ČESKOSLOVENSKÁ SOCIALISTICKÁ REPUBLIKA
(19)

ÚŘAD PRO VYNÁLEZY A OBJEVY

POPIS VYNÁLEZU K AUTORSKÉMU OSVĚDČENÍ

252073

(11) B_1

(61)
(23) Výstavní priorita
(22) Přihlášeno 22 10 85
(21) PV 7545-85

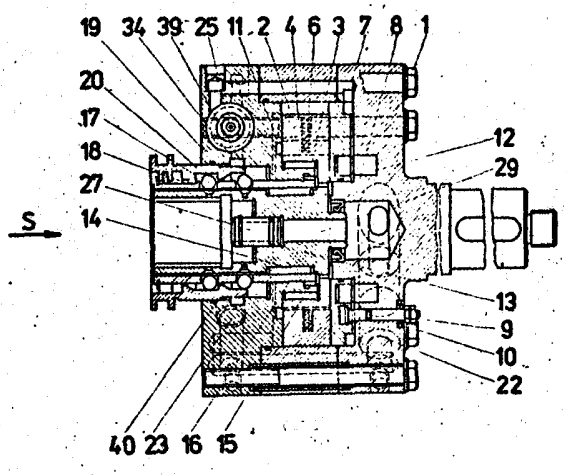
(51) Int. Cl.[4]
F 16 D 31/04

(40) Zveřejněno 18 12 86
(45) Vydáno 25.06.88

(75)
Autor vynálezu
ČELÁK FRANTIŠEK ing., KARLOVY VARY

(54) Reverzační tekutinová spojka

Řešení se týká konstrukce reverzační tekutinové spojky, určené především pro rozběhy strojů s vysokou frenvencí spouštění a plným zatížením hnané části. Účelem je jak snížení výrobních a provozních nákladů u strojů, které nemusí mít ve svém příslušenství hydraulický agregát, tak i docílení kompaktní konstrukce s malými rozměry a hmotností. Řeší se tekutinová spojka na bázi lamelového čerpadla, kombinovaná s kuličkovou spojkou. Účelu se dosáhne tak, že hnací a hnaná část spojky je tvořena rotačním tělesem a v jeho excentrické kruhové dutině uloženým diskem s lamelami. Při rozběhu jsou tyto dvě základní části k sobě přitlačovány axiálním přítlačným pístem disku, na který působí tlak pracovní tekutiny, obíhající jak ve vnitřním oběhu pod nadzvednutými lamelami, tak i ve vnějším oběhu přes diferenciální šoupátko s tryskou a regulační rozběhové šoupátko, které zároveň na konci rozběhu zapíná kuličkovou spojku, vytvořenou kolem výstupního hnaného pouzdra. Spojka je vhodná k zabudování do převodových skříní.



Předmětem vynálezu je reverzační tekutinová spojka s vnitřním i vnějším oběhem pracovní tekutiny, určená především pro těžké rozběhy v pohonech strojů, které nemají ve svém příslušenství agregát tlakové tekutiny.

V konstrukcích pohonů, zejména pak výrobních strojů, je nutno velmi často řešit otázky řízeného rozběhu mezi pohonem a vlastním strojem nebo rozběhy jednotlivých funkčních skupin. Tato otázka vystupuje do popředí především u strojů s přerušovaným pracovním nebo funkčním cyklem, kdy frekvence spínání dosahuje řádově hodnot od 10^2 rozběhů za hodinu. K tomuto účelu se používají známé systémy třecích spojek elektromagnetických, pneumatických a hydraulických, spojek hydrodynamických, elektromagnetických indukčních a elektromagnetických práškových. Vhodnost použití jednotlivých, dosud známých typů spojek pro konkrétní aplikace je dána nejenom velikostí přenášených momentů, setrvačných hmot, otáček, frekvence spínání, charakteru zatížení, ale i požadavky na průběh rozběhu a regulace otáček, fyzikální podstatu ovládání a řízení spojky s ohledem na celkovou koncepci konstrukce a řízení stroje, s ohledem na další požadavky funkce spojky, jako je schopnost tlumení rázů a ochrany před přetížením, požadavky na reverzaci a podobně. U moderních výkonných pohonů je pak současným základním konstrukčním problémem otázka rozměrů a hmotnosti spojek, zejména při použití těch principů, které pracují s nízkou hustotou energie, jako jsou všechny typy spojek elektromagnetických, pneumatických a hydrodynamických. K tomu přibývají navíc problémy s odváděním ztrátového tepla, které se vyvíjí v třecích plochách při každém rozběhu, zejména u pohonů s vysokou frekvencí spínání v případech, kdy je nutno při rozbíhání překonávat nejenom setrvačné hmoty, ale kdy je hnaný hřídel plně zatížen dalším momentem s charakteristikou, při které může být jeho statická hodnota ještě vyšší než dynamická. Za těchto okolností již obvykle nevyhovuje vnější chlazení, například olejovou mlhou nebo sprchou, ale je nutné řešit chlazení vnitřní, které podstatně komplikuje konstrukci všech typů spojek, především takových, u kterých se pracovní a chladící médium neshodují, například u spojek elektromagnetických s olejovým chlazením. Je známo, že nejmenších rozměrů a hmotností do-

sahují hydraulické lamelové spojky, které umožňují pracovat s vysokými měrnými tlaky při použití moderních kombinací kovokeramických třecích materiálů lamel. Uplatňují se především ve stavbě pohonů kolejových vozidel, pohonů lodí, bagrů, důlních strojů a těžkých obráběcích strojů.
Tyto spojky jsou ovládány tlakovým olejem, takže v příslušenství stroje musí být hydraulický agregát s odpovídajícími výkonovými parametry. Zatímco v systémech, ve kterých se tlakového oleje využívá na stroji i k ovládání a řízení jiných funkcí jeho jednotlivých mechanismů, je příslušenství hydraulického agregátu oprávněné jak z hlediska technického, tak i ekonomického, pak naopak u strojů, v nichž by hydraulický agregát měl sloužit jen k ovládání hydraulické spojky, zejména pak menšího provedení, je jeho použití pro jedinou funkci neekonomické. Agregát pak podstatně zvyšuje výrobní i provozní náklady v těch případech, kdy tvoří příslušenství poměrně jednoduchého a malého, byť výkonného stroje. Příkladem může být zařízení, používané v technologii protektorování pneumatik a určené pro navíjení teplého pásku kaučukové směsi za účelem vytvoření nové vrstvy běhounu. Toto zařízení sestává z vlastního navíjecího zařízení, jehož všechny mechanismy, sloužící pro upnutí, naplnění, změření a navinutí pneumatiky, jsou z evidentních důvodů pneumatické a z extruderu, sloužícího k vytlačování teplého pásku lichoběžníkovitého průřezu z kaučukové směsi. Extruder nepotřebuje pro svou činnost žádné hydraulické mechanismy, a proto běžně nemusí mít vysokotlaký hydraulický agregát. Po každém navinutí běhounu pneumatiky je nutné extruder zastavit a znovu po upnutí nové odrásané pneumatiky rozběhnout. Relativně vysoký výkon pohonu extruderu s momentovou charakteristikou asynchronního motoru, velká frekvence spouštění při plně zatíženém hnaném hřídeli a tomu ekvivalentní vývin ztrátového tepla, požadavky na nejmenší rozměry a hmotnost vyžadují použití tekutinové spojky s vnitřním chlazením, aby pracovní a zároveň chladící médium odvádělo ztrátové teplo do chladiče nebo okolí.

Těmto požadavkům vyhovuje reverzační tekutinová spojka na bázi lamelového čerpadla podle vynálezu, jehož podstata je v tom, že hnací a hnaná část spojky je tvořena rotačním tělesem a v jeho

excentrické kruhové dutině otočně uloženým diskem s lamelami, přičemž rozvodné otvory pro pracovní tekutinu, vytvořené v rotačním tělese, jsou vzájemně propojeny jednak dvěma jednosměrnými sacími ventily, mezi které je napojen přívod pracovní tekutiny, a současně paralelně dvěma jednosměrnými výtlačnými ventily, mezi nimiž je vyveden výtlak, ze kterého je soustavou kanálů tlaková tekutina zavedena jednak k axiálnímu přítlačnému pístu disku a dále do tělesa poměrového ventilu a z něho přes jeho diferenciální šoupátko se škrticí tryskou jednak do kruhového rozváděcího kanálu pro hydraulické přitlačování lamel disku a následně do regulačního rozběhového šoupátka, které se při rozběhu přestavuje spouštěcím mechanismem. Regulační rozběhové šoupátko tvoří zároveň ovládací člen mechanické spojky, která po rozběhu spojí tuhou vazbou hnací a hnanou část. Mechanická spojka je vytvořena jako kuličková spojka a uspořádána kolem výstupního hnaného pouzdra, které je spojeno s diskem. Kuličky jsou unášeny pouzdrem, spojeným naopak s rotačním tělesem. Na konci rozběhu, kdy je disk v relativním klidu vůči rotačnímu tělesu, jsou kuličky zasunuty do záběru s hnaným pouzdrem kuželovými nákružky rozběhového šoupátka.

Hlavní výhody předložené konstrukce proti lamelovým hydraulickým spojkám spočívají v možnosti použití spojky ve skříních strojů, které nepotřebují mít pro svou pracovní činnost ve svém příslušenství tlakový hydraulický agregát, neboť spojka je schopna se zásobovat pracovní tekutinou ze skříně sama. Uplatnění tedy najde především v pohonech elektro-mechanicko-pneumatických systémů a jejich kombinací. Další výhodná aplikace je v případech těžkých rozběhů, to znamená rozběhů s frekvencemi spínání většími než 10^2 rozběhů za hodinu s plně zatíženým hnaným hřídelem a dlouhou dobou rozbíhání, kdy se vyvíjí značné množství ztrátového tepla. Spojka totiž pracuje se současným vnějším i vnitřním oběhem pracovní tekutiny, přičemž vnější oběh, který se může například uskutečňovat přes olejovou náplň převodové skříně, slouží pro vnitřní chlazení spojky, to je k odvádění tepla přímo z míst jeho vzniku do náplně skříně, ve které se předává chladiči nebo okolnímu prostředí.

Předností spojky je rovněž možnost velmi snadné realizace řízeného rozběhu s požadavkem na určitý charakter průběhu kroutícího momentu během rozběhu. Lze to poměrně jednoduše uskutečnit odpovídajícím průběhem síly na regulačním rozběhovém šoupátku, kterou vyvozuje spouštěcí mechanismus.

Další výhodou, která je společná všem hydrostatickým mechanismům, jsou malé rozměry, plynoucí z vysoké hustoty energie, se kterou spojka pracuje.

Předložená příkladná konstrukce představuje spojku reverzační. V případě požadavku pohonu pro pouhý jeden směr otáčení je možné vynechat všechny jednosměrné sací a výtlačné ventily a jestliže by charakteristika poháněného zařízení připouštěla i určitý skluz, jak je tomu například u pohonů s hydrodynamickými nebo elektromagnetickými indukčními spojkami, plynoucí z určité omezené objemové účinnosti hydrostatického mechanismu, pak nemusí být použita i kuličková spojka a celá konstrukce se podstatně zjednoduší a zlevní.

Příkladné provedení reverzační tekutinové spojky podle vynálezu je znázorněno na připojených výkresech. Na obr. 1 je funkční schéma, které vyjadřuje pouze základní princip a vzájemné vazby jednotlivých částí spojky bez ohledu na skutečné konstrukční provedení a prostorové uspořádání. Obr. 2 představuje podélný řez konstrukčním uspořádáním, vedený v podélné ose rotace, zatímco na obr. 3 je znázorněn pohled ve směru S z obr. 2 s odkrytými řezy některých funkčních skupin.

V excentrické kruhové dutině 2 rotačního tělesa 1 (obr. 1, 2, 3) je na prvním jehlovém ložisku 3 uložen disk 4, v jehož radiálních drážkách jsou umístěny lamely 5, přitlačované k vnitřnímu povrchu rotačního tělesa 1 pružinami 6. Na pravý bok disku 4 přiléhá axiální přítlačný píst disku 7, unášený kolíky 8 a odtlačovaný čepy 9 s talířovými pružinami 10, zatímco na levém boku je v čele rotačního tělesa 1 vytvořen kruhový rozváděcí kanál 11, který vzájemně propojuje všechny prostory pod lamelami 5. První ozubenou spojkou 12 je s diskem 4 spojeno výstupní hnané pouzdro 13, uložené v druhém jehlovém ložisku 14. Druhou ozubenou spojkou 15 je s rotačním tělesem 1 spojeno pouzdro 16, v jehož otvorech, rozmístěných po obvodu, jsou umístěny kuličky 17,

zapadající při zapnutí do kuželových zahloubení 18 a přesouvané do záběru kuželovými nákružky 19 regulačního rozběhového šoupátka 20. Na obr. 1 je pouze schematicky naznačen spouštěcí mechanismus 21, který při rozbíhání a vypínání přesouvá regulační rozběhové šoupátko 20 z výchozí polohy do pracovní a naopak. V rotačním tělese jsou rovněž umístěny dva jednosměrné sací ventily 22 a dva jednosměrné výtlačné ventily 23 a dále těleso poměrového ventilu 24, ve kterém je diferenciální šoupátko 25 se škrtící tryskou 26. Pracovní tekutinu si spojka nasává nátrubkem 27, který se při montáži zasune do příslušného otvoru vrtané hnané hřídele.

Způsob zapojení a celková funkce bude objasněna na funkčním schématu z obr. 1. Rozvodné otvory 28 pro pracovní tekutiny, vytvořené v rotačním tělese 1, jsou systémem kanálů vzájemně propojeny dvěma jednosměrnými sacími ventily 22, mezi nimiž je napojen vstupní kanál 29, kterým se nasává pracovní tekutina z nádrže 30, například z olejové náplně převodové skříně. Dále jsou současně paralelně propojeny dvěma jednosměrnými výtlačnými ventily 23, mezi nimiž je napojen výstupní kanál 31. Činnost jednosměrných ventilů závisí na směru otáčení hnacího rotačního tělesa 1 vůči hnanému disku 4 a je zřejmá ze způsobu zapojení. Výstupním kanálem 31 je pracovní tekutina přivedena jednak k axiálnímu přítlačnému pístu disku 7 a současně do tělesa poměrového ventilu 24. Tlakem pracovní tekutiny na axiální přítlačný píst disku 7 vzniká síla, která přitlačuje během činnosti spojky disk 4 na levou čelní stěnu rotačního tělesa 1. Tím jednak vzniká na disku 4 frikční složka kroutícího momentu a dále se vymezuje boční vůle disku 4 v excentrické kruhové dutině 2, čímž se zároveň zvětšuje objemová účinnost a zvyšuje svodový odpor, jehož vysoká hodnota je žádoucí pro správnou činnost spojky. V tělese poměrového ventilu 24 je diferenciální šoupátko 25, které škrcením udržuje v konečné fázi rozběhu v závislosti na činnosti regulačního rozběhového šoupátka 20 stálý poměr tlaků pracovní tekutiny na vstupu a výstupu. Pracovní tekutina s redukovaným tlakem se prvním propojovacím kanálem 32 přivádí jednak do kruhového rozváděcího kanálu 11 a dále druhým propojovacím kanálem 33 do prstencového kanálu 34, vytvořeného kolem regulačního rozběhového šoupátka 20. Kruhový rozváděcí kanál 11 spojuje navzájem všech-

ny prostory pod lamelami 5. Účelem popsané činnosti diferenciálního šoupátka 25 je dosažení silové rovnováhy na lamele 5. Plocha lamely 5, na kterou působí výtlačný tlak a která se momentálně nachází ve funkční poloze mezi dvěma ledvinovými rozváděcími kanály 35, vytvořenými v čele excentrické kruhové dutiny 2 rotačního tělesa 1 a spojenými s rozvodnými kanály 28, je menší, než spodní plocha, na kterou působí tlak pracovní tekutiny za diferenciálním šoupátkem 25. Vyvážení lamely 5 umožňuje totiž při zapínání spojky větší části pracovní tekutiny 36 protékat pod nadzvednutou lamelou 5 přímo z výtlačného prostoru 37 do sacího prostoru 38 excentrické kruhové dutiny 2. Takto se tedy uskutečňuje vnitřní oběh pracovní tekutiny, zatímco vnějším oběhem protéká pracovní tekutina přes jednosměrný výtlačný ventil 23, diferenciální šoupátko 25, škrticí trysku 26 a druhým propojovacím kanálem 33 do prstencového kanálu 34 a přes škrticí hranu 39 regulačního rozběhového šoupátka 20 do nádrže 30. Poměr mezi množstvím pracovní tekutiny, obíhajícím ve vnějším a vnitřním oběhu, závisí na velikosti průřezu škrticí trysky 26. Rozdílem tlaků pracovní tekutiny na obě strany té lamely 5, která se v daném okamžiku nachází ve funkční poloze, to je mezi ledvinovými kanály 35, vzniká druhá složka kroutícího momentu na disku 4.

Ve vypnutém stavu je regulační rozběhové šoupátko 20 přesunuto spouštěcím mechanismem 21 do levé krajní polohy, ve které je znázorněno na obr. 1. Kuličky 17 jsou odstředivou silou, vzniklou otáčením hnacího rotačního tělesa 1, vysunuty z kuželových zahloubení 18, takže se pouzdro 16, spojené s otáčejícím se hnacím rotačním tělesem 1, může volně otáčet vůči nepohybujícímu se výstupnímu hnanému pouzdru 13. Škrticí hrany 39 regulačního rozběhového šoupátka 20 jsou úplně otevřené, přičemž pracovní tekutina, přitékající druhým propojovacím kanálem 33, může zcela volně vytékat do nádrže 30. Důsledkem je nulový tlak pracovní tekutiny za diferenciálním šoupátkem 25, takže lamely 5 nejsou přitlačovány k povrchu excentrické kruhové dutiny 2 hydraulicky, ale pouze slabými pružinami 6. Na výstupu pracovní tekutiny je tedy jen velmi malý tlak, který nepřekoná sílu talířových pružin 10, odtahujících prostřednictvím čepů 9 axiální přítlačný píst disku 7 od disku 4, na kterém vzniká jen malý zbytkový hydraulický moment. V nutných případech je možné jej dále zmenšit

snížením počtu pružin 6, přitlačovaných lamel 5, v krajním případě až na jednu. Ve vypnutém stavu se tedy otáčí hnací rotační těleso 1, zatímco disk 4, spojený prostřednictvím výstupního hnaného pouzdra 13 s hnanou hřídelí pohonu, se nepohybuje. Malé množství pracovní tekutiny, které protéká v tomto stavu vnějším oběhem, vytéká volně přes diferenciální šoupátko 25, které se v důsledku evidentních silových poměrů přestaví do levé krajní polohy (obr. 1) a svou funkční hranou průtok neškrtí.

Při zapínání spojky posouvá spouštěcí mechanismus 21, například pneumatický válec, regulační rozběhové šoupátko 20 z výchozí polohy do okamžiku zastavení, kdy vlivem tlakové ztráty pracovní tekutiny mezi škrticí hranou 39 a hranou prstencového kanálu 34 stoupne tlak za diferenciálním šoupátkem 25 natolik, že nastane rovnováha mezi silou spouštěcího mechanismu 21 a hydraulickou silou na osazení 40. Stoupnutí tlaku za diferenciálním šoupátkem 25 se okamžitě projeví prostřednictvím kruhového rozváděcího kanálu 11 hydraulickým přitlačením všech lamel 5 k vnitřnímu povrchu excentrické kruhové dutiny 2. Tím dojde současně ke stoupnutí tlaku na výtlaku a k přitlačení axiálního přítlačného pístu disku 7 k disku 4, přičemž obě složky kroutícího momentu, který se na něm vyvine, jsou úměrné síle na regulačním rozběhovém šoupátku 20, kterou vyvozuje spouštěcí mechanismus 21. Diferenciální šoupátko 25 reguluje svou funkční hranou pracovní tekutinu ve vnějším oběhu tak, že udržuje v určité rozběhové fázi stálý poměr tlaků na jeho vstupu a výstupu, daný poměrem jeho příslušných funkčních ploch. Lamely 5 se při rovnovážném stavu ustaví tak, že vlivem tlakových poměrů nad a pod nimi vznikne mezi vnitřní plochou excentrické kruhové dutiny 2 mezera, přes kterou protéká ve vnitřním oběhu větší část pracovní tekutiny 36 z výtlačného prostoru 37 do sacího prostoru 38, do kterého se přisává jen množství pracovní tekutiny, obíhající ve vnějším oběhu, dané světlostí škrticí trysky 26 a sloužící k odvádění veškerého ztrátového tepla, které se při rozbíhání vlivem mechanického tření a tlakových ztrát pracovní tekutiny vyvíjí. Následkem kroutícího momentu na disku 4 dojde

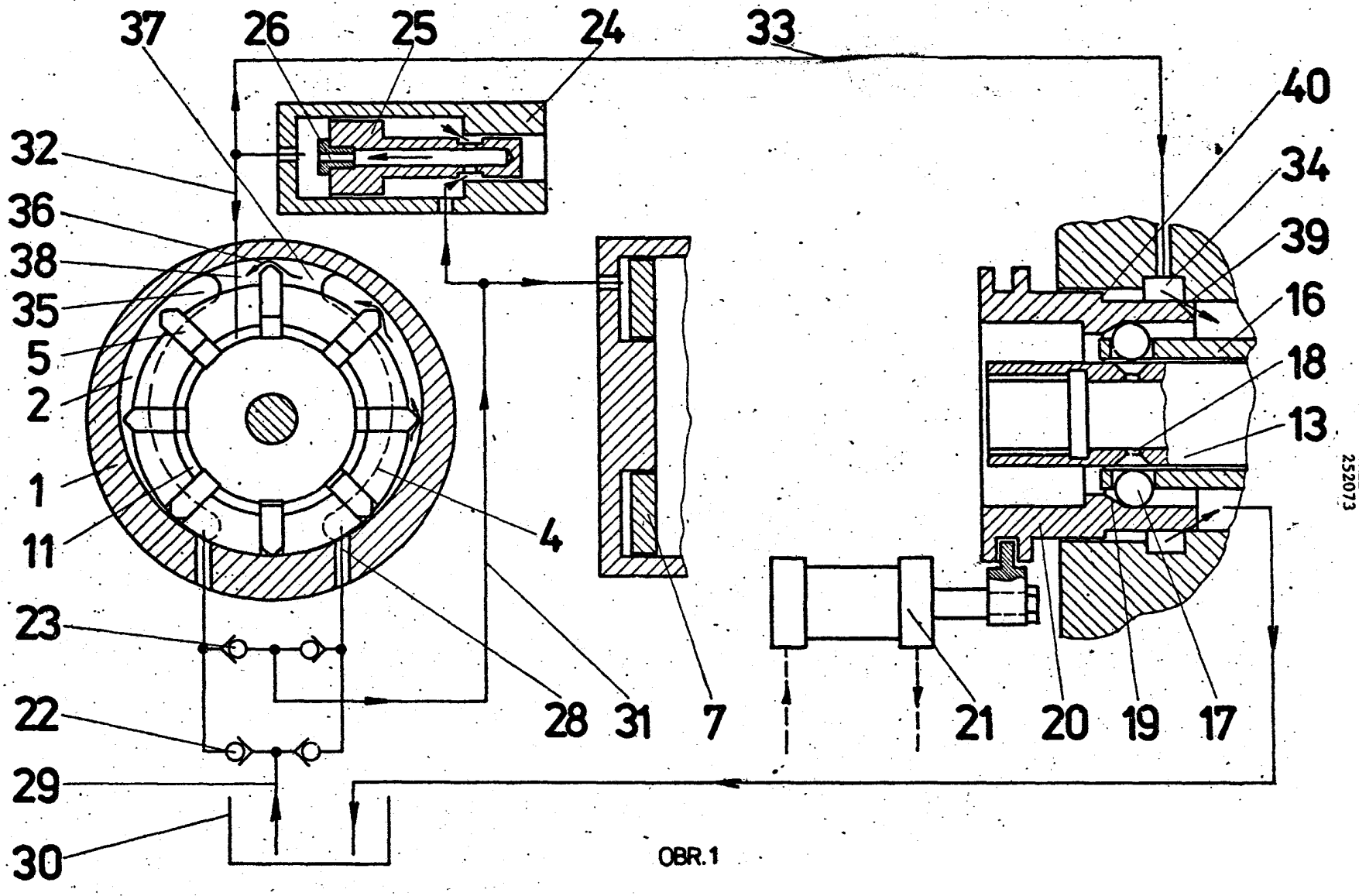
k postupnému rozbíhání celé hnané části stroje. Postupným zvětšováním otáček disku 4 klesají jeho relativní otáčky vůči rotačnímu tělesu 1, čímž dojde k odpovídajícímu poklesu množství obíhající pracovní tekutiny ve vnitřním i vnějším oběhu. Jakmile se otáčky vyrovnají, klesne množství obíhající tekutiny na nulu, v tomto okamžiku se začne regulační rozběhové šoupátko 20 přesouvat až do pravé krajní polohy, přičemž před sebou vytlačí přes svodový odpor množství kapaliny, dané plochou osazení 40 a zbývajícím zdvihem. Tím je zajištěno natlakování celého systému do okamžiku, kdy kuželové nákružky 19 regulačního rozběhového šoupátka 20 zatlačí kuličky 17 do kuželových zahloubení 18, čímž dojde k mechanickému spojení hnací a hnané části. Tímto okamžikem je celý proces rozběhu ukončen.

P Ř E D M Ě T V Y N Á L E Z U

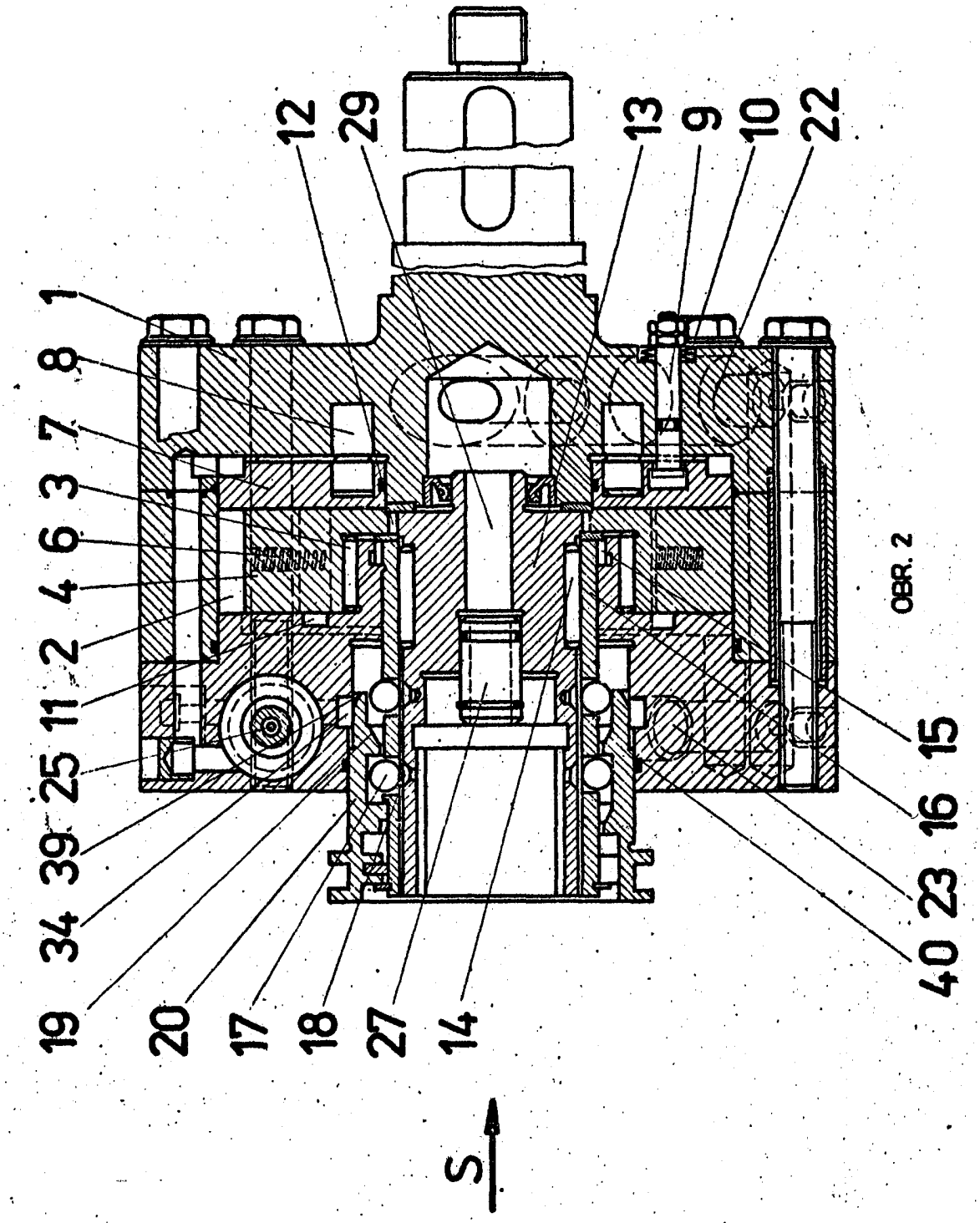
1. Reverzační tekutinová spojka na bázi lamelového čerpadla, vyznačená tím, že hnací a hnaná část spojky je tvořena rotačním tělesem (1) a v jeho excentrické kruhové dutině (2) otočně uloženým diskem (4) s lamelami (5), přičemž rozvodné otvory (28) pro pracovní tekutinu, vytvořené v rotačním tělese (1), jsou vzájemně propojeny jednak dvěma jednosměrnými sacími ventily (22), mezi které je napojen přívod pracovní tekutiny a současně paralelně dvěma jednosměrnými výtlačnými ventily (23), mezi nimiž je vyveden výtlak, ze kterého je pracovní tekutina rozvedena jak k axiálnímu přítlačnému pístu disku (7), tak i do tělesa poměrového ventilu (24) a z něho přes jeho diferenciální šoupátko (25) se škrticí tryskou (26) jednak do kruhového rozváděcího kanálu (11) pro hydraulické přitlačování lamel (5) disku (4) a dále pak do regulačního rozběhového šoupátka (20), přestavovaného spouštěcím mechanismem (21), přičemž regulační rozběhové šoupátko (20) zároveň tvoří ovládací člen mechanické spojky pro tuhé spojení disku (4) a rotačního tělesa (1) na konci rozběhu.

2. Reverzační tekutinová spojka podle bodu 1, vyznačená tím, že pro tuhé spojení disku (4) a rotačního tělesa (1) je mechanická spojka vytvořena kolem výstupního a s diskem (4) spojeného hnaného pouzdra (13), jako kuličková spojka, jejíž kuličky (17) jsou unášeny pouzdrem (16), spojeným s hnacím rotačním tělesem (1) a přesouvány na konci rozběhu do záběru s výstupním hnaným pouzdrem (13) kuželovými nákružky (19) regulačního rozběhového šoupátka (20).

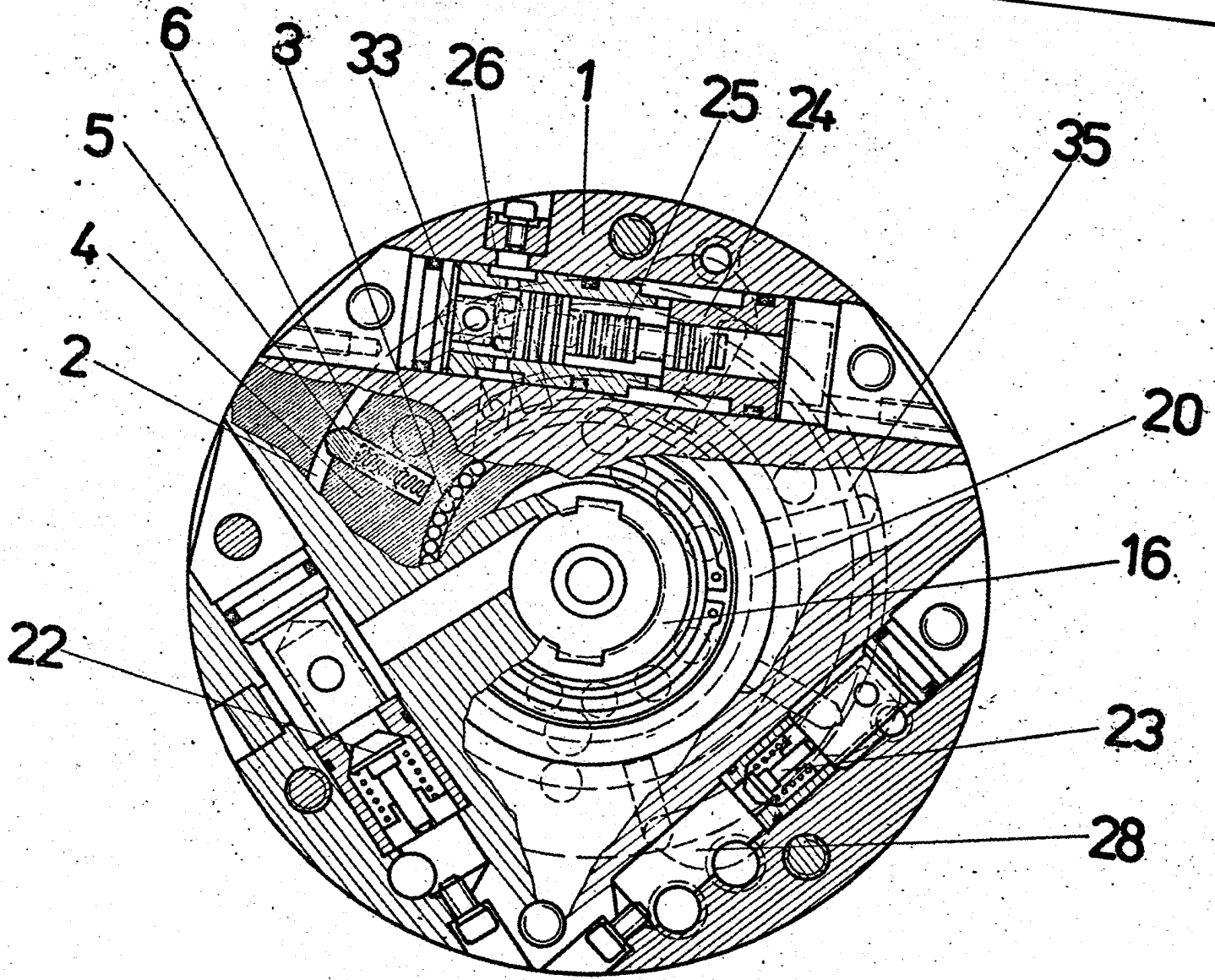
3 výkresy


37
26
25
24
33
40
32
34
36
39
38
16
35
18
5
13
2
1
4
11
23
22
28
31
7
21
20
19
17
29
30
252073

OBR.1



OBR. 2



OBR. 3

252073