařízení. Pokud jde o uložení rotoru v axiálním směru, je známo opatřit rotor axiálním ložiskem, uloženým v nosiči segmentů ložiska s pružným členem, který je dimenzován tak, že přenáší jen nepatrnou axiální sílu se kterou se při celkové silové bilanci rotoru při provozu čerpadla na provozních otáčkách nepočítá. Zejména za provozu, kdy dopravované množství převyšuje množství optimální, nebo kdy je podstatně menší, tj., kdy úroveň spektrální hustoty buzení rotoru roste, dochází k zadírání rotujícího disku do opěrné desky. Silová charakteristika známého vyrovnávacího zařízení je pro malé hodnoty velikosti spáry nestabilní, rovnovážná poloha rotoru v axiálním směru je rovněž nestabilní, takže porucha v axiálním tahu rotoru s velkou pravděpodobností vede ke kontaktu opěrné desky s rotujícím diskem.

Úkolem vynálezu je vyřešit takovou konstrukci vyrovnávacího mechanismu, které by umožňovalo dosažení stabilní silové charakteristiky systému vyrovnávání axiálního tahu, dále dosažení co nejvyšší strmosti silové charakteristiky tohoto systému tak, aby se dosáhlo co největší tuhosti uložení rotoru ve statoru v axiálním směru, a konečně co největšího výsledného tlumení axiálních pohybů rotoru v axiálním směru. Tento trend by měl být progresivní se zmenšováním rovnovážné velikosti spáry mezi vyrovnávacím diskem a opěrnou deskou.

Tento úkol řeší vynález, kterým je vyrovnávací mechanismus, zejména pro vyrovnání axiálního tahu rotoru odstředivého čerpadla,

sestavající z vlastního vyrovnávacího zařízení tvořeného opěrnou deskou a rotujícím diskem, mezi nimiž je upravena konvergentní funkční spára a z oboustranného axiálního ložiska sestávajícího z ložiskového běhounu uloženého na hřídeli čerpadla a ze dvou sad segmentů, uložených v nosiči segmentů, kde nosič segmentů je v ložiskovém tělese uložen suvně a je opatřen pružným členem a jeho podstata spočívá v tom, že opěrná deska vyrovnávacího zařízení je rozebíratelně uložena ve vybrání statoru čerpadla, přičemž válcové pouzdro tvoří samostatnou část a, že nosič segmentů axiálního ložiska je opatřen na straně opačné uložení pružného členu hydrodynamickým tlumičem, jehož pohyblivý píst je spojen s nosičem spojovacími tyčemi.

Další podstatou vynálezu je, že hydrodynamický tlumič je tvořen pracovním válcem uzavřeným víkem, který je spojen pevně s ložiskovým tělesem a ve kterém je suvně uložen pohyblivý píst tvořený dvěma mezikruhovými deskami, mezi nimiž je vytvořena prstencová komora spojená jednak kanálkem se zdrojem mazacího oleje a jednak prostřednictvím škrticích otvorů s prostory před a za pohyblivým pístem.

Novou konstrukční úpravou vyrovnávacího zařízení podle vynálezu se dosahuje ve srovnání se známými řešeními vyššího účinku v tom, že i při malých velikostech funkční spáry mezi opěrnou deskou a rotujícím diskem se dosahuje stabilní silové charakteristiky systému uložení rotoru v axiálním směru k silnému tlumení rotoru a nebezpečí zadření se snižuje na minimální.

Příklad provedení vynálezu je schematicky znázorněn na připojeném výkrese, představujícím vyrovnávací mechanismus v osovém řezu.

Vyrovnávací mechanismus podle vynálezu je tvořen systémem, sestávajícím z modifikovaného vyrovnávacího zařízení 1 pracujícího v součinnosti s tlumeným a pružně uloženým oboustranným axiálním nesymetrickým kluzným ložiskem 2. Modifikované vyrovnávací zařízení 1 je tvořeno rotujícím diskem 11 uloženým svým válcovým pouzdem 111 na hřídeli 3 rotoru čerpadla, a dále statorovou opěrnou deskou 12, přičemž čelní plocha 121 opěrné desky 12 a funkční plocha 112 rotujícího disku 11 vytváří axiální spáru 4. Opěrná deska 12 tvaru mezikružjí je uložena ve vybrání 51 statoru 5 čerpadla rozebíratelně, například pomocí šroubů 6. Radiální těsnicí spára 7 mezi hřídelí 3 a statorem 5 čerpadla je zajištěna samostatným válcovým přírubovým pouzdem 8 odděleným od opěrné desky 12. Axiální funkční spára 4 mezi čelní plochou 121 opěrné desky 12 a funkční plochou 112 rotujícího disku 11 je provedena jako konvergentní tím, že buď čelní plocha 121 opěrné desky 12 nebo funkční plocha 112 rotujícího disku 11, případně obě plochy 112, 121 jsou zkoseny ve směru k ose rotace hřídele 3. Toto modifikované vyrovnávací zařízení 1 je doplňováno obou-

stranným axiálním nesymetrickým kluzným ložiskem 2 uloženým vně čerpadla v ložiskovém tělese 21. Běhoun 9 tohoto ložiska 2 je nasazen na hřídeli 3 čerpadla a je uložen mezi předními segmenty 13 a zadními segmenty 14 uloženými v nosiči 15 segmentů 13, 14. Nosič 15 segmentů 13, 14 je rotačním tělesem uloženým v ložiskovém tělese 21 suvně. Na straně přivrácené čerpadlu je nosič 15 segmentů opatřen pružným členem 16, který je v axiálním směru podepřen posuvným prstencem 17 a jeho poloha v ložiskovém tělese 21 je určena stavěcími šrouby 18. Na opačné straně je nosič 15 segmentů 13, 14 spojen pomocí tyčí 19 s hydraulickým tlumičem 20 axiálních pohybů rotoru 22 čerpadla, a to s jeho pohyblivými částmi. Stacionární část tlumiče 20 je tvořena pracovním válcem 25 uzavřeným mezikruhovým víkem 26 a pevně spojeným s ložiskovým tělesem 21. V čelní stěně pracovního válce 25 jsou vytvořeny jednak otvory 27 pro průchod spojovacích tyčí 19 a jednak odvzdušňovací otvor 28. Pohyblivé části tlumiče 20 jsou tvořeny dvěma mezikruhovými deskami 23, 24, mezi nimiž je upravena prstencová komora 29 spojená kanálkem 30 s neznázorněným zdrojem mazacího oleje, kterým je tlumič 20 neustále protékán. Dále jsou obě mezikruhové desky 23, 24 opatřeny kuželovými, případně válcovými otvory 231, 241, propojujícími prstencovou komoru 29 mezi oběma mezikruhovými deskami 23, 24 s vnitřním prostorem pracovního válce.

Za provozu čerpadla je tlaková kapalina od posledního stupně 22 čerpadla přiváděna radiální spárou 7 do axiální funkční spáry 4 mezi čelní plochou 121 opěrné desky 12 a funkční plochou 112 rotujícího disku 11. Tato tlaková kapalina vyvodí na rotující disk 11 výslednou axiální sílu, která vyrovnává sílu do axiálního zatížení rotoru 22. Vhodnou volbou délek statoru L_s^1 , L_s^0 a délky rotoru L_r je do systému vyrovnávání axiálního tahu zapojeno účinně i hydrodynamické, nesymetrické axiální ložisko 2, přičemž délka statoru L_s^0 odpovídá stavu nezatíženého pružného členu 16. Při ustálených provozních podmínkách je do interakce s vyrovnávacím diskem 11 začleněna bohatěji dimenzovaná sada ložiskových segmentů 13. Skládá se tedy celková vyrovnávací síla systému pro vyrovnání axiálního tahu ze síly od vyrovnávacího disku 11 a axiálního ložiska 2. Velikost síly od ložiska 2 lze měnit změnami délek L_s^1 nebo L_s^0 a to prostřednictvím stavěcích šroubů 18 a prstence 17 a tuhostí členu 16. Tak jak se za provozu zmenšuje velikost axiální funkční spáry 4, tak poroste progresivně

vyrovnávací síla axiálního ložiska 2. Rotory článkových čerpadel vždy kmitají v axiálním směru. Toto kmitání je vybuze no nestacionárními složkami tlaků uvnitř čerpadla. Při axiálním dynamickém buzení je část dynamického zatížení zachycována rotujícím diskem 11 vyrovnávacího zařízení 1 a část během 9 axiálního ložiska 2. Při axiálním kmitání se mění velikost axiální spáry 4 ve formě kmitavé odezvy rotoru v axiálním směru uloženém na kapalinové vrstvě disku 11 v axiální spáře 4 a na kapalinové vrstvě ve spáře mezi segmenty 13 a během 9 axiálního ložiska 2. Při vyšších průtocích čerpadlem, než je optimální průtok dochází k vydatnějšímu axiálnímu buzení rotoru 22 a k většímu zatížení hlavně segmentů 13 axiálního ložiska 2. Přitom nedochází za tohoto stavu k podstatnějším změnám v tloušťce mazací vrstvy ve spáře mezi během 9 a předními segmenty 13 axiálního ložiska 2 a dynamická odezva se v této části odehrává na posuvech nosiče 15 segmentů 13, 14 a tedy v deformacích pružného členu 16. K zajištění maximálního tlumení axiálních kmitů v tomto nejnebezpečnějším provozním stavu čerpadlového provozu, je do systému zařazena funkce hydrodynamického tlumiče 20, který je neustále protékán olejem použitým k mazání ložisek. Olej je přiváděn kanálkem 30 do prstencové komory 29 odkud protéká škrticími otvory 231, 241 do vnitřního prostoru pracovního válce 25 a odvzdušňovacími otvory 28 a otvory 27 pro průchod spojovacích tyčí 19 do ložiskového tělesa 21. Prstencová komora 29 překrývá kanálek 30 přívodu oleje v jakékoliv axiální poloze rotoru. Právě v případě malé velikosti axiální spáry 4 jsou axiální posuvy rotoru tlumeny přídavným tlumícím účinkem hydrodynamického tlumiče 20. Při malých průtocích čerpadlem, kdy velikost axiální spáry 4 roste a silový účinek ložiskových segmentů 13 na rotor klesá, vytrácí se i tlumící účinek hydrodynamického tlumiče 20 a zapojuje se tlumení rotoru pocházející od deformací kapalinových vrstev mezi během 9 ložiska 2 a segmenty 13, 14. Novým konstrukčním řešením axiálního ložiska 2 s hydrodynamickým tlumičem 20 je zajištěno významné tlumení axiálních kmitů rotoru v celém pracovním rozsahu čerpadla, kterého u známých řešení systémů vyrovnávání axiálního tahu nelze dosáhnout. Druhá strana ložiska 2, která je dimenzována na nižší únosnost, než první strana ložiska 2 slouží pouze k zachycení dynamické axiální odezvy rotoru na rychlou změnu zatížení rotoru při velmi rychlém představení provozního bodu.

PŘEDMĚT VYNÁLEZU

1. Vyrovnávací mechanismus, zejména pro vyrovnání axiálního tahu rotoru odstředivého čerpadla, sestávající z vlastního vyrovnávacího zařízení tvořeného opěrnou deskou a

rotujícím diskem, mezi nimiž je upravena konvergentní funkční spára a z oboustranného axiálního ložiska, sestávajícího z ložiskového běhemu uloženého na hřídeli čerpad-

la a ze dvou sad segmentů, uložených v nosiči segmentů, kde nosič segmentů je v ložiskovém tělese uložen suvně a je opatřen pružným členem, vyznačující se tím, že opěrná deska (12) vyrovnávacího zařízení (1) je rozebíratelně uložena ve vybrání (51) statoru (5) čerpadla, přičemž válcové pouzdro (8) tvoří samostatnou část, a že nosič (15) segmentů (13, 14) axiálního ložiska (2) je opatřen na straně opačné uložení pružného členu (16) hydrodynamickým tlumičem (20), jehož pohyblivý píst (210) je spojen s nosičem (15) spojovacími tyčemi (19).

2. Vyrovnávací mechanismus podle bodu 1, vyznačující se tím, že hydrodynamický tlumič (20) je tvořen pracovním válcem (25) uzavřeným víkem (26), který je spojen pevně s ložiskovým tělesem (21) a ve kterém je suvně uložen pohyblivý píst (210) tvořený dvěma mezikruhovými deskami (23, 24) mezi nimiž je vytvořena prstencová komora (29) spojená jednak kanálkem (30) se zdrojem mazacího oleje a jednak prostřednictvím škrticích obvodů (231, 241) s prostory před a za pohyblivým pístem (210).

1 výkres

