



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

POHONNÉ SYSTÉMY POJEZDOVÝCH ÚSTROJÍ MOBILNÍCH PRACOVNÍCH STROJŮ

DRIVE SYSTEMS WHEELING MECHANISMS OF MOBILE WORKING MACHINES

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

VÍT KOUKAL

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

DOC. ING. MIROSLAV ŠKOPÁN, CSC

BRNO 2015

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2014/2015

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Vít Koukal

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Stavba strojů a zařízení (2302R016)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Pohonné systémy pojezdových ústrojí mobilních pracovních strojů

v anglickém jazyce:

Drive systems wheeling mechanisms of mobile working machines

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Studie pohonných systémů pojezdových ústrojí nakladačů a lesních vyvážecích strojů. Porovnání různých koncepcí přenosu kroutícího momentu z hnacího agregátu na kola s ohledem na jejich účinnost a efektivitu. Návrh koncepce pásového podvozku.

Cíle bakalářské práce:

Technická zpráva obsahující zejména:

- současná koncepční řešení,
- kategorizaci dle hlavních technických a rozměrových řešení včetně poměrných parametrů,
- stanovení vývojové tendence v konstrukčních řešeních,
- zjednodušený návrh vlastní koncepce.

Seznam odborné literatury:

1. JEŘÁBEK, K., HELEBRANT, F., JURMAN, J., VOŠTOVÁ, V.: Stroje pro zemní práce. Silniční stroje. VŠB TU Ostrava 1996. 467 s.
2. ŠKOPÁN, M.: Hydraulické pohony strojů, elektronická skripta VUT v Brně 2009
3. SHIGLEY, J.E. - MISCHKE, Ch.R. - BUDYNAS R.G.: Konstruování strojních součástí, Vydalo VUT v Brně, nakladatelství VUTIUM 2010, ISBN 978-80-214-2629-0
4. Firemní literatura

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/2015.

V Brně, dne 20.11.2014

L.S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
Děkan fakulty



ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá možnostmi pohonu mobilních pracovních strojů. Dále kategorizuje druh přenosu točivého momentu z hnacího agregátu na kola s ohledem na účinnost a vhodnost celé koncepce pro konkrétní aplikaci.

KLÍČOVÁ SLOVA

Nakladač, hydrostatický pohon, hydrodynamický pohon, lesní vyvážecí souprava

ABSTRACT

This bachelor theses is focused on possibilities of wheeling mechanisms of mobile working machines. Part of the theses is dedicated to categorization of transfer torque from combustion engine to wheels with emphasis to efficiency and suitability of all conception for specific use.

KEYWORDS

Wheel loader, hydrostatic transmission, hydrodynamic transmission, forwarder



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KOUKAL, V. Pohonné systémy pojezdových ústrojí mobilních pracovních strojů. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 50 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Miroslava Škopána CSc. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 16. května 2015

.....

Vít Koukal



PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu mé bakalářské práce panu doc. Ing. Miroslavu Škopánovi CSc. za cenné rady a připomínky.



OBSAH

Úvod	10
1 Definice základních pojmů	11
1.1 Nakladače	11
1.2 Lesní vyvážecí soupravy	11
1.3 Základní charakteristika možností přenosu energie z hnacího ústrojí na kola	11
1.3.1 Mechanický přenos energie	12
1.3.2 Hydrodynamický přenos energie	12
1.3.3 Hydrostatický přenos energie	13
1.4 Podvozek	13
1.5 Kolový podvozek	14
1.5.1 Varianty řízení kolového podvozku	14
1.6 Pásový podvozek	16
1.6.1 Řízení stroje s pásovým podvozkem	16
1.6.2 Článekový pás	17
1.6.3 Pryžžové pásy	17
1.6.4 Pásy typu OTT	17
2 Kategorizace současných koncepcí pohonu dle hlavních technických a rozměrových řešení	18
2.1 Hydrodynamické převody	18
2.1.1 Hydrodynamické spojky	18
2.1.2 Hydrodynamické měniče momentu	19
2.2 Hydrostatické pohony	23
2.2.1 Centrální hydrostatický pohon	23
2.2.2 Individuální hydrostatický pohon	29
2.3 Elektromechanický pohon	30
2.4 Kategorizace pohonu podle poměrných parametrů stroje	33
2.4.1 Nakladače	33
2.4.2 Lesní vyvážecí soupravy	33
2.5 Vývojová tendence v konstrukčních řešeních	34
2.6 Porovnání koncepčních řešení s ohledem na jejich účinnost a efektivitu	34
2.6.1 Hydrodynamické pohony	34
2.6.2 Hydrostatické pohony	35
2.6.3 Elektrické pohony	35
3 Návrh koncepce pohonu	36
3.1 Parametry stroje	37



3.2	Výpočet jízdních odporů stroje	37
3.3	Volba hydrogenerátoru	38
3.4	Volba hydromotoru	39
3.5	Volba hydraulického oleje.....	40
3.6	Kontrolní výpočet hydraulického okruhu.....	40
3.6.1	Výpočet průtoku hydraulickým okruhem	40
3.6.2	Výpočet otáček hydromotoru při maximálním geometrickém objemu	41
3.6.3	Výpočet celkového převodového poměru.....	41
3.6.4	Výpočet rychlosti stroje při pomalém režimu.....	42
3.6.5	Výpočet maximální rychlosti stroje	42
3.6.6	Výpočet hydraulických ztrát v obvodu	42
3.6.7	Výpočet tažné síly pohonu	42
3.7	Výpočet tažné síly stroje při maximálním stoupání	44
3.8	Výpočet tažné síly při jízdě po rovině.....	44
	Závěr	45
	Seznam použitých zkratk a symbolů	49



ÚVOD

Cílem této bakalářské práce je vytvořit přehledovou studii pohonných systémů pojezdových ústrojí nakladačů a lesních vyvážecích souprav. Práce obsahuje také porovnání a kategorizaci možností přenosu krouticího momentu z hnacího agregátu na kola stroje. Jednotlivé typy pohonu jsou hodnoceny z hlediska účinnosti a vhodnosti koncepce pro danou aplikaci. Každá kapitola obsahuje princip funkce a konstrukční náležitosti daného pohonu. Dále je uvedena četnost výskytu daného typu pohonu v konkrétní aplikaci a některé poměrné parametry strojů. V práci se nachází také hodnocení účinnosti všech druhů pohonu včetně základního přehledu vyráběných strojů. Tyto parametry jsou podle druhu pohonu seřazeny v tabulkách a následně vyhodnoceny. Cílem práce je také stanovit vývojové trendy v konstrukčních řešeních mobilních pracovních strojů.

V poslední kapitole se práce zabývá návrhem vlastní zjednodušené koncepce pohonu pro čelní pásový nakladač. Bude se jednat pouze o základní návrh obsahující schéma koncepce pohonu, odhad některých odporových sil a výpočet tažné síly pohonu dle zadaných parametrů. Kompletní výpočet, který je nutný pro správný návrh pohonu stroje přesahuje zadání této práce.



1 DEFINICE ZÁKLADNÍCH POJMŮ

1.1 NAKLADAČE

Nakladače jsou určeny pro nakládání sypkých a kusových materiálů. Jejich pracovním úkolem je cyklické přemísťování zeminy, písku, šterku a podobných materiálů. Stroj má na čelní straně výložník, který umožňuje připojit různé pracovní nářadí. Výložník může být i otočný. Nakládací resp. těžební účinek je způsoben dynamickým působením stroje. Stroj při práci najíždí do přemísťovaného materiálu a využívá trakční síly pohonu, rypné síly hydraulicky ovládaného pracovního mechanismu a kinetickou energii stroje. Nakladače je možné rozdělit podle druhů podvozku do následujících dvou skupin, a to na nakladače s pásovým podvozkem a na kolové nakladače. Změna směru jízdy u pásového nakladače je realizována změnou rychlosti jednoho z pásů. Kolové nakladače mohou mít pevný nebo kloubový rám. Řízení je u kolového nakladače realizováno natáčením kol náprav. U menších strojů lze použít řízení směru jízdy smykem kol. U větších strojů je změna směru jízdy realizována zalamovacím kloubem, kterým je přední část stroje natáčena vůči zadní. Hnaná jsou všechna čtyři kola. Základním požadavkem na podvozek nakladače je zajistit dostatečnou hnací sílu, dobrou průchodnost terénem, obratnost a stabilitu celého stroje. Základním parametrem pro posuzování nakladače je objem a nosnost lopaty. Obvyklá nosnost nakladače je od 600kg do 2500kg. Pohon celého stroje zajišťuje vznětový spalovací motor.[1] [3]

1.2 LESNÍ VYVÁŽECÍ SOUPRAVY

Lesní vyvážecí souprava slouží ke svozu již pokácených kmenů přímo z místa těžby na skládku dřeva. Odvětvené a na požadovanou délku nařezané kmeny jsou naloženy na zadní část podvozku, což minimalizuje dopad na životní prostředí ve srovnání s jinými způsoby dopravy vytěženého dřeva. Vozidlo je vybaveno hydraulickým jeřábem pro nakládání kmenů. Hlavními parametry lesní vyvážecí soupravy jsou zejména objem a hmotnost naloženého dřeva. Lesní vyvážecí souprava by měla mít vysokou terénní prostupnost, nízkou spotřebu paliva a nízký měrný tlak na půdu související s co nejmenším dopadem na životní prostředí. Lesní vyvážecí souprava může mít 4, 6, 8 nebo i 10 kol v závislosti na maximálním naloženém množství a celkové velikosti stroje. K pohonu soupravy slouží obvykle vznětový motor, který pohání z pravidla axiální pístový hydrogenerátor. Řízení lesních vyvážecích souprav je realizováno tak, že obě části podvozku jsou uprostřed spojeny zalamovacím kloubem. Natáčení přední a zadní části vykonává hydrostatický systém. Tento druh konstrukce vede k velké stabilitě stroje i jeho ovladatelnosti v náročném terénu.

1.3 ZÁKLADNÍ CHARAKTERISTIKA MOŽNOSTÍ PŘENOSU ENERGIE Z HNAČÍHO ÚSTROJÍ NA KOLA

Pohony plní funkci transformace a přenosu energie přiváděné ke stroji nejčastěji ve formě paliva na jinou formu energie vhodnou k realizaci pohybu pracovního stroje. Přenos energie může být realizován mechanickými, hydraulickými či pneumatickými systémy nebo jejich kombinací. Pokud je pohon stroje zajištěn pouze jedním centrálním zdrojem, jedná se o stroj s centrálním pohonem. Má-li každý mechanismus stroje vlastní pohon, jedná se o stroj s individuálním pohonem každého prvku mechanismu. Pomocí těchto systémů musí být zajištěno co nejefektivnějšího přenosu energie k pohonu všech pracovních úkonů stroje a k překonání značných odporů při práci s materiálem. Dojde-li k poklesu odporů, zvýší se pracovní rychlost stroje. Pokud tyto odpory poklesnou na nulu, stroj dosahuje maximální pracovní rychlosti. U pohonu mobilních pracovních strojů je žádoucí, aby se hnací síla



a jízdní rychlost přizpůsobovaly okamžitým hodnotám jízdního odporu a odporu pracovního zařízení. Pro pohony mobilních pracovních strojů je ve většině případů použito spalovacího vznětového motoru, který přeměňuje chemickou energii paliva přes energii tepelnou na energii mechanickou. Mezi hlavní požadavky na vznětový agregát patří zejména vysoký výkon vztážený na jeden litr obsahu, nízký obsah emisí škodlivých látek vypouštěných do ovzduší, nízká spotřeba paliva, spolehlivost, životnost a malé rozměry. Všechny tyto předpoklady splňuje moderní vznětový agregát s přeplňováním a přímým vstřikem paliva. [1] [3] [2]

1.3.1 MECHANICKÝ PŘENOS ENERGIE

Mechanická přenosová soustava je často tvořena účelovými systémy strojních součástí, jako jsou hřídele, ozubená kola, řetězy, lana spojky, ložiska apod. [1]

Mechanický pohonný systém mobilních pracovních strojů je tvořen zejména mechanickými převody s ozubenými koly. Mechanické převody jsou používány pro svou vysokou účinnost, spolehlivost a nízkou cenu. Hlavní nevýhodou je stupňovité rozdělení rychlostí, které negativně ovlivňuje využití výkonu motoru. Tento problém je obvykle řešen vyšším počtem řazených rychlostí. Další nevýhodou je nutnost přerušení přenosu točivého momentu během řazení. Tento problém je možné eliminovat převodovkou se stupni řazenými pod zatížením. Přenos výkonu na kola je realizován spojením převodovky a nápravy kardanem. Nevýhodou je složitější konstrukce kardanu a jeho nároky na údržbu. Vzhledem a jeho umístění také možnost poškození při práci. Kardan je obvykle napojen na tuhou nápravu. [2] [3]

1.3.2 HYDRODYNAMICKÝ PŘENOS ENERGIE

Základem hydrodynamického převodu je uzavřený hydraulický obvod, který je sestaven z čerpadlové a turbínové lopatkové mříže a reaktoru. Obvod je konstruován tak, aby kapalina přenášející energii vykonávala co nejkratší dráhu. Mechanická energie, kterou přivádí obvykle spalovací motor, je v čerpadlové lopatkové mříži přeměněna na kinetickou energii kapaliny. Poté v turbínové lopatkové mříži je tato kinetická energie pracovní kapaliny transformována zpět na energii mechanickou. Dominantní složku energie kapaliny tvoří kinetická energie. Polohová i tlaková energie pracovní kapaliny jsou v porovnání s kinetickou zanedbatelné. Mezi pracovními prvky hydrodynamického převodu neexistuje žádná mechanická vazba. Pracovní kapalina, která volně protéká mezi lopatkovými mřížemi, vytváří předpoklady pro plynulý rozběh stroje samočinnou změnu převodového poměru v závislosti na zatížení. Hlavními výhodami hydrodynamických mechanismů je zejména plynulá změna otáček a krouticího momentu, možnost kombinace s převodovkou řazenou pod zatížením, tlumení rázů mezi hnacím a hnaným hřídelem, dlouhá životnost a malá hlučnost. Navíc při použití hydrodynamických mechanismů nemůže dojít k zastavení spalovacího motoru v důsledku přetížení stroje. Hydrodynamické mechanismy mají i celou řadu nevýhod. Hlavní nevýhody jsou zejména malá účinnost v porovnání s mechanickým převodem, velká závislost přenášených výkonů na fyzikálních vlastnostech kapaliny dále neumožňují jednoduchou reverzaci pohybu (hydrodynamická mechanismus musí být doplněn mechanickým převodem). Hydrodynamická převodovka se obvykle skládá z kombinace hydrodynamické spojky nebo hydrodynamického měniče momentu a mechanické převodovky řazené pod zatížením. [1] [3]



1.3.3 HYDROSTATICKÝ PŘENOS ENERGIE

Mechanická energie spalovacího motoru je přivedena do hydrostatického převodníku, který plní funkci transformátoru energie. Hydrostatický převodník je tvořen axiálním pístovým hydrogenerátorem, hydromotorem a regulačními prvky. V hydrogenerátoru se přeměňuje mechanická energie na tlakovou energii pracovní kapaliny. Pracovní kapalina je hydraulickým potrubím přivedena k hydromotoru, kde se transformuje z tlakové energie opět na mechanickou energii. V hydrostatických mechanismech je tedy dominantní složkou tlaková energie pracovní kapaliny. Hydrostatická soustava je schopna přenášet velké síly a momenty, při malém zástavbovém prostoru. Hydrostatické převodovky umožňují plynulou změnu rychlosti. Změna rychlosti je obvykle realizována změnou naklopení bloku hydrogenerátoru, hydromotoru nebo naklopením regulační desky. Naklopením regulační desky nebo celého bloku s písty dochází ke změně geometrického objemu, a tím ke změně hydraulického převodového poměru. Velkou výhodou hydrostatických mechanismů je také libovolné větvení výkonového toku a snadná reverzace pohonu. Mezi další výhody patří zejména snadný přenos velkých sil a momentů. Při použití axiálních pístových hydromotorů s proměnlivým objemem je možné stroj i brzdit. Nevýhody jsou zejména nižší účinnost v některých pracovních režimech a citlivost na nečistoty v pracovní kapalině. Se změnou teploty pracovní kapaliny také dochází ke změně viskozity, a tím k úniku pracovního média. Všechny části hydrostatických mechanismů jsou také velice náročné na přesnost výroby, a to se také odráží na ceně pohonu. Hydrostatické převodovky jsou často kombinovány s mechanickými převody. Tímto způsobem, lze odstranit pokles účinnosti hydrostatických mechanismů při vyšších jezdových rychlostech. [1] [3]

1.4 PODVOZEK

Podvozek je nosnou částí mobilního pracovního stroje. Jeho součástí jsou všechny mechanismy, které umožňují jízdu a řízení stroje. Stroje pro zemní práce se často pohybují v těžkém terénu, musí překonávat velká stoupání a velké příčné sklony. Vozidla musí být schopna manévrovat a pracovat i na nezpevněném a kluzkém povrchu. Zejména u radlicových strojů dochází při procesu rozpojování zeminy k přenosu značných sil ve styčných plochách aktivních částí podvozku a terénu.¹

Požadavky na podvozek jsou zejména zajištění potřebné stability při pracovních úkonech při zachování průchodnosti terénem a schopnost přenést hmotnost a všechny vnější síly na jezdovou podložku. Při návrhu podvozku stroje je třeba zohlednit charakter práce stroje s ohledem na jeho stabilitu a bezpečnost konstrukce ve všech pracovních režimech. Dále je konstrukce podvozku mobilního pracovního stroje určena technologií pracovního procesu, druhem a stavem povrchu terénu, v němž stroj pracuje a požadovanými jízdními vlastnostmi stroje. Zejména plynulého rozběhu, spolehlivého brzdění a potřebnou pracovní a transportní rychlosti. Všechny předchozí parametry a typ podvozku je třeba zohlednit při návrhu koncepce pohonu mobilního pracovního stroje. [3]

¹ JEŘÁBEK, Karel a František HELEBRAND. Stroje pro zemní práce. Silniční stroje. 2. přeprac. vyd. Ostrava: GRAFIS, 1996, 468 s. str.72



1.5 KOLOVÝ PODVOZEK

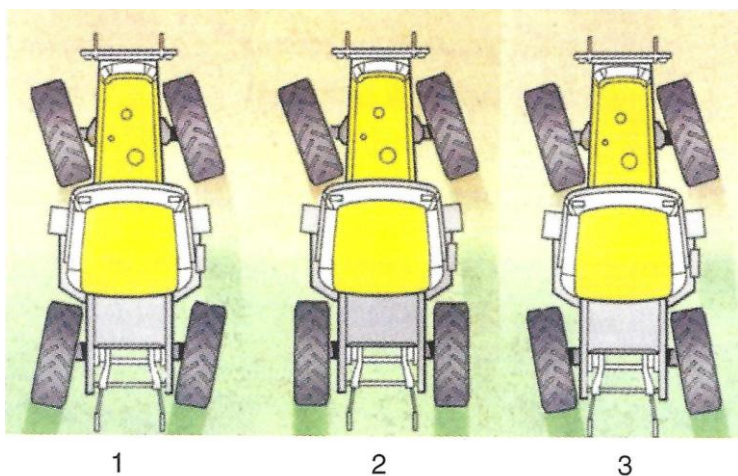
Kolový podvozek je hojně rozšířen u mobilních pracovních strojů všech určení. Je vhodný pro stroje s požadavkem vysoké mobility. Stroj vybavený kolovým podvozkem může dosahovat rychlosti i 40 km/hod. Při použití kolového podvozku je nutné zohlednit únosnost pneumatik, velikost kontaktního tlaku a velikost přenášených sil mezi pneumatikou a půdou. Z hlediska dimenzování jednotlivých částí podvozku je potřeba určit velikost tlaku na jednotlivé nápravy ve všech jízdních režimech. Při změně jízdních podmínek např. při jízdě do svahu může dojít ke zvýšení tlaku na některou z náprav, resp. na některá kola. Hlavními výhodami v porovnání s pásovým podvozkem je zejména úspora hmotnosti a menší počet třecích částí. Snižují také dynamické namáhání ostatních součástí zejména na tvrdém povrchu. [1] [2] [3]

Systémy řízení a ovládání strojů slouží ke změně směru jízdy stroje, ale i k ovládání pracovních nástrojů. Požadavky na řízení mobilního pracovního stroje jsou zejména malý poloměr otáčení a stabilita stroje. Celá koncepce pohonu musí být přizpůsobena typu podvozku, velikosti a hmotnosti stroje a konkrétní variantě řízení. [1] [3]

1.5.1 VARIANTY ŘÍZENÍ KOLOVÉHO PODVOZKU

ŘÍZENÍ OTÁČENÍM KOL NÁPRAVY

Tato koncepce řízení je rozšířená zejména u univerzálních kolových nakladačů malé a střední třídy. Pracovní stroj je vybavený tuhou nápravou s hydrostatickým otáčením kol. Tato koncepce snižuje opotřebení pneumatik při práci na tvrdém povrchu ve srovnání s řízením stroje smykem. Dále dochází k menšímu poškození zejména měkkého podkladu a snížení spotřeby paliva. Pojezdová rychlost u těchto strojů může dosahovat až 30 km/h. U kolových nakladačů se také často používá varianta řízení, kdy jsou řízeny obě nápravy stroje. Tato varianta vede ke snížení poloměru otáčení stroje a lepší ovladatelnosti. Jednotlivé možnosti řízení stroje pomocí otáčení kol jsou znázorněny na obrázku 1. První variantou je řízení kol nesouhlasně. Tento typ řízení stroje minimalizuje poloměr otáčení. Druhou variantou je řízení přední nápravy. Tato varianta je rozšířena zejména u traktorů, nebo strojů působících v komunální sféře. Třetí variantou řízení je řízení obou náprav souhlasně. Časté provedení řízení stroje je také kombinací souhlasného a nesouhlasného řízení, kdy si mezi jednotlivými variantami operátor vybírá tu výhodnější. Tato koncepce je častá také u teleskopických manipulátorů.[2]

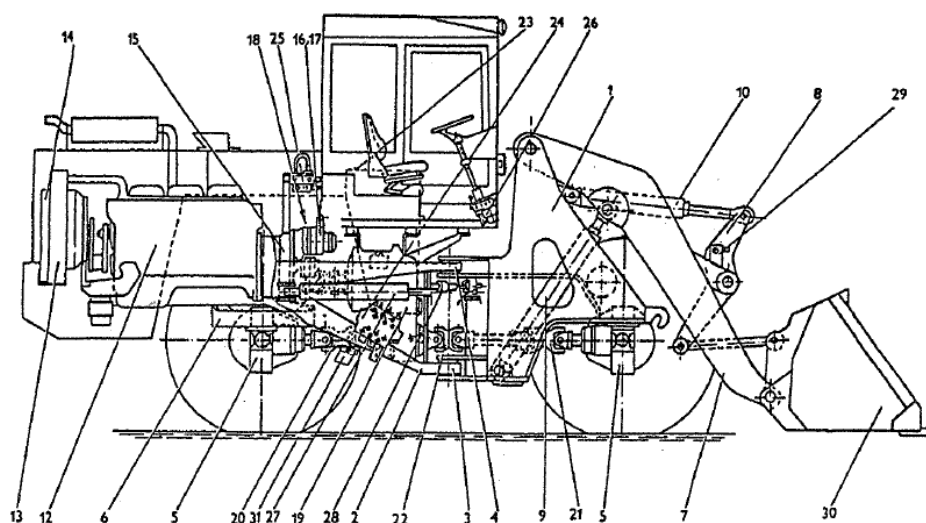


Obr. 1 Možnosti řízení otáčením kol stroje [2]



ŘÍZENÍ ZALAMOVCÍM KLOUBEM

System kloubového rámu je často používán u nakladačů i lesních vyvážecích souprav všech výkonových tříd. Kloubová konstrukce využívá rámu rozděleného do dvou částí navzájem propojených kloubem. Každá z částí rámu je nesena na jedné nápravě. Otáčení je realizováno změnou úhlu osy přední části rámu vůči zadní části rámu. Tento úhel se nazývá úhlem zalomení. Hodnoty úhlu zalomení se obvykle pohybují od 30° do 45°, což umožňuje otočení stroje na přijatelně malém prostoru. Samotné natáčení rámu realizují lineární hydromotory. Tato konstrukce zajišťuje vysokou stabilitu stroje a dobrou ovladatelnost i v náročném terénu a také zajišťuje stálý kontakt všech kol s povrchem. Řízení pomocí děleného kloubového rámu je také možné kombinovat s řízením pomocí otáčení kol nápravy. Kombinací těchto systémů řízení se výrazně sníží poloměr otáčení celého stroje při zachování jeho stability. [9]



Konstrukční provedení a hlavní části kloubového čelního lopatového nakladače firmy PPS Detva, typ UNC – 201: 1 – přední rám, 2 – zadní rám, 3 – spodní ložisko otoče, 4 – horní ložisko uložení rámu, 5 – zadní náprava, 6 – výkyvný rám uložení zadní nápravy, 7 – výložník, 8 – dvojramenná páka, 9 – hydromotory zdvihu výložníku, 10 – hydromotor ovládání lopaty, 12 – spalovací motor, 13 – chladič vody motoru, 14 – chladič oleje hydrauliky, 15 – měničová skupina, 16 – generátor servořízení, 17 – generátor pro pracovní zařízení, 18 – generátor pro ovládání převodovky, 19 – převodovka, 20 – spojovací hřídel zadní nápravy, 21 – spojovací hřídel přední nápravy, 22 – spojovací kloub, 23 – nádrž na hydraulický olej, 24 – rozvaděč pro pracovní zařízení, 25 – rozvaděč pro servořízení, 26 – servořízení s převodovkou a voličem převodu, 27 – hydromotory pro řízení, 28 – zpětnovazební hydromotor řízení, 29 – spínač pro automatické nastavení lopaty do nabírací polohy, 30 – nabírací lopata, 31 – sekundární pojistné ventily.

Obr. 2 Hlavní části nakladače s kloubovým rámem[3]

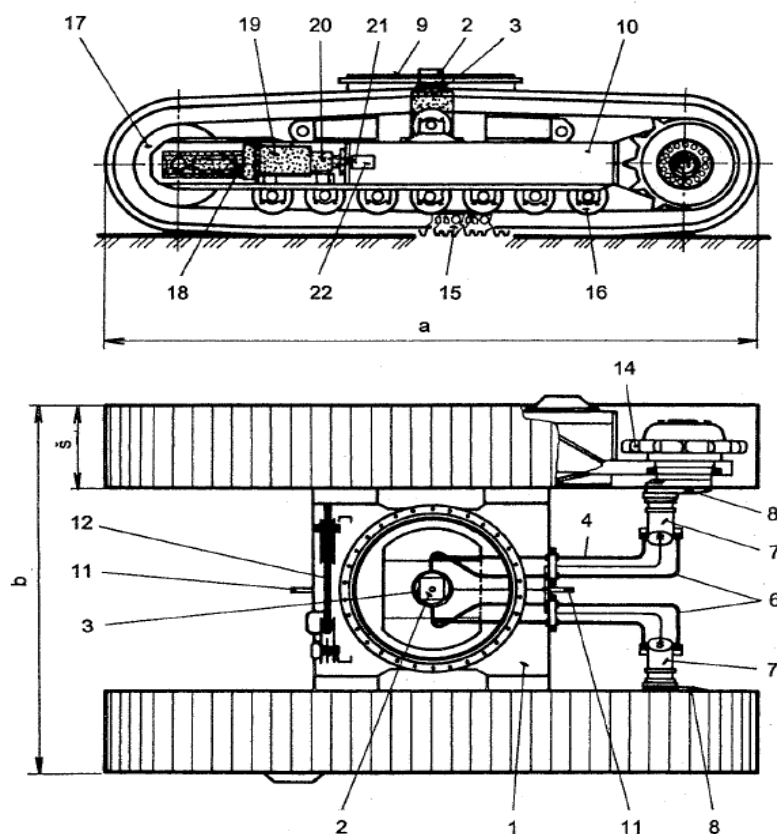
ŘÍZENÍ SMYKEM

Koncepce řízení smykem je velice rozšířená u malých kolových i pásových nakladačů o výkonech 30 až 60 kW. Principem řízení stroje smykem je zpomalení nebo urychlení jedné strany kol. Každá strana kol má jeden společný hydromotor. Distribuce výkonu mezi kola je zajištěna řetězem nebo sadou vložených ozubených kol. Zároveň tento převod slouží jako reduktor, který zvyšuje krouticí moment působící na kola. Tato koncepce obvykle není opatřena žádným variabilním převodem. Řízení smykem je odolné a velice jednoduché. Nedostatky jsou velké opotřebení pneumatik zejména při práci na tvrdém povrchu a nižší pojezdové rychlosti, která bývá u smykem řízených strojů obvykle do 18 km/h. Řízení smykem také výrazně zvyšuje spotřebu paliva. Tato koncepce umožňuje zaměnit kola za pasový podvozek bez jakýchkoliv úprav na koncepci pohonu.



1.6 PÁSOVÝ PODVOZEK

Pásové podvozky jsou používány zejména u strojů pracujících v těžkém terénu, kde je požadováno přenášení velkých hnacích i brzdných sil. U pásového podvozku se hmotnost stroje rozkládá na relativně velkou stykovou plochu, a tím je docíleno snížení měrného tlaku na půdu. Takto je dosaženo stability, vysoké terénní prostupnosti a velké stoupavosti. Ve srovnání s kolovým podvozkem je pásový podvozek těžší, konstrukčně složitější a náročnější na údržbu. Při použití pásového podvozku také výrazně klesá mobilita stroje. Současné stroje mohou být podle velikosti a pracovního určení vybaveny článkovými nebo pryžovými pásy. Pásový podvozek je často používám u rypadel, dozerů a jiných těžkých strojů.[1] [3]



Hlavní části a uspořádání pásových podvozků:

- 1 – rám podvozku, 2 – hydraulický převaděč, 3 – pouzdro, 4 – tlakové či odpadové potrubí pro pojezdové hydromotory, 6 – odpadové (tlakové) potrubí, 7 – rotační pojezdové hydromotory, 8 – koncové převody, 9 – nosný věnec velkorozměrového ložiska, 10 – podélný nosič pásů podvozku, 11 – tažné závěsy, 12 – opěrná deska, 14 – hnací turasové kolo, 15 – články řetězu, 16 – nosné pojezdové kladky, 17 – vodící napínací kolo, 18 – třmen napínacího ústrojí, 19 – válcový tlumič, 20 – prostor pro plnění tuku, 21 – tuková plnicí maznička, 22 – uzávěr.

Obr. 3 Hlavní části pásového podvozku[1]

1.6.1 ŘÍZENÍ STROJE S PÁSOVÝM PODVOZKEM

U strojů vybavených dvěma pásovými jednotkami je řízení stroje realizováno rozdílem rychlosti pásů. Plynulá změna velikosti a směru rychlosti pohybu pásu umožňuje hydromechanický diferenciální převod. Diferenciální řízení využívá vlastností diferenciálního planetového převodu umístěného v zadní nápravě. Rychlost otáčení pásu je řízena rotačním hydromotorem, který při zatáčení plynule mění rychlost a směr otáčení korunového kola. Diferenciální řízení je vhodné pro stroje s nižšími pojezdovými rychlostmi. Jeho použití je



vhodné také v případech, kdy není kladen důraz na minimální poškození půdy, neboť při otáčení stroje na místě může dojít k výraznému rozrývání podkladu.

U strojů vybavených čtyřmi pásovými jednotkami je vhodné použít řízení děleným kloubovým rámem. Podobně jako u kolového podvozku je řízení realizováno natáčením přední části rámu vůči zadní pomocí přímočarých hydromotorů. Tento způsob řízení zajišťuje malý poloměr otáčení stroje, ovšem neumožňuje otočení na místě jako u diferenciálního způsobu řízení. Výhodou je, že tento typ řízení strojů lze použít i při vyšších pojzdových rychlostech, obzvláště v kombinaci s pryžovými pásy. Tato koncepce je také šetrnější k povrchu, na kterém stroj pracuje. [1] [3]

1.6.2 ČLÁNKOVÝ PÁS

Pás je tvořen článkovým řetězem, který obíhá mezi hnacím (turasovým) a napínacím kolem. V horní větvi pásu se nacházejí podpěrné kladky a ve spodní větvi kladky pojzdové. Celý řetězový pás je složen z článků. Tyto články jsou spojeny dutým hřídelem, který je naplněn mazivem. Mazivo poté při pohybu pásu proniká mezi čep a pouzdro. Pro správnou funkci pásového podvozku je také nutné zajistit správné napnutí pásu v závislosti na provozních podmínkách. Při práci v měkkém terénu musí být pás napnut více, aby nedocházelo ke vnikání zeminy mezi hnací a vodící kolo, což by mohlo zapříčinit vysmeknutí pásu. [1] [3]

1.6.3 PRYŽOVÉ PÁSY

Pryžové pásy zvyšují mobilitu stroje a jsou nenáročné na údržbu. Díky konstrukci pryžového pásu odpadá problém s mazáním. Jsou také šetrnější k podkladu ve srovnání se článkovým pásem. Jsou také vhodné pro vyšší rychlosti a tlumí dynamické rázy. Pryžové pásy jsou ovšem náchylnější k poškození ve srovnání s pásem článkovým.

1.6.4 PÁSY TYPU OTT

Jedná se o řešení pro kolové smykem řízené nakladače, ale nachází použití i u lesních vyvážecích souprav. Je to kompromis mezi pásovým a kolovým podvozkem, kdy se pneumatiky stroje navine pás. Mezi koly se nenacházejí žádné rolny, které by přitlačovaly pás k terénu. Navíc pásový podvozek bývá delší, a tím dochází k lepšímu a rovnoměrnějšímu rozložení hmotnosti stroje. Na stroj se musí instalovat distanční podložky, protože pásy jsou širší než pneumatiky, jinak by docházelo k drhnutí pásu o rám stroje. Toto řešení umožňuje přenos větších trakčních sil než u standardního kolového podvozku. Je také šetrnější k povrchu a zvyšuje stabilitu stroje. Použití pásu typu OTT (over the tyre tracks) zvyšuje terénní průchodnost stroje, ale nedosahuje parametrů plnohodnotného pásového podvozku. [6]



2 KATEGORIZACE SOUČASNÝCH KONCEPCÍ POHONU DLE HLAVNÍCH TECHNICKÝCH A ROZMĚROVÝCH ŘEŠENÍ

2.1 HYDRODYNAMICKÉ PŘEVODY

Tyto mechanismy využívají kinetickou energii kapaliny proudící v uzavřeném obvodu na přenášení a přeměnu energie. Na principu přenosu kinetické energie jsou konstruovány dva základní typy mechanismů, kterými jsou hydraulické spojky a hydraulické měniče momentu.[1]

2.1.1 HYDRODYNAMICKÉ SPOJKY

Hydrodynamická spojka je umístěna mezi spalovací motor a převodovku. Tato spojka umožňuje plynulý záběr mezi hnací a hnanou hřídelí. Samostatná hydrodynamická spojka nemění převodový poměr ani krouticí moment spalovacího motoru.

Princip funkce:

Spalovací motor roztáčí čerpadlové kolo, které svými lopatkami rozvíří olej. Takto vytvořený proud kapaliny má snahu unášet turbínové kolo. Mezi čerpadlovým a turbínovým kolem není žádná mechanická vazba. Proud kapaliny mezi čerpadlovým a turbínovým kolem převádí kinetickou energii kapaliny bez podstatných ztrát. Čerpadlové i turbínové kolo je tvořeno dutými prstenci, ve kterých jsou v každém kole radiálně uspořádané lopatky. Spojením dvou kol proti sobě vzniknou uzavřené komory naplněné hydraulickým olejem. Olej uzavřený ve spojce vyplňuje asi 50-80 % z celého objemu dutiny spojky. Pokud se otáčí motor, otáčí se také čerpadlové kolo a lopatky čerpadlového kola udělí pracovnímu oleji pohybovou energii. Olej vstupuje do prostoru turbínového kola, kterému předá část své kinetické energie. Poté protéká dále lopatkami a vrací se zpět do čerpadlového kola. Unášivý účinek oleje je tím větší, čím větší je rozdíl otáček čerpadlového a turbínového kola. Při obvyklém zatížení se turbínové kolo točí pomaleji než čerpadlové kolo. Tento rozdíl otáček je nazýván jako skluz spojky. Skluz se udává v procentech a negativně ovlivňuje jejich účinnost.[1] [2] [3]

Skluz vypočítáme ze vztahu:

$$s = \frac{n_1 - n_2}{n_1} \cdot 100\% \quad (2.1.1)$$

Kde:

s ... skluz hydrodynamické spojky [-]

n_1 ... otáčky čerpadlového kola [min^{-1}]

n_2 ... otáčky turbínového kola [min^{-1}]

Velikost skluzu se u hydrodynamických spojek obvykle pohybuje v rozmezí 2 až 4 %. Tímto způsobem je zajištěna cirkulace kapaliny a její silové působení na lopatky turbínového kola. Pokud by byly otáčky čerpadlového a turbínového kola shodné, spojka by nepřenášela žádný krouticí moment. Základní vlastností hydrodynamické spojky je fakt, že nemění velikost točivého momentu. Hydrodynamická spojka neumožňuje jednoduché přerušení výkonového



toku. Výhodou je, že i při přetížení stroje nedojde k zastavení spalovacího motoru, nýbrž pouze k zastavení stroje. Hydrodynamická spojka také umožňuje plynulý rozjezd a dobře tlumí vibrace v hnacím ústrojí. [1] [2] [3]

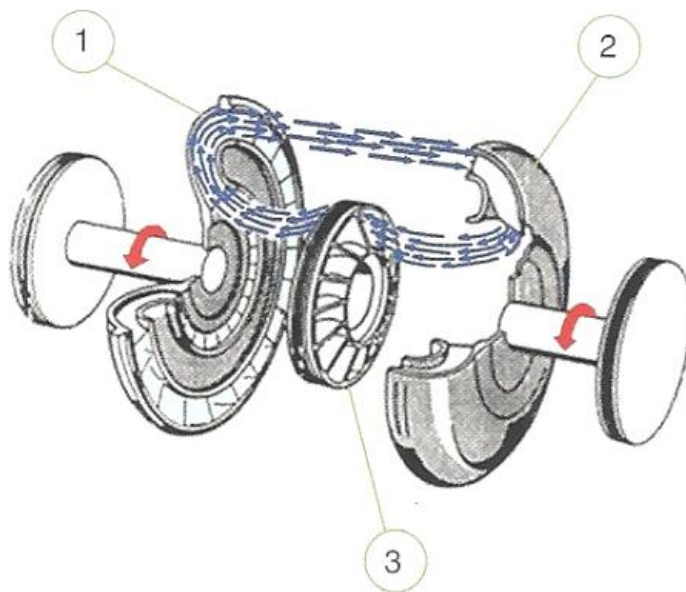
Hydrodynamická spojka se nejčastěji používá ve spojení s vícestupňovou převodovkou řazenou pod zatížením. Tímto konstrukčním řešením lze dosáhnout změny krouticího momentu v závislosti na zatížení stroje.

2.1.2 HYDRODYNAMICKÉ MĚNIČE MOMENTU

Hydrodynamický měnič momentu je převodový mechanismus, který zajišťuje plynulou změnu otáček a krouticího momentu motoru. Je vložen mezi spalovací motor a mechanickou část převodovky. Kombinuje vlastnosti hydrodynamické spojky, ale navíc umožňuje plynulou změnu převodového poměru v závislosti na zatížení.[1]

Hydrodynamické měniče jsou používány zejména u velkých kolových nakladačů a jiných mobilních pracovních strojů s výkony nad 120 kW.

Hydrodynamický měnič momentu se konstrukčně příliš neliší od hydrodynamické spojky. Mezi čerpadlové (1) a turbínové (2) kolo je ovšem vložen člen, který umožňuje plynulou změnu velikosti přenášeného točivého momentu tzv. reaktor. Reaktor (3) je spojen se skříní měniče volnoběžnou spojkou, která dovoluje otáčení pouze ve směru turbínového kola. Lopatky čerpadlového i turbínového kola jsou na rozdíl od jednoduché hydrodynamické spojky zakřivené. Olej je uváděn do pohybu rotací čerpadlového kola, které je spojeno se spalovacím motorem. Olej dále proudí turbínovým kolem a reaktorem zpátky do čerpadlového kola. Turbínové kolo je spojeno s převodovkou. Reaktor mění směr proudění kapaliny a zachycuje její reakci. Při rozjezdu stroje čerpadlové kolo poháněné spalovacím motorem uděluje kinetickou energii oleji, který proudí do turbínového kola. Turbínové kolo při rozjezdu stroje stojí. Silovým působením oleje na lopatky dochází k roztáčení turbínového kola. K regulaci rychlosti rozjezdu stroje dochází tedy pomocí regulace otáček spalovacího motoru. Při počátečním rozběhu stroje, kdy má turbínové kolo velmi malé otáčky, proud oleje vycházející z reaktoru dopadá kolmo na lopatky turbínového kola a předává mu největší točivý moment. Při rozběhu stroje může být točivý moment na turbínovém kole až čtyřnásobkem momentu na čerpadlovém kole, a tím i čtyřnásobkem točivého momentu motoru. Po rozběhu turbínového kola již proud oleje nedopadá kolmo na lopatky turbínového kola. Změna směru proudění kapaliny z reaktoru z kolmého na tangenciální zapříčiní pokles reakční síly a tím snížení výsledného krouticího momentu turbíny. V případě, že se vyrovnají otáčky čerpadlového a turbínového kola, pracuje hydrodynamický měnič momentu jako hydrodynamická spojka. Z popisu činnosti a charakteristiky hydrodynamického měniče vyplývá, že s klesajícími otáčkami turbíny roste točivý moment turbínového kola. Nejvyšší točivý moment působí na turbínové kolo, pokud dojde k jeho zastavení. Hydrodynamický měnič momentu se doplňuje převodovkou řazenou pod zatížením. Doplněním měniče mechanickým převodem má za následek zvýšení pojezdové rychlosti stroje a lepší energetickou bilanci celého pohonu. Stejně jako hydrodynamická spojka neumožňuje hydrodynamický měnič jednoduchou reverzaci chodu. Reverzace bývá zajištěna vloženým mechanickým převodem.[1] [2]

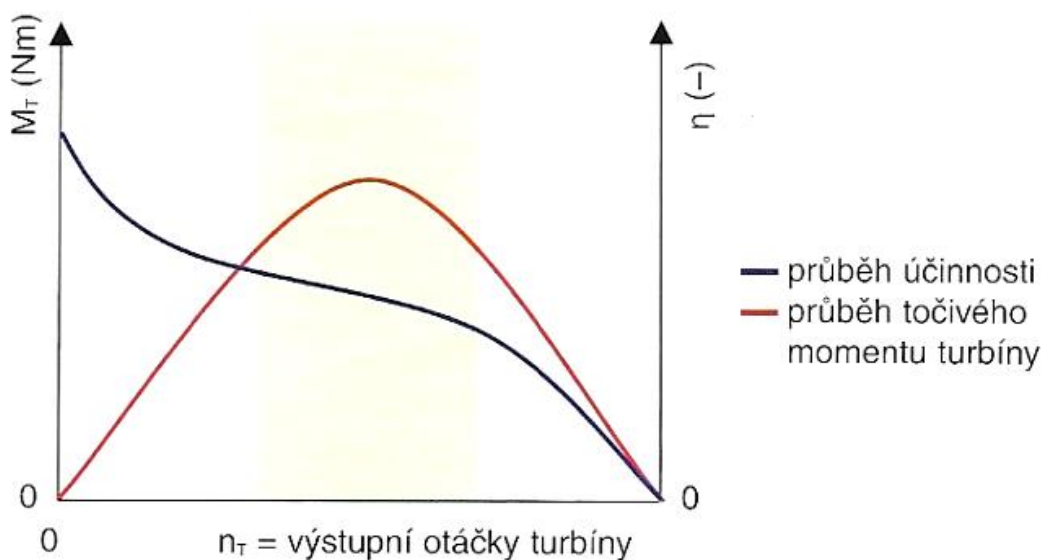


Obr. 4 Průběh proudění kapaliny v hydrodynamickém měniči [2]

Tímto způsobem lze plynule měnit převodový poměr točivého momentu v závislosti na rychlosti jízdy a zatížení stroje. To je výhodné zejména při rozjezdu stroje, kdy je zapotřebí největšího točivého momentu ke zrychlení stroje.

Účinnost hydrodynamického měniče vypočítáme ze vztahu:

$$\eta = \frac{P_t}{P_\zeta} = \frac{M_T \cdot \omega_T}{M_\zeta \cdot \omega_\zeta} \quad (2.1.2)$$



Obr. 5 Grafické znázornění účinnosti hydrodynamického měniče momentu[2]



U hydrodynamických měničů se hodnoty účinnosti obvykle pohybují mezi 80 až 90 %. Jak vyplývá z průběhu účinnosti hydrodynamického měniče, účinnost hydrodynamického měniče klesá s rostoucími otáčkami turbínového kola.

Při vysokých otáčkách turbínového kola je výhodné hydrodynamický měnič vyřadit z činnosti blokovací spojku. Ve chvíli, kdy otáčky turbínového kola dosáhnou otáček čerpadlového kola, dojde k aktivaci blokovací spojky a vyřazení hydrodynamického měniče. Tímto způsobem lze vytvořit pevné mechanické spojení mezi motorem a převodovým ústrojím. Takto lze jednoduše kombinovat výhody hydrodynamického měniče s mechanickým převodem. Takto může stroj dosahovat transportní rychlosti až 40 km/h. [2]

Tohoto řešení je velice často využíváno u rypadlo-nakladačů, které se velice často přepravují mezi jednotlivými pracovišti po vlastní ose. Tímto řešením lze dosáhnout úspory paliva i času. Nezatížený stroj může dosáhnout úspory paliva až 16 % a zvýšit svou rychlost asi o 11 %. [12]

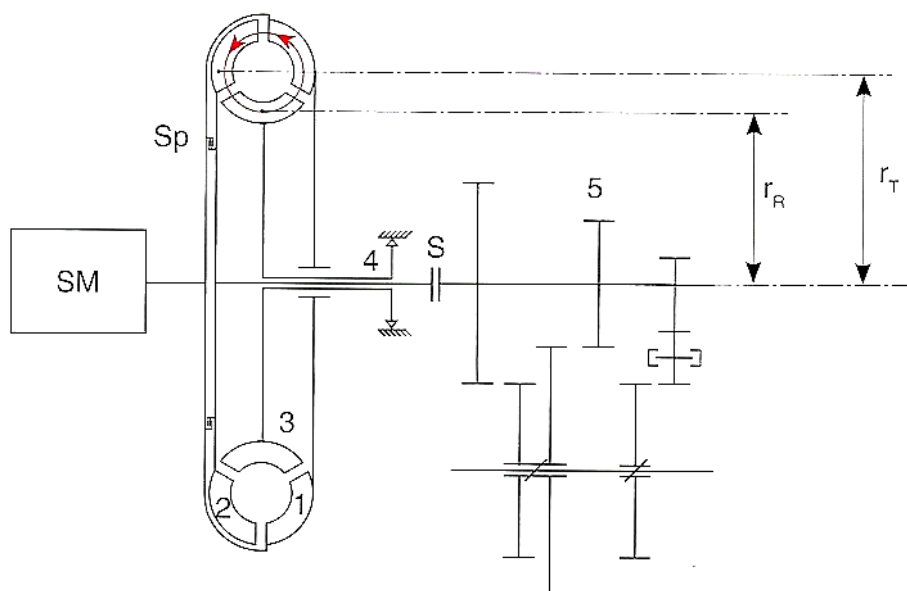


Schéma převodovky s hydrodynamickým měničem

1 – čerpadlové kolo, 2 – turbínové kolo, 3 – reaktor,
4 – volnoběžná spojka, 5 – mechanická převodovka,
 S_p – blokovací spojka umožňující vyřazení hydrodynamického
měniče z činnosti, S – pojezdová spojka, r_R – střední poloměr
reaktoru, r_T – střední poloměr turbíny, SM – spalovací motor

Obr. 6 Schéma převodovky s hydrodynamickým měničem [2]

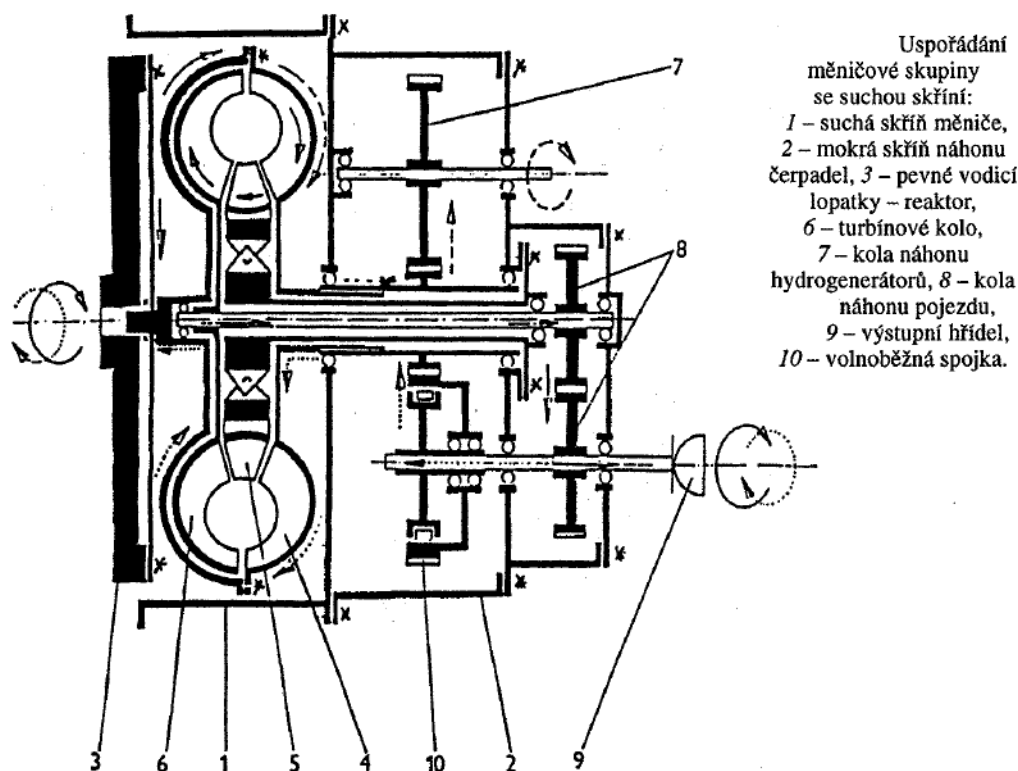
U hydrodynamických obvodů sloužících k pohonu pracovních strojů jsou rozlišovány dva druhy obvodu, které se liší konstrukčním řešením.

HYDRODYNAMICKÉ MĚNIČE MOMENTU SE SUCHOU SKŘÍŇÍ

Princip funkce hydrodynamického měniče se suchou skříní se nijak neliší od klasického měniče momentu. Jediným rozdílem je, že dochází k cirkulaci oleje celým obvodem. Zubový hydrogenerátor čerpá olej do čerpadlového kola hydroměniče. Při rotaci lopatek čerpadlového



kola olej prochází přes reaktor do turbíny, které předá část své energie. Z turbínového kola olej protéká do chladiče, kde se ochladí a protéká zpět do zásobníku nebo do hydrogenerátoru pro ovládání převodovky. Výhodou této konstrukce je zejména stálá cirkulace oleje, který navíc prochází chladičem. Tato koncepce hydrodynamického pohonu je vhodná zejména pro kolové nakladače a rychleji se pohybující stroje zejména s kolovým podvozkem. Olej u těchto mobilních strojů dosahuje vysokých teplot (až 120°C), proto je potřeba olej intenzivně chladit. [1]



Obr. 7 Hydrodynamický měnič se suchou skříní[1]

Spojení hydrodynamického měniče a vícestupňové převodovky řazené pod zatížením nachází uplatnění zejména u rypadlo-nakladačů a velkých kolových nakladačů. Volvo nabízí u velkých nakladačů s výkonem nad 150 kW systém optishift, což je kombinace hydrodynamického měniče a elektronicky řízenou vícestupňovou převodovkou řazenou pod zatížením.

HYDRODYNAMICKÉ MĚNIČE MOMENTU S MOKROU SKŘÍŇÍ

Tato koncepce je používána zejména u pásových traktorů nebo strojů s nízkými pojezdovými rychlostmi. Tento druh hydrodynamického měniče je naplněn stálým množstvím pracovní kapaliny.[1]

Jedná se o klasický hydrodynamický měnič popsany v kapitole 2.1.2. Nepochází zde k žádné cirkulaci oleje ani k jeho chlazení. Tato koncepce je zastaralá a v současnosti se již příliš nepoužívá. V minulosti byla tato koncepce používána u těžkých strojů s pásovým podvozkem. U pásových traktorů byl tento typ pohonu nahrazen hydrostatickým pohonem.[1]



2.2 HYDROSTATICKÉ POHONY

Hydrostatické pohony jsou v současnosti stále více používány ve strojích všech kategorií a způsobu určení. V posledních letech dochází k nahrazování hydrodynamických pohonů hydrostatickými i ve velkých strojích o výkonech nad 200 kW. Je to především díky tomu, že hydrostatickým pohonem lze docílit výrazného snížení spotřeby paliva stroje. Hlavní výhody hydrostatických obvodů jsou plynulá změna převodového poměru v závislosti na zatížení stroje, možnost použití vyšších stupňů regulace elektronickými prvky, malé rozměry a kompaktnost celé konstrukce. Dále také možnost snadné reverzace chodu, odolnost a libovolné větvení výkonového toku. Nevýhody jsou mimo jiné vysoká citlivost na nečistoty v pracovním médiu a pořizovací cena celého systému. [1] [3] [2]

Z hlediska uspořádání je možné hydrostatické obvody rozdělit na dvě kategorie:

- centrální hydrostatický pohon
- individuální hydrostatický pohon

Tyto dvě koncepce hydrostatického pohonu se liší umístěním a typem použitých hydromotorů. Centrální hydrostatický pohon využívá axiálních pístových, zatímco u individuálních pohonů je použito radiálních hydromotorů.

2.2.1 CENTRÁLNÍ HYDROSTATICKÝ POHON

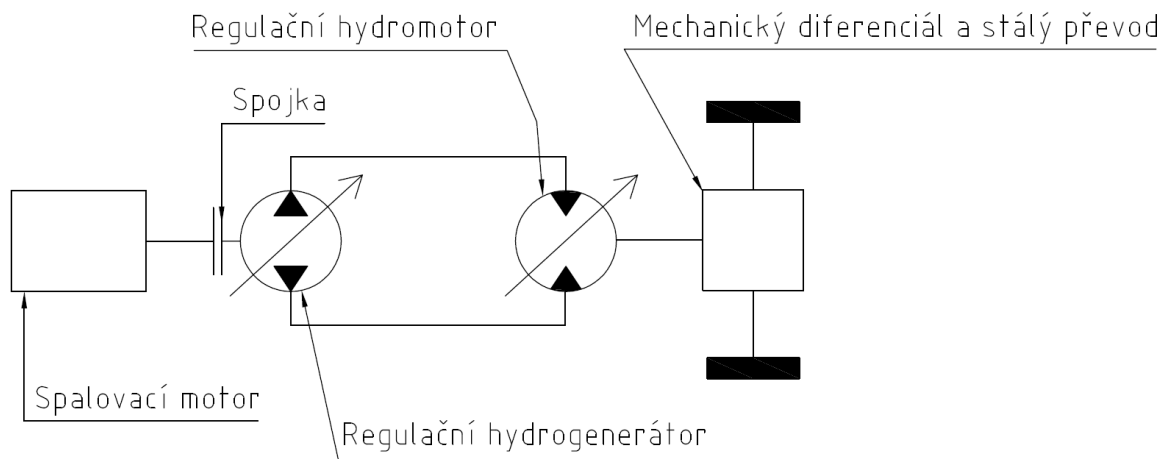
Uspořádání centrálního pohonu je složeno ze spalovacího motoru, který pohání pojezdový hydrogenerátor. Hydrogenerátor produkuje kapalinu o vysokém tlaku, která je vedena přes rozvaděč a další prvky obvodu až k hydromotoru. Hydromotor opět převádí tlakovou energii kapaliny na mechanickou. Na výstupní hřídel hydromotoru je připojena převodovka, ze které se točivý moment dále přenáší do diferenciálu a na koncové převody kol. Tento typ konstrukce je často využíván u moderních pracovních strojů všech kategorií. Lze využít všech výhod mechanického převodu, a to zejména vysoké účinnosti a odolnosti konstrukce. Uzavřený hydraulický obvod bývá často doplněn o podávací čerpadlo s průtokovým filtrem. Z důvodu snadnějšího startování spalovacího motoru je také celý pohon doplněn mechanickou spojkou. Pohonu stroje může být dosaženo několika způsoby. Koncepce pohonu se vždy odvíjí od předpokládaného použití, provozní hmotnosti stroje, zatížení a rozsahu pojezdových rychlostí stroje. Jednotlivé koncepce se liší zejména způsobem kombinace hydromotoru a mechanického převodu. [1] [3]

HYDROSTATICKÁ PŘEVODOVKA

Hydrostatické převodovky mají široké spektrum uplatnění zejména u malých stavebních strojů. Změna rychlosti je prováděna regulací geometrického objemu samotného hydrogenerátoru, hydromotoru nebo obou těchto členů. Výhodou této konstrukce je snadná regulace a ovládání celého pojezdu při minimálním zástavbovém prostoru. Tento typ konstrukce je vhodný pro malé stroje, protože rychlost pojezdu je značně omezena rozsahem regulace hydromotoru a hydrogenerátoru. Při použití regulačního hydrogenerátoru a neregulačního hydromotoru je rychlost pojezdu omezena maximálně na 15 km/h. Pokud je použit regulační hydrogenerátor a regulační hydromotor lze dosáhnout maximální rychlosti pojezdu asi 20 km/h. Tato koncepce pohonu je často využívána u mobilních pracovních strojů



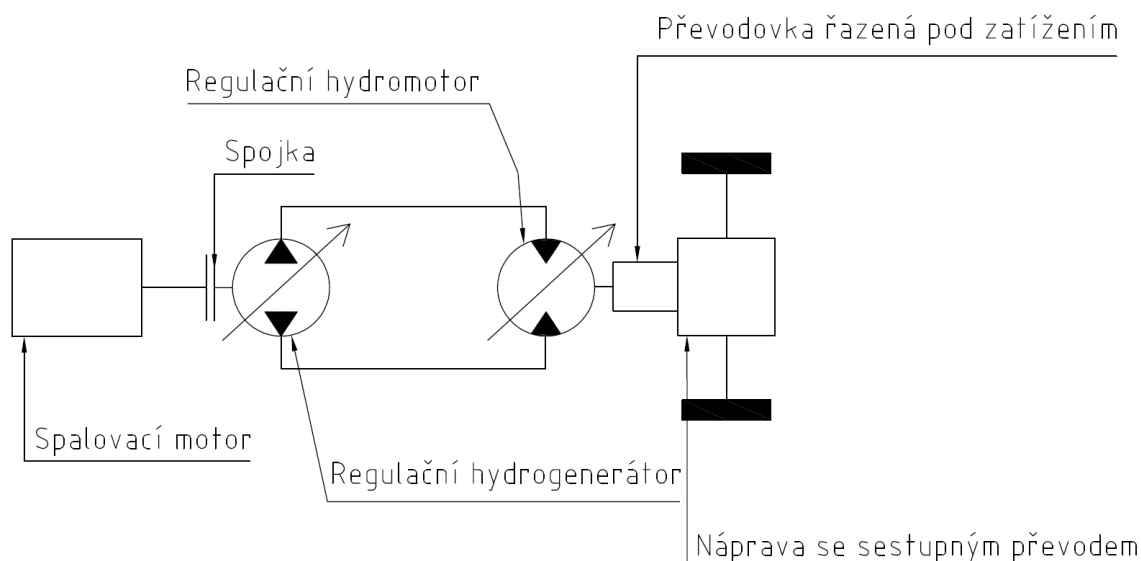
působících v komunální sféře, ale i u malých čelních nakladačů, sekaček a jiných pracovních strojů. [2]



Obr. 8 Schéma hydrostatické převodovky

KOMBINACE HYDROSTATICKEHO POHONU S MECHANICKOU PŘEVODOVKOU ŘAZENOU POD ZATÍŽENÍM

Na rozdíl od jednoduché hydrostatické převodovky je v tomto typu koncepcie pohonu navíc použita mechanická vícešupňová převodovka řazená pod zatížením. Tato koncepcie je rozšířená u všech pracovních strojů středních a velkých výkonů, kde je požadována vyšší rychlost pojezdu. Vhodně kombinuje výhody hydrostatického pojezdu zejména v nízkých rychlostech, kdy hydrostatický pohon zajišťuje požadovanou stabilní plazivou rychlost. Při přejezdech dochází k přeřazení na vyšší stupeň mechanické převodovky, a tím zvýšení rychlosti celého stroje. Koncepcie je sestavena ze spalovacího motoru, který pohání regulační hydrogenerátor. Tlaková kapalina je vedena potrubím k hydromotoru, který může být regulační i neregulační. Hydromotor je připojen na mechanickou vícešupňovou planetovou převodovku, která má obvykle 2 až 4 stupně řazené pod zatížením. Převodovka je přímo nebo kardanem spojena s nápravou, kde může být umístěn sestupný převod. Tímto typem koncepcie lze dosáhnout rychlosti pojezdu až 40 km/h. Pohon může být libovolně modifikován v závislosti na počtu hnaných kol a typu nápravy.



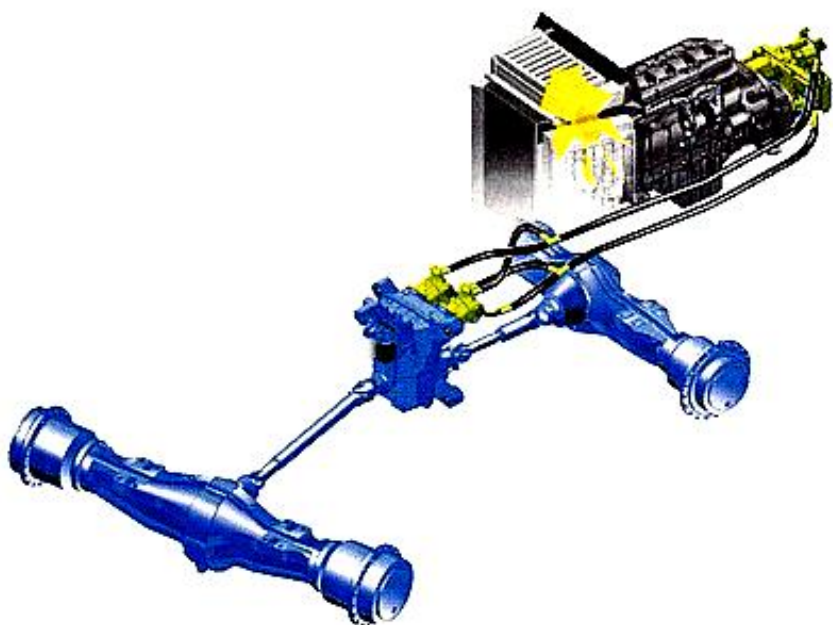
Obr. 9 Schéma hydrostatického pohonu s převodovkou řazenou pod zatížením

HYDROSTATICKÝ POHON TYPU 2PLUS2

Tento typ koncepce je používán zejména u čelních nakladačů a je používána ve strojích vyšších výkonových tříd. Koncepce pohonu 2plus2 umožňuje plynulé zrychlování bez rázů a ztráty tlakové síly ve všech pracovních režimech stroje. Pohon je tvořen spalovacím motorem, který pohání pojezdový hydrogenerátor. Vygenerovaná tlaková kapalina je vedena ke dvěma regulačním hydromotorům. Hydromotory mají rozdílný geometrický objem a oba jsou připojeny k mechanické třístupňové převodovce řazené pod zatížením. Pokud je zařazen první rychlostní stupeň, pracují oba hydromotory současně. Po přeřazení na druhý rychlostní stupeň je druhý hydromotor vyřazen z provozu. Při zařazení třetího stupně koná práci druhý hydromotor a první je vyřazen z provozu. Tímto je dosaženo plynulé změny rychlosti stroje. Reverzace je zajištěna natočením desky hydrogenerátoru do záporných hodnot úhlu α , takže k reverzaci pohonu není nutné použít vloženého mechanického převodu. Takto lze použít stejný princip pohonu jako vpřed s využitím všech tří mechanických stupňů. Z převodovky je krouticí moment distribuován na jednotlivé nápravy pomocí kardanů. [4]

Spalovací motor je umístěn v zadní části stroje a působí jako protizávaží. Tato koncepce pohonu umožňuje posunout motor ještě více dozadu, a tím zvýšit stabilitu stroje. Navíc se zlepšuje přístup ke spalovacímu motoru a hydrogenerátoru, který obvykle směřuje dozadu.

Toto konstrukční řešení se vyznačuje mimořádnou robustností a je založeno na opačné koncepci umístění motoru a hnacích agregátů, výstupní hřídeli dozadu – naopak než obdobné stroje jiných výrobců. Tím je dosaženo posunu těžiště nakladače více dozadu a stroj tedy není nutno vybavovat tak velkým protizávažím. Díky tomu dosahuje nakladač výrazně nižší provozní hmotnosti, nižší spotřeby pohonných hmot a plynulá regulace přenosu točivého momentu na kola vede k nižšímu opotřebení pneumatik – souhrnně tedy k vyšší produktivitě a efektivnosti.[8]



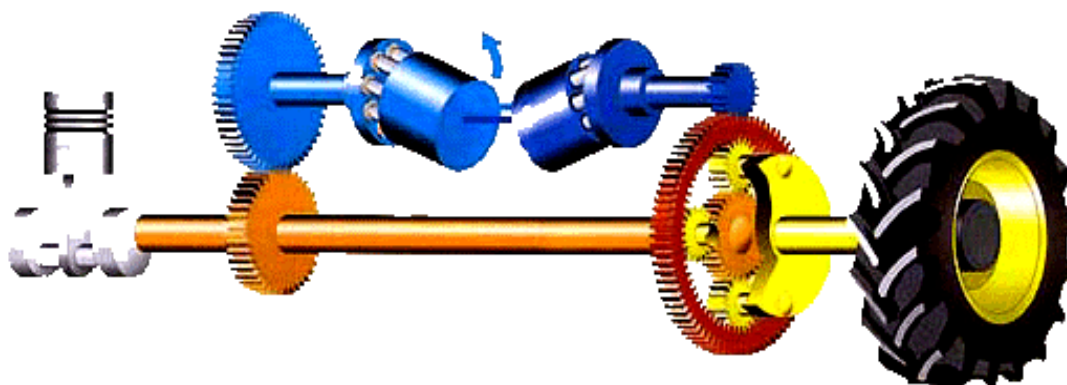
Obr. 10 Schéma pohonu 2plus2 firmy Liebherr [8]

BEZSTUPŇOVÁ HYDROMECHANICKÁ PŘEVODOVKA CVT

Jedná se o nejnovější koncepci pohonu mobilních pracovních strojů. Vhodně kombinuje vlastnosti mechanického a hydrostatického přenosu energie. Mechanický pohon stroje lze úplně nahradit hydrostatickým nebo naopak. U CVT (continuously variable transmission) převodovky nedochází k řazení převodových stupňů, ale ke změně převodového poměru dochází plynule.

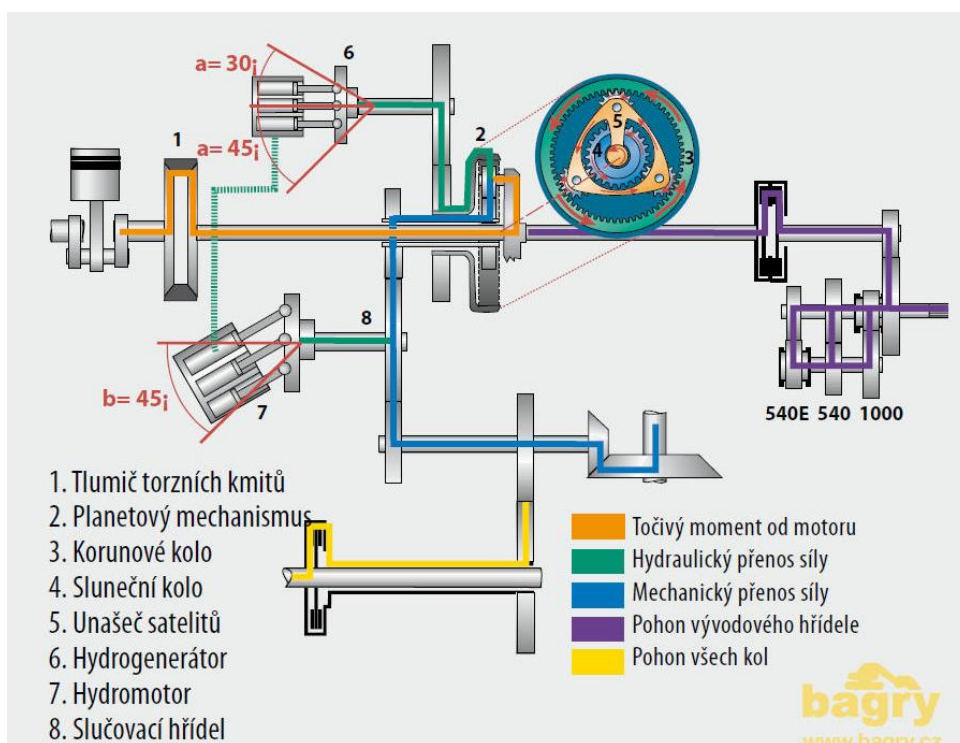
Rozjezd stroje je realizován snižováním sklonu regulačního bloku hydrogenerátoru ve směru ve směru $\alpha \rightarrow 0$, klesá geometrický objem, což se projeví poklesem otáček hydromotoru a snížením obvodové rychlosti korunového kola. Vlivem rozdílné obvodové rychlosti korunového a planetového kola se začne postupně otáčet unášecí satelitů a stroj se začne rozjíždět. Jakmile regulační blok hydrogenerátoru dosáhne nulového sklonu ($\alpha=0$), korunové kolo se zastaví a výkon motoru je přenášén pouze mechanickou částí převodovky. Další zrychlování stroje nastane pohybem regulačního bloku hydrogenerátoru ve směru $\alpha > 0$, při kterém se změní smysl otáčení korunového kola. Při nejvyšším vyklonění $\alpha_{max} > 0$ pojede stroj maximální rychlostí, neboť obvodová rychlost korunového kola dosáhla svého maxima. [25]

Převodovka CVT umožňuje úplné nahrazení hydrostatického pohonu mechanickým (nebo naopak) v závislosti na aktuálním zatížení stroje. Nedochází k řazení převodových stupňů jako u ostatních mechanických převodů používaných v pracovních strojích. Na rozdíl od planetového soukolí se všechna kola volně otáčejí. K regulaci rychlosti pojezdu dochází tedy regulací naklopením desky hydrogenerátoru a hydromotoru. Klopení desky je řízeno elektronickou řídicí jednotkou v závislosti na pracovních podmínkách. Rychlost stroje není přímo regulována otáčkami motoru. Díky důmyslné kombinaci hydrostatického pohonu a mechanické převodovky lze docílit toho, že stroj zrychluje, zatímco otáčky motoru klesají. Takto lze maximálně snížit spotřebu paliva stroje. Další výhody CVT převodovky jsou zejména plynulý bezstupňový chod při zachování velkého rychlostního rozsahu pojezdu. [5]



Obr. 11 Schéma znázorňující princip funkce CVT převodovky [2]

Převodovku CVT lze doplnit další převodovkou řazenou pod zatížením. Takto je možné dosáhnout jezdové rychlosti až 65 km/h. Toto řešení je vhodné pro stroje všech kategorií a určení. Krouticí moment je dále distribuován z převodovky na jednotlivé nápravy pomocí kardanu. Funkční schéma převodovky Vario firmy Fendt je zobrazeno na obrázku 12. Původně traktorová převodovka nyní nachází uplatnění i u velkých čelních nakladačů. Zajišťuje velký rychlostní rozsah jezdů při zachování stability nízkých jezdových rychlostí. Tato koncepce také přispívá ke značné úspoře paliva a snižuje opotřebení pneumatik. [2] [5]



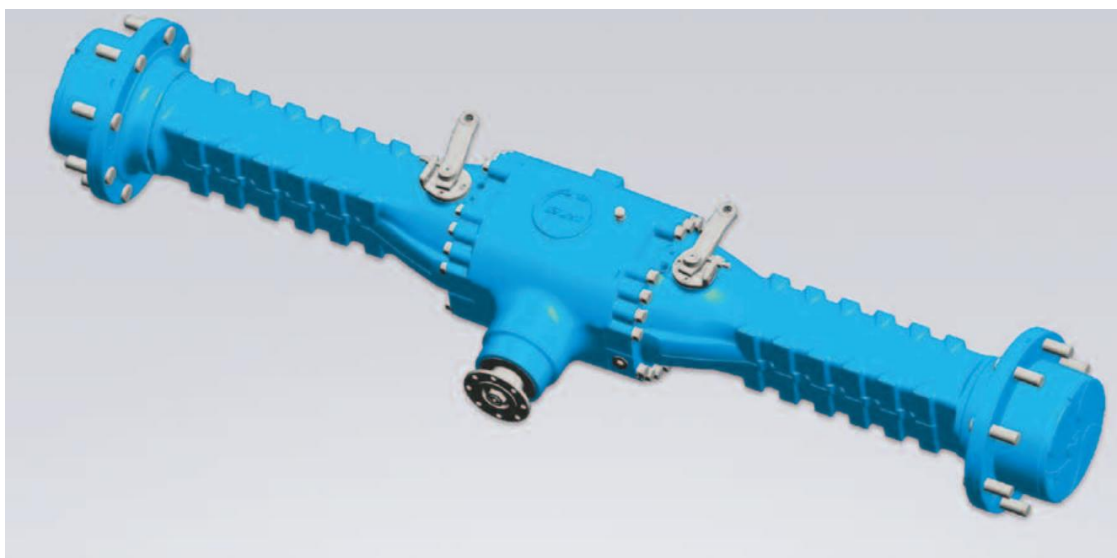
Obr. 12 Schéma traktorové převodovky Vario firmy Fendt [5]

NÁPRAVY POUŽÍVANÉ U CENTRÁLNÍHO POHONU

Náprava je důležitým nosným prvkem stroje. Spojuje vždy jednu stranu kol a distribuuje krouticí moment mezi jednotlivá kola. V závislosti na celé koncepci pohonu je nejčastěji voleno mezi tuhou a bogie nápravou.



Tuhá náprava poskytuje dobrý přenos tažné síly, má velkou únosnost a celá koncepce nápravy je velice kompaktní. Součástí nápravy jsou obvykle také mokré kotoučové brzdy, které nevyžadují téměř žádnou údržbu a jsou vhodné pro brzdění velké váhy stroje. Náprava je může být vybavena uzávěrkou diferenciálu, což značně zvyšuje terénní prostupnost. Diferenciál má několik volitelných konfigurací jako plně otevřený, limitovaný prokluz nebo 100% mechanicky uzavřen. Planetová převodovka není umístěna přímo v kole jako u jiných typů pohonu, což vede ke značné úspoře prostoru. Tento typ nápravy také vyniká svou odolností díky tomu, že jsou všechny důležité části pohonu zabudovány uvnitř nápravy. Celá náprava je uložena v oleji, což minimalizuje opotřebení všech prvků. Obvyklá stavebnicová konstrukce nápravy umožňuje přizpůsobení pro konkrétní aplikaci a typ stroje. Tuhé nápravy mohou být vybaveny řízením pomocí otáčení kol nápravy. Tato kombinace je často používána u menších nakladačů, kde je tímto způsobem řízení dosaženo požadovaného nízkého poloměru otáčení stroje. Náprava může být také osazena různými elektronickými prvky jako například snímače prokluzu kol. [13]



Obr. 13 Tuhá náprava firmy Spicer [13]

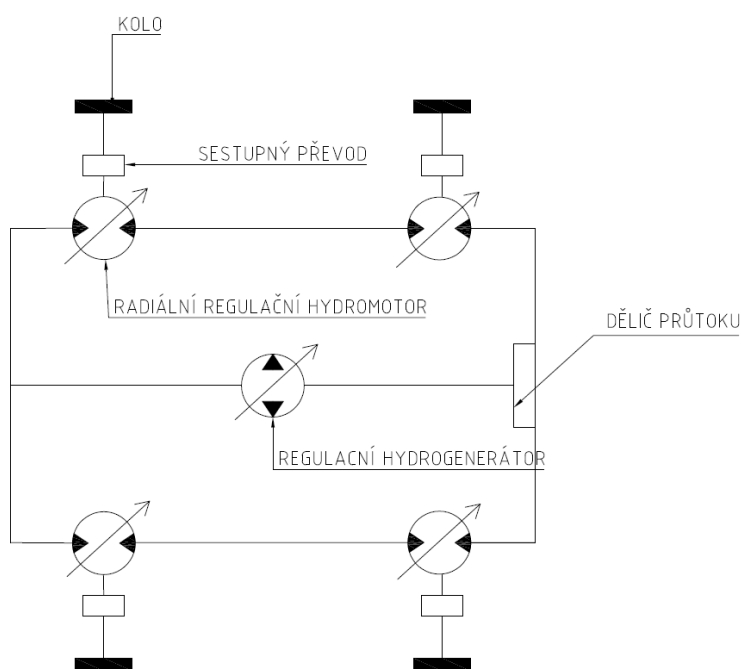
Bogie náprava je používána nejčastěji u lesních vyvážecích souprav, kde napomáhá ke snížení měrného tlaku na půdu a zlepšení přenosu trakčních sil. Díky uložení na výkyvném kloubu se jedna strana kol přizpůsobuje terénním nerovnostem nezávisle na druhé straně kol, a tímto umožňuje překonání i velkých překážek při zachování rovnoměrného zatížení na každé kolo. Tato konstrukce zajišťuje vysokou stabilitu celého stroje. Celá konstrukce bogie nápravy je velmi robustní a odolná proti poškození. Bogie náprava má hnaná všechna kola, což vede k menšímu prokluzu kol v těžkých podmínkách a výrazně zvyšuje průchodnost terénem. Stejně jako u tuhé nápravy jsou všechny komponenty pohonu integrovány do vnitřní části nápravy, což minimalizuje rizika poškození. Náprava je vybavena mechanickou uzávěrkou diferenciálu. Přímou v bogie nápravě jsou obvykle zabudovány také elektronické snímače prokluzu kol, které upravují přenos točivého momentu v závislosti na jízdních podmínkách. Současně je také náprava vybavena mokřkými lamelovými brzdami a sestupným převodem.



Obr. 14 Bogie náprava firmy Spicer [13]

2.2.2 INDIVIDUÁLNÍ HYDROSTATICKÝ POHON

Koncepce je stejně jako u centrálního pohonu a je složena ze spalovacího motoru, který slouží jako pohon hydrogenerátoru. Tlaková kapalina je vedena přes dělič průtoku a jiné prvky obvodu. U této koncepce pohonu je ovšem pohon kol realizován radiálním nízkootáčkovým hydromotorem, který pohání jednotlivá kola nebo dvojice kol. Radiální hydromotory umístěny přímo v kole společně se sestupným koncovým převodem. [1]



Obr. 15 Schéma individuálního hydrostatického pohonu[1]

Na rozdíl od axiálního hydromotoru umožňuje radiální hydromotor použití v nízkých otáčkách. Toto řešení je velmi kompaktní a vhodné zejména pro stroje s větším počtem hnaných kol. Ve srovnání s použitím axiálního hydromotoru s touhou nápravou dochází k úspoře prostoru i hmotnosti. Individuální pohon ovšem vylučuje použití převodovky s více



stupni. K regulaci rychlosti pojezdu tedy dochází pouze změnou otáček hydromotoru v kombinaci se sestupným převodem v kolech. Rychlostní rozsah stroje je tak značně omezen.

Pohon všech kol je obvykle realizován sérioparalelním zapojením všech kol. Tato koncepce zajišťuje stálý pohon všech kol s možností dělení průtoku mezi jednotlivé větve. Stroj se tak chová jako by byl vybaven mechanickým diferencíálem. V kolech jsou umístěny snímače otáčení kol. Jejich signál vyhodnocuje řídicí jednotka, která upravuje pomocí říditelného děliče průtoku otáčky kol v závislosti na jejich prokluzu. Hydraulický obvod vyžaduje složitější řízení a v klzkém terénu může dojít k nežádoucímu prokluzu kol. Systém řízení zaznamená prokluz kol, ale hydraulické prvky nereagují okamžitě, nýbrž s určitým zpožděním. Tímto je negativně ovlivněn přenos trakčních sil.

Firma Poclain hydraulics nabízí širokou paletu individuálních pohonů pro všechny mobilní pracovní stroje. Součástí pohonu jsou také prvky elektronických obvodů řízení a monitorování celého pohonu. [16]



Obr. 16 Individuální pohon LVS firmy Poclain hydraulics [15]

2.3 ELEKTROMECHANICKÝ POHON

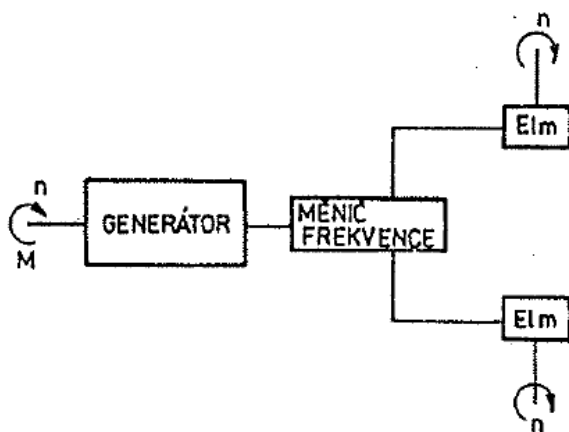
Elektrický pohon je soubor všech elektrických a elektronických prvků sloužících k pohonu pracovního stroje. Obvod se obvykle skládá z napájecí, regulační, ovládací a pohonné části.

Tato koncepce pohonu je používána pouze u velkých strojů jako jsou dempřry v povrchových dolech nebo velké buldozery. U nakladačů ani vyvážecích souprav není tento typ pohonu používán. Současné vývojové trendy naznačují, že v blízké době bude elektrický pohon využíván i u největších nakladačů.



Koncepce pohonu se skládá ze vznětového motoru, který pohání generátor elektrické energie. Elektrický proud generátoru je veden kabely do frekvenčního měniče, který upravuje frekvenci proudu, a tím i otáčky elektromotorů, které slouží k pohonu stroje. Použité třífázové elektromotory umožňují krátkodobé přetížení. Regulace otáček elektromotorů může být v centrálním provedení nebo může být každý elektromotor regulován zvlášť.[1]

Výhoda elektrického pohonu stroje je zejména vysoká celková účinnost celého pohonu a příznivý průběh krouticího momentu v závislosti na otáčkách motoru. Celý pohon lze snadno řídit pomocí frekvenčního měniče v relativně velkém otáčkovém spektru. Tento typ pohonu je také ve srovnání s hydraulickými pohony méně náročný na údržbu. Nevyžaduje výměny pracovního oleje a nehrozí zde úniky pracovního média. Navíc ve srovnání s hydrostatickým pohonem je ihned provozuschopný i při nízkých teplotách okolí. Pokud srovnáme elektromotor a hydromotor stejného výkonu, je tato koncepce daleko objemnější a vyžaduje větší zástavbový prostor. Ve srovnání s obdobným hydraulickým okruhem má také elektrická koncepce pohonu mnohem větší hmotnost.



Obr. 17 Schéma elektrického pohonu stroje [1]

Pokud je k pohonu stroje použito centrální koncepce pohonu, lze elektromotor připojit na převodovku řazenou pod zatížením nebo převodovku typu CVT. Takto je dosaženo ještě lepšího využití energie vygenerované spalovacím motorem. Přenos krouticího momentu je dále realizován obdobně jako u hydraulických pohonů. Při použití mechanické převodovky je k pohonu jednotlivých náprav obvykle použito kardanu a tuhých nebo bogie náprav.



Obr. 18 Dampr Komatsu s elektrickým pohonem[17]

Koncepce pohonu firmy Komatsu se skládá ze vznětového spalovacího motoru o výkonu 2014 kW, který pohání generátor elektrické energie. Elektrickou energii spotřebovává soustava elektromotorů o výkonu 3469 kW. Vznětový motor rotuje konstantními otáčkami, což při správném návrhu agregátu příznivě ovlivňuje spotřebu paliva. Stroj se takto může pohybovat rychlostí až 65 km/h, při hmotnosti stroje Komatsu 860E 448 013 kg. [18]



2.4 KATEGORIZACE POHONU PODLE POMĚRNÝCH PARAMETRŮ STROJE

2.4.1 NAKLADAČE

Hlavními rozhodujícími parametry při volbě pohonu nakladače jsou typ podvozku, hmotnost stroje, objem pracovního nářadí a maximální rychlost stroje. Pohon nakladačů je různý a odvíjí se také od vývojového trendu výrobce. Uvedené tabulky 1 a 2 neslouží jako dogma při návrhu pohonu. Zobrazují pouze aktuální průřez trhem s pracovními stroji.

Tabulka 1 Poměrné parametry nakladačů

Typ nakladače	Typ pohonu	Výkon spalovacího motoru [kW]	Hmotnost [kg]	Nosnost lopaty [kg]
Smykem řízený kolový	hydrostatický	35 – 80	2500 – 4100	600 – 1600
Smykem řízený pásový	hydrostatický	50 – 90	3100 – 5200	900 – 2000
Kloubové kolové do 100 kW	hydrostatický	30 – 100	1700 – 8500	600 – 2100
Kloubové kolové nad 100kW	Hydrostatický (2plus2,CVT)	100 – 250	15000 – 30000	2500 – 6200
	hydrodynamický	120 – 300	17000 – 32000	2500 – 6200
Pásové	hydrostatický	100 – 220	10000 – 27000	2500 – 5500
Rypadlo-nakladače	hydrodynamický	70 – 80	7000 – 8400	1600 – 2200

Jak je patrné z tabulky 1, trhu s nakladači dominuje hydrostatický pohon. Hydrodynamický pohon se stále často využívá u rypadlo-nakladačů. Hydrodynamický pohon se také používá u velkých nakladačů firmy Volvo.

2.4.2 LESNÍ VYVÁŽECÍ SOUPRAVY

U lesních vyvážecích souprav je používán pouze hydrostatický pohon. Rozdíl v konstrukci pohonu je v použití axiálních nebo radiálních hydromotorů. Při použití axiálního hydromotoru je pohon doplněn jednostupňovou nebo vícestupňovou mechanickou převodovkou. Všichni větší výrobci vyvážecích souprav jako je John Deere, Caterpillar, Ponsse vyrábí vyvážecí soupravy pouze s axiálními hydromotory v kombinaci s vícestupňovou převodovkou řazenou pod zatížením. Individuální pohon s radiálními hydromotory využívají pouze některé menší vyvážecí soupravy. Příkladem je systém firmy Poclain hydraulics, která dodává kompletní paletu hydrostatických individuálních pohonů pro většinu mobilních pracovních strojů.



Tabulka 2 Poměrné parametry LVS

Hmotnost LVS (provozní) [kg]	Typ hydrostatického pohonu	Výkon motoru [kW]	Počet kol	Rychlost stroje [km/h]
12000	Axiální HM s čtyřstupňovou převodovkou	96	4	24
16000	Axiální HM s čtyřstupňovou převodovkou	130	6	23
21000	Axiální HM s dvoustupňovou převodovkou	205	8	21
9900	Radiální HM a sestupný převod	96	8	20

2.5 VÝVOJOVÁ TENDENCE V KONSTRUKČNÍCH ŘEŠENÍCH

Vývojová tendence v koncepčních řešeních pohonu mobilních pracovních strojů se odvíjí od samotných požadavků na pojezdovou rychlost, trakční sílu pohonu, typu podvozku apod. Je ovšem zřejmé, že u všech druhů pracovních strojů je také dominantní cena dané koncepce a také hospodárnost provozu stroje. V posledních letech se tedy výrobci zaměřili obzvláště na úsporu paliva a snižování celkových provozních nákladů. Z tohoto důvodu začal výrazně dominovat hydrostatický přenos energie u všech strojů. Na rozdíl od doposud používaného hydrodynamického pohonu nabízí hydrostatický pohon lepší možnosti regulace, pomocí nejrůznějších elektronických prvků. Takto lze dosáhnout maximální efektivity celého pohonu a výrazného snížení provozních nákladů. V současné době lze najít hydrostatický pohon i u strojů o výkonu nad 150 kW.

Výrobci avizují, že v horizontu několika let bude většina pracovních strojů o výkonu nad 100 kW využívat bezstupňové převody typu CVT ve spojení s hydrostatickým pohonem. Tímto konstrukčním řešením je možné dosáhnout maximálního využití energie spalovacího motoru při zachování příznivé pojezdové charakteristiky a mobility stroje. V roce 2013 byl firmou Liebherr představen model L586 X-POWER a o rok dříve firma CAT představila model 996XT. Oba tyto nakladače jsou vybaveny převodovkou typu CVT.

2.6 POROVNÁNÍ KONCEPČNÍCH ŘEŠENÍ S OHLEDEM NA JEJICH ÚČINNOST A EFEKTIVITU

2.6.1 HYDRODYNAMICKÉ POHONY

Hydrodynamické pohony jsou jednoduché a spolehlivé. Z hlediska účinnosti dosahují efektivity asi 85 %. Nevyžadují složité řídicí a regulační prvky. V porovnání s hydrostatickým pohonem mají menší účinnost, neumožňují reverzaci chodu ani jednoduché přerušení



výkonového toku. V hydrodynamických mechanismech dochází k rapidnímu zahřívání oleje, proto je nutné ho intenzivně chladit. V porovnání s hydrostatickým mechanismem je celá koncepce rozměrnější a narůstá také spotřeba paliva. Hydrodynamické mechanismy pracují ve stálém skluzu, což snižuje jejich účinnost. Velkou nevýhodou je také fakt, že měnič je spojen přímo s převodovkou. Samotná distribuce krouticího momentu je zajištěna pomocí kardanů, které není příliš výhodné a nedá se použít u všech strojů. Distribuce krouticího momentu je tedy v porovnání s hydrostatickým pohonem složitější.

2.6.2 HYDROSTATICKÉ POHONY

Hydrostatické pohony mají ve srovnání s hydrodynamickými lepší využití energie spalovacího motoru. Umožňují plynulou regulaci rychlosti pojezdu i změnu převodových poměrů. Navíc je lze regulovat pomocí elektronických řídicích prvků. Hydrostatický pohon umožňuje snadnou reverzaci chodu i přerušování výkonového toku. Ve spojení s řídicí elektronikou je tedy možné minimalizovat spotřebu paliva a provozní náklady. To jsou hlavní důvody, proč je hydrodynamický pohon nahrazován hydrostatickým. Ve spojení s mechanickým převodem je zabezpečen velký rozsah pojezdových rychlostí stroje. Hydrostatický pohon má vyšší pořizovací náklady, což je způsobeno konstrukční a výrobní náročností.

Koncepce typu 2plus2 poskytuje plynulý chod v závislosti na aktuálním zatížení. Spojením s vícestupňové mechanické převodovky je zajištěno velké rychlostního rozsahu stroje. Nabízí stejný rychlostní rozsah vpřed i vzad. Jedinou nevýhodou této koncepce je použití dvou axiálních hydromotorů, což se odráží na pořizovací ceně. To je také důvod proč se používá u větších a dražších strojů.

Největší účinnosti dosahuje převodovka CVT. Touto koncepcí je možné minimalizovat provozní náklady stroje. Díky bezstupňovému chodu nedochází přerušování výkonu, ani k drobným změnám rychlosti stroje při řazení. Na rozdíl od koncepce 2plus2 je použito pouze jednoho hydromotoru, což snižuje cenu celého pohonu. Při vyšších pojezdových rychlostech dochází k úplnému nahrazení hydrostatického pohonu mechanickým, což minimalizuje opotřebení hydrostatické části a zvyšuje účinnost celého pojezdu. Navíc je tato koncepce vhodná pro stroje všech výkonových skupin.

Koncepce individuálních pohonů využívajících radiálních hydromotorů je dnes omezena pouze na stroje, u kterých není vyžadován velký rozsah pojezdové rychlosti. Tato koncepce má své uplatnění zejména jako pomocný pohon, který není v činnosti pořád. Ve srovnání s axiálním hydromotorem neumožňuje plynulou regulaci otáček a převodového poměru. Má také nižší účinnosti v některých provozních režimech stroje. Hlavní nevýhodou je složitá regulace zejména v krizových situacích. Dochází k nežádoucímu prokluzu kol a k zhoršení trakčních podmínek mezi kolem a povrchem. Velkou výhodou je ale značná úspora prostoru.

2.6.3 ELEKTRICKÉ POHONY

Elektrické pohony jsou zatím omezeny na největší pracovní stroje, zejména na stroje pracující v důlním průmyslu. Poskytují velký rychlostní rozsah pojezdu a jsou schopné přenášet velké výkony a krouticí momenty. Velká hmotnost a rozměry jsou hlavním důvodem toho, že se elektrický pohon nerozšířil i do menších strojů. Elektrický pohon je ve srovnání s ostatními typy pohonu také výrazně dražší. Rozmach elektropohonu je možné očekávat až po vynalezení baterií schopných zajistit pohyb stroje bez použití generátoru elektrické energie.



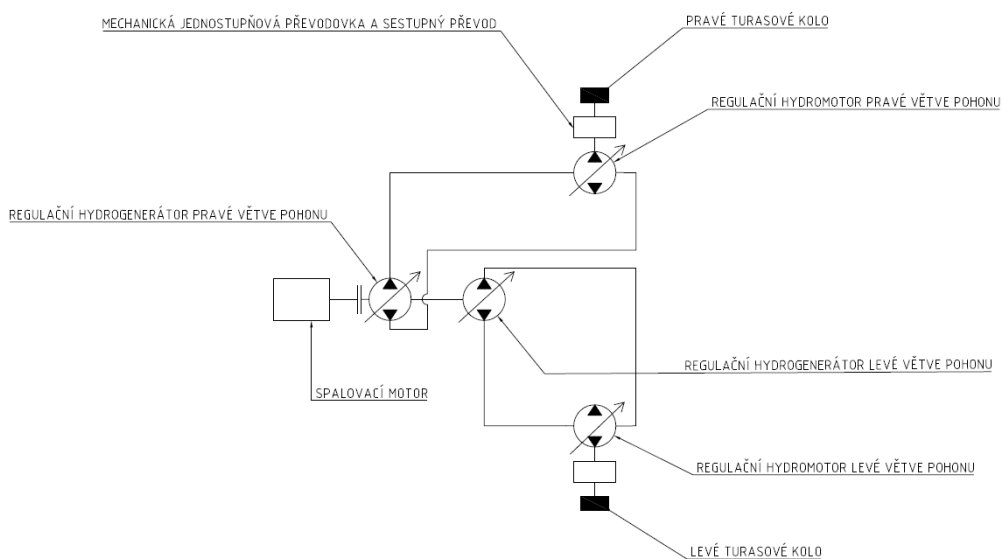
3 NÁVRH KONCEPCE POHONU

Koncepce pohonu je navrhována pro čelní pásový nakladač. Pohon musí překonávat pasivní odpory všech částí podvozku a odpory proti zrychlení. Musí také zajistit dostatečnou tažnou sílu, aby se stroj pohyboval požadovanou rychlostí. Čelní nakladač využívá tažnou sílu pohonu k nabírání materiálu do pracovního nářadí.



Obr. 19 Pásový nakladač John Deere 605K[24]

Koncepce se skládá ze dvou samostatných větví. Každá větev pohání jednu stranu pásu. Takto je zajištěna plynulá regulace pohonu s možností reverzace pro každý pás nezávisle na druhém pásu. Rychlost a tažná síla pojezdu je regulována naklopením desky hydrogenerátoru a hydromotoru. Takto lze dosáhnout minimálních tlakových ztrát, protože k regulaci pojezdu není využito škrtkového ventilu ani děliče průtoku apod. Koncepce pohonu je doplněna mechanickou jednostupňovou převodovkou a sestupným převodem v turasovém kole.



Obr. 20 Schéma navrhované koncepce pohonu



3.1 PARAMETRY STROJE

Návrh pohonu je konstruován na pásový nakladač. Provozní parametry stroje jsou zobrazeny v tabulce.

Tabulka 3 Vstupní parametry výpočtu pohonu stroje

Hmotnost nakladače [kg]	8500
Stoupavost stroje β [°]	20
Poloměr turasového kola [m]	0,45
Minimální tažná síla (při nulovém úhlu β) [N]	80 000
Převodový poměr mechanické převodovky	6,37
Převodový poměr koncové redukce v turasovém kole	6

3.2 VÝPOČET JÍZDNÍCH ODPORŮ STROJE

Síla odporu stoupání

$$F_s = m \cdot g \cdot \sin\beta \text{ [N]} \quad (3.2.1)$$

$$F_s = 8500 \cdot 9,81 \cdot \sin(20)$$

$$F_s = 28\,520 \text{ N}$$

Kde:

F_s ... síla odporu stoupání

m ... hmotnost stroje

β ... maximální úhel stoupání

g ... gravitační zrychlení

Síla odporu pásu

Protože neznáme přesné rozměry a konstrukční řešení podvozku, byla síla odporu pásu hrubě odhadnuta na 10 % z celkové hmotnosti stroje. Tato odporová síla je odhadnuta pro jednu stranu pásového podvozku. Odhad odporové síly byl hrubě odhadnut pomocí empirických



vzorců. Přesnější výpočet odporů pásového podvozku je nad rámec zadání této práce a závisí na celé řadě dalších parametrů, které v následujícím výpočtu nejsou zohledněny.²

Odhad síly odporu pásu:

$$F_p = 0,1 \cdot m \cdot g \text{ [N]} \quad (3.2.2)$$

$$F_p = 0,1 \cdot 8500 \cdot 9,81$$

$$F_p = 8338 \text{ N}$$

Kde:

F_p ... síla odporu jedné větve pásu

m ... hmotnost stroje

g ... gravitační zrychlení

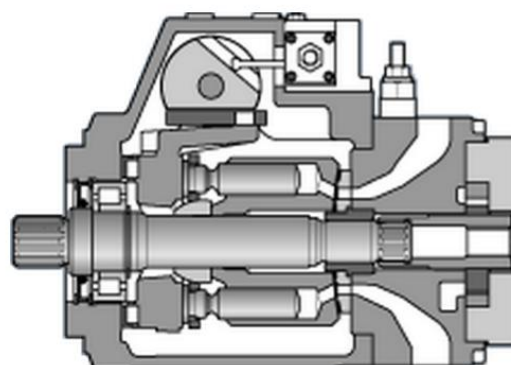
3.3 VOLBA HYDROGENERÁTORU

Hydrogenerátor slouží jako převodník mechanické energie motoru na tlakovou energii kapaliny. V tomto návrhu je použito regulačního axiálního pístového hydrogenerátoru s nakloněnou deskou firmy Bosch Rexroth s typovým označením A4VG/32. Jedná se o elektronicky řízený pojezdový hydrogenerátor dosahující maximálního tlakového spádu Δp až 45 MPa. Důležité parametry použitého hydrogenerátoru jsou zobrazeny v tabulce 2.

Tabulka 4: Parametry hydrogenerátoru Bosch Rexroth A4VG/32[21]

Maximální jednotkový objem	V_{gmax}	cm^3	90
Nom. otáčky při max. jednotkovém objemu	n_{nom}	min^{-1}	2100
Maximální otáčky	n_{max}	min^{-1}	3800
Průtok nominálních otáčkách	Q_v	l/min^{-1}	189
Výkon $\Delta p=40MPa$	P	kW	183

² JEŘÁBEK, Karel a František HELEBRAND. Stroje pro zemní práce. Silniční stroje. 2. přeprac. vyd. Ostrava: GRAFIS, 1996, 468 s. s. 82



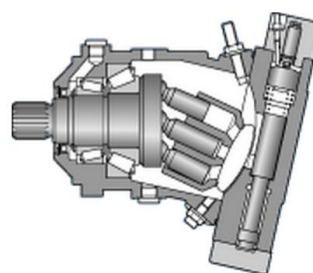
Obr. 21 Hydrogenerátor Bosch Rexroth A4VG/32

3.4 VOLBA HYDROMOTORU

Hydromotor slouží jako převodník tlakové energie kapaliny na mechanickou energii. Pro tento návrh byl zvolen axiální regulační hydromotor firmy Bosch Rexroth s typovým označením A6/VM65. Jedná se o pojezdový hydromotor s nakloněným blokem válců pracující s nominálním tlakem 40 MPa. Geometrický objem hydromotoru je možné plynule regulovat od nulového až po maximální objem.

Tabulka 5 Parametry hydromotoru Bosch Rexroth A6/VM65 [22]

Maximální jednotkový objem	v_{gmax}	cm^3	140
Nom. otáčky při max. jednotkovém objemu	n_{nom}	min^{-1}	1154
Maximální otáčky	n_{max}	min^{-1}	2300
Max průtok	Q_v	l/min^{-1}	200
Krouticí moment při $\Delta p=40MPa$	M_k	Nm	891



Obr. 22 Hydromotor Bosch Rexroth A6/VM



3.5 VOLBA HYDRAULICKÉHO OLEJE

Hydraulický olej je důležitým prvkem hydraulických mechanismů. Nesprávně zvolený olej může poškodit prvky hydraulických mechanismů. Pro tento hydraulický okruh byl zvolen hydraulický olej firmy Slovnaft s označením MOL hydro HV 46. Důležitý parametr, který je nutné zohlednit je norma oleje. Zvolený olej plní normu Bosch Rexroth RE 07075 a RE 90220, takže by měl být kompatibilní se zvoleným hydrogenerátorem a hydromotorem.

Více rozsahový vysokovýkonný hydraulický olej s velmi nízkým bodem tuhnutí. Zabezpečuje dobrou stříhovou stálost a vynikající viskozitně-teplotní vlastnosti, umožňuje spolehlivý provoz při extrémních klimatických podmínkách. Je vhodný pro hydraulická zařízení pracující ve venkovním prostředí při vysokém tepelném a mechanickém zatížení. Také je vhodný do speciálních průmyslových hydraulických systémů anebo systémů, pracujících v širokém teplotním rozmezí. Má vynikající filtrovatelnost a ochranu vůči opotřebení. [26]

Tabulka 6 Parametry oleje Slovnaft MOL hydro HV 46[23]

Viskozitní třída	ISO VG 46
Výkonnostní úroveň	ISO 11158 HV, ISO-L-HV, DIN 51524-3 (HVLP), Parker Hannifin (Denison) HF-0/HF-1/HF-2, Bosch-Rexroth RE 07075, Bosch-Rexroth RE 90220, SAE MS1004 Type HV, AFNOR NF-E-48603 (HV)
Kinematická viskozita při 40°C [mm ² /s]	45,1
Bod vzplanutí [°C]	220
Bod tuhnutí [°C]	-45
Hustota oleje při 15°C [kg/m ³]	870

3.6 KONTROLNÍ VÝPOČET HYDRAULICKÉHO OKRUHU

3.6.1 VÝPOČET PRŮTOKU HYDRAULICKÝM OKRUHEM

$$Q = n_{SP} \cdot V_{HG} \eta_{HG} \quad [m^3 \cdot s^{-1}] \quad (3.6.1)$$

$$Q = 36,667 \cdot (90 \cdot 10^{-6}) \cdot 0,95$$

$$Q = 3,135 \cdot 10^{-3} \quad m^3 \cdot s^{-1}$$

Kde:

Q ... průtok hydraulickým obvodem

n_{SP} ... otáčky spalovacího motoru

V_{HG} ... maximální geometrický objem hydrogenerátoru



η_{HG} ... průtoková účinnost hydrogenerátoru

3.6.2 VÝPOČET OTÁČEK HYDROMOTORU PŘI MAXIMÁLNÍM GEOMETRICKÉM OBJEMU

$$n_{HM} = \frac{Q}{V_{HM}} \cdot \eta_{HM} [s^{-1}] \quad (3.6.2)$$

$$n_{HM} = \frac{3,135 \cdot 10^{-3}}{140 \cdot 10^{-6}} \cdot 0,9$$

$$n_{HM} = 20,15 s^{-1} = 1209 \text{ min}^{-1}$$

Kde:

n_{HM} ... otáčky hydromotoru

Q ... průtok hydraulickým okruhem

V_{HM} ...geometrický objem hydromotoru

η_{HM} ... objemová účinnost hydromotoru

3.6.3 VÝPOČET CELKOVÉHO PŘEVODOVÉHO POMĚRU

$$i_c = i_p \cdot i_k \quad (3.6.3)$$

$$i_c = 6,37 \cdot 6$$

$$i_c = 38,22$$

Kde

i_c ... celkový převod

i_p ... převodový poměr mechanické jednostupňové převodovky

i_k ... koncový převod turasového kola

Výpočet otáček turasového kola

$$n_{TK} = \frac{n_{HM}}{i_c} [s^{-1}] \quad (3.6.4)$$

$$n_{TK} = \frac{1209}{38,22}$$

$$n_{TK} = 0,527 s^{-1} = 31,6 \text{ min}^{-1}$$

Kde

n_{TK} ... otáčky turasového kola



n_{HM} ... otáčky hydromotoru

i_c ... celkový převodový poměr

3.6.4 VÝPOČET RYCHLOSTI STROJE PŘI POMALÉM REŽIMU

$$v_1 = n_{TK} \cdot 2 \cdot \pi \cdot R_{TK} [m \cdot s^{-1}] \quad (3.6.5)$$

$$v_1 = 0,527 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0,45$$

$$v_1 = 5,82 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$$

Kde

v_1 ... rychlost stroje

n_{TK} ... otáčky turasového kola

R_{TK} ... poloměr turasového kola

3.6.5 VÝPOČET MAXIMÁLNÍ RYCHLOSTI STROJE

Stroj se pohybuje maximální rychlostí, pokud hydromotory pracují se zmenšeným geometrickým objemem. Zmenšený objem hydromotoru je v tomto případě 70 cm^3 . Pro výpočet maximální rychlosti použijeme stejný postup a vztahy 3.6.1 až 3.6.5

$$v_{max} = 10,1 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$$

Kde

v_{max} ... maximální rychlost stroje

3.6.6 VÝPOČET HYDRAULICKÝCH ZTRÁT V OBVODU

Rozměry a konkrétní řešení a délky hydraulického potrubí nebyly stanoveny. Proto byla celková tlaková ztráta v potrubí stroje odhadnuta. Odhad celkové tlakové ztráty je Δp_z je 1,5 MPa.

$$\Delta p_z = 1,5 \text{ MPa}.$$

Kde:

Δp_z ... celková tlaková ztráta v hydraulickém okruhu

3.6.7 VÝPOČET TAŽNÉ SÍLY POHONU

Pro výpočet tažné síly je nutné stanovit hodnotu tlakového spádu.

$$\Delta p_{HM} = \Delta p_{HG} - \Delta p_z [\text{MPa}] \quad (3.6.6)$$

$$\Delta p_{HM} = 40 - 1,5$$

$$\Delta p_{HM} = 38,5 \text{ MPa}$$



Kde

Δp_{HM} ... tlakový spád hydromotoru

Δp_{HG} ... tlak vytvořený hydrogenerátorem

Δp_Z ... ztrátový tlak

Krouticí moment hydromotoru

$$M_{KHM} = \Delta p_{HM} \cdot \frac{V_{HM}}{2 \cdot \pi} \cdot \eta_{HM} [N \cdot m] \quad (3.6.7)$$

$$M_{KHM} = (38,5 \cdot 10^6) \cdot \frac{140 \cdot 10^{-6}}{2 \cdot \pi} \cdot 0,9$$

$$M_{KHM} = 772 N \cdot m$$

Kde

M_{KHM} ... maximální krouticí moment hydromotoru

Δp_{HM} ... tlakový spád v hydraulickém okruhu

V_{HM} ... geometrický objem hydromotoru

η_{HM} ... objemová účinnost hydromotoru

Krouticí moment působící na turasové kole

$$M_{KT} = M_{KHM} \cdot i_c \cdot \eta_m [N \cdot m] \quad (3.6.8)$$

$$M_{KT} = 772 \cdot 38,22 \cdot 0,9$$

$$M_{KT} = 22\,430 N \cdot m$$

Kde

M_{KT} ... krouticí moment působící na turasové kolo

i_c ... celkový převod

η_m ... účinnost mechanického převodu

Výpočet tažné síly

$$F_T = \frac{M_{KT}}{R_{TK}} [N] \quad (3.6.9)$$

$$F_T = \frac{22430}{0,45}$$

$$F_T = 49\,840 N$$



Kde

F_T ... tažná síla jedné větve pohonu

M_{KT} ... krouticí moment působící na turasové kolo

R_{TK} ... poloměr turasového kola

Při jízdě vpřed je tedy pohon schopný vyvinout tažnou sílu dvojnásobnou, protože obě větve pohonu zabírají na 100 % výkonu.

Maximální tažná síla pohonu je tedy:

$$F_{TMAX} = 99\,680\, N$$

F_{TMAX} ... tažná síla obou větví pohonu při jízdě vpřed

3.7 VÝPOČET TAŽNÉ SÍLY STROJE PŘI MAXIMÁLNÍM STOUPÁNÍ

Stroj při pohybu překonává řadu jízdnic odporů. Celkovou tažnou sílu stroje vypočítáme odečtením odporových sil od tažné síly pohonu.

$$F_{TS} = F_{TMAX} - (F_S + F_P) [N] \quad (3.7.1)$$

$$F_{TS} = 99680 - (28510 + 2 \cdot 8336)$$

$$F_{TS} = 54\,498\, N$$

Kde:

F_{TS} ... tažná síla stroje

F_{TMAX} ... tažná síla obou větví pohonu při jízdě vpřed

F_P ... síla odporu jedné větve pásu

F_S ... síla odporu stoupání

3.8 VÝPOČET TAŽNÉ SÍLY PŘI JÍZDĚ PO ROVINĚ

$$F_{TS} = F_{TMAX} - 2 \cdot F_P [N] \quad (3.8.1)$$

$$F_{TS} = 99680 - 2 \cdot 8338$$

$$F_{TS} = 83\,004\, N$$

Kde:

F_{TS} ... tažná síla stroje

F_{TMAX} ... tažná síla obou větví pohonu při jízdě vpřed

F_P ... síla odporu jedné větve pásu



ZÁVĚR

Tato práce se zabývala možnostmi přenosu krouticího momentu z hnacího agregátu na kola stroje. Jednotlivé druhy pohonu byly kategorizovány podle druhu přenosu energie a dále rozčleněny do celků podle konstrukčních řešení. Jednotlivé typy pohonu byly rozebrány a také byla zhodnocena jejich účinnost a vhodnost použití v konkrétní aplikaci. Práce obsahuje také stanovení vývojových trendů s ohledem na současné požadavky kladené na pohon pracovních strojů. Závěrem se práce zabývá návrhem koncepce pohonu pro čelní pásový nakladač. Návrh této koncepce je zjednodušený a neobsahuje všechny důležité výpočty a parametry, které jsou podstatné pro správnou funkci pohonu. Jelikož se jedná pouze o zjednodušený návrh koncepce pohonu, byly výpočty návrhu pohonu značně zjednodušeny. Kompletní návrh se všemi výpočty přesahuje zadání této práce.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

[1] VANĚK, Antonín. Moderní strojní technika a technologie zemních prací. Vyd. 1. Praha: Academia, 2003, 526 s., xvi s. barev. obr. příl. ISBN 80-200-1045-9.

[2] BAUER, František. Traktory a jejich využití. 2. vyd. Praha: Profi Press, 2013, 224 s. ISBN 978-80-86726-52-6.

[3] JEŘÁBEK, Karel a František HELEBRAND. Stroje pro zemní práce. Silniční stroje. 2. přeprac. vyd. Ostrava: GRAFIS, 1996, 468 s.

[4] HÁJEK, Ondřej. Liebherr L 586 2plus2 - největší hydrostaticky poháněný kolový nakladač na světě [online]. 2008 [cit. 2015-04-27]. Dostupné z:

http://bagry.cz/cze/clanky/recenze/liebherr_l_586_2plus2_nejvetsi_hydrostaticky_pohaneny_kolovy_nakladac_na_svete

[5] HÁJEK, Ondřej. Z traktorů do nakladačů: Jak funguje plynulá převodovka CVT / Vario [online]. 2014 [cit. 2015-04-27]. Dostupné z:

http://bagry.cz/cze/clanky/technika/z_traktoru_do_nakladacu_jak_funguje_plynula_prevodovka_cvt_vario

[6] HÁJEK, Ondřej. Kombinace: Bobcat S300 + pryžové pásy Solideal OTT Trackmaster [online]. 2011 [cit. 2015-04-27]. Dostupné z:

http://bagry.cz/cze/clanky/job_reporty/kombinace_bobcat_s300_pryzove_pasy_solideal_ott_trackmaster

[7] RYBÁŘ, Jan. S kompaktními kolovými nakladači Cat 910K a 914K je každá práce hračkou [online]. 2014 [cit. 2015-04-27]. Dostupné z:

<http://stavebni-technika.cz/clanky/s-kompaktnimi-kolovymi-nakladaci-cat-910-a-914k-je-kazda-prace-hrackou>

[8] HORT, Jan. Největší hydrostaticky poháněný kolový nakladač na světě Liebherr L 586 2plus2 [online]. 2008 [cit. 2015-04-27]. Dostupné z:

<http://stavebni-technika.cz/clanky/nejvetsy-hydrostaticky-pohaneny-kolovy-nakladac-na-svete-liebherr-l-586>

[9] TŮMA, Jan. KOLOVÉ NAKLADAČE UMĚJÍ VÍC [online]. 2012 [cit. 2015-04-27]. Dostupné z:

<http://www.asb-portal.cz/stavebnictvi/stavebni-technika/kolove-nakladace-umeji-vice>

[10] MÜLLER, Jan. Nové kompaktní nakladače Kramer 550 a 650 [online]. 2012 [cit. 2015-04-27]. Dostupné z:

<http://stavebni-technika.cz/clanky/nove-kompaktni-nakladace-kramer-550-a-650>



[11] MÜLLER, Jan. Kramer 280 – ideální nakladač [online]. 2011 [cit. 2015-04-27]. Dostupné z:

<http://stavebni-technika.cz/clanky/kramer-280-idealni-nakladac>

[12] Traktorbagr Caterpillar 432F – před kabinou všechno jinak, zatím bez DPF. KŘEŠŤAN, Jan. Bagry.cz [online]. 2012 [cit. 2015-04-29]. Dostupné z:

http://bagry.cz/cze/clanky/recenze/traktorbagr_caterpillar_432f_pred_kabinou_vsechno_jinak_zatim_bez_dpf

[13] Dana axles. Rigid axles [online]. 2012 [cit. 2015-04-30]. Dostupné z:

<http://www.dana.com/wps/wcm/connect/DEXT2/Dana/Markets/Off-Highway/Products/Axles/>

[14] NAF axles. Bogie axles [online]. 2015 [cit. 2015-04-30]. Dostupné z:

<http://www.nafaxles.com/en/applications/forestry.html>

[15] Log forwarder Fuel efficient and proven solution for harsh environments. Poclain hydraulics [online]. 2012 [cit. 2015-04-30]. Dostupné z:

<http://www.poclain-hydraulics.com/en/Overview/forestry/log-forwarder-fuel-efficient-and-proven-solution-for-harsh-environments-ref53>

[16] Poclain hydraulics. Overwiev [online]. 2012 [cit. 2015-04-30]. Dostupné z:

<http://www.poclain-hydraulics.com/en/Overview/presentation>

[17] Us.all.biz. Komatsu 860E [online]. 2015 [cit. 2015-04-30]. Dostupné z:

<http://www.us.all.biz/img/us/catalog/39988.jpeg>

[18] Komatsu 860E-1K. Komatsu 860E-1K [online]. 2009 [cit. 2015-04-30]. Dostupné z:

http://www.komatsu.com/ce/products/pdfs/KAC_860E-1K.pdf

[20] http://www.liftandhoist.com/sites/liftandhoist.com/files/qs3.8_right.jpg

[21] Bosch Rexroth. 2014. A4VG/32 [online]. [cit. 2015-05-06]. Dostupné z:

<http://www.boschrexroth.com/mobile-hydraulics-catalog/Vornavigation/VorNavi.cfm?Language=EN&VHist=g54076%2Cg54069%2Cg55969&PageID=m3575>

[22] Bosch Rexroth. 2014. A6VM/63 [online]. [cit. 2015-05-06]. Dostupné z:

<http://www.boschrexroth.com/mobile-hydraulics-catalog/Vornavigation/VorNavi.cfm?Language=EN&VHist=g54076%2Cg54069%2Cg61367&PageID=m3726>



[23] SLOVNAFT. 2013. MOL hydro HV 46 [online]. [cit. 2015-05-06]. Dostupné z:

<http://www.slovnaft.cz/assets/files/Prumyslove%20oleje/MOL%20Hydro%20HV%2046.pdf>

[24] John Deere. 2015. John Deere 605K [online]. [cit. 2015-05-06]. Dostupné z:

https://www.deere.com/en_US/media/images/product/construction/crawler_loader/605k/605k_642x462.png

[25] BAUER, František. Traktory a jejich využití. 2. vyd. Praha: Profi Press, 2013, 224 s. ISBN 978-80-86726-52-6. s. 65

[26] SLOVNAFT. 2013. MOL hydro HV 46 [online]. [cit. 2015-05-06]. Dostupné z:

<http://www.slovnaft.cz/assets/files/Prumyslove%20oleje/MOL%20Hydro%20HV%2046.pdf>



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

- F_s ... síla odporu stoupání [N]
- m ... hmotnost stroje [kg]
- β ... maximální úhel stoupání [°]
- g ... gravitační zrychlení [$m \cdot s^{-2}$]
- F_p ... síla odporu jedné větve pásu [N]
- Q ... průtok hydraulickým obvodem [$m^3 \cdot s^{-1}$]
- n_{SP} ... otáčky spalovacího motoru [s^{-1}]
- V_{HG} ... maximální geometrický objem hydrogenerátoru [m^3]
- η_{HG} ... průtoková účinnost hydrogenerátoru [-]
- n_{HM} ... otáčky hydromotoru [s^{-1}]
- i_c ... celkový převod [-]
- i_p ... převodový poměr mechanické jednostupňové převodovky [-]
- i_k ... koncový převod turasového kola [-]
- v_1 ... rychlost stroje [$m \cdot s^{-1}$]
- n_{TK} ... otáčky turasového kola [s^{-1}]
- R_{TK} ... poloměr turasového kola [m]
- v_{max} ... maximální rychlost stroje [$m \cdot s^{-1}$]
- Δp_z ... celková tlaková ztráta v hydraulickém okruhu [MPa]
- Δp_{HM} ... tlakový spád hydromotoru [MPa]
- Δp_{HG} ... tlak vytvořený hydrogenerátorem [MPa]
- Δp_z ... ztrátový tlak [MPa]
- M_{KHM} ... maximální krouticí moment hydromotoru [$N \cdot m$]
- Δp_{HM} ... tlakový spád v hydraulickém okruhu [MPa]
- V_{HM} ... geometrický objem hydromotoru [m^3]
- η_{HM} ... objemová účinnost hydromotoru [-]



M_{KT} ... krouticí moment působící na turasové kolo [$N \cdot m$]

η_m ... účinnost mechanického převodu [-]

F_T ... tažná síla jedné větve pohonu [N]

F_{TMAX} ... tažná síla obou větví pohonu při jízdě vpřed [N]

F_{TS} ... tažná síla stroje [N]

