

ČESKOSLOVENSKÁ
SOCIALISTICKÁ
REPUBLIKA
(19)



ÚŘAD PRO VYNÁLEZY
A OBJEVY

POPIS VYNÁLEZU K AUTORSKÉMU OSVĚDČENÍ

233449

(11)

(B1)

(22) Přihlášeno 11 11 83
(21) (PV 8314-83)

(51) Int. Cl.³
F 16 H 1/06

(40) Zveřejněno 13 08 84

(45) Vydáno 15 08 86

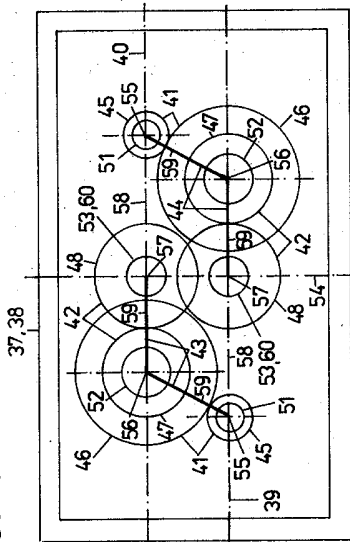
(75)
Autor vynálezu

MAREŠ VÁCLAV, KRATOCHVÍL JAN, HORN LEOŠ, NOVÝ BOHUMIL ing., PLZEŇ

(54) Převodovka s čelními ozubenými soukolími pro pohon vícestolicových tandemových zařízení pro válcování plechu za studena

Vynález řeší konstrukci převodovky s čelními ozubenými soukolími pro pohon vícestolicových zařízení pro válcování plechu za studena. Konstrukčním řešením převodovky podle vynálezu je vyřešeno provedení tělesa převodovky a uspořádání dvou čelních ozubených soukolí, vytvořených v každé ze dvou převodových větví, způsobem umožňujícím použití převodovky jako reduktoru nebo multiplikátoru.

Obr. 1



Vynález řeší konstrukci převodovky s čelními ozubenými soukolími pro pohon vícečetných zařízení pro válcování plechu za studena. Konstrukčním řešením podle vynálezu je vyřešeno provedení tělesa převodovky a uspořádání čelních ozubených soukolí v převodovce ve dvou převodových větvích umožňujících použití převodovky jako reduktoru nebo multiplikátoru. Až dosud je jedním ze známých řešení, používaných k pohonu kvartostolice, převodovka poháněná dvěma vedle sebe umístěnými elektromotory a obstarávající pohon dvou válců kvartostolice. Převodovka sestává ze dvou vstupních hřídelů spojených napevno s prvním čelním ozubeným kolem, zabírajícím do druhého čelního ozubeného kola upevněného na výstupním hřídeli. Osy vstupních hřídelů jsou rovnoběžné a rovina jimi vytvořená je vodorovná. Osy výstupních hřídelů jsou také rovnoběžné a rovina jimi proložená je svislá.

Vzhledem k tomu, že poloviční součet průměrů druhých čelních ozubených kol je větší než vzdálenost os výstupních hřídelů, jsou druhá čelní ozubená kola vůči sobě stranově přesunuta. Tímto uspořádáním druhých čelních ozubených kol v převodovce je sice umožněno použít menší vzdálenost os výstupních hřídelů, a tím i menší vzdálenost os válců kvartostolice, než je uvedený poloviční součet průměrů druhých čelních ozubených kol, touto vzdáleností je však limitován průměr druhého čelního ozubeného kola a průměr výstupního hřídele, jejichž poloviční součet musí být menší než vzdálenost.

Převodovka sestává ze dvou stejných čelních ozubených soukolí, kde vzdálenost jejich os tvoří první a druhou převodovou větev, převodovka je tedy dvouvětвовá. Nevýhoda takto řešené převodovky spočívá v tom, že ji lze využít jen pro vytvoření převodových poměrů $i < 1$, tj. pro převodovky do rychla, u kterých jsou otáčky vstupního hřídele menší než otáčky výstupního hřídele.

Jako příklad je uvedeno využití takto řešené převodovky pro vzdálenost os vstupního a výstupního hřídele rovnou 860 mm, pro vzdálenost os výstupních hřídelů rovnou 490 mm, pro průměr výstupního hřídele rovný 260 mm a pro vzdálenost os vstupních hřídelů rovnou 1 650 mm.

Podle výpočtu, který na tomto místě není třeba uvádět, neboť je známý, je možno zjistit, že největší převodový poměr i , jehož lze touto převodovkou 10 dosáhnout, je roven hodnotě $i = 0,70$. Větších převodových poměrů i , zvláště pak převodových poměrů $i > 1$, tj. převodových poměrů do pomalu, u kterých jsou otáčky vstupního hřídele, 11 větší než otáčky výstupního hřídele 14, nelze převodovkou 10 dosáhnout.

Jiné známé řešení převodovky pro pohon kvartostolice je takové, kde je každá z obou převodových větví vytvořena jedním čelním ozubeným soukolím. Rovina určená osami vstupního a výstupního hřídele první převodové větve je vodorovná, rovina určená osami vstupního a výstupního hřídele druhé převodové větve je rovněž vodorovná. Vzdálenosti os vstupního a výstupního hřídele obou převodových větví jsou rovny 860 mm jako u převodovky dříve uvedené, vzdálenost obou rovin je 490 mm a průměr výstupních hřídelů je 260 mm.

Pro takto stanovené parametry převodovky je nejvýše dosažitelný převodový poměr i rovněž roven hodnotě $i = 0,70$. Zmenšením vzdálenosti os vstupního a výstupního hřídele lze u obou převodových větví například na 558 mm dosáhnout maximálního převodového poměru $i = 1,8$. Velkou nevýhodou zmenšování vzdálenosti os vstupního a výstupního hřídele je však snížení výkonu, který lze převodovkou přenášet. Aby převodovkou, konstruovanou pro převodový poměr $i = 1,8$, bylo možné čelními ozubenými soukolími přenášet vyšší výkon, bylo by nutné vytvořit jinou převodovku s větší vzdáleností os vstupního a výstupního hřídele obou převodových větví a s větší vzdáleností obou rovin, důsledkem čehož by bylo i zvětšení hmotnosti, a tím i výrobních nákladů jak převodovky, tak i kvartostolice.

Nevýhody řešení dosavadních výše uvedených převodovek odstraňuje řešení převodovky podle dále popsaného vynálezu, jehož podstata spočívá v tom, že převodovka sestává z trojdílného tělesa, děleného ve spodní a horní dělicí rovině, ve kterých jsou uložena dvě čelní ozubená soukolí, vytvořená v každé ze dvou převodových větví, přičemž první čelní ozubené soukolí obou převodových větví sestává ze vstupního hřídele, pevně spojeného s ozubeným kolem, zabírajícím do prvního ozubeného kola, pevně na jedné straně spojeného s předlohovým hřídelem, na jehož druhé straně je naklínováno druhé ozubené kolo, druhého čelního ozubeného soukolí, zabírající do ozubeného kola, pevně spojeného s výstupním hřídelem, přičemž vstupní hřídel první převodové větve je uložen ve spodní vodorovné dělicí rovině, vstupní hřídel druhé převodové větve je uložen v horní vodorovné dělicí rovině, předlohový hřídel a výstupní hřídel první převodové větve je uložen v horní vodorovné dělicí rovině, předlohový hřídel a výstupní hřídel druhé převodové větve je uložen ve spodní vodorovné dělicí rovině, přičemž rovina proložená osami obou výstupních hřídelů je svislá, vzdálenosti os obou vstupních hřídelů od svislé roviny jsou stejné, vzdálenosti os obou předlohových hřídelů od svislé roviny jsou rovněž stejné, rovnají se vzdálenostem os mezi vstupními a předlohovými hřídeli.

Řešením převodovky podle tohoto vynálezu je každá převodová větev vytvořena dvěma čelními ozubenými soukolími, což umožňuje na rozdíl od řešení dosavadních převodovek vytvořit vhodnou změnu převodového poměru i jednoho nebo obou čelních ozubených soukolí široký rozsah převodových poměrů i do rychla nebo do pomala při použití jednoho a téhož tělesa převodovky, tj. tělesa převodovky s konstantním vrtáním ložiskových otvorů pro uložení hřídelů čelních ozubených soukolí.

Přitom uspořádání čelních ozubených soukolí v převodovce podle vynálezu umožňuje takovou konstrukci převodovky, která v souladu s požadovanou malou vzdáleností os válců kvartostolice má odpovídající malou vzdálenost os výstupních hřídelů a přitom umožňuje přenesení podstatně vyšších výkonů, než jaké je možno přenášet dosavadními rozměrnějšími převodovkami. Přenos vyšších výkonů novou převodovkou podle tohoto vynálezu se při srovnání s dosavadními rozměrnějšími převodovkami projevuje snížením výrobních nákladů nové převodovky i kvartostolice.

Převodovka podle tohoto vynálezu je schematicky znázorněna v nárysu a v půdorysu na obr. 1 a 2.

Jak je zřejmé z obr. 1 a 2 sestává převodovka 37 z trojdílného tělesa 38 děleného ve dvou vodorovných rovnoběžných rovinách 39 a 40, ve kterých jsou uloženy hřídele 50, 51 a 52 čelních ozubených soukolí 41 a 42. Soukolí 41 a 42 jsou v převodovce 37 uspořádána ve dvou převodových větvích 43 a 44, z nichž každá větev 43 a 44 je vytvořena dvěma zmíněnými soukolími 41 a 42. První čelní ozubené soukolí 41 obou převodových větví 43 a 44 sestává ze vstupního hřídele 51, pevně spojeného s ozubeným kolem 45, zabírajícím do prvního ozubeného kola 46, umístěného na jedné straně 49 předlohového hřídele 52 a s ním pevně spojeného.

Na druhé straně 50 předlohového hřídele 52 je naklínováno druhé ozubené kolo 47, které zabírá do ozubeného kola 48, pevně spojeného s výstupním hřídelem 53. Vstupní hřídel 51 první převodové větve 43 je uložen ve spodní dělicí rovině 39, vstupní hřídel 51 druhé převodové větve 44 je uložen v horní dělicí rovině 40. Předlohový hřídel 52 a výstupní hřídel 53 první převodové větve 43 je uložen v horní dělicí rovině 40, předlohový hřídel 52 a výstupní hřídel 53 druhé převodové větve 44 je uložen ve spodní dělicí rovině 39. Rovina 54 proložená osami výstupních hřídelů 57 je svislá. Vzdálenosti 58 os vstupních hřídelů 55 od roviny 54 jsou stejné. Rovněž vzdálenosti 59 os předlohových hřídelů 56 od svislé roviny 54 jsou stejné a rovnají se vzdálenostem 59 os mezi vstupními a předlohovými hřídeli 55 a 56.

Pro porovnání převodovky 37 podle obr. 5 a 6 s převodovkou 10 podle obr. 1 a 2 je jako příklad v dalším textu uvedeno využití převodovky 37 pro vzdálenost 58 os vstupních hřídelů 55 od svislé roviny 54 rovnou 825 mm, pro vzdálenost 52 os předlohových hřídelů 56 od svislé roviny 54 rovnou vzdálenosti 52 os mezi vstupními a předlohovými hřídeli 55, 56 rovnou 558 mm, pro vzdálenost os výstupních hřídelů 57, 57 rovnou 490 mm a pro průměr výstupního hřídele 60 rovný 260 mm.

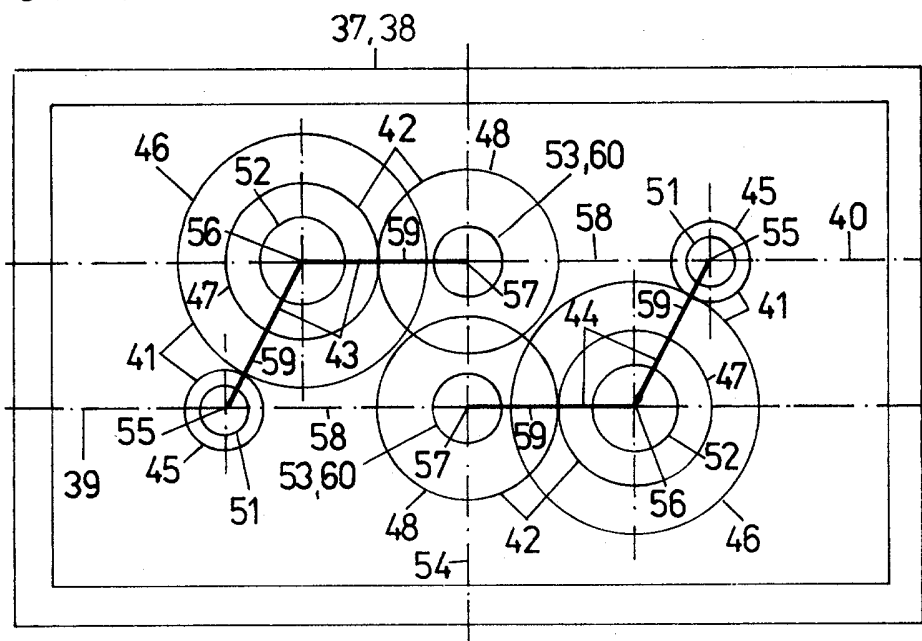
Podle výpočtu, který na tomto místě není třeba uvádět, neboť je známý, je možno zjistit, že největší převodový poměr i_1 , kterého lze dosáhnout prvním čelním ozubeným soukolím 41 je $i_1 = 3,29$, největší převodový poměr i_2 dosažitelný druhým čelním ozubeným soukolím 42 je $i_2 = 1,29$, takže největší celkový převodový poměr i dosažitelný oběma čelními ozubenými soukolími 41 a 42 je $i = i_1 \cdot i_2 = 3,29 \cdot 1,29 = 4,24$.

Nejmenší převodový poměr i dosažitelný převodovkou 37, který je odvislý od maximálně přípustného dovoleného vstupního hřídele 51, je asi $i = 0,16$. Soukolí s tímto převodovým poměrem $i = 0,16$ nejsou na obr. 5 a 6 znázorněna, aby nebyla narušena přehlednost těchto výkresů, jejich vytvoření u převodovky 37 je však i bez znázornění zřejmé. Celkový rozsah převodových poměrů i dosažitelný převodovkou 37 při použití jednoho a téhož tělesa převodovky 38 je tedy $i = 0,16$ až 4,24, zatímco rozsah převodových poměrů i dosažitelný první uváděnou známou převodovkou je pouze $i = 0,16$ až 0,70. Přitom hmotnost, a tím i výrobní náklady na převodovku 37 jsou nižší a maximálně přípustný výkon přenášený převodovkou 37 je větší než u dosavadní první převodovky.

P R E D M Ě T V Y N Á L E Z U

Převodovka pro pohon vícestolicových tandemových zařízení pro válcování plechu za studena, vyznačující se tím, že sestává z trojdílného tělesa (38) děleného ve spodní a horní vodorovné dělicí rovině (39, 40), ve kterých jsou uložena dvě čelní ozubená soukolí (41, 42), tvořící dvě převodové větve (43, 44), přičemž první čelní ozubené soukolí (41) obou převodových větví (43, 44) sestává ze vstupního hřídele (51), pevně spojeného s ozubeným kolem (45), zabírajícím do prvního ozubeného kola (46), pevně na jedné straně (49) spojeného s předlohovým hřídelem (52), na jehož druhé straně (50) je naklínováno druhé ozubené kolo (47) druhého čelního ozubeného soukolí (42), zabírajícího do ozubeného kola (48), pevně spojeného s výstupním hřídelem (53), přičemž vstupní hřídel (51) první převodové větve (43) je uložen ve spodní vodorovné dělicí rovině (39), vstupní hřídel (51) druhé převodové větve (44) je uložen v horní vodorovné dělicí rovině (40), předlohový hřídel (52) a výstupní hřídel (53) první převodové větve (43) je uložen v horní vodorovné dělicí rovině (40), předlohový hřídel (52) a výstupní hřídel (53) druhé převodové větve (44) je uložen ve spodní vodorovné dělicí rovině (39), přičemž rovina (54) proložená osami obou výstupních hřídelů (57, 57) je svislá, vzdálenosti (58) os obou vstupních hřídelů (55) od svislé roviny (54) jsou stejné, vzdálenosti (59) os obou předlohových hřídelů (56) od svislé roviny (54) jsou rovněž stejné a rovnají se vzdálenostem (59) os mezi vstupními a předlohovými hřídeli (55, 56).

Obr. 1



Obr. 2

