



ÚŘAD PRO VYNÁLEZY
A OBJEVY

POPIS VYNÁLEZU K PATENTU

214722
(11) (B2)

(51) Int. Cl.³
F 16 H 39/00

(22) Přihlášeno 03 03 72
(21) (PV 1434-72)
(32) (31) (33) Právo přednosti od 05 03 71
(6155/71) Velká Británie
(40) Zveřejněno 10 09 81
(45) Vydáno 15 09 84

(72) (73)
Autor vynálezu
a současně
majitel patentu

ÄHLÉN KARL GUSTAV, STOCKHOLM [Švédsko]

(54) Hydrodynamický měnič krouticího momentu s alespoň dvěma turbinovými stupni

1

Předmětem vynálezu je hydrodynamický měnič krouticího momentu, zvláště typu s alespoň dvěma turbinovými stupni, jehož poslední turbinový lopatkový věnec je uspořádán ve směru proudění média bezprostředně před čerpadlovým lopatkovým věncem a jehož jeden nebo více turbinových lopatkových věnců jsou měnitelné, zatímco zbývající části jsou neměnné pro vytváření různých charakteristik krouticího momentu.

Současné hydrodynamické měniče krouticího momentu jsou velmi vyvinutá strojní zařízení, jak z hlediska jejich výkonů, tak z hlediska techniky užité při jejich výrobě. Jeden z problémů s nímž se setkávají odborníci pracující v oboru, je potřeba, aby měniče měly různé charakteristiky vstupního krouticího momentu pro různá použití.

Výběr charakteristiky vstupního krouticího momentu měniče pro zvláštní obor použití, záleží nejen na druhu použitého motoru, ale také na vzájemném vztahu mezi maximální požadovanou rychlostí vozidla, maximálním výkonem motoru a váhou plně naloženého vozidla. Ačkoliv se tyto skutečnosti posuzují jako nejdůležitější, mají jiné složky, zvláště obory použití, zásadní vliv na žádané charakteristiky vstupního krouticího momentu.

2

Například při použití, u nichž značný podíl výkonu motoru během pohybu vozidla připadá na pohon příslušenství, není vhodné, aby charakteristiky vstupního krouticího momentu byly strmé, poněvadž to samo o sobě, jak bude vysvětleno dále, omezuje podíl výkonu motoru, použitelný pro pohon příslušenství během jízdy vozidla, aniž by došlo k přetěžování jeho motoru. Až dosud byly získávány různé charakteristiky vstupního krouticího momentu použitím lopatkových uspořádání, avšak každým jejich zvláštním uspořádáním se docílilo jen malých změn charakteristiky vstupního krouticího momentu.

V dřívějších známých řešeních byl měněn převodový poměr vstupního krouticího momentu různými výtokovými poloměry listů druhého turbinového věnce. U měničů s výtokovou hranou na větším poloměru docílilo se strmější charakteristiky vstupního krouticího momentu a způsob podle USA pat. 2 584 855 a 3 104 560 nebylo lze nikdy realizovat, poněvadž vyžadoval turbinu, částečně odstředivou a částečně dostředivou. Takové uspořádání bylo vhodné pro využití v nehybných skříních a nelze je použít u měničů krouticího momentu popisovaného typu se skříní otočnou. Dále tento způsob vyžadoval pro střední převodový poměr vstup-

ního krouticího momentu trojrozměrnou druhou turbinu, kterou lze vyrobit pouze buď litou, za použití jader, a která nedává tomuto lopatkovému systému dostatečně přesnost, nebo litím jednotlivých lopatek, což je způsob složitý a nevhodný pokud jde o tvarovou přesnost lopatek.

Úkolem předloženého vynálezu tedy je vytvoření hydrodynamického měniče krouticího momentu typu shora popsaného, u něhož lze docílit podstatných změn charakteristik vstupního krouticího momentu, jednoduchými prostředky v každém měniči.

Úkol byl podle vynálezu vyřešen pro hydrodynamický měnič krouticího momentu s alespoň dvěma turbinovými stupni, sestávající z jednoho čerpadlového lopatkového věnce, alespoň dvou turbinových lopatkových věnců s alespoň jednoho vodícího lopatkového věnce, z nichž poslední turbinový lopatkový věnec je uspořádán ve směru proudění média bezprostředně před čerpadlovým lopatkovým věncem, a u něhož jeden nebo několik turbinových lopatkových věnců lze měnit pro získání různých charakteristik měniče, přičemž zbývající části turbíny zůstávají beze změny, vyznačený tím, že poslední turbinový lopatkový věnec má lopatky, od vstupu a alespoň po části jejich délky, s radiálním průběhem vůči ose otáčení a že lopatky posledního turbinového lopatkového věnce, mají vůči předchozímu nebo předchozím turbinovým lopatkovým věncům radiální nebo negativní výtokový úhel pro získání středně ploché, nebo ploché charakteristiky vstupního krouticího momentu a výtoku kapaliny z posledního turbinového lopatkového věnce v radiálním směru nebo ve směru otáčení čerpadlového věnce.

Dále podle vynálezu poslední turbinový lopatkový věnec je ve směru toku kapaliny dělen a má radiální dvourozměrnou vtokovou část a axiální trojrozměrnou výtokovou část, uspořádanou jako výměnnou, pro jiné vytváření měniče.

Rovněž podle vynálezu axiální trojrozměrná výtoková část posledního turbinového lopatkového věnce je vytvořena jako axiální prstenec, opatřený lopatkami, vyčnívajícími do vnitřního přechodového pásma toroidální komory pracovní kapaliny.

Ještě podle vynálezu výtokové úhly posledního turbinového lopatkového věnce mají různou hodnotu v mezích různých vzdáleností, od vnitřního jádra lopatek čerpadlového věnce v závislosti na charakteristice vybraného vstupního krouticího momentu.

Dalším význakem vynálezu je, že lopatky čerpadlového věnce vyčnívají do vnějšího přechodového pásma toroidální komory pracovní kapaliny.

Dále podle vynálezu výtok z čerpadlového věnce je umístěn ve vnějším přechodovém pásmu toroidální komory pracovní kapaliny.

Ještě dále podle vynálezu lopatkové čerpadlové věnce leží ve směru toku kapaliny

a sestávají z první odstředivé dvourozměrné vtokové části a druhé axiální trojrozměrné výtokové části, uspořádané jako výměnné pro jiné vytvoření měniče.

Kromě toho podle vynálezu axiální trojrozměrná výtoková část čerpadlového věnce má výtokové úhly pro usměrňování toku kapaliny do prvního turbinového lopatkového věnce pod stejnými vtokovými úhly podél vtokové hrany jeho lopatek.

Konečně podle vynálezu axiální trojrozměrná výtoková část posledního turbinového lopatkového věnce má různé výtokové úhly podél vtokové hrany čerpadlových lopatek dvourozměrné vtokové části čerpadlového věnce.

Předložený vynález je způsobem praktického uskutečnění vynálezů popsaných v dřívějších USA patentech čísla 2 583 855 a 3 104 560.

Řešení podle vynálezu poskytuje nejjednodušší možný způsob různé obměny jediného lopatkového systému, za účelem získání různých požadovaných charakteristik vstupního krouticího momentu. Při tom mají lopatky systému tvar vhodný pro lití stříkáním a sice pro všechny věnce. Předložený vynález rozšiřuje výhledově trh jediného základního typu měniče, s použitím jedné soupravy nástrojů, což spolu se způsobem výroby, který lze nyní užít, vede k podstatnému snížení výrobních nákladů na vyrobenou jednotku a zároveň k získání vysokých výkonů při každém použití. Zároveň, jelikož konstrukce druhé turbíny dovoluje obecně obměny směru výtoku kapaliny pro získání nízké a střední charakteristiky vstupního krouticího momentu, dovoluje tato konstrukce též užití druhé části druhé turbíny pro ovládání toku kapaliny do pracovní komory změnou výtokového úhlu v celé délce výtoku, čímž se docílí tentýž směr vtoku v celé délce každého vtoku lopatek, za všech provozních podmínek. To značí, že jedna z nevýhod dvourozměrových lopatek byla ve vysoké míře odstraněna současně s použitím druhé části druhé turbíny k získání různých druhů převodových poměrů vstupního krouticího momentu, za téže nebo zlepšení účinnosti. Jak uvedeno shora lze rozdělit čerpadlo tímto způsobem jako druhou turbinu, takže bude mít v podstatě jednu radiální část a jednu axiální část, přičemž axiální část čerpadla je umístěna ve vnější přechodové části hydraulického obvodu a dále všechny výhody pokud jde o výrobní možnosti lopatek litím docílené pro rozdělenou druhou turbinu, tj. složení lopatky ze dvou částí platí i pro čerpadlo, takže každou část lze odlít bez použití jader a při tom mají v zásadě lopatky tytéž význaky, jako lopatky trojrozměrové.

Změnou výtokového úhlu podél celé délky druhé části čerpadla se docílí zejména úpravy vtoku podél celé délky první turbíny.

Vynález bude dále popsán na příkladu provedení ve vztahu k výkresům, na nichž

značí obr. 1 diagram krouticího momentu měniče krouticího momentu, s lopatkovým systémem, jehož stacionární lopatky jsou uspořádány před čerpadlem ve směru toku kapaliny, obr. 1a šest různých druhů měničů krouticího momentu, s charakteristikami krouticího momentu, obr. 2 běžný diagram krouticího momentu, měniče s lopatkovým systémem turbíny, uspořádaným před vstupem čerpadla v pracovní komoře, obr. 2a svislý řez běžným měničem krouticího momentu, obr. 3 diagram snížení výstupního výkonu motoru, v závislosti na změnách zrychlení motoru, obr. 4 srovnávací diagram výkonu, ukazující tažnou sílu, získanou při různých zrychleních vozidla, obr. 5 diagram odpovídající diagramu podle obr. 4, znázorňující závislost při stále rychlosti, obr. 6, 7, 8 diagramy vstupního krouticího momentu při různých rychlostech přičemž převodový poměr vstupního krouticího vysoký znázorňuje obr. 6, střední obr. 7 a nízký obr. 8, obr. 9 diagram krouticího momentu podle obr. 6, 7, 8, vyneseny v závislosti na poměru rychlosti, obr. 10 měnič krouticího momentu typu „S.M.R.“, upravený podle vynálezu, obr. 11 jiný měnič krouticího momentu typu „S.M.R.“, rovněž upravený podle vynálezu, obr. 12 podrobněji znázorněnou dvou- a trojrozměrovou část lopatky druhého stupně turbíny podle obr. 1, obr. 12A řez nábojem turbíny podle obr. 12, obr. 12B nárysný pohled na první část lopatek v dutém věnci turbíny, obr. 12C, 12D různé řezy rovinami O, I, II, III, IV a V, podle obr. 12B, obr. 13 řez trojrozměrovou částí druhé turbíny, obr. 13A, 13B, 13C nárysné pohledy na tři různé rozměrové tvary lopatky, obr. 13D, 13E, 13F příčné řezy lopatkami rovinami I až IX podle obr. 13A, 13B a 13C.

Obr. 1 znázorňuje diagram krouticího momentu M_i při různých rychlostech a převodových poměrech počtu otáček n_2 výstupního hřídele a n_1 vstupního hřídele měniče krouticího momentu se systémem lopatek, jehož nehybná řada v pracovní komoře přivádí kapalinu ke vstupu čerpadla a který má nízký převodový poměr vstupního krouticího momentu. V poměru počtu otáček n_2/n_1 značí n_1 počet otáček čerpadla a n_2 počet otáček turbíny. Obr. 1 znázorňuje také rychlostní charakteristiky krouticího momentu motoru, vybaveného vhodným měničem krouticího momentu a pro určité poměrné snížení. Tabulka diagramu na obr. 1 ukazuje, že při nízkém převodovém poměru vstupního krouticího momentu lze užít vysoký podíl výkonu k pohonu příslušenství M_{iP} , je-li měnič zapojen pro pohon vozidla M_{iM} , aniž by byl motor přetěžován. U znázorněného příkladu lze v bodu 0,8 špičkového zatížení použít 50% maximálního krouticího momentu M_i pro pohon příslušenství M_{iP} , bez přetěžování motoru.

Obr. 1A znázorňuje šest různých druhů měničů krouticího momentu, druh 1A1. jednostupňový — rotační skříň, druh 1A2. tří-

stupňový — pevná skříň, druh 1A3. jednostupňový — pevná skříň, druh 1A4. jednostupňový — rotační skříň, druh 1A5. jednostupňový — rotační skříň, druh 1A6. jednostupňový — rotační skříň, s plně vyznačenou křivkou **a** vstupního krouticího momentu a čerchovaně vyznačenou křivkou **b** výstupního krouticího momentu. Všechny měniče krouticího momentu jsou téhož výrobce a poukazují, že k získání podstatných změn charakteristik vstupního krouticího momentu bylo použito zcela různých lopatkových systémů.

Obr. 2 znázorňuje běžný diagram krouticího momentu při různých otáčkách a poměrech počtu otáček měniče krouticího momentu s lopatkovým systémem turbíny, uspořádaným před vstupem čerpadla v pracovní komoře pro vytváření vysokého převodového poměru vstupního krouticího momentu a zároveň obr. 2 znázorňuje křivky krouticího momentu, spojeného s vhodným měničem a křivkou krouticího momentu motoru s určitými poměrnými sníženími.

Diagram ukazuje, že v bodě 0,8 špičkového zatížení lze pro pohon příslušenství použít jen 30 % maximálního krouticího momentu motoru, aniž by došlo k jeho přetížení, přičemž posuzováno ve vztahu k výkonu, je rozdíl ještě větší v důsledku rozdílu rychlosti a krouticího momentu. Obr. 2A znázorňuje ve svislém řezu běžný měnič krouticího momentu SVENSKA ROTOR MASKINER, označovaný dále jako měnič S.R.M.. Znázorněný měnič má otočnou a dělenou skříň **1** s toroidální komorou **2** pracovní kapaliny. Toroidální komora **2** sestává z výtokové části **21** vnější přechodové části **22**, vtokové části **23** a vnitřní přechodové části **24**. Směr šipek označuje směr toku kapaliny, avšak nikoliv přesný rozsah odpovídajících částí a oblastí, které do sebe vzájemně zasahují. Skříň **1** je přímo nebo nepřímo spojena s poháněcí částí pery **11**.

V toroidální komoře **2** je upraven systém lopatek, sestávající z čerpadlového věnce **50** lopatek čerpadla, upravených ve výtokové části **21**, zatímco první turbinový lopatkový věnec **101** a poslední turbinový lopatkový věnec **102** a vodící věnec **150** vodících lopatek jsou upraveny přední části **12** otočné a dělené skříně **1** a je k nim svorníky **25** připevněno vnitřní jádro **31** věnce lopatek čerpadla.

První turbinový lopatkový věnec **101** první turbíny je odlit v celku s prstencem **1011** a podobně vodící lopatky vodícího věnce **150** a poslední turbinový lopatkový věnec **102** jsou odlity v celku s prstenci **1501**, **1021**. Lopatky prvního trvanlivého lopatkového věnce jsou připevněny svorníky **1012** k vnitřnímu jádru **32**, zatímco lopatky posledního turbinového lopatkového věnce jsou stejným způsobem přišroubovány k vnitřnímu jádru **33**. Lopatky vodícího věnce **150** jsou sešroubovány s prstencem **34**, který tvoří čtvrtou

část vnitřního jádra. Prstenec, který nese lopatky posledního turbinového věnce 102 je připojen k výstupnímu hřídeli 16 spojením 4 na pero a drážku. Výstupní hřídel 16 je ložen na valivých ložiskách 5. Na výstupním hřídeli 16 je uspořádán hřídel 6, spojený s prstencem věnce vodicích lopatek 1501 spojením 6A na pero a drážku. Dutý hřídel 6 je uložen ve valivém ložisku 7, jehož vnější kroužek je uložen v zadní části 13 dělené a otočné skříně 1. K zadní části 13 je přišroubováno prstencové ozubené kolo 8 s ozubením 81, které těsní s dutým hřídelem 6.

Obr. 3 znázorňuje snížení výstupního výkonu motoru, vynesené na svislé ose diagramu v závislosti na jeho různých zrychleních, vynesených na vodorovné ose diagramu, která je nutno uvážit při výpočtu zrychlení vozidla.

V obr. 4 ukazuje křivka Ph srovnání tažné síly vynesené na svislé ose diagramu, získané na rovině při různých rychlostech vynesených na vodorovné ose diagramu vozidla o váze 25 t s motorem 240 KS a mechanickou osmistupňovou převodovkou a alternativně s hydraulickou převodovkou S.R.M. plně automatickou se správnou charakteristikou vstupního krouticího momentu pro daný případ. Na diagramu na obr. 4 je rovněž zobrazena křivka R, jejíž pořadnice značí součet valivého odporu WR a odporu vzduchu WA vozidla.

Obr. 5 znázorňuje obdobné srovnání za podmínek stálé rychlosti, kteréžto podmínky při praktických účelech nikdy neexistují.

S hydraulickým měničem krouticího momentu, s jeho plochou charakteristikou, trvá déle než se dosáhne bodu, v němž je krouticí moment motoru vyvážen se spotřebou krouticího momentu měniče, než u měniče s vysokým převodovým poměrem vstupního krouticího momentu, u něhož je plný výkon motoru převzat při nižší rychlosti.

Naopak, měnič krouticího momentu s nízkou charakteristikou vstupního krouticího momentu dává poněkud vyšší tažnou sílu v střední části oblasti nízké rychlosti.

Uvážili-li se všechny tyto faktory, vyplývá závěr, že těžké vozidlo s nízkým poměrem výkonu k váze a relativně vysokou maximální rychlostí a nevyžadující dobrou ovladatelnost při nízkých rychlostech, by mělo mít měnič krouticího momentu s nízkým převodovým poměrem vstupního krouticího momentu, zatímco vozidlo s vysokým poměrem výkonu k váze a vyžadující dobrou ovladatelnost při nízkých rychlostech, vyžaduje měnič krouticího momentu s vysokým převodovým poměrem vstupního krouticího momentu.

Obr. 4 a 5 znázorňují vliv zrychlení motoru na průběh tažné síly jak pro použití měniče krouticího momentu s příslušnou vhodnou charakteristikou, tak při použití s mechanickou převodovkou s ozubenými koly. V tomto případě je použito měniče krouticího momentu s vysokým převodovým po-

měrem vstupního krouticího momentu a proto je omezení tažné síly v závislosti na zrychlení motoru s měničem krouticího momentu malé.

Z toho, co bylo řečeno, je jasné jak alespoň určité veličiny ovlivňují výběr charakteristiky vstupního krouticího momentu a zároveň vychází jak by bylo užitečné, kdyby po matematickém zjištění charakteristiky krouticího momentu požadované pro zvláštní případ použití, bylo lze jednoduše nastavit lopatkový systém pro získání potřebné charakteristiky krouticího momentu, místo vybrání mezi různými typy měničů krouticího momentu, jak se dodnes děje. Vysoce přeplňované Diesellovy motory jsou citlivé na odběr plného výkonu v širším, než značně omezeném pásmu rychlosti. Například v některých případech je dovoleno plné využití výkonu měniče krouticího momentu, jen při rychlostech, nikoliv nižších než o 10–15% maximálních otáček motoru.

Jiné použití může vyžadovat motor s prakticky konstantním výkonem v širokém pásmu s minimální spotřebou paliva při 75–80 procentní maximální rychlosti. Takové použití by vyžadovalo měnič krouticího momentu s charakteristikou vstupního krouticího momentu, která udržuje otáčky motoru při přetížení alespoň 10% pod bodem, kdy výkon motoru počne s klesajícími otáčkami podstatně klesat.

Avšak charakteristika motoru sama o sobě, jak vysvětleno, není dostatečnou základnou pro volbu charakteristiky vstupního krouticího momentu měniče krouticího momentu. V případě, že vozidlo má vysoký poměr výkonu k maximální váze a poměrně nízkou maximální rychlost, pak doba zrychlení a přizpůsobení motoru ovlivní tak zrychlení vozidla, že lopatkový systém měniče krouticího momentu, který dává motoru velmi nízkou rychlost přetížení, zajistí vozidlu nejlepší zrychlení.

Všechny okolnosti celé situace budou dále rozebrány ve spojení s následujícími příklady.

Při rozjezdu Diesellovy lokomotivy se motor zrychluje až na plné otáčky jen po relativně malé části celkové doby zrychlování. Proto by měl motor mít srovnatelně vysokou rychlost přetížení pro přívod maximálního vstupního výkonu do měniče krouticího momentu, po celou dobu zrychlení lokomotivy.

Avšak i vybraný motor a jeho charakteristiky je nutno uvážit. Je-li motor vysoce přeplňován, jsou vhodná — během zrychlování vlaku — prakticky konstantní otáčky motoru. Jestliže místo toho má motor prakticky konstantní výkon od nejvyšších otáček dolů až například k 80% těchto otáček, a lepší spotřebu paliva u dolního konce, pak zřejmě je vhodný takový vývoj vstupních otáček, ve vztahu k otáčkám při plném výkonu, který dává rychlost přetížení při 75% a i níže. Pro

lokomotivu je zřejmě nejvhodnější změna nízkého vstupního krouticího momentu měniče krouticího momentu, ale pro uživatele je žádoucí možnost volby měniče, majícího správný převodový poměr vstupního krouticího momentu.

Jde-li o otázku aplikace u železničního vozidla, pak by byla výhodnější strmější charakteristika vstupního krouticího momentu, jelikož by zrychlování železničního vozidla bylo méně hlučné, avšak také proto, že výsledkem poněkud vyššího převodového poměru krouticího momentu měniče krouticího momentu, by bylo lepší použití výkonu motoru, než u lokomotivy.

U pozemních vozidel vyžadují různá použití různé charakteristiky vstupního krouticího momentu. Například pro mechanickou lopatu je plochá charakteristika vstupního krouticího momentu nejvhodnější. Naproti tomu vyklápeče, který se při rozjezdech často zrychluje, vyžaduje značně strmou charakteristiku vstupního krouticího momentu. Pro vysokozdvizné vozíky podobně jako u mechanické lopaty, je žádoucí plochá charakteristika vstupního krouticího momentu. Pro nákladní vozidla je většinou, ale nikoliv vždy, výhodná značně strmá charakteristika vstupního krouticího momentu, jejíž volba však také závisí na typu motoru a na typu kombinace mechanické převodovky a měniče krouticího momentu.

Pro ostatní vozidla je důležitý velmi vysoký převodový poměr vstupního krouticího momentu. Jinak při sešlápnutí pedálu zplyňovače by nastala prodleva, než by se vozidlo počalo zrychlovat. Je všeobecně známo, že pro osobní vozidla s automatickým převodem se běžně používá otáček přetížení, které jsou ne větší než o 50% zvýšené otáčky volnoběhu. Rovněž pro dodávková vozidla je nutná strmá charakteristika vstupního krouticího momentu, poněvadž zajistí vozidlu nejlepší ovladatelnost.

Z uvedeného vyplývá, že různé použití vyžadují různé charakteristiky vstupního výkonu, posuzuje-li se účinnost a stupeň přetžitelnosti, přičemž byl rozebrán hlavně jeden požadavek a sice vysoký převodový stupeň krouticího momentu pro přetížení, přičemž nejširším rozsahu účinnosti či použitelnosti. Rovněž špičková účinnost je značně cenná, avšak nikoliv velmi důležitá.

Uvedený problém byl často řešen pro různá použití, volbou různých typů měničů krouticího momentu s různými charakteristikami vstupního krouticího momentu, jak znázorněno na obr. 1A. U určitých typů měničů krouticího momentu se vyskytly požadavky na změnu typu a počet lopatek pro získání změněného převodového poměru vstupního krouticího momentu. Doposud však výsledkem vždy byla velmi omezená změna vstupního krouticího momentu, která pravidelně vyžadovala trojrozměrové profily lopatek, nebo bylo lze použít různých typů měničů krouticího momentu, tzv. 1 1/2 až 2 1/2 stup-

ňových měničů pro nízký převodový poměr vstupního krouticího momentu, nebo 2 až 3 stupňových měničů pro získání velmi strmé charakteristiky vstupního krouticího momentu. Dále jsou známy tzv. kapalínové měničové spojky a používá se jich jako spojky pro velkou část oblasti zrychlení. Toto uspořádání dává dojem strmé charakteristiky vstupního krouticího momentu, avšak pokud jde o vlastní měnič krouticího momentu má charakteristiku vstupního krouticího momentu plochou, viz obr. 1A.

Problém, jehož řešení bylo hledáno posledních 30 let, je opatření v měničích krouticího momentu s jedním systémem lopatek, nebo systémem, v němž by změna jediné části ovlivnila charakteristiku spotřeby krouticího momentu, aniž by ovlivnila jiné výhodné význaky měniče.

V dřívějším popisu byly již ukázány výhody a nevýhody různých charakteristik vstupního krouticího momentu, které lze získat použitím různých známých lopatkových systémů. Nutnost zmíněných různých charakteristik vstupního krouticího momentu lze doložit skutečností, že jeden a týž výrobce měničů vyrábí různé systémy lopatek pro získání různých charakteristik vstupního krouticího momentu. Předmětem předloženého vynálezu je řešení tohoto dlouhotrvajícího problému, změny charakteristiky vstupního krouticího momentu, užitím principu téhož lopatkového systému, při změně například jedné lopatkové části. Dosažení tohoto cíle dovolí výrobcům soustředit kapitálové investice do nástrojů jediného typu lopatkového systému, s výjimkou zmíněné lopatkované části a tím snížit výrobní náklady a současně uspokojit širší potenciální trh. Dále dosažení tohoto cíle umožní nejen zákazníkovi, ale také výrobcům, sjednocení a racionalizaci skladů měničů a jejich náhradních dílů.

Cíle předloženého vynálezu je dosaženo neobvyklými prostředky a směřuje především avšak nikoliv výhradně, ke změně jedné zvláštní řady lopatek měniče, například turbinových lopatek pro tvorbu vysokého převodového poměru vstupního krouticího momentu. Neobvyklé uspořádání profilu turbinové lopatky v lopatkovém systému rozřešilo problém vyloučení nutnosti zásadně různého uspořádání lopatek a otevřelo možnost použití pouze jediného uspořádání lopatek pro všechny převodové poměry vstupního krouticího momentu, potřebné pro nejrůznější obory použití. Je nasnadě, že tento účinek byl velmi žádoucí během minulých čtyřiceti let, poněvadž by byl ušetřil výrobcům investiční a snížil výrobní náklady. Avšak přes jeho zásadní jednoduchost, uniklo pojetí předloženého vynálezu odborníkům pracujícím v oboru. Pravděpodobně proto, že z hlediska výpočtářského je lopatkový systém velice složitý a účinek určitých změn lze těžko předvídat i v případě normálních úprav, při tom úpravy podle vynálezu jsou

odvrácením od běžného způsobu myšlení a formálních konstrukčních principů, v důsledku čehož výsledný účinek lze ještě snadněji ocenit. Předložený vynález rozřešil popsáný problém a umožnil použití známého dvoustupňového lopatkového systému S.R.M. bez ztráty na výkonu každého jednotlivého krouticího momentu. Ms a bez snížení rozsahu změny převodového poměru vstupního krouticího momentu od prakticky téže spotřeby krouticího momentu při přetížení jako při řazení na hodnotu třikrát vyšší než normální, jak při přetížení, tak při řazení.

Tento výsledek bude patrný a doložen popisem zařízení znázorněných na obr. 6 až obr. 13.

Obr. 6 znázorňuje spotřebu krouticího momentu (svislá osa diagramu) při různých otáčkách (vodorovná osa diagramu) a převodových poměrech otáček u měniče krouticího momentu podle vynálezu, upraveného pro střední převodový poměr vstupního krouticího momentu: Obr. 8 znázorňuje tytéž vztahy pro nízký převodový poměr vstupního krouticího momentu. Obr. 9 znázorňuje spotřebu krouticího momentu (svislá osa diagramu) podle obr. 6 a obr. 7 a obr. 8 vynesenu v závislosti na převodovém poměru otáček (vodorovná osa diagramu) a platnou pro konstantní otáčky n1 čerpadla.

Obr. 10 znázorňuje měnič krouticího momentu typu S.R.M. upravený podle vynálezu, jehož poslední turbinový lopatkový věnec 102 je znázorněn jako zasahuje do vnitřního přechodového pásma 24 toroidální pracovní komory 2. Měnič krouticího momentu popisovaný ve vztahu k obr. 2A je tvořen odstředivým čerpadlovým věncem 50 a dostředivou turbinou 100. Obr. 10 znázorňuje tentýž měnič krouticího momentu, uspořádaný tak, aby umožnil provedení změn podle vynálezu za účelem získání různých převodových poměrů pohonu změnou jedné části lopatky, jmenovitě posledního turbinového lopatkového věnce 102. Poslední turbinový lopatkový věnec 102 zasahuje do vnitřního přechodového pásma 24, přičemž také menší prstenec jádra čerpadla zasahuje u vnitřního jádra prvního turbinového lopatkového věnce 32 do vnějšího přechodového pásma 22. Prodloužení posledního turbinového lopatkového věnce 102 je jedna z cest, jíž lze vynález uskutečnit v praxi. Obr. 11 znázorňuje měnič krouticího momentu podobný měniči znázorněnému na obr. 10, ale upravenému tak, aby bylo lze u něj snadněji aplikovat předmět vynálezu. V tomto provedení je poslední turbinový lopatkový věnec 102 rozdělen do dvou částí, radiální dvourozměrové vtokové části 10214 a axiální trojrozměrové výtokové části 10215. Rozdělení posledního turbinového věnce 102, nejen, že usnadní aplikaci předmětu vynálezu, ale současně umožní spojit s předmětem vynálezu jiné výhody. U měniče podle obr. 11 je znázorněno čerpadlo, rovněž rozdělené do dvou částí, což rovněž přispívá k ulehčení

provedení vynálezu a bude vysvětleno dále.

Obr. 12 je čelním pohledem na dvourozměrovou část posledního turbinového lopatkového věnce 10214 směrem šipky 12 z obr. 12A, který znázorňuje bokorysný řez nábojem turbíny a jednu lopatku posledního turbinového lopatkového věnce 102. Obr. 12B znázorňuje pohled na samotnou lopatku s vyznačenými řezy O—XII odpovídajícími řezy z obr. 12C, 12D. Řezy znázorněné na obr. 12C, 12D dávají představu o vhodném tvaru lopatek posledního turbinového lopatkového věnce 102 a také ukazují možnost jejich lití stříkáním s věncem, poněvadž všechny řezy lopatek mají potřebné zkosení.

Obr. 13 znázorňuje druhou část posledního turbinového lopatkového věnce 102 a obr. 13A, 13B, 13C znázorňují části tří odlišných lopatkových věnců, v pohledu směrem toku kapaliny, přičemž jsou na zmíněných obrázcích vyznačeny řezy I—IX, znázorněné pak jednotlivě na obr. 13D, 13E, 13F.

Řezy VII, VIII a IX znázorněné na obr. 13D odpovídají vyznačeným polohám řezů na obr. 13A. Řezy I, II, III znázorněné na obr. 13E odpovídají vyznačeným polohám řezů znázorněných na obr. 13B a řezy IV, V, VI z obr. 13F odpovídají vyznačeným polohám řezů, znázorněným na obr. 13C. Na obr. 13D, 13E, 13F označuje šipky A směr toku kapaliny a šipka B směr otáčení. Profily lopatky znázorněné na obr. 13A odpovídají profilům lopatek měniče krouticího momentu, jehož diagram krouticího momentu je znázorněn na obr. 8 a obdobně profily lopatek z obr. 13B odpovídají obr. 6 a profily z obr. 13C odpovídají obr. 7.

Jsou-li lopatky druhé části posledního turbinového lopatkového věnce 102 tvarovány podle kteréhokoliv z řezu na obr. 13D, 13E, 13F, získá se prakticky táž spotřeba krouticího momentu jako u běžného S.R.M. měniče s lopatkovou soustavou, znázorněnou na obr. 2A podle brit. pat. spisu 1 325 561.

Jsou-li lopatky druhé části posledního turbinového lopatkového věnce 102 tvarovány podle obr. 13A řezy podle obr. 13D, získá se nízký nebo mírně strmý převodový poměr vstupního krouticího momentu, znázorněný křivkou x na obr. 9. Je-li lopatka tvarována podle obr. 13B s řezy podle obr. 13E získá se strmý převodový poměr vstupního krouticího momentu, znázorněný křivkou xxx na obr. 9. Dále je-li lopatka podle obr. 13C s řezy podle obr. 13F, získá se střední převodový poměr vstupního krouticího momentu, jak znázorňuje xx na obr. 9 v podstatě beze změny účinnosti nebo převodového poměru krouticího momentu při přetížení a rovněž v podstatě beze změny spotřeby krouticího momentu při vysokém převodovém poměru, jak znázorňuje obr. 9. Další úpravou úhlu α z obr. 13D až 13F lze získat převodové poměry vstupního krouticího momentu prakticky od 0 až do 3. Úhel α je prakticky stejný u vnitřního a středního řezu, ale je různý u vnějšího

řezu. Tím se udržuje korekční účinek tohoto lopatkového věnce. Rovněž je-li lopatkový věnec tvarován v souhlase s obr. 13A a s řezy podle obr. 13D protéká jím kapalina ve směru otáčení věnce. To značí, že předcházející vodící lopatka a následující vodící turbina budou mít výtok kapaliny v téže směru, což je nejen neobvyklé, ale má zřejmý a cenný účinek patrný z obr. 9.

Obr. 6, 7 a 8 znázorňují průběh krouticího momentu měniče podle obr. 10 nebo 11, který má upravenou druhou část posledního turbinového lopatkového věnce podle obr. 13B, 13C nebo 13A. Z diagramů znázorněných na obr. 6, 7, 8 charakteristik motoru se špičkovým zatížením při 0,8 převodového poměru otáček a křivek krouticího momentu, odpovídajících různým podílům snížení výkonu, je patrné, že lopatkový věnec podle obr. 13A (odpovídající obr. 8) vytváří soustavu, která je méně citlivá na snížení výkonu motoru pro pohon příslušenství. Z obr. 8 je rovněž patrné, že soustava s průběhem krouticího momentu na něm znázorněným, dává menší snížení otáček motoru při přetížení v poměru k rychlosti řazení, tj. soustava, která je vhodnější pro měnič krouticího momentu pro lokomotivu, mechanickou lopatu a vysokozdvizný vozík. Lopatkový systém podle obr. 13B s řezy podle obr. 13E dává charakteristiku krouticího momentu podle obr. 6 a tvoří soustavu vhodnější pro vozidla s vyšším poměrem výkonu k váze ve vztahu k jejich krouticímu momentu a otáčkám, například pro nákladní vozidla, železniční vozy a podobně. Vyjádřeno jinak, charakteristika krouticího momentu podle obr. 6 je vhodná hlavně pro požadavky velkého zrychlení a charakteristika podle obr. 8 je vhodnější pro menší zrychlení a případy, kdy je zapotřebí výkonu motoru rovněž pro pohon příslušenství.

Výsledek vyjádřený shora byl doplněn způsobem, který je v protikladu k známým způsobům konstrukce a výroby lopatkových soustav. V případě nízkého převodového poměru vstupního krouticího momentu udílí lopatky druhé turbíny kapalině rychlost v téže směru, jako čerpadlo, je-li čerpadlo přetíženo a snižuje svůj tlak. Avšak jak je patrné z obrázků, nesnižuje spotřebu krouticího momentu při vysokém převodovém poměru v důsledku skutečnosti, že všechny důležité hodnoty úhlu α mají tím menší vliv, čím

vyšší jsou otáčky turbíny a navíc při převodovém poměru otáček 1,0 je skutečně nerozhodné, je-li výtokový úhel druhé turbíny upraven podle obr. 13A, 13B nebo 13C. Obr. 1A, 2 a 2A znázorňují situaci dříve, než byl učiněn předložený vynález a obr. 1 ve srovnání s obr. 2 znázorňuje křivku průběhu krouticího momentu pro dva různé typy použití. Obr. 1 znázorňuje výkon běžně známého měniče krouticího momentu pro vysokozdvizné vozíky, mechanické lopaty a pod. Zatímco obr. 2 znázorňuje výkon lopatkového systému podle obr. 2A typu S.R.M., užívaného pro autobusy, nákladní vozidla, průmyslová použití a lokomotivy, který však byl z určitých použití vyloučen pro nevhodnou charakteristiku vstupního krouticího momentu. Přesto měnič S.R.M. byl užíván až do určitého stupně, pro příliš vysokou charakteristiku krouticího momentu pro některá použití. Obr. 2 také znázorňuje křivku průběhu krouticího momentu pro některá použití. Obr. 2 také znázorňuje křivku průběhu krouticího momentu pro lopatkovou soustavu podle typu 2 z obr. 1A, měnič LYSHOLM/SMITH, který je předchozím vývojovým stupněm měniče S.R.M., vyráběným mnoha světovými výrobci pro tatáž použití jako systém S.R.M. podle obr. 2A. Dále lopatkové systémy typu 1 a 4 z obr. 1A jsou rovněž dřívějšími vývojovými typy měniče S.R.M. Lopatkové soustavy podle obr. 1A jsou vyráběny jedním z největších světových výrobců měničů, přičemž by všechny tyto obměny nebyly vyráběny bez důvodu, tyto soustavy však zvyšují cenu každého jednotlivého převodu, poněvadž nelze při výrobě použít týchž nástrojů pro všechny měniče stejné velikosti. Jeden z důvodů těchto obměn je nejen různost charakteristik vstupního krouticího momentu, ale také různá účinnost a charakteristika převodového poměru krouticího momentu při přetížení. U předloženého vynálezu je užito lopatkového systému měniče krouticího momentu S.R.M. podle USA patentu č. 2 690 053, 2 690 054, 3 543 547 a 3 543 514 nebo německého patentu 977 211. Problém změny charakteristiky vstupního krouticího momentu pro různá použití měniče je řešen úpravou jednoho členu u lopatkového systému měniče, aniž by byl tento systém měněn jako celek. Z toho plyne, že cena nástrojů a zařízení výroby jednoho členu, jsou srovnatelně nízké.

PREDMĚT VYNÁLEZU

1. Hydrodynamický měnič krouticího momentu s alespoň dvěma turbinovými stupni, sestávající z jednoho čerpadlového lopatkového věnce, alespoň dvou turbinových lopatkových věnců a alespoň jednoho vodícího lopatkového věnce, z nichž poslední turbinový lopatkový věnec je uspořádán ve směru proudění prostředí bezprostředně před čerpadlovým lopatkovým věncem, a u něhož jeden

nebo několik turbinových lopatkových věnců lze měnit pro získání různých charakteristik měniče, přičemž zbývající části turbíny zůstávají beze změny, vyznačený tím, že poslední turbinový lopatkový věnec (102) má lopatky, od vstupu a alespoň po části jejich délky s radiálním průběhem vůči ose otáčení a že lopatky posledního turbinového lo-

patkového věnce (102) mají vůči předchozímu nebo předchozím turbinovým lopatkovým věncům (101) radiální nebo negativní výtokový úhel pro získání středně ploché nebo ploché charakteristiky vstupního krouticího momentu a výtoku kapaliny z posledního turbinového lopatkového věnce (102) v radiálním směru nebo ve směru otáčení čerpadlového věnce (50).

2. Hydrodynamický měnič krouticího momentu podle bodu 1, vyznačený tím, že poslední turbinový lopatkový věnec (102) je ve směru proudění prostředí dělen a má radiální dvourozměrovou vtokovou část (10214) a axiální trojrozměrnou výtokovou část (10215) uspořádanou jako výměnnou, pro jiné vytvoření měniče, přičemž výtoková část (10215) posledního lopatkového turbinového věnce (102) probíhá radiálně vně nebo ve směru otáčení čerpadlového věnce (50) a je přímo spojena s vtokovou částí (10214) posledního turbinového lopatkového věnce (102).

3. Hydrodynamický měnič podle bodu 2, vyznačený tím, že axiální trojrozměrná výtoková část (10215) posledního turbinového lopatkového věnce (102) je vytvořena jako axiální prstenec, opatřený lopatkami vyčnívajícími do vnitřního přechodového pásma (24) toroidální komory (2) pracovního prostředí.

4. Hydrodynamický měnič krouticího momentu podle bodů 1 až 3, vyznačený tím, že výtokové úhly α posledního turbinového lopatkového věnce (102) mají různou hodnotu v mezích různých vzdáleností (I, II, III; IV, V, VI; VII, VIII, IX) od vnitřního jádra

(31) lopatek čerpadlového věnce (50) v závislosti na charakteristice vybraného vstupního krouticího momentu.

5. Hydrodynamický měnič krouticího momentu podle bodů 1 až 4, vyznačený tím, že lopatky čerpadlového věnce (50) vyčnívají do vnějšího přechodového pásma (22) toroidální komory (2) pracovního prostředí.

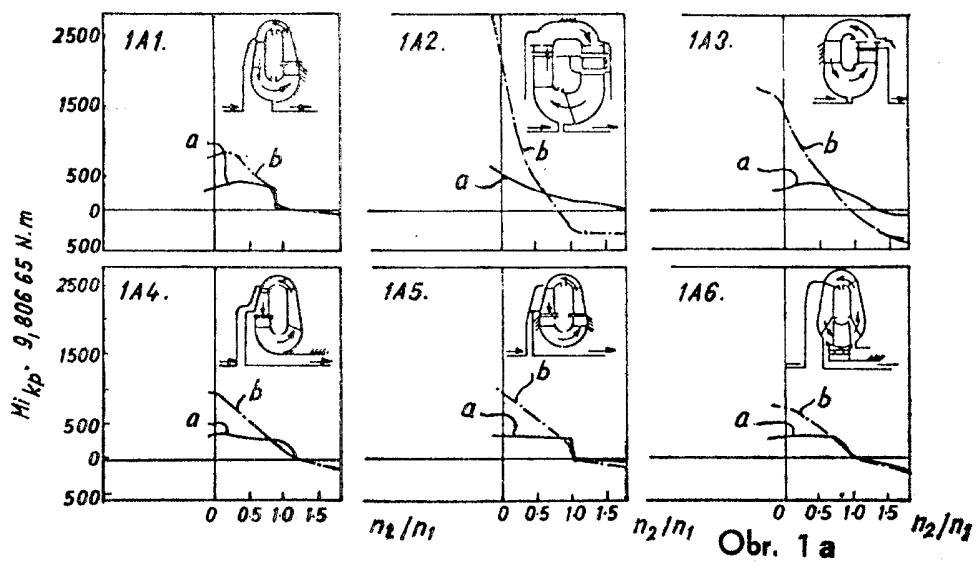
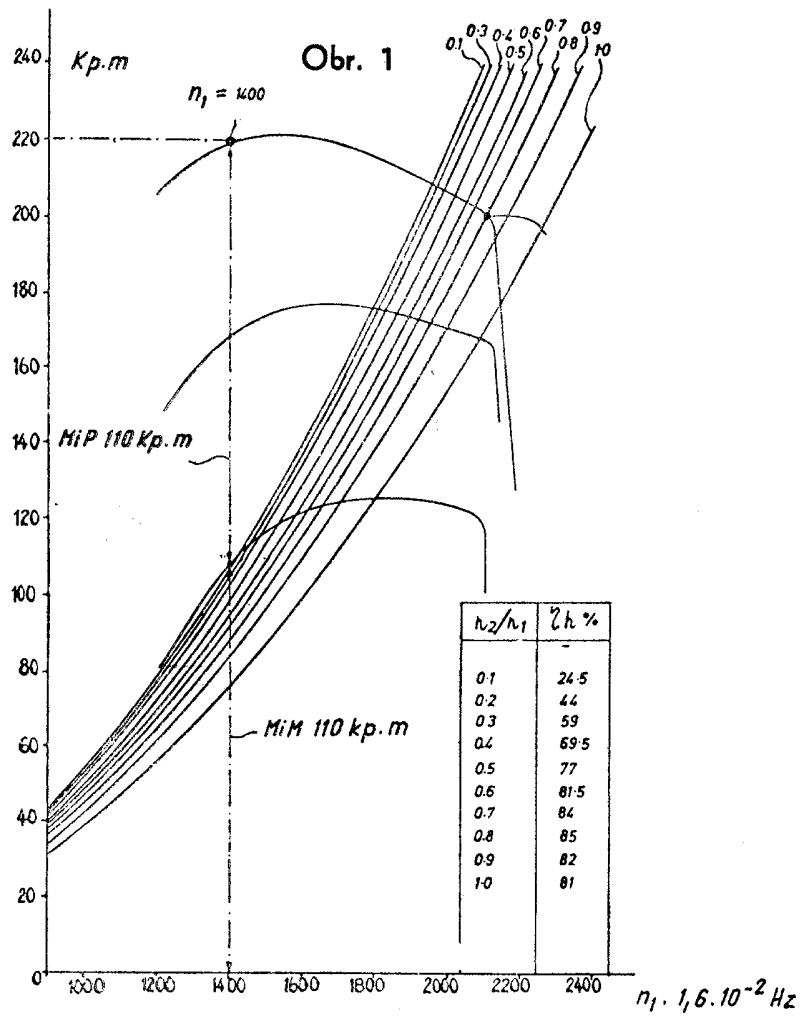
6. Hydrodynamický měnič krouticího momentu podle bodů 1 až 5, vyznačený tím, že výtok z čerpadlového věnce (50) je umístěn ve vnějším přechodovém pásmu (22) toroidální komory (2) pracovní kapaliny.

7. Hydrodynamický měnič krouticího momentu podle bodů 1 až 6, vyznačený tím, že opatky čerpadlového věnce (50) leží ve směru toku kapaliny a sestávají z první odstředivé dvourozměrné vtokové části (5014) a druhé axiální trojrozměrné výtokové části (5015) uspořádané jako výměnné pro jiná vytvoření měniče.

8. Hydrodynamický měnič krouticího momentu podle bodu 7, vyznačený tím, že axiální trojrozměrná výtoková část (5015) čerpadlového věnce (50) má různé výtokové úhly, pro usměrňování proudu prostředí do prvního z turbinových lopatkových věnců (101) pod stejnými vtokovými úhly podél vtokové hrany jeho lopatek.

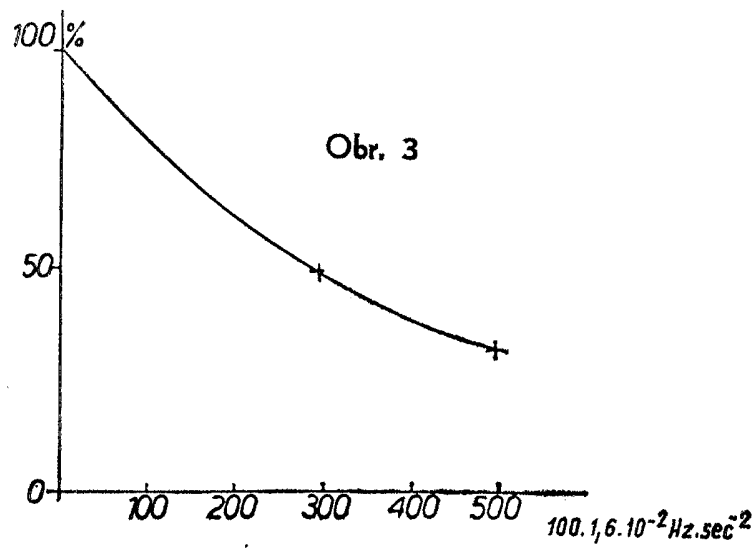
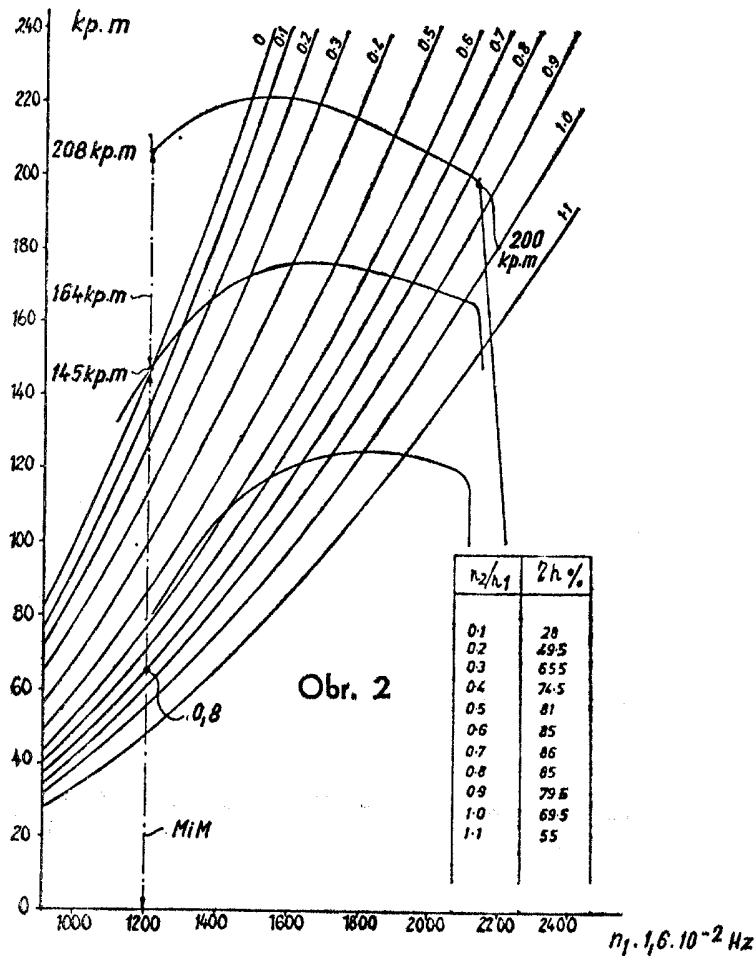
9. Hydrodynamický měnič krouticího momentu podle bodů 1 až 8, vyznačený tím, že axiální trojrozměrná výtoková část (10215) posledního turbinového lopatkového věnce (102) má různé výtokové úhly pro usměrňování toku kapaliny pod stejnými vtokovými úhly podél vtokové hrany čerpadlových lopatek dvourozměrné vtokové části (5014) čerpadlového věnce (50).

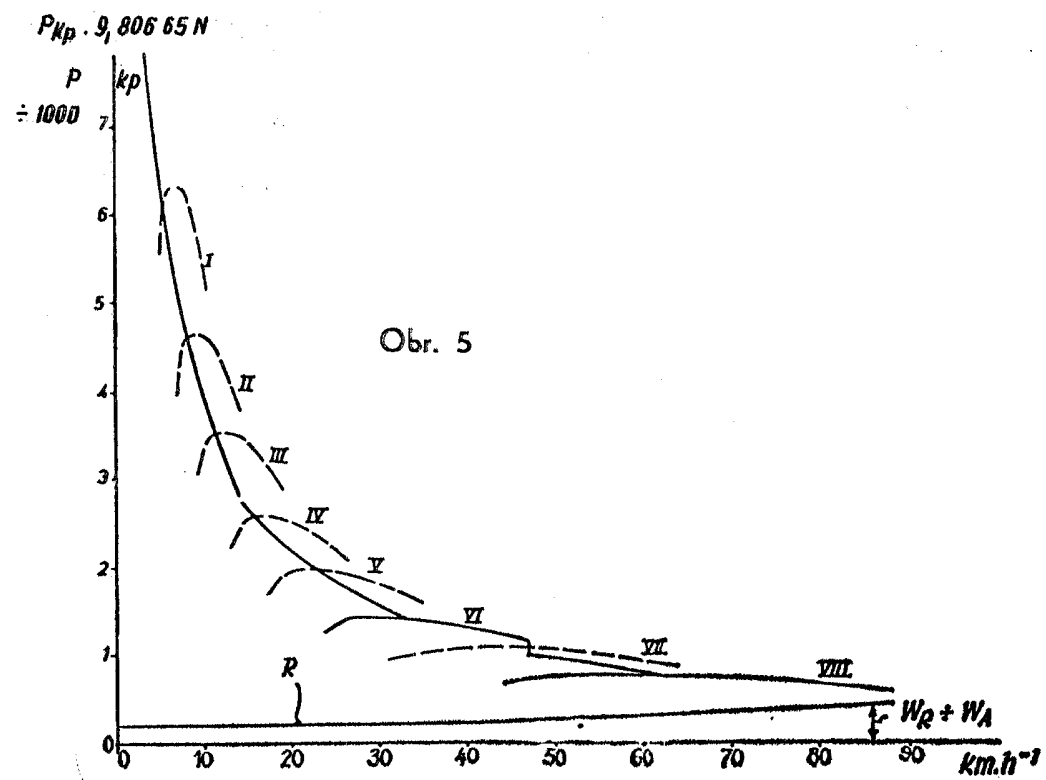
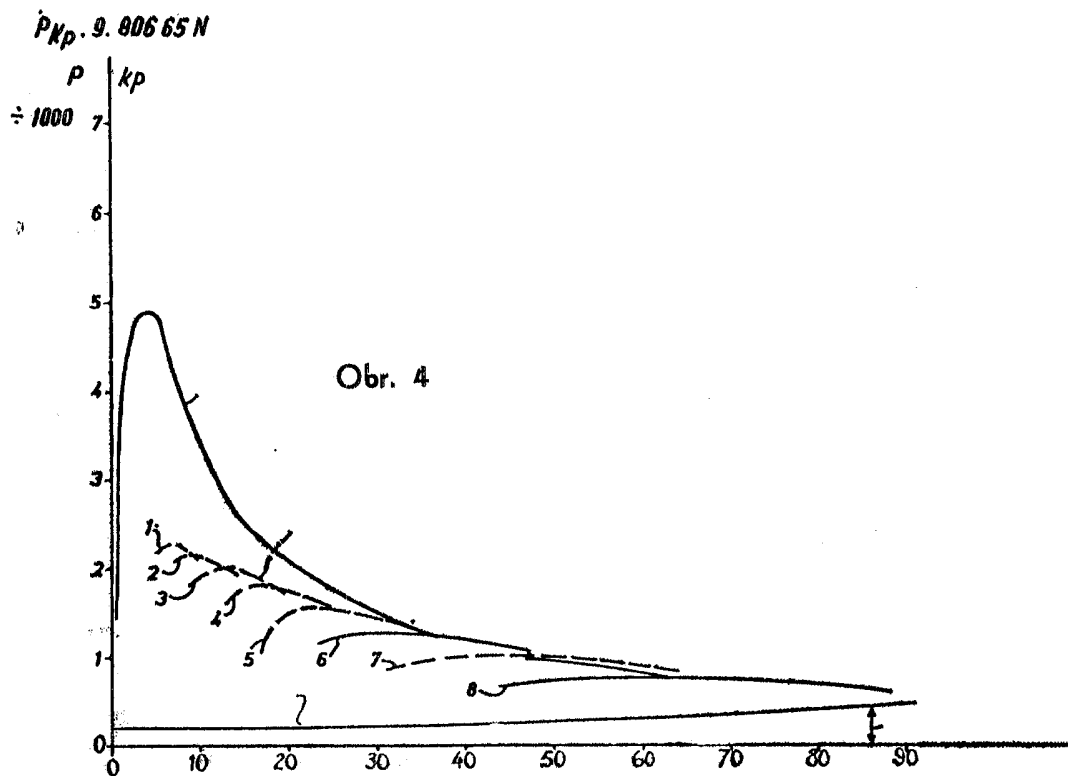
11 listů výkresů

$M_{kp} = 9,806\ 65\ N.m$
 M_i


$M_{kp} \cdot 9,80665 \text{ N.m}$

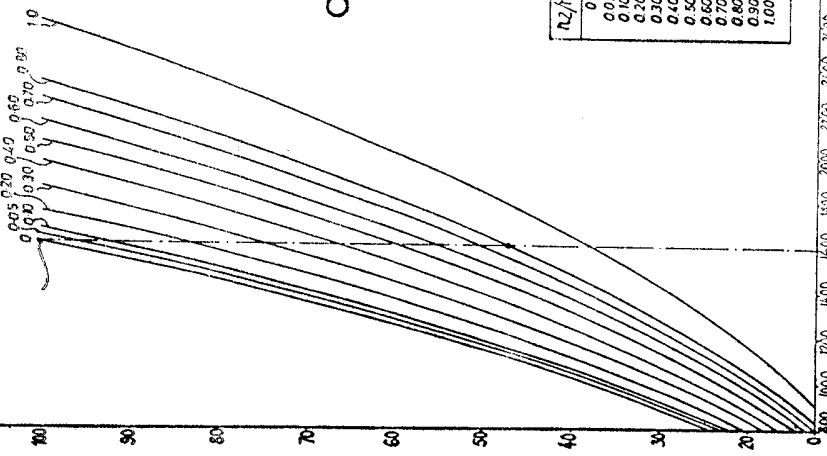
M_i





Mi. 9,806 65 N.m

Mi
kp.m

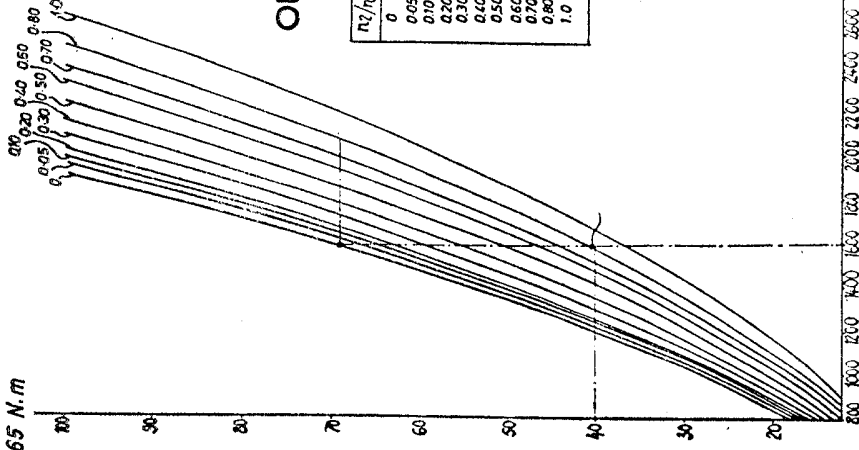


n_2/n_1	$\eta\%$
0	STR 30
0.05	14.6
0.10	28.1
0.20	51
0.30	65.5
0.40	76.0
0.50	80.0
0.60	84.5
0.70	85
0.80	84.5
0.90	80
1.00	70

$\eta_1 \cdot 1,6 \cdot 10^{-2} \text{ Hz}$

Mi. 9,806 65 N.m

Mi
kp.m

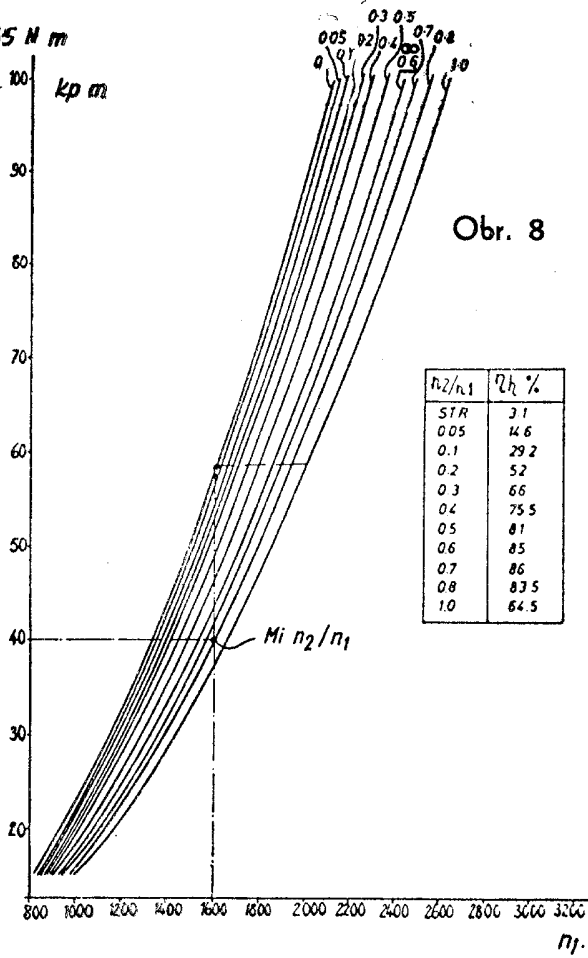
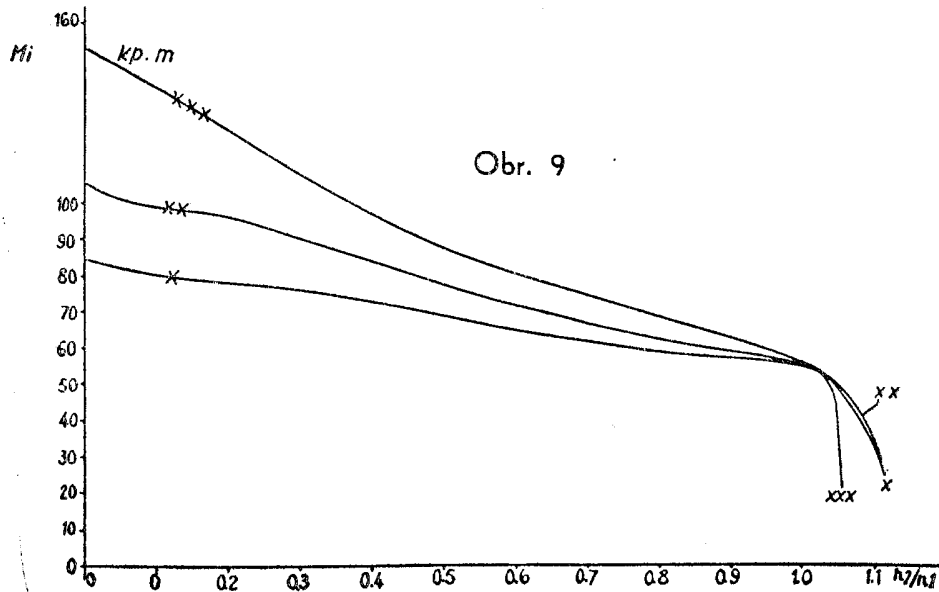


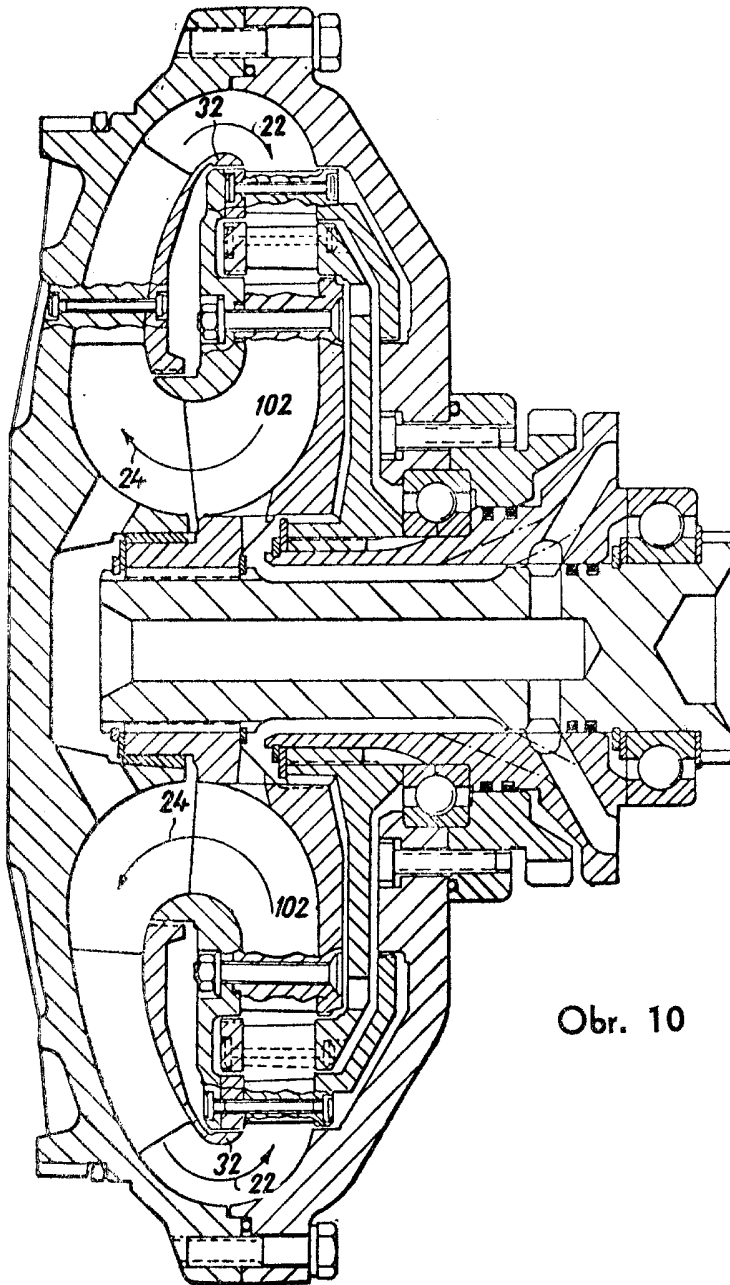
n_2/n_1	$\eta\%$
0	STR 30
0.05	15.4
0.10	28.1
0.20	52
0.30	61.6
0.40	78
0.50	82.8
0.60	85.0
0.70	86.0
0.80	84.0
1.0	67.0

$\eta_1 \cdot 1,6 \cdot 10^{-2} \text{ Hz}$

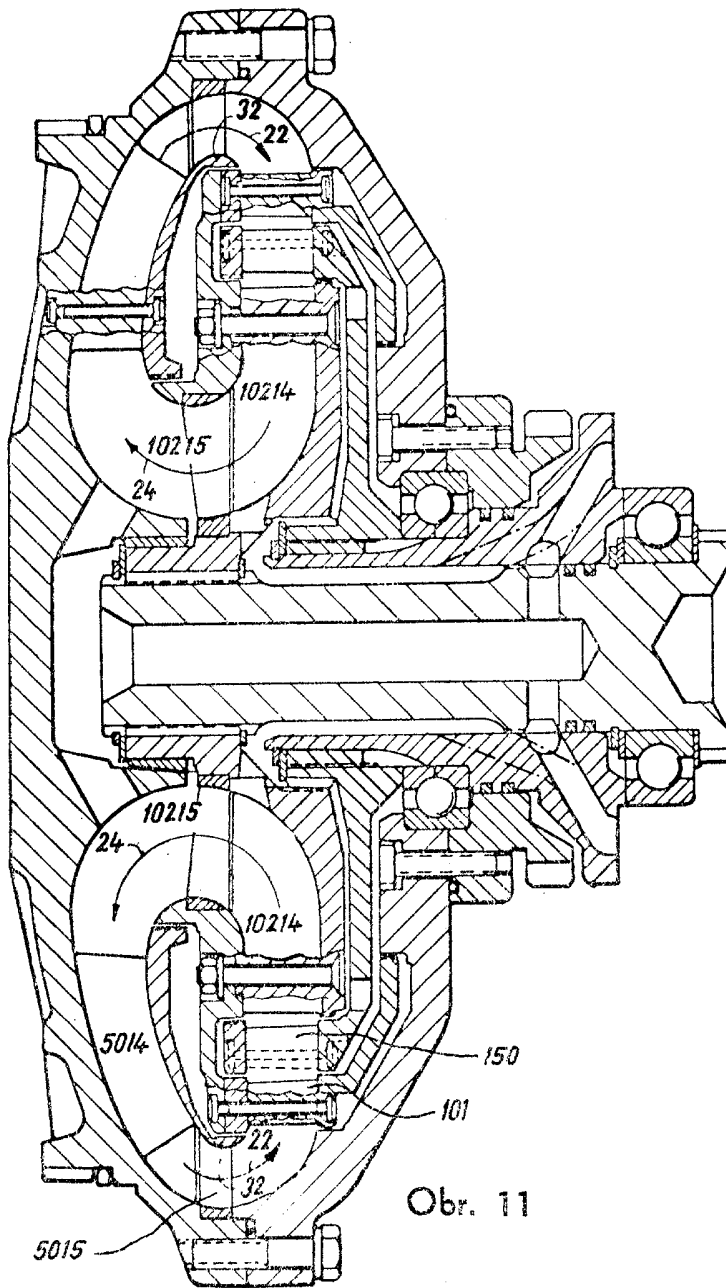
Obr. 7

Obr. 6

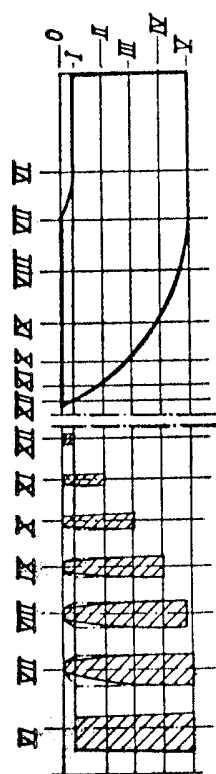
$M_{kp} = 9,80665 \text{ N m}$
 M_i
 $kp \cdot m$

 $M_{kp} = 9,80665 \text{ N.m}$




Obr. 10



Obr. 11



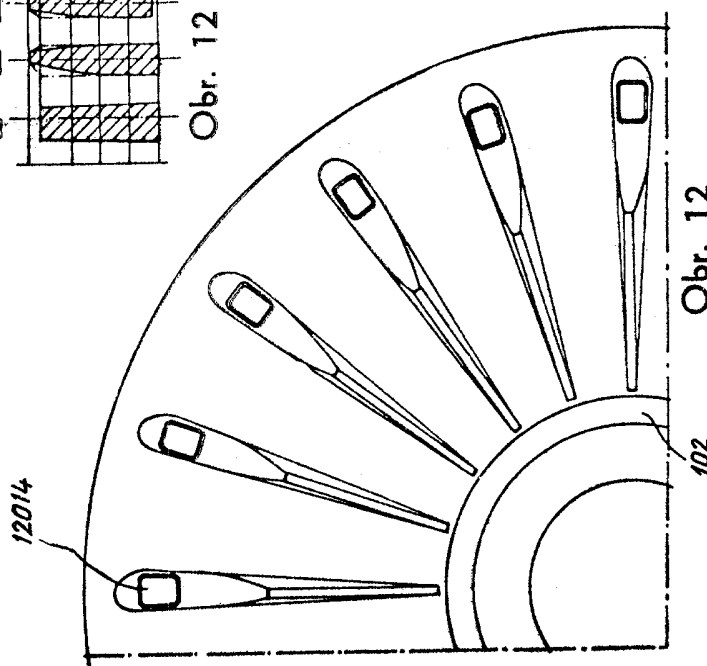
Obr. 12 b



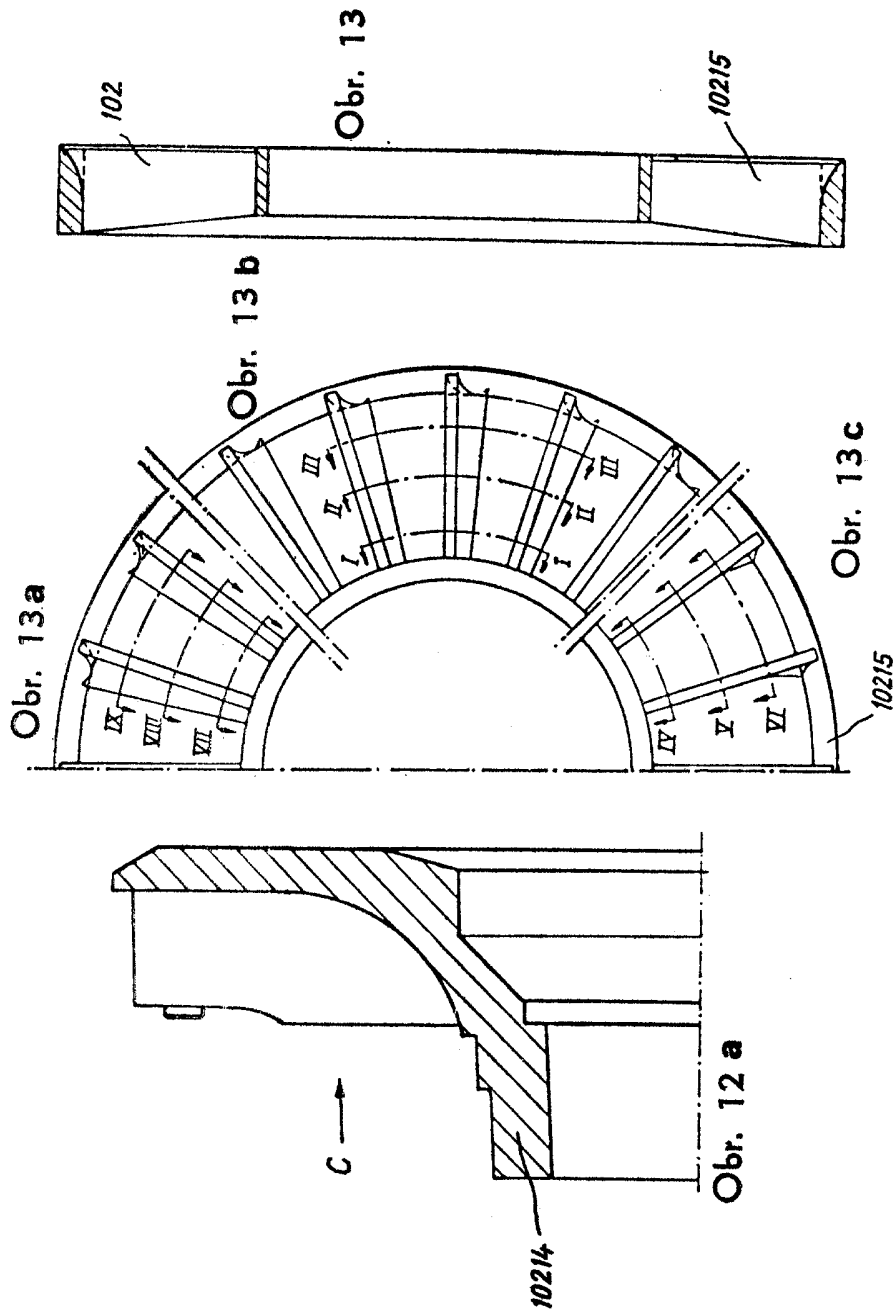
Obr. 12 c

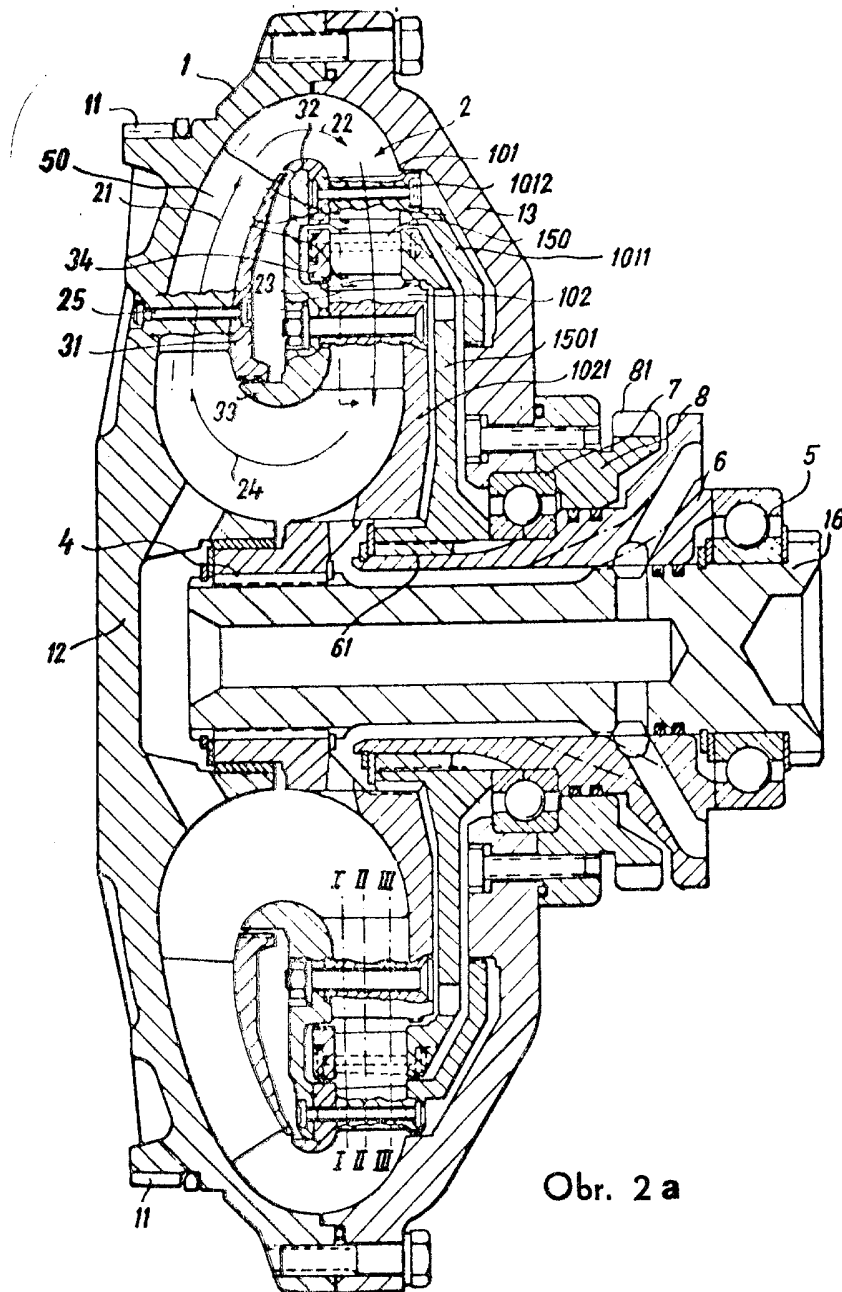


Obr. 12 d

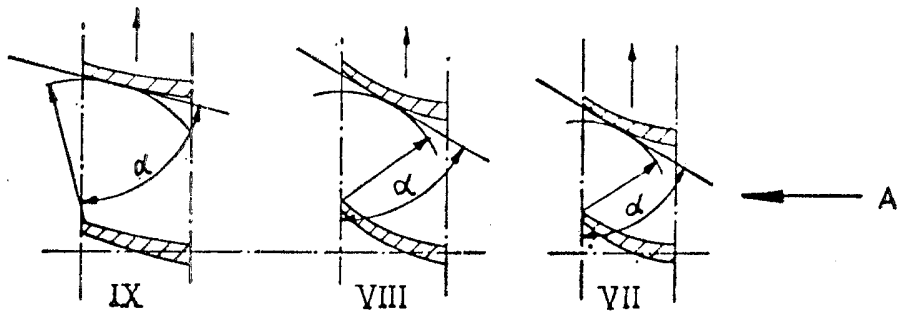


Obr. 12

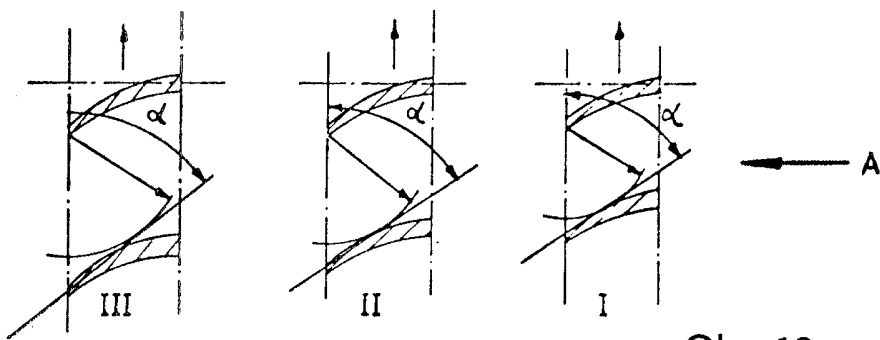




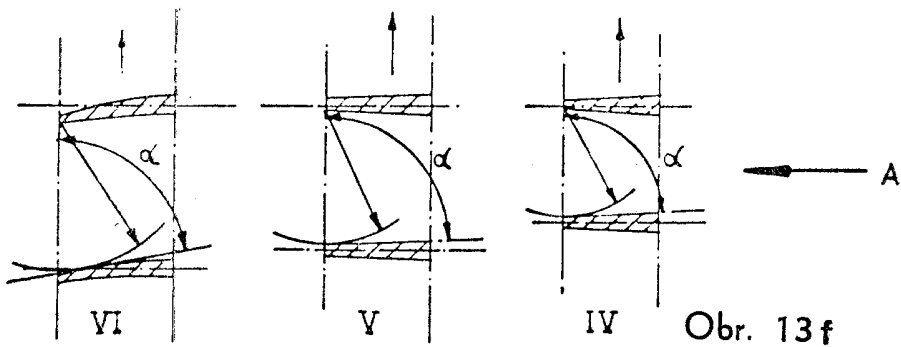
Obr. 2 a



Obr. 13d



Obr. 13e



Obr. 13f