



ÚŘAD PRO VYNÁLEZY
A OBJEVY

POPIS VYNÁLEZU K PATENTU

198174
(11) (82)

(51) Int. Cl.⁵
F 16 H 3/08

(22) Přihlášeno 15 09 75
(21) (PV 6241-75)

(32) (31) (33) Právo přednosti od 21 09 74
(P 24 45 241.3)
Německá spolková republika

(40) Zveřejněno 31 08 79

(45) Vydáno 15 03 83

(72)

Autor vynálezu

KELLER DIETER ing., FRIEDRICHS DORF (NSR)

(73)

Majitel patentu

FICHTEL & SACHS AG, SCHWEINFURT/M. (NSR)

(54) Řaditelná převodovka pro motorová vozidla

1

Vynález se týká řaditelné převodovky pro motorová vozidla, zejména motocykly, obsahující vstupní hřídel, výstupní hřídel, ozubená kola na vstupním hřídeli a další ozubená kola na výstupním hřídeli, která jsou v záběru s ozubenými koly na vstupním hřídeli, přičemž ozubená kola na výstupním hřídeli jsou na tomto hřídeli uložena otočně a s výstupním hřídelem jsou spojena pomocí spojek ve smyslu otáčení.

Takováto řaditelná převodovka pro motocykly je známa. Převodovka se v podstatě skládá ze dvou rovnoběžně vůči sobě uspořádaných převodových hřídelů, na nichž jsou uspořádána ozubená kola, která spolu navzájem zabírají. Přitom je pro každý rychlostní stupeň určena jedna dvojice ozubených kol.

Úkolem vynálezu je vytvořit řaditelnou převodovku s co možná malými výrobními náklady a s co možná malým axiálním rozměrem. Přitom se počítá s přenosem větších výkonů, přičemž není možno použít obvyklého převodového ústrojí s přesuvným klínem, které tvoří současný stav techniky.

Souběžně s tímto současným stavem techniky jsou známy také řaditelné převodovky, u nichž na jednom převodovém hřídeli jsou uspořádána všechna ozubená kola pevně spojená s tímto hřídelem, zatímco ozubená

2

kola na druhém hřídeli jsou uspořádána volně a s pomocí řadicích kol, která jsou na ozubení hřídele axiálně posuvná, mohou být řazena. Takovéto šestirychlostní převodové ústrojí by však vyžadovalo v osovém směru velký prostor pro šest ozubených kol a dále pro šest řadicích drah řadicích kol.

Uvedený úkol je podle vynálezu vyřešen tak, že na předlohovém hřídeli je otočně uložena dvojice ozubených kol, která jsou spolu pevně spojena ve smyslu otáčení a z nichž každé ozubené kolo zabírá vždy s jedním ozubeným kolem otočně uloženým na vstupním hřídeli, přičemž další ozubená kola, uložena na vstupním hřídeli a zabírající s ozubenými koly dvojice ozubených kol předlohového hřídele, jsou pomocí spojky spojitelná se vstupním hřídelem.

Tímto opatřením jsou uvnitř převodovky vytvořeny závislosti, které umožňují zmenšit jak počet použitých ozubených kol vzhledem k dosavadnímu stavu techniky, tak i axiální rozměr převodovky.

Dalším znakem vynálezu je, že na vstupním hřídeli jsou uspořádána tři ozubená kola, z nichž dvě ozubená kola jsou pevně ve smyslu otáčení spolu spojena, přičemž jedno ozubené kolo nebo spolu spojená dvojice ozubených kol jsou pevně spojeny s vý-

stupním hřídelem prostřednictvím posuvového kola.

Podle vynálezu je dále jedno ozubené kolo na předlohovém hřídeli v záběru s nezávislým ozubeným kolem na vstupním hřídeli, přičemž druhé ozubené kolo je v záběru s jedním ze spolu spojených ozubených kol, a na výstupním hřídeli jsou dále uspořádána tři ozubená kola, která jsou v záběru s ozubenými koly vstupního hřídele, přičemž všechna tři ozubená kola jsou volitelně spojitelná s výstupním hřídelem pomocí dvou posuvových kol. Toto uspořádání vyžaduje na výstupním hřídeli jen tři řadicí dráhy v axiální směru, čímž se značně zmenší zastavený prostor v axiálním směru.

Pro zvětšení počtu rychlostních stupňů je podle posledního znaku převodovka uspořádána tak, že je opatřena další řadou ozubených kol, jejíž jedno ozubené kolo je pevně spojeno se vstupním hřídelem a druhé ozubené kolo je prostřednictvím posuvového kola na výstupním hřídeli spojitelné s tímto výstupním hřídelem. Tím se vytvoří řaditelná převodovka s maximálně sedmi stupni, přičemž jen v axiálním směru je třeba umístit jen čtyři ozubená kola, jakož i dvě řadicí kola. Tímto uspořádáním se dosáhne malého zastavovacího rozměru v axiálním směru. Pro dosažení těchto sedmi rychlostních stupňů je třeba dohromady jen deseti ozubených kol.

Vynález je v příkladech provedení blíže znázorněn na přípojených výkresech, kde na obr. 1 je schéma převodovky podle dosavadního stavu techniky, na obr. 2 je schéma převodovky podle vynálezu, na obr. 3 jsou jednotlivé převody s průběhem momentů, který je znázorněn na obr. 4, na obr. 5 až 12 jsou zvláště příznivé řadicí sledy, na obr. 13 je schéma převodovky podle obr. 12 při zařazení druhého stupně a na obr. 14 je řadicí ústrojí ve schematickém znázornění, určené pro volbu převodových stupňů, znázorněné při zařazeném druhém stupni podle obr. 13.

Na obr. 1 je schematicky znázorněno převodové ústrojí podle dosavadního stavu techniky. Převodovka obsahuje vstupní hřídel **A** a výstupní hřídel **B**, jakož i šest dvojic ozubených kol pro dosažení šesti různých převodů. Na jednom hřídeli, například na vstupním hřídeli, jsou všechna ozubená kola uspořádána pevně, zatímco ozubená kola na výstupním hřídeli volně obíhají. Na výstupním hřídeli jsou přidavně k jednotlivým ozubeným kolům ještě uspořádána posuvová kola, která vytvářejí pevné spojení mezi jednotlivými ozubenými koly a výstupním hřídelem. Každé z těchto posuvových kol se může axiálním pohybem na výstupním hřídeli přivést do záběru s dvěma sousedními ozubenými koly.

Jednotlivé převodové stupně takovéto převodovky jsou volně volitelné a mezi jednotlivými převody není žádná souvislost.

Axiální rozměr zastavěného prostoru pro takovouto převodovku je dán jednak rozměrem šesti vedle sebe uspořádaných ozubených kol, jednak dále z rozměru potřebného pro posuvová kola a pro jejich řadicí dráhu. K tomuto rozměru zastavěného prostoru jednotlivých ozubených kol se takto přičítá rozměr tří posuvových kol a šesti řadicích drah. Axiální rozměr zastavěného prostoru takovéto převodovky je tedy značně velký a navíc je pro velké vzdálenosti mezi uloženími třeba velmi masivního hřídele.

Na obr. 2 je schematicky znázorněno převodové ústrojí podle vynálezu. Toto převodové ústrojí obsahuje tři hřídele, tj. vstupní hřídel **1**, výstupní hřídel **2**, jakož i předlohový hřídel **3**. Na předlohovém hřídeli **3** jsou otočně uložena dvě ozubená kola **9**, **10**, pevně ve smyslu otáčení spolu spojená. Na vstupním hřídeli **1** jsou celkem uspořádána čtyři ozubená kola **7**, **8**, **11** a jedno posuvové kolo **4**, přičemž ozubené kolo **11** je volně pohyblivě uspořádáno na vstupním hřídeli **1** a zabírá s ozubeným kolem **10** předlohového hřídele **3**, a obě ozubená kola **7**, **8** jsou spolu pevně ve smyslu otáčení spojena, avšak otočně uložena na vstupním hřídeli **1** a ozubené kolo **8** je v záběru s ozubeným kolem **9** předlohového hřídele **3**, přičemž ozubené kolo **16** je pevně spojeno se vstupním hřídelem **1**. Na výstupním hřídeli **2** jsou uspořádána rovněž čtyři ozubená kola, avšak dvě posuvová kola **5**, **6**. Všechna čtyři ozubená kola **12**, **13**, **14**, **15** výstupního hřídele **2** jsou na tomto hřídeli volně otočně uspořádána a podle volby spojována s tímto výstupním hřídelem **2** oběma posuvovými koly **5**, **6**.

Axiální rozměr zastavěného prostoru takovéto převodovky je tedy dán šířkou čtyř ozubených kol a šířkou dvou posuvových kol a celkem čtyřmi řadicími drahami. Navíc má takováto převodovka oproti dosavadnímu stavu techniky jen deset ozubených kol a umožňuje řazení celkem sedmi převodových stupňů. U sedmirychlostní převodovky podle dosavadního stavu techniky by bylo třeba čtrnácti ozubených kol a čtyř posuvových kol se sedmi řadicími drahami v axiálním směru.

Z obou obr. 3 a 4, které se vzájemně doplňují, znázorňuje obr. 3 schematicky vytvoření převodového ústrojí s jednotlivými převody pomocí ozubených kol a až **d**. Na obr. 4 je znázorněn průběh momentů u této převodovky s údaji o příslušném celkovém převodovém poměru. U údajů o celkovém převodovém poměru jsou patrné závislosti jednotlivých převodových stupňů navzájem u této převodovky. Přitom šipky na obr. 3 udávají příslušné směry pro výpočet převodového poměru. Šipky na obr. 4 udávají směr, ve kterém prochází točivý moment převodovky. Z definice pro celkový převodový poměr podle obr. 4 jsou patrné vzá-

jemné závislosti jednotlivých převodových stupňů.

Tak například je **b k c** jako $(f:e)$. **b k** $(f:e)$. **c**. Proto je závislost mezi **b k** $(f:e)$. **b** podle závislosti **c k** $(f:e)$. **c**. Těmito a jinými závislostmi, v nichž je zcela volně volitelný jen převodový poměr **d**, je dán jen určitý počet možností řešení, které mohou vyhovovat požadavkům účelně odstupňované několikarychlostní převodovky. Tak například u provedení pro silniční vozidlo je dán požadavek, že relativní rychlostní stupně při nižších rychlostech mají být větší než u vyšších rychlostí a že tyto rychlostní stupně směrem k vyšším rychlostem probíhají vždy blíže k sobě. Je-li momentovou křivkou dána pružnost motoru, může být stanoven celkový rozsah převodovky. Na příkladu podle obr. 5 je znázorněno, jak je možno postupovat při výpočtu jednotlivých rychlostních stupňů. U převodovky podle obr. 5 jde o provedení bez obou kol **15, 16**, tj. bez převodového stupně **d**. Tato převodovka umožňuje pomocí tří posuvových kol **4, 5, 6** řadit celkem šest rozdílných převodových stupňů.

Těchto šest převodových rozdílných stupňů je dáno podle obr. 4 **a, b, c**, $(e:f)$. **a**, $(f:e)$. **b**, $(f:e)$. **c**. Jak ukázalo početní stanovení jednotlivých převodových stupňů při zadaných, dále uvedených okrajových podmínkách, je z výběru možností převodových poměrů závislost $(e:f)$. **a** nejnepříznivější, protože nemůže být účelně zařazena. Tuto závislost je nejlépe vypustit. Požadavkem na stále se zmenšující relativní rychlostní stupně směrem k vyšším rychlostem se relativní skok mezi první a třetí rychlostí zvolí stejně velký jako relativní skok mezi druhou a pátou rychlostí. Tím je dáno určení podle obr. 5, podle něhož první rychlost je dána $(f:e)$. **c**, druhá rychlost je dána **c**, třetí rychlost je dána $(f:e)$. **b**, čtvrtá rychlost je dána **a** a pátá rychlost je dána **b**. Relativní skok mezi první a třetí rychlostí, jakož i mezi druhou a pátou rychlostí je dán hodnotou 2,14, přičemž ještě skok mezi druhou a třetí rychlostí může být měněn a pak tedy je určen skok mezi první a druhou rychlostí, jakož i mezi třetí a pátou rychlostí. Zůstává tedy ještě rozdělení relativních rychlostních stupňů mezi třetí a pátou rychlostí. V příkladu zvolené stupňování, vycházející z první rychlosti, má plynule se zmenšující relativní rychlostní stupně.

Celkový rozsah převodu je dán hodnotou 3,22. Anž jsou v podstatě měněny poměry, je snadno možné zvolit celkový rozsah převodovky větší nebo menší.

Na obr. 6, kde se vychází ze stejného základního uspořádání jako u obr. 5, je rozdělení jednotlivých převodových stupňů zvoleno tak, že se vozidlo hodí například zvláště dobře pro použití v terénu. Při takovémto nasazení mohou být relativní rychlostní stupně ve vyšších převodových rych-

lostech zvoleny poněkud větší a nevyžadují žádnou velkou odchylku vůči sobě. U daného provedení jsou relativní skoky mezi druhou a třetí rychlostí, jakož i mezi čtvrtou a pátou rychlostí zvoleny shodné. Tím je účelně dáno i stejné relativní odstupnění mezi třetí a čtvrtou rychlostí. Je tedy třeba zvolit jen relativní skok mezi první a druhou rychlostí. Přitom se první rychlosti přiřadí převodovým poměr **a**, zatímco převodový poměr $(e:f)$. **a** se vypustí, právě tak jako u obr. 5. Za těchto předpokladů jsou ostatní hodnoty prakticky dány samy. Pátá rychlost je představena momentovým průběhem **b**, čtvrtá rychlost momentovým průběhem **c**, druhá a třetí rychlost jsou dány závislostmi $(f:e)$ k hodnotě **b**, popřípadě k hodnotě **c**. Jako celkový rozsah převodového poměru je zvolena hodnota 3,54, která je stanovena proto, že obecně je pro sportovní nasazení takovéhoho vozidla v terénu žádoucí větší rozmezí než u čistě silničního provozu.

Na obr. 7 až 9 se vychází z uspořádání převodovky podle obr. 3, tj. převodový poměr **d** je ponechán. Teoreticky se získá sedm momentových průběhů podle obr. 4, přičemž rovněž podle obr. 5 a 6 se vypustí nejnepříznivější převodový poměr. Takto se ze sedmirychlostního převodového ústrojí vyhledá šest příznivějších převodových poměrů. Pro silniční vozidlo je například podle obr. 7 dána možnost vytvořit relativní rychlostní stupeň mezi druhou a třetí rychlostí stejně velký jako mezi čtvrtou a šestou rychlostí.

Tím je stanovena jak šestá rychlost s momentovým průběhem **b**, čtvrtá rychlost s momentovým průběhem **c**, tak i třetí a druhá rychlost podle závislosti obou na $(f:e)$. První a pátá rychlost mohou být nyní obsaženy volně volitelnými převodovými poměry. I v tomto případě zůstávají jen oba převodové poměry **a, b** pro účelné nasazení, zatímco $(e:f)$. **a** se rovněž vyloučí. Zcela volně volitelné nejsou rovněž oba tyto převodové poměry **a, d**, protože přidavně k závislostem podle obr. 4 je nutno brát ještě další ohledy, například na stanovené osově vzdálenosti tří os **1, 2, 3**. S relativním rychlostním skokem 1,29 mezi **b a c** a celkovým odstupněním 3,2 je dána velmi úzce odstupňovaná silniční převodovka pro vozidlo s malou pružností.

Podle obr. 8 je však dále možné volit relativní stupně mezi **b a c** tak velké, že **c** představuje třetí rychlost, zatímco $(f:e)$. **b** představuje čtvrtou rychlost. Dosud volné rychlosti **1 a 5** se pak rovněž podle obr. 7 odsadí hodnotami **a a d**. Tím se vytvoří v tomto případě úzce odstupňovaná silniční převodovka, která se v relativních rychlostních stupních jen ztěží odlišuje od příkladu na obr. 7.

Podle obr. 9 je šestirychlostní převodovka dimenzována tak, že relativní rychlostní stupně zůstávají od třetí rychlosti stejné.

To znamená, že šestá rychlost je dána hodnotou **b** a pátá rychlost hodnotou **c**. Z toho rovněž nutně vyplývá stanovení třetí a čtvrté rychlosti. Jen první a druhá rychlost jsou volně volitelné a mohou být obsaženy momentovými průběhy **a**, popřípadě **d**. V daném případě je zvolen celkový rozsah v hodnotě 3,7, který ve spojení s poněkud většími a stejnými relativními stupni mezi třetí a šestou rychlostí mají za následek, že převodovka je účelná zejména pro použití v terénu.

Na obr. 10 až 12 jsou blíže znázorněny tři příklady provedení, které berou zřetel na relativně nepříznivý momentový průběh (**e:f**). **a**. Tím se získá sedmirychlostní převodovka z celkem deseti ozubených kol. Podle obr. 10 je relativní rychlostní skok mezi **b** a **c** dán hodnotou 1,6, přičemž je samočinně dán stejný skok mezi (**f:e**). **b** a (**f:e**). **c**. Přitom skok mezi **b** a **c** obsahuje tři rychlostní stupně a mezi oběma ostatními dva rychlostní stupně. Jestliže se nyní momentový průběh **c** přiřadí třetí rychlosti, momentový průběh **b** šesté rychlosti, jakož i momentový průběh (**f:e**). **c** druhé rychlosti a průběh (**f:e**). **b** čtvrté rychlosti, zbývá pro umístění průběhu **a** a (**e:f**). **a** jen pátá, popřípadě sedmá rychlost. Přitom rovněž pro první rychlost zbývá hodnota **d** jako jediný volně volitelný převodový poměr. Nyní se ukazuje, že o sobě nejnepříznivější momentový průběh, (**e:f**). **a**, i v tomto případě může být příznivě zařazen účelnou volbou relativního odstupnění mezi hodnotami **b** a **c**. Jsou dány prakticky tři stejné velké relativní rychlostní stupně mezi čtvrtou a sedmou rychlostí. Relativní rychlostní stupně mezi čtvrtou a první rychlostí sukcesivně vzrůstají. Tím je dáno odstupnění převodového ústrojí, které se při daném dimenzování, v celkovém rozsahu 3,8 může použít nejen pro silniční vozidla, ale také pro terénní vozidla. Jestliže není nezbytně nutné použít sedmé rychlosti, je možno například při použití jako silničního vozidla vyjít s prvním až šestým rychlostním stupněm, zatímco při použití v terénu nebo při motokrosu by byla dostatečná první až pátá rychlost.

Příklad podle obr. 11 ukazuje jak převodové stupně, tak i počty zubů jednotlivých ozubených kol **R**, (vztahové značky 7 až 18

podle obr. 2) v provedení uskutečněném podle příkladu znázorněného na obr. 10. Oproti obr. 10 jsou v tomto případě určité rozdíly, protože počty zubů musí být celými čísly. Bližšího vysvětlení není třeba, protože podstatné bylo vysvětleno u obr. 10.

Na obr. 11 je znázorněna další možnost provedení, podle níž je možno všech sedm rychlostí sedmirychlostní převodovky použít pro převodové ústrojí. V tomto případě má sedmá a šestá rychlost momentový průběh **b**, popřípadě **c**, a pátá a čtvrtá rychlost jsou dány v závislosti na (**f:e**). Relativní rychlostní stupně mezi čtvrtou a sedmou rychlostí jsou tedy stejné. Rozdělením rychlostí 4 až 7 je dán momentový průběh (**e:f**). **a** s možností použití druhé rychlosti. Tím je relativní skok mezi první a druhou rychlostí nepatrně menší než mezi druhou a třetí rychlostí.

Na obr. 13 je znázorněno schéma sedmirychlostní převodovky podle obr. 12, přičemž směr posuvu je znázorněn pro posuvová kola 4, 5 při zařazení druhé rychlosti, kdy je převodový poměr (**e:f**). **a**. Z toho je patrné, že pro zařazení druhé rychlosti se musí přesunout posuvové kolo 4 vpravo, tj. do polohy značené II, a posuvové kolo 5 vlevo, tj. do polohy označené I. Posuvové kolo 6 zůstává ve střední poloze označeno 0.

Pro usnadnění řazení zvoleného rychlostního stupně je na obr. 14 schematicky znázorněno řadicí ústrojí. Na řadicí skříňce 17 je uspořádána řadicí páka 18, kterou může řidič zařazovat rychlosti 1 až 7. Na výstupu řadicí skříňky 17 jsou tři seřizovací členy 4', 5', 6', s jejichž pomocí se mohou příslušná posuvová kola 4, 5, 6 přesouvat, takže řidič zařazuje rychlosti 1 až 7 s pomocí řadicí páky 18. Každý seřizovací člen 4', 5', 6, může být přesunut do tří poloh přičemž v poloze I je posuvové kolo 4 nebo 5 nebo 6 posunuto vlevo a v poloze II je posunuto vpravo. V poloze 0 je dané posuvové kolo 4 nebo 5 nebo 6 ve střední poloze, přičemž žádné ze sousedních ozubených kol není spojeno s daným hřídelem. U polohy seřizovacích členů 4', 5', 6' znázorněné na obr. 14 je u převodovky podle obr. 14 zařazena druhá rychlost s převodovým poměrem (**e:f**). **a**.

PŘEDMĚT VYNÁLEZU

1. Řaditelná převodovka pro motorová vozidla, zejména pro motocykly, obsahující vstupní hřídel, výstupní hřídel, předlokový hřídel, ozubená kola na výstupním hřídeli a ozubená kola výstupního hřídele, zabírající s ozubenými koly vstupního hřídele, přičemž ozubená kola výstupního hřídele jsou na tomto hřídeli uložena otočně nebo s ním pevně spojena ve smyslu otáčení pomocí spojek, vyznačená tím, že na předlohovém hřídeli (3) je otočně uložena dvojice ozubených kol (9, 10) spolu pevně ve smyslu otáčení spojených, kterážto ozubená kola (9, 10) jsou v záběru vždy s jedním ozubeným kolem (8, 11) otočně uloženy na vstupním hřídeli (1), přičemž další ozubená kola (8, 11), uložená na vstupním hřídeli (1) a zabírající s ozubenými koly (9, 10) dvojice na předlohovém hřídeli (3), jsou pomocí spojky spojitelná se vstupním hřídelem (1).

2. Řaditelná převodovka podle bodu 1, vyznačená tím, že na vstupním hřídeli (1) jsou uspořádána tři ozubená kola (7, 8, 11), z nichž dvě ozubená kola (7, 8) jsou pevně ve smyslu otáčení spolu spojena, přičemž jedno ozubené kolo (11) nebo spolu

spojená dvojice ozubených kol (7, 8) jsou pevně spojeny s výstupním hřídelem (1) prostřednictvím posuvového kola (4).

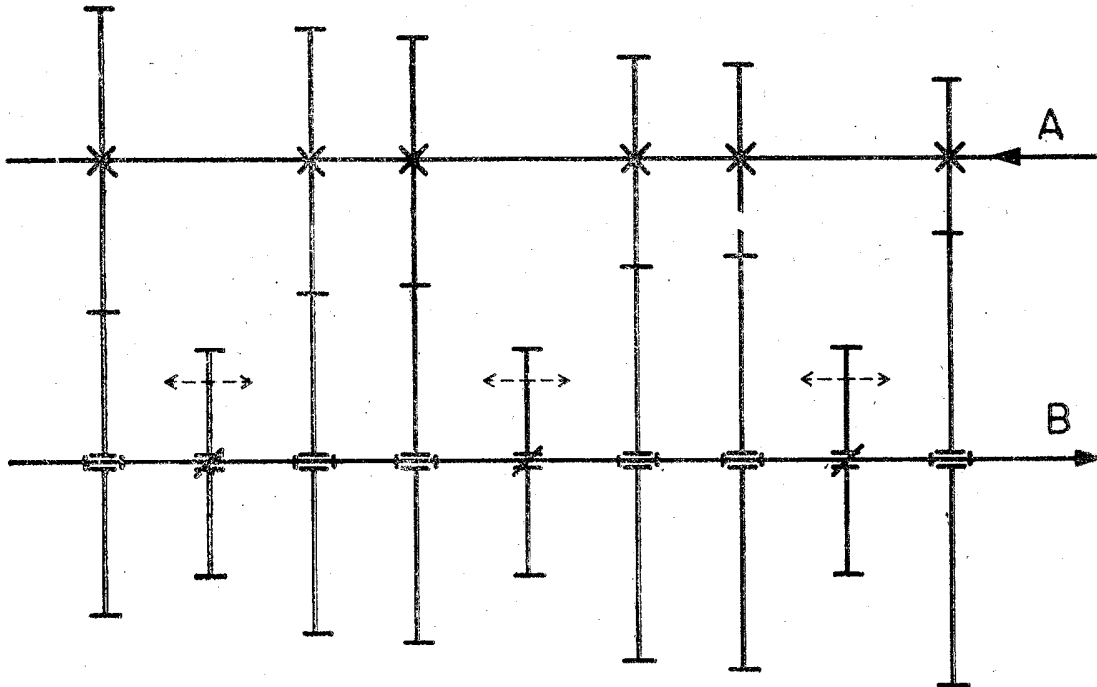
3. Řaditelná převodovka podle bodů 1 a 2, vyznačená tím, že jedno ozubené kolo (10) předlohového hřídele (3) je v záběru s ozubeným kolem (11) na vstupním hřídeli (1) a druhé ozubené kolo (9) je v záběru s jedním z obou spolu spojených ozubených kol (7, 8).

4. Řaditelná převodovka podle bodů 1 až 3, vyznačená tím, že na výstupním hřídeli (2) jsou uspořádána tři ozubená kola (12, 13, 14), která jsou v záběru s ozubenými koly (11, 8, 7), vstupního hřídele (1), přičemž všechna tři ozubená kola (12, 13, 14) jsou pevně ve smyslu otáčení volitelně spojitelná s výstupním hřídelem (2) pomocí dvou posuvových kol (5, 6).

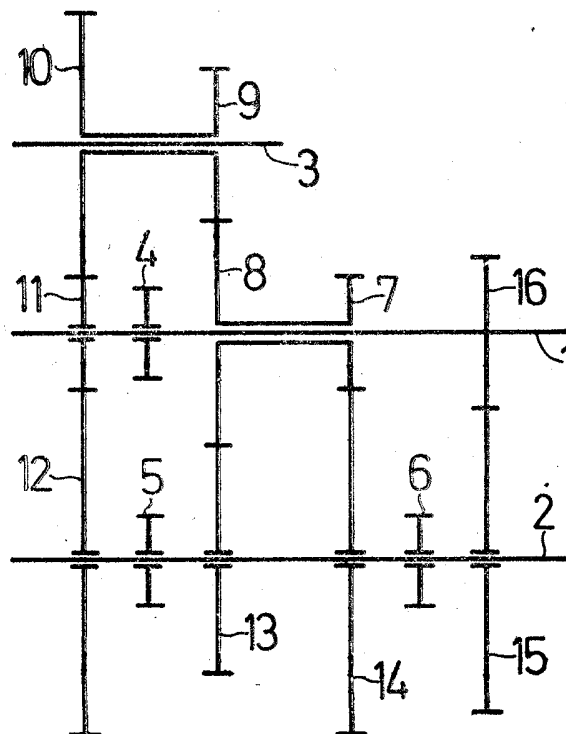
5. Řaditelná převodovka podle bodů 1 až 4, vyznačená tím, že je opatřena další řadou ozubených kol (15, 16), jejíž jedno ozubené kolo (16) je pevně spojeno se vstupním hřídelem (1) a druhé ozubené kolo (15) je prostřednictvím posuvového kola (6) na výstupním hřídeli (2) spojitelné s tímto výstupním hřídelem (2).

7 listů výkresů

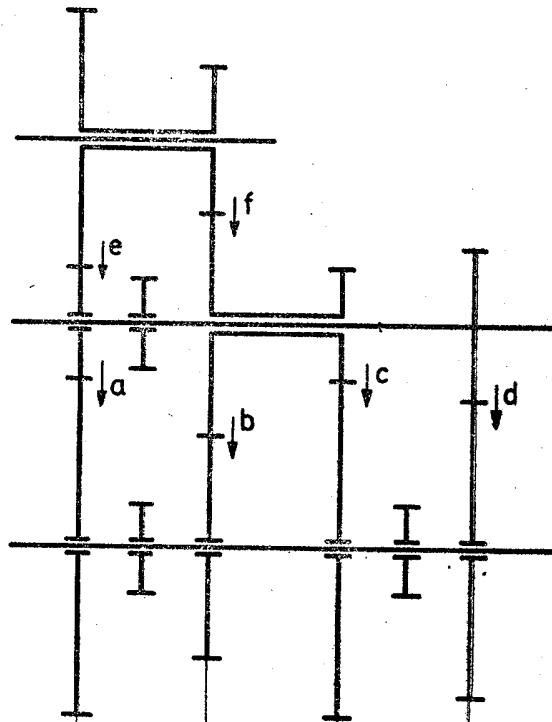
Obr. 1



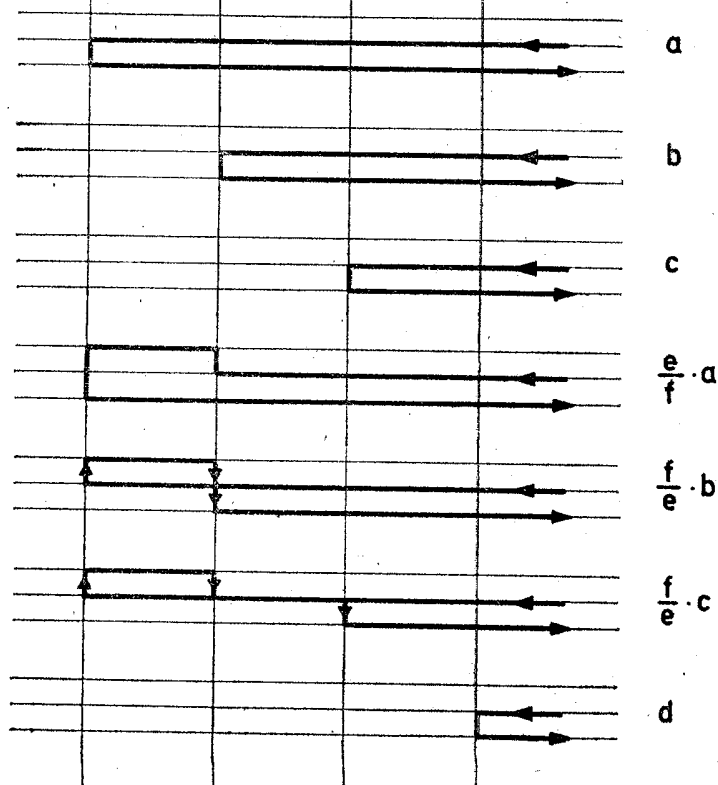
Obr. 2



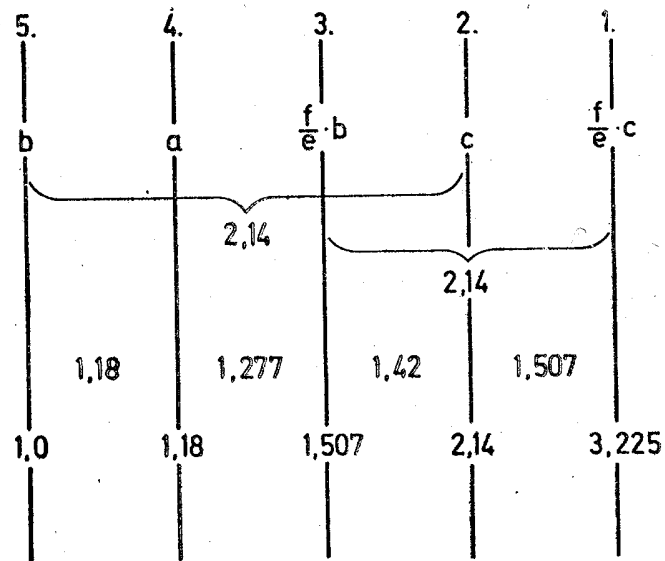
Obr. 3



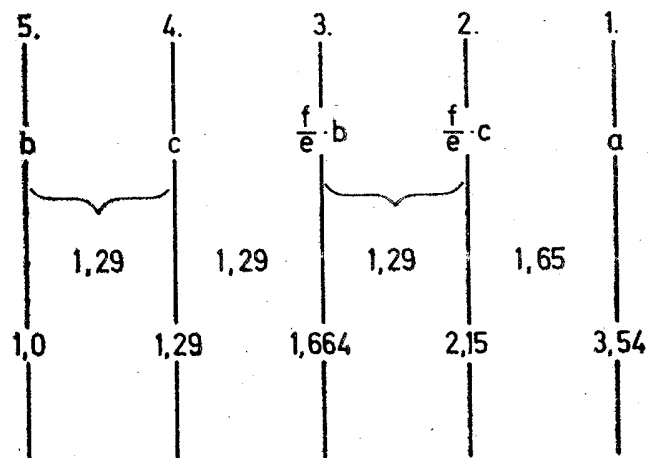
Obr. 4



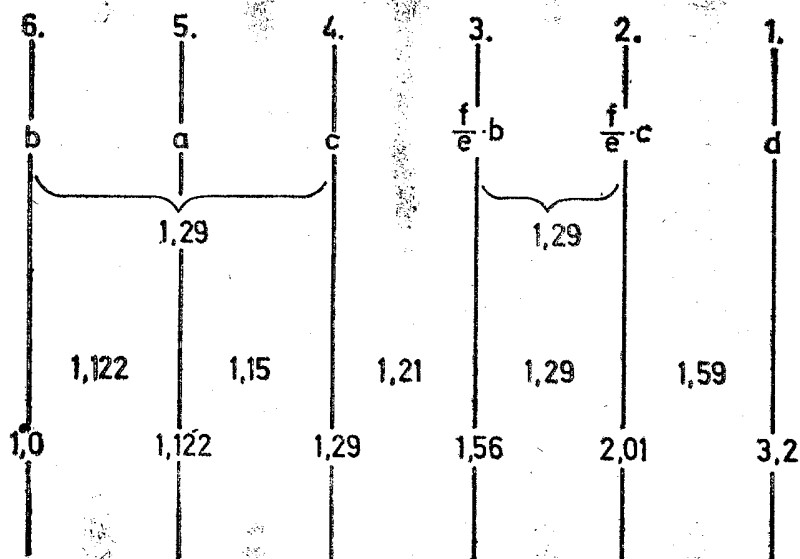
Obr. 5



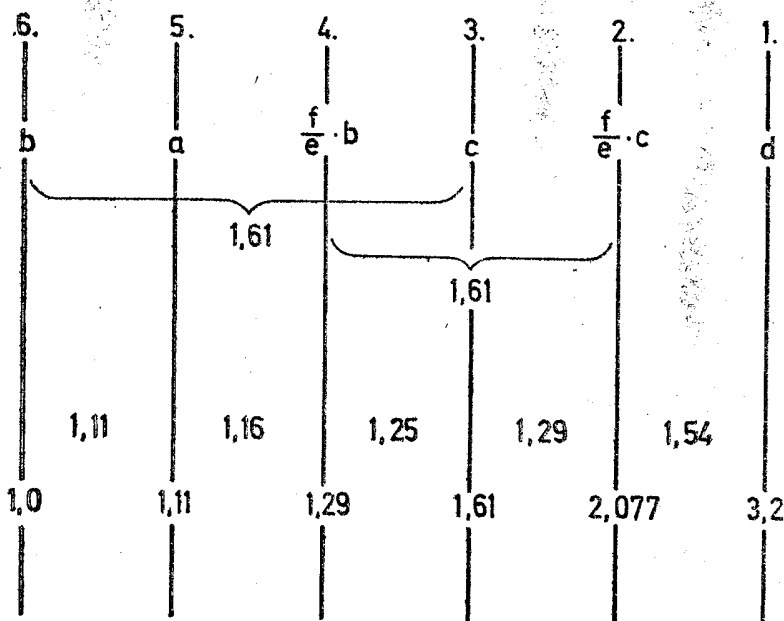
Obr. 6



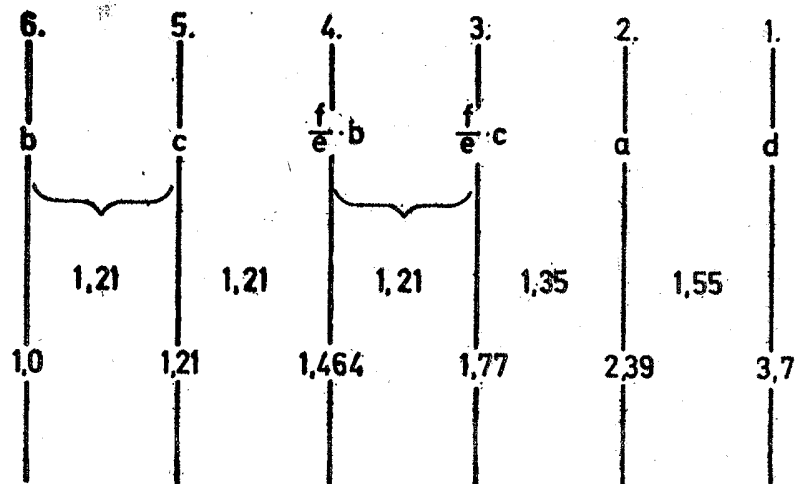
Obr. 7



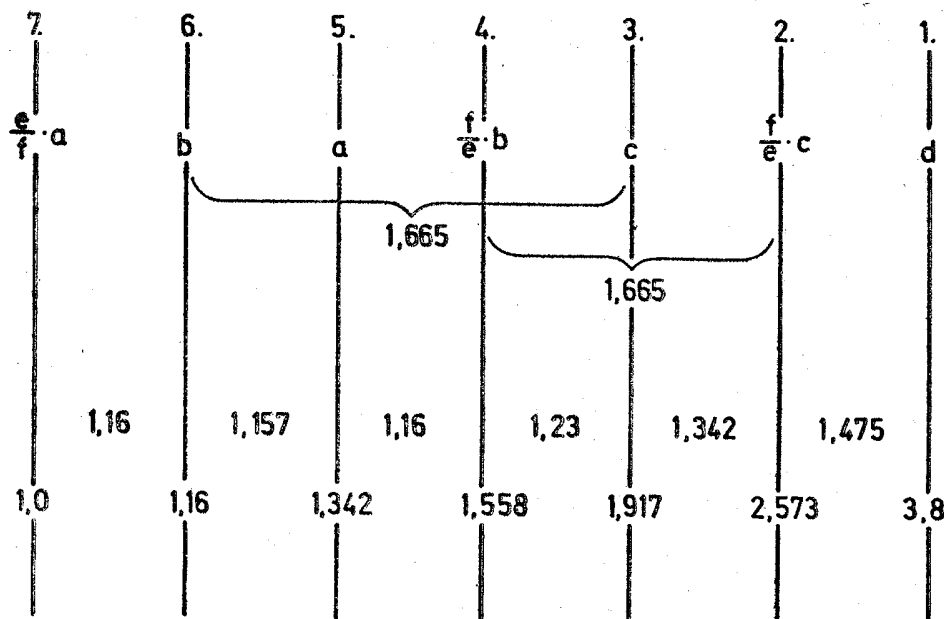
Obr. 8



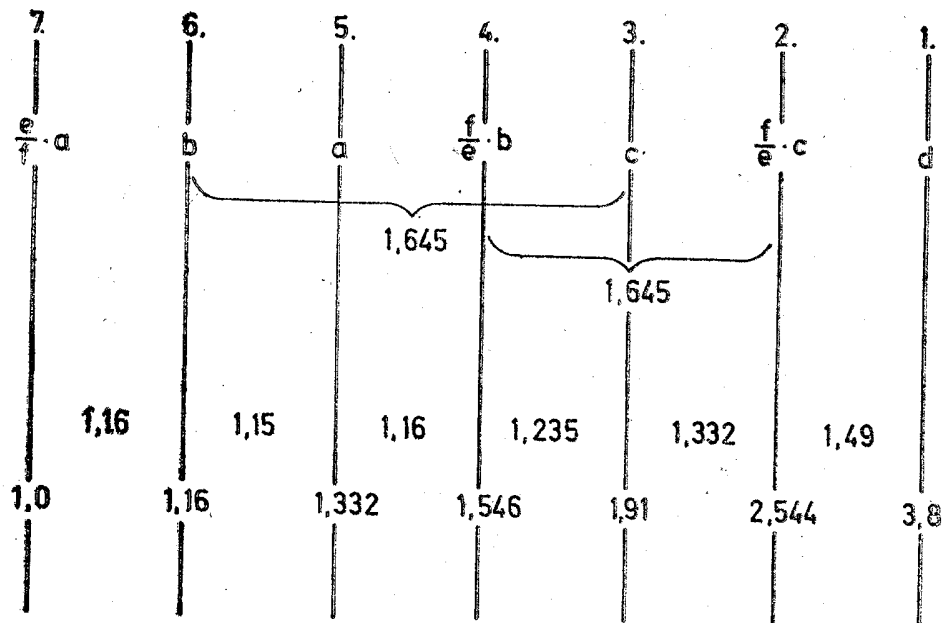
Obr. 9



Obr. 10

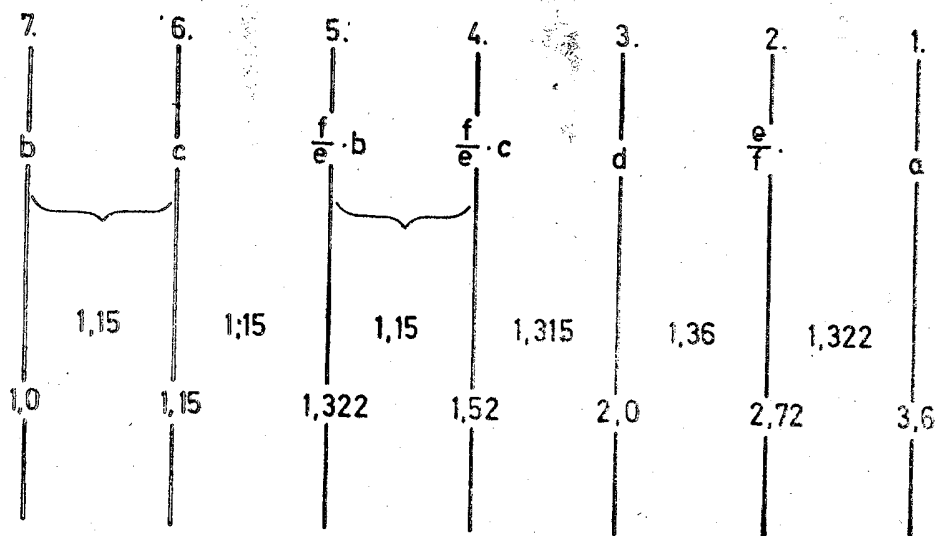


Obr. 11

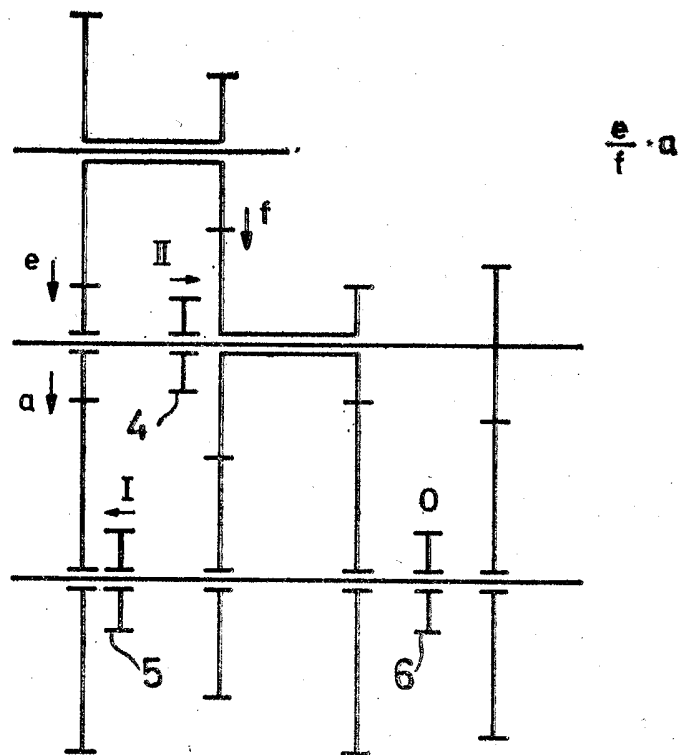


R	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Z	22	30	15	18	27	30	29	35	38	12

Obr. 12



Obr. 13



Obr. 14

