SCIENTIFIC PAPERS
OF THE UNIVERSITY OF PARDUBICE
Series B
The Jan Perner Transport Faculty
10 (2004)

MOBILNÍ PRACOVNÍ STROJE S ŘÍZENOU DISTRIBUCÍ VÝKONU

Gabriela KOREISOVÁ, Josef KOREIS

Katedra provozní spolehlivosti, diagnostiky a mechaniky

ÚVOD

Problematice řízení distribuce výkonu na poháněná kola silničních vozidel byl věnován článek [1] v tomto sborníku. Podmínky řízení distribuce výkonu v pohonech mobilních pracovních strojů jsou jiné, než u silničních vozidel. U mobilních pracovních strojů jsou výrazně menší poloměry zatáčky. Z toho plynou větší hodnoty vynucených diferencí kol jedné nápravy při jízdě zatáčkou. U silničních vozidel je systém přenosu výkonu od motoru na poháněná kola převážně mechanický. Řízením distribuce výkonu na jednotlivá poháněná kola se uskutečňuje buď automaticky pracujícími samozávěrnými diferenciály, nebo elektronicky řízenými protiskluzovými systémy. Mobilní pracovní stroje mají ve většině případů systém přenosu výkonu hydrostatický. U některých typů mobilních pracovních strojů, (např. u nakladačů), se výkon motoru rozděluje mezi pracovní mechanismus a pojezdový mechanismus. Distribuce výkonu mezi pracovní a pojezdový mechanismus je vyřešena systémem automatické regulace na konstantní výkon hnacího motoru a systémem automatické ochrany proti přetížení přenosového systému. [2], [3], [5], [6]. Při pracovní činnosti pojezdový mechanismus přenáší část výkonu motoru a je třeba zamezit prokluzování poháněných kol stroje. K této problematice se v poslední době objevila nová řešení. [4].

V článku jsou ukázány základní odlišnosti provozních podmínek mobilních pracovních strojů a silničních vozidel, plynoucí z rozdílné kinematiky jízdy zatáčkou.

Odlišnosti řešení distribuce výkonu na poháněná kola mechanických systémů přenosu výkonu a hydrostatických pojezdových mechanismů, včetně možnosti řešení automatických samozávěrných diferenciálů a protiskluzových systémů.

1. Kinematika kloubového rámu mobilních pracovních strojů

Silniční vozidla mají mechanismus řízení směru jízdy vozidla založený na natáčení kol přední nápravy. Vztah pro vynucené diference otáček kol neřízené zadní nápravy byl odvozen v článku [1] ve tvaru:

$$\Delta n_2 = n_{R2}\,\frac{a}{2R_{S2}}\,, \qquad (1)$$

kde je: a - rozchod nápravy

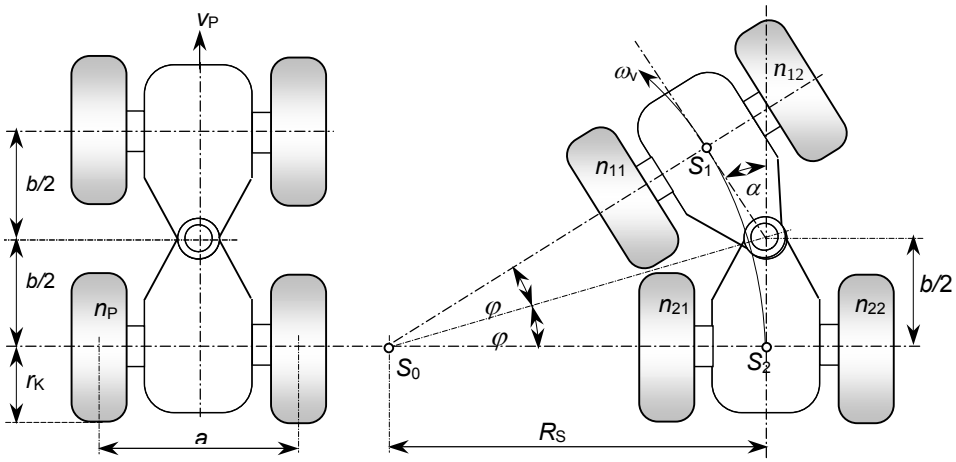
R_{S2} - poloměr zatáčení středu zadní nápravy

n_{R2} - otáčky klece nápravového diferenciálu zadní nápravy.

Při minimálním poloměru zatáčení středu zadní nápravy $R_{S2} = 5.a$ budou vynucené diference otáček poháněných kol $\Delta n_2 = 0{,}1\ n_{R2}$. To je 10 % otáček při přímé jízdě. Při jízdě po silnici jsou poloměry zatáček podstatně větší a vynucené diference otáček jednotlivých kol jsou výrazně menší. Zatáčení vozidla s minimálním poloměrem zatáčky se realizuje také minimální rychlostí jízdy. Automatický protiskluzový systém musí registrovat všechny okolnosti, (natočení řízených kol, vynucené diference, skutečné diference, rychlost jízdy), a nesmí při jízdě zatáčkou velkou rychlostí korigovat vynucené diference. Naopak, při přímé jízdě, (kdy jsou vynucené diference nulové), by měl automatický protiskluzový systém korigovat každé skutečné, (změřené), diference poháněných kol vozidla. Většina automatických protiskluzových systémů koriguje skutečné diference otáček poháněných kol až od určité mezní hodnoty. (např. $\Delta n_2 = 0{,}1 n_{R2}$). Tím je zabráněno intenzivnímu prokluzování kola s horšími adhezními podmínkami. Při uvíznutí vozidla v neúnosném terénu, kdy jedno kolo stojí, má druhé prokluzující kolo otáčky $n_{21max}=2n_R$. V takovém případě je změřená diference $\Delta n_{2max} = 2\ n_{R2.}$ Pokud automatický protiskluzový systém zasáhne při mezní hodnotě $\Delta n_2 = 0{,}1 n_{R2}$ a tuto diferenci udrží konstantní, pak vozidlo na zledovatělém terénu neuvízne.

Natočená kola přední řízené nápravy mají větší a rozdílné okamžité poloměry zatáčení. Pokud jsou u vozidla poháněna přední kola, (nebo všechna čtyři kola), je výpočet vynucených diferencí otáček předních kol v zatáčce složitější.

Některé mobilní pracovní stroje mají stejný mechanismus řízení směru jízdy jako silniční vozidla. Výrazně menší poloměry zatáčení a větší obratnost mobilního stroje v terénu umožňuje použití mechanismu řízení natáčením kloubového rámu. Uspořádání stroje s kloubovým rámem je na ***obr. 1***.



***Obr. 1** Kinematika kloubového podvozku při jízdě zatáčkou*
***Fig. 1** Kinematics articulated vehicle and cornering performances*

Při jízdě v přímém směru rychlostí v_P mají všechna čtyři kola stejnou obvodovou rychlost $v_P = r_K.\omega_P = 2\pi r_K.n_P$, kde r_K je efektivní poloměr kola, (u všech kol stejný), a n_P [s^{-1}] jsou otáčky kol. Otáčky kol n_P při jízdě v přímém směru jsou referenční, (vztažné), pro vyhodnocení diferencí otáček jednotlivých kol při jízdě zatáčkou.

Kloubový podvozek se skládá ze dvou symetrických polorámů, spojených kulovým kloubem. Ze symetrie kinematiky kloubového rámu plyne, že při jízdě zatáčkou se středy náprav S_1 a S_2 pohybují po jedné kružnici s poloměrem zatáčení R_S. Rychlost jízdy vozidla zatáčkou v_V se ztotožňuje s obvodovou rychlostí otáčení středů náprav, a její hodnota je stejná, jako rychlost jízdy v přímém směru. To je:

$$v_V = R_S.\omega_V = v_P = 2\pi.r_K.n_P\,, \tag{2}$$

Vzhledem k tomu, že středy náprav mají v zatáčce stejný poloměr zatáčení a stejnou rychlost, nepotřebuje vozidlo s kloubovým rámem mezinápravový diferenciál. Vnitřní kola přední i zadní nápravy se v zatáčce pohybují po stejném poloměru, obě stejnou rychlostí a mají stejné otáčky:

$$n_{11} = n_{21} = n_P - \Delta n = \left(1 - \frac{a}{2R_S}\right).n_P\,, \tag{3}$$

Jízdou v zatáčce vynucená diference otáček vnitřních kol, (bez prokluzu), je u kloubového rámu stejná jako u vnitřního kola zadní nápravy silničního vozidla s řízením směru jízdy natáčením předních kol.

$$\Delta n = \frac{a}{2R_S}.n_P\,, \tag{4}$$

Vnější kola obou náprav kloubového podvozku se pohybují o stejnou diferenci Δv rychleji a mají stejnou diferenci Δn vyšší otáčky.

$$n_{21} = n_{22} = n_P + \Delta n = \left(1 + \frac{a}{2R_S}\right).n_p\,, \tag{5}$$

Jestliže se přední polorám natočí od podélné osy vozidla o úhel α, natočí se osa přední nápravy vzhledem k ose zadní nápravy o stejný úhel $\alpha = 2\varphi$. Průsečík prodloužených os přední a zadní nápravy je teoretický střed otáčení vozidla S_0. Pro okamžitý poloměr zatáčení R_S z geometrie na ***obr. 1*** vpravo plyne:

$$R_S = \frac{b}{2.\mathrm{tg}(\varphi)} = \frac{b}{2.\mathrm{tg}(\alpha/2)} = \frac{b}{2}.\sqrt{\frac{1+\cos(\alpha)}{1-\cos(\alpha)}}\,, \tag{6}$$

Při odvození byl použit vzorec pro tangens poloviční úhlu. Nechť je rozvor náprav $b = 1{,}1.a$. Maximální úhel natočení předního polorámu α_{max} je omezen nepřípustností kontaktu vnitřních kol. (Obr.1 vpravo). Při hodnotě $\alpha_{max} = 30^o$ bude $\varphi = 15^o$ a minimální poloměr zatáčky bude:

$$R_{Smin} = \frac{1{,}1.a}{2.\mathrm{tg}(15^o)} = 2{,}05.a\,, \tag{7}$$

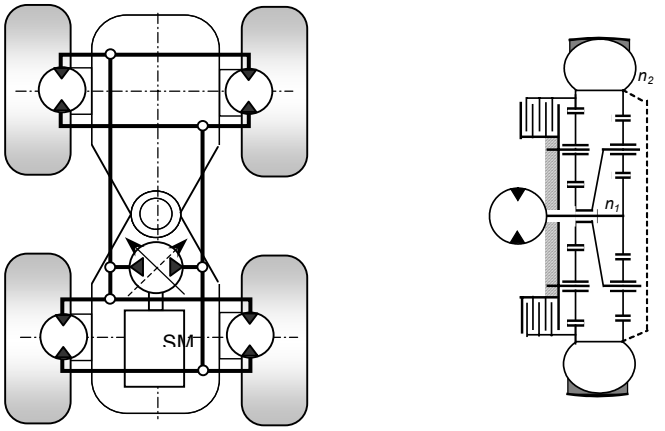
Rozvor náprav b může být stejný jako rozchod náprav $a = b$. Potom bude minimální poloměr zatáčení ještě menší. Při zvolené výpočtové hodnotě $R_{Smin} = 2a$ bude maximální hodnota vynucené diference otáček.

$$\Delta n_{max} = \frac{a}{2R_{Smin}} = 0{,}25.n_P\,, \tag{8}$$

To je 25% z hodnoty otáček kol při jízdě v přímém směru.

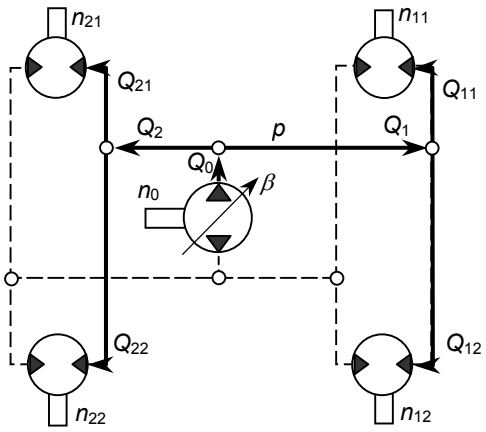
2. Uspořádání hydrostatického pojezdového mechanismu

Základní uspořádaní hydrostatického pojezdového mechanismu je na ***obr. 2*** vlevo.



Obr. 2 *Základní uspořádání HS pojezdového mechanismu a hydrokola.*
Fig. 2 *Basic configuration hydrostatic drive mechanism and hydro-wheel.*

Spalovací motor SM a regulační hydrogenerátor jsou umístěny na zadním polorámu. Na předním polorámu je kabina řidiče a pracovní nástroj ovládaný HS pracovním mechanismem. (HS = hydrostatický). V pojezdových kolech jsou umístěny neregulační hydromotory. Hydromotor s kolem je konstrukční skupina nazývaná hydrokolo. Uspořádání hydrokola s rychloběžným hydromotorem, Borgovým reduktorem a lamelovou provozní brzdou je obr.2 vpravo. Při použití pomaluběžných, (radiálních), hydromotorů je konstrukce hydrokola bez planetového reduktoru. Každý rozdělovací uzel na hydraulic-kém vedení plní funkci diferenciálu. HS obvod z ***obr. 2*** je na ***obr. 3*** znázorněn samostatně.



Obr. 3 *Hydraulický obvod z* ***obr. 2***
Fig. 3 *Hydraulics circuit out of* ***fig. 2***

Hydrogenerátor je zdrojem průtoku

$$Q_0 = V_{\mathrm{HG}}.n_0.\beta.\eta_Q\,, \qquad (9)$$

Který se rozděluje mezi přední a zadní nápravu:

$$Q_0 = Q_1 + Q_2 \qquad (10)$$

V rozdělovacím uzlu vysokotlaké větve přední nápravy se průtok Q_1 rozděluje k hydromotorům podle distribuční rovnice

$$Q_1 = Q_{11} + Q_{12} \qquad (11)$$

Podobně pro průtoky přivedené k hydromotorům zadní nápravy platí:

$$Q_2 = Q_{21} + Q_{22} \qquad (12)$$

Všechny čtyři hydromotory mají stejný geometrický objem V_{HM}. Obecně pro teoretické otáčky jednotlivých hydromotorů platí:

$$n_{11} = \frac{Q_{11}}{V_{\mathrm{HM}}}, \quad n_{12} = \frac{Q_{12}}{V_{\mathrm{HM}}}, \quad n_{21} = \frac{Q_{21}}{V_{\mathrm{HM}}}, \quad n_{22} = \frac{Q_{22}}{V_{\mathrm{HM}}},, \qquad (13)$$

Při jízdě v přímém směru bez prokluzování se teoretické výstupní průtoky v rozdělovacích uzlech dělí na polovinu vstupního průtoku a platí:

$$Q_1 = Q_2 = \frac{1}{2}Q_0, \quad Q_{11} = Q_{12} = Q_{21} = Q_{22} = \frac{1}{2}Q_1 = \frac{1}{4}Q_0 = \frac{1}{4}V_{\mathrm{HG}}.n_0.\beta\,, \qquad (14)$$

Otáčky všech kol při jízdě v přímém směru jsou stejně velké:

$$n_{11} = n_{12} = n_{21} = n_{22} = \frac{1}{4}.\frac{Q_0}{V_{\mathrm{HM}}} = \frac{V_{\mathrm{HG}}}{4V_{\mathrm{HM}}}.n_0.\beta\,, \qquad (15)$$

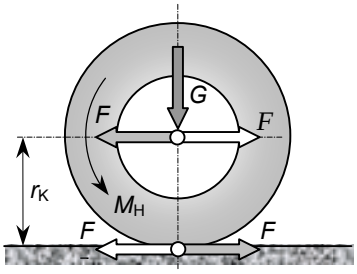
V celé vysokotlaké větvi všech paralelně připojených hydromotorů je všude stejný tlak *p.* Také v nízkotlaké větvi je všude stejný nízký tlak p_{T}, který pro zjednodušení dalších vztahů lze předpokládat nulový. Tlakový spád mezi vysokotlakou a nízkotlakou větví obvodu bude nahrazen systémovým tlakem *p* vysokotlaké větve. Při uvedeném předpokladu zatěžuje hydrogenerátor spalovací motor momentem:

$$M_0 = \frac{V_{HG}}{2\pi}.p.\beta.\frac{1}{\eta_M}, \tag{16}$$

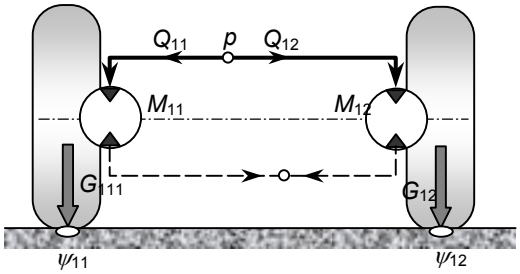
Při přímé jízdě i při jízdě zatáčkou bez prokluzu jsou teoretické momenty na všech čtyřech hydromotorech stejně velké

$$M_{11} = M_{12} = M_{21} = M_{22} = \frac{V_{HM}}{2\pi}.p, \tag{17}$$

Moment přenášený poháněným kolem je určen výslednou silou odporů působících proti pohybu vozidla a adhezními podmínkami ve styku kola s vozovkou. Přenos sil a momentů jedním poháněným kolem je naznačen na ***obr. 4***. Adhezní vazba mezi koly jedné poháněné nápravy je naznačena na ***obr. 5***.



Obr. 4 *Síly a momenty na kole.*
Fig. 4 *Force and tourque moment.*



Obr. 5 *Adhezní vazba mezi koly jedné nápravy.*
Fig. 5 *Adhesive coupling between Wheels.*

Součet všech odporových sil působících proti pohybu vozidla představuje vnější, na vlastnostech vozidla nezávislou zatěžovací sílu ΣF_Z. Na střed poháněného kola se přenese část celkové zatěžovací síly F_Z. V ustáleném stavu systém přenosu výkonu vytvoří stejně velkou hnací sílu opačného směru $F_H = - F_Z$. Hnací síla na efektivním poloměru kola r_K tvoří hnací moment $M_H = F_H.r_K$. Přenos hnací síly je omezen adhezními podmínkami v místě styku kola s vozovkou. Poháněné kolo, zatížené složkou tíže vozidla *G,* přenese na vozovku bez prokluzu každou zatěžovací sílu, která je menší než adhezní síla $F_A = G.\psi$, kde ψ je koeficient adheze, závislý na charakteru, (materiálu), povrchu vozovky. Při rovnosti přenášené zatěžovací a adhezní síly začíná prokluz kola po vozovce a při přenosu větší síly než je síla adhezní vzniká intenzivní prokluz kola vysokými otáčkami. Maximální hnací síla, kterou je kolo schopné přenést, je adhezní síla. $F_{Hmax} = F_A = G.\psi$.

Maximální hnací moment, je adhezní moment $M_{Hmax} = F_{Hmax}.r_K = F_A.r_K = G.\psi.r_K$, využitelný pro pohon vozidla. (Obr.4). Na obr.5 je na levém kole adhezní síla $F_{A11} = G_{11}.\psi_{11}$, na pravém kole $F_{A12} = G_{12}.\psi_{12}$. Pokud jsou obě adhezní síly stejně velké, jsou oba hydromotory zatíženy stejně velkými nenulovými momenty. Pro momenty hydromotorů platí:

$$M_{11} = M_{12} = F_A.r_K = \frac{V_{HM}}{2\pi}.p, \tag{18}$$

Jestliže jedna adhezní síla bude menší, např. $F_{A11} < F_{A12}$, pak kolo s horšími adhezními podmínkami přenese odpovídající menší moment a druhé kolo, s lepšími adhezními

podmínkami přenese stejně velký, (stejně malý) moment. To je vlastnost věch druhů diferenciálů, včetně hydraulického diferenciálu realizovaného prostým rozdělovacím uzlem na hydraulickém vedení. Tlak ve vysokotlaké větvi rozvětveného hydraulického obvodu je určen velikostí nejmenší zátěže. Vztahy (17) a (18) platí i při rozdílných adhezních silách ve tvaru:

$$M_{11} = M_{12} = M_{21} = M_{22} = F_{A\min}.r_K = \frac{V_{HM}}{2\pi}.p_{\min}\,, \tag{19}$$

Pro systémový tlak potom platí: $$p = \frac{2\pi.r_K.}{V_{HM}}.F_{A\min}\,, \tag{20}$$

kde F_{Amin} je adhezní síla na kole s nejhoršími adhezními podmínkami.

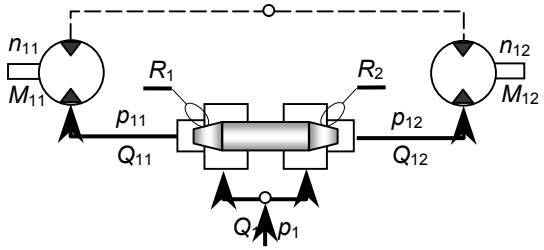
Jestliže v ***obr. 5*** jedno kolo ztratí styk s vozovkou a tíže *G* nebude přitlačovat kolo na vozovku, pak na tomto kole bude adhezní síla nulová. Kolo s nulovou adhezní silou bude prokluzovat maximálními otáčkami a zbývající kola, (s dobrými adhezními podmínkami), se zastaví. Podobně, když jedno kolo bude intenzivně prokluzovat na ledovém povrchu vozovky s téměř nulovým koeficientem adheze bude i systémový tlak v hydraulickém obvodu téměř nulový a kola s lepšími adhezními podmínkami přenesou téměř nulové hnací momenty. Vozidlo uvízne a nebude schopné samovyproštění.

3. Uzávěrka hydraulického diferenciálu

Neschopnost samovyproštění vozidla při zhoršených adhezních podmínkách na jednom kole se řeší různými druhy blokování mechanických diferenciálů [1], a uzávěrkami mechanických i hydraulických diferenciálů.

Samočinný dělič průtoku

Uspořádání samočinného děliče průtoku pro dva hydromotory je na ***obr. 6***.



Obr. 6 *Samočinný dělič průtoku.*
Fig. 6 *Self acting Flow divider.*

Dělič průtoku je tvořen šoupátkem zakončeným kuželovými nástavci, které s řídícími hranami sedla tvoří hydraulické odpory R_1 a R_2. Ve střední poloze šoupátka jsou oba odpory stejně velké:

$$R_1(0) = R_2(0) = R_0 \tag{21}$$

Průtoky k hydromotorům se dělí rovnoměrně

$$Q_{11}(0) = Q_{12}(0) = \frac{1}{2}Q_1\,, \tag{22}$$

Tlakové spády na odporech jsou stejné a na čela pístu působí stejně velké tlaky:

$$p_{11}(0) = p_{12}(0) = p_1 - R_0.\frac{1}{2}Q_1\,, \tag{23}$$

Jestliže vlivem zhoršení adhezních podmínek na poháněném kole poklesne na jedné straně děliče tlak, (např. $p_{11} = p_{11}(0) - \Delta p_R$), přesune řídící tlakový spád Δp_R píst směrem k nižšímu tlaku. Tím se na straně nižšího tlaku zvětší hydraulický odpor děliče a pokles-ne průtok tímto odporem. Potom bude platit

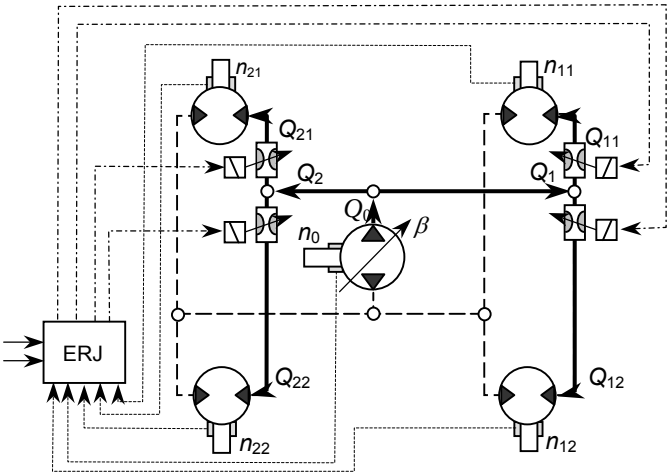
pro tlaky
$$p_{11} = p_1 - (R_0 + \Delta R).(\frac{1}{2}Q_1 - \Delta Q)$$
$$p_{12} = p_1 - (R_0 - \Delta R).(\frac{1}{2}Q_1 + \Delta Q) \quad , \qquad (24)$$

a pro průtoky
$$Q_{11} = \frac{1}{2}Q_1 - \Delta Q, \qquad Q_{12} = \frac{1}{2}Q_1 + \Delta Q \, , \qquad (25)$$

Tlak na vstupu hydromotoru s lepšími adhezními podmínkami tolik nepoklesne jako bez děliče a průtok tímto hydromotorem se zvětší. Vozidlo je schopné samovyproštění. Nevýhodou samočinného děliče průtoku je právě jeho samočinnost. Reaguje až když se nepříznivé adhezní podmínky projeví změnou tlakového spádu na řídícím šoupátku. Na obr.6 je zjednodušeně naznačeno integrační řídící šoupátko, který často způsobí totální zavření průtoku na straně sníženého tlaku. Existují i děliče průtoku s proporcionálním šoupátkem, vybaveným středícími pružinami. V dnešní době se již samočinné děliče průtoku v konstrukci mobilních pracovních strojů nepoužívají.

Řízený dělič průtoku

Na rozdíl od samočinného děliče průtoku se elektrohydraulicky řízený dělič průtoku používá. [4]. Principielní schéma uspořádání je na ***obr. 7***



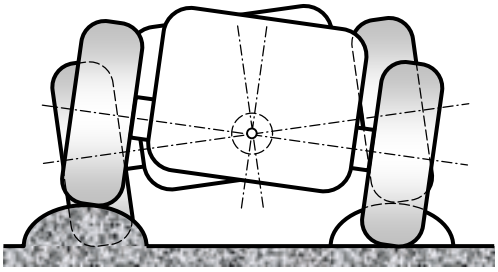
Obr. 7 *Řízené děliče průtoku.*
Fig. 7 *Controlled Flow dividers.*

Řízený dělič průtoku je tvořený dvojicí elektromagneticky řízených hydraulických odporů. Každý odpor lze řídit samostatně. Velikost odporů nastavuje elektronická řídící jednotka (ERJ), která tvoří algoritmus řízení na základě množství vstupních informací. Na obr.7 jsou některé vstupní signály naznačeny Jedním z nich může být signál od snímače úhlu natočení polorámů α, nebo od inteligentního snimače funkce $tg(\varphi)$ podle PV-1322-82, AO 227 932, z 02.06.1986. Jestliže prokluzující kolo překročí stanovený mezní počet otáček, zvýší ERJ hydraulický odpor na vstupní větvi, omezí průtok k prokluzujícímu kolu a zvýší tlak ve zbývající části vysokotlaké větve hydraulického obvodu.

Pro stejnou činnost při jízdě vzad jsou další 4 řízené odpory i na druhé, v obr.7 čárkované, větvi obvodu. Vlastnosti takového protiskluzového systému jsou závislé na uspořádání řídícího obvodu a vlastnostech ERJ. Protiskluzový systém založený na použití řízených děličů průtoku sice zabraňuje intenzivnímu prokluzu kola s nejhoršími adhezními podmínkami, ale neumožňuje totální zablokování nápravových diferenciálů

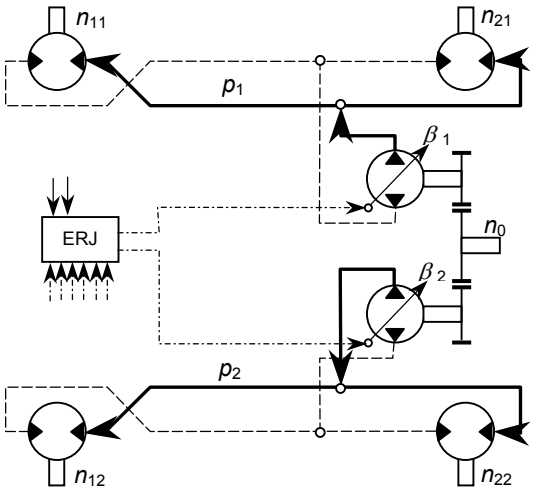
Řízená diference otáček poháněných kol

Vozidlo s kloubovým rámem má v zatáčce na vnitřních kolech stejné a menší otáčky než při přímé jízdě, a na vnějších kolech o stejnou diferenci větší otáčky (***obr. 1***). Kulový otočný kloub spojující polorámy zabezpečuje, že na běžných nerovnostech terénu žádné kolo neztratí styk s vozovkou (***obr. 8***).



Obr. 8 *Styk kol s nerovným terénem.*
Fig. 8 *Connection wheels with rough terrain.*

Je naznačeno levé zadní kolo a pravé přední kolo na vyvýšené nerovnosti terénu. V kulovém kloubu vzniká volné torzní natočení polorámů. Styk všech čtyř kol s terénem není nerovnostmi narušen. Rozložení celkové tíže vozidla na jednotlivá poháněná kola je na nerovném terénu téměř stejné jako na rovinné podložce. Rozdílné adhezní síly na jednotlivých kolech mohou být způsobeny pouze rozdílnými hodnotami koeficientu adheze. Pro většinu provozních podmínek stačí zablokovat nápravové diferenciály. To vyžaduje, aby každá strana vozidla měla dva hydromotory pracující v samostatném uzavřeném hydraulickém obvodu s jedním hydrogenerátorem, jak je naznačeno na ***obr. 9***.



Obr. 9 *Dva samostatné hydraulické obvody.*
Fig. 9 *Duplex individual hydraulic drive.*

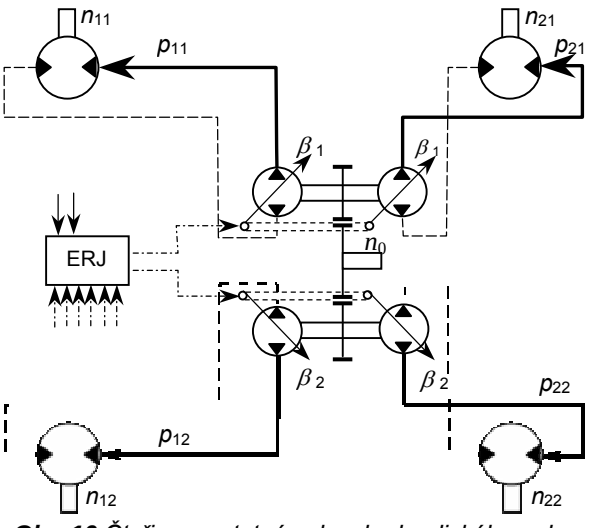
Pří jízdě v přímém směru a při stejných adhezních podmínkách na všech čtyřech kolech nastavuje ERJ $\beta_{10} = \beta_{20}$ podle algoritmu řízení na konstantní přenášený výkon. Průtoky na výstupu hydrogenerátorů a otáčky všech kol jsou stejné. V samostatných hydraulických obvodech jsou stejní tlaky $p_{10} = p_{20}$ Jestliže se při přímé jízdě na jednom kole zhorší adhezní podmínky, (např. na pravém předním), ERJ na tuto situaci nereaguje. Tlak p_1 poklesne na úroveň danou zhoršenými adhezními podmínkami, ale tlak p_2 ve druhém obvodu zůstane na úrovni odpovídající lepším adhezním podmínkám.

Vozidlo neuvízne, ale bude mít snahu zatáčet na stranu s horšími adhezními podmínkami. Rozdělovací uzly na hydraulickém vedení plní funkci mezinápravových diferenciálů. Může vzniknout totální prokluz kola s nejhoršími adhezními podmínkami a zastavení druhého kola na téže straně vozidla.

Při jízdě zatáčkou ERJ vypočítává teoretické hodnoty potřebných diferencí otáček podle řidičem nastavené požadované hodnoty. Vozidlo s kloubovým rámem je vybaveno hydraulickým servomechanismem řízení směru jízdy. Natočením volantu vydá řidič příkaz, aby servomechanismus řízení natočil vzájemně polorámy o úhel α podle ***obr. 1*** a vozidlo se začalo zatáčet na poloměru R_S. V uspořádání podle obr.9 na natočení volantu reaguje ERJ nastavením $\beta_1 = \beta_{10} \pm \Delta\beta$, $\beta_2 = \beta_{20} \mp \Delta\beta$. Tím ERJ nastaví průtoky $Q_1 = Q_{10} \pm \Delta Q$, $Q_2 = Q_{20} \mp \Delta Q$ a na kolech požadované diference otáček, odpovídající zatáčení vozidla na poloměru R_S.

Vozidlo se začne zatáčet vynucenými, (řízenými), diferencemi otáček dříve, než servomechanismus řízení nastaví polorámy do požadované polohy. Prioritní řízení směru jízdy je zabezpečeno řízením diferencí otáček kol na levé a pravé straně vozidla. (Podobně jako u pásového vozidla). Aby takové řízení směru jízdy probíhalo bez prokluzu kol, natáčí se současně polorámy do odpovídající polohy servomechanismem řízení.

Nepříznivý vliv přítomnosti mezinápravových diferenciálů je možné odstranit vložením řízených děličů průtoku na rozdělovací uzly do ***obr. 9*** podobně jako v ***obr. 7***. Ještě lepší jízdní vlastnosti se získají odstraněním mezinápravových diferenciálů použitím čtyř samostatných hydraulických obvodů podle ***obr. 10***.



Obr. 10 *Čtyři samostatné sekce hydraulického pohonu.*
Fig. 10 *Individual quadrisection of the hydraulic drive.*

Každý hydromotor pracuje v samostatném hydraulickém obvodu s jedním regulačním hydrogenerátorem. V každém samostatném obvodu je takový tlak, jaký odpovídá okamžitým adhezním podmínkám na poháněném kole. Tomu odpovídá 100%-ní využití adhezních podmínek. Dva hydrogenerátory pro pohon jedné strany vozidla mají trvale stejnou hodnotu řídícího parametru β a stejný geometrický objem. Pro průtoky platí:

$$Q_{11} = Q_{21} = V_{HG}.i.n_0.\beta_1$$

$$Q_{12} = Q_{22} = V_{HG}.i.n_0.\beta_2$$

Při jízdě v přímém směru nastavuje ERJ β_{10}= β_{20} Při jízdě zatáčkou nastavuje ERJ:

$$\beta_1 = \beta_{10} \pm \Delta\beta, \quad \beta_2 = \beta_{20} \mp \Delta\beta \,,$$

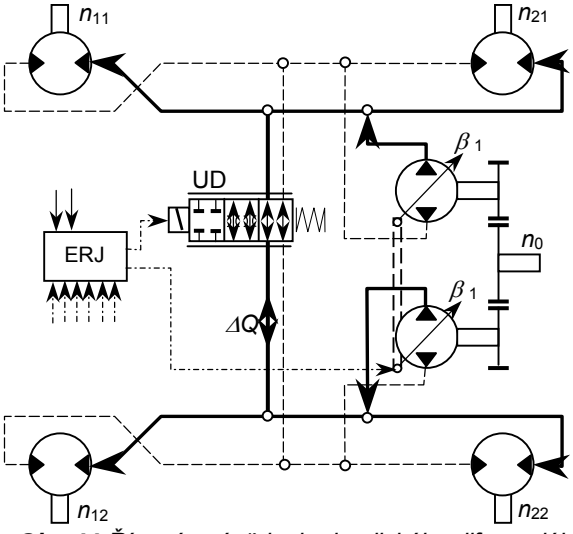
stejným způsobem jako v uspořádání podle obr,9. Tento systém byl v ZTS VUHYM podrobně rozpracován, (Studie 246 str., projekt funkčního vzorku, experimentální ověření), a na základě PV-3857-81 byl chráněn autorským osvědčením AO 218 239, z 15.07.1985 pod názvem „Elektrohydraulický diferenciál".

Současně se uplatňuje optimalizace systému ve smyslu teorie parametrické podobnosti uvedené v [3]. lze ukázat, že čtyři hadrogenerátory v ***obr. 10*** budou mít hmotnost zhruba poloviční jako jeden HG stejného výkonu v ***obr. 7***.

Uspořádání podle ***obr. 9*** a ***obr. 10*** je náročné na vlastnosti ERJ. Vyšší komplikovanost vede často ke snížení provozní spolehlivosti systému.

Řízená uzávěrka nápravového diferenciálu

Jednodušší řešení problému blokování nápravových diferenciálů představuje řízená uzávěrka nápravových diferenciálů, v uspořádání podle ***obr. 11***.



Obr. 11 *Řízená uzávěrka hydraulického diferenciálu*
Fig. 11 *Controlled hydraulic differential lock.*

Schéma bez nápravových diferenciálů podle ***obr. 9***. se doplní diferenčním vedením, spojujícím oba dosud samostatné hydraulické obvody. Tím se všechny čtyři hydromotory paralelně připojí k hydrogenerátorům. Na diferenční vedení je vložena uzávěrka nápravových diferenciálů UD, držená vratnou pružinou v otevřené poloze. Při jízdě zatáčkou se stejnými adhezními podmínkami na kolech protéká diferenčním vedením diferenční průtok ΔQ, potřebný na vytvoření vynucených diferencí otáček vnitřních a vnějších kol vozidla. Potom už není potřebné řídit ERJ samostatně geometrické objemy hydrogenerátorů. Řídící členy hydrogenerátorů se spojí mechanickou vazbou, zabezpečující trvale stejnou hodnotu geom. objemů obou HG, řízenou jen regulací na konstantní přenášený výkon. Při jízdě v přímém směru a stejných adhezních podmínkách na kolech je diferenční průtok nulový. Při jízdě v přímém směru a zhoršení adhezních podmínek na některém kole se otáčky tohoto kola zvýší a diferenčním vedením začne protékat nenulový diferenční průtok. ERJ může na základě měření otáček všech čtyř kol a otáček motoru vyhodnotit okamžitý stav, a při vzniku nežádoucího prokluzu některého

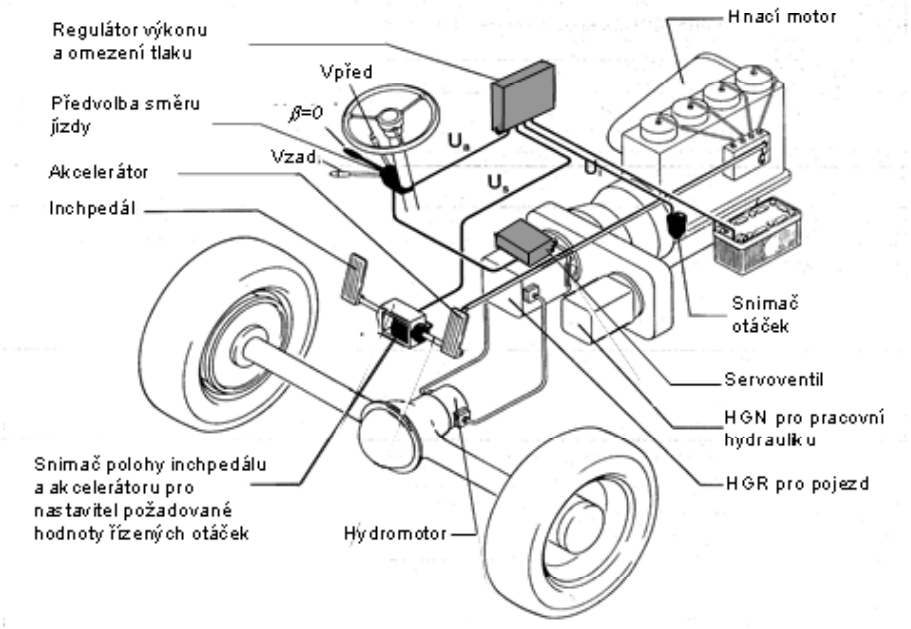
kola zablokovat nápravové diferenciály přesunutím šoupátka UD do zavřené polohy. Jednodušší je měřit hodnotu diferenčního průtoku a uzavřít UD tehdy, když vznikne nežádoucí nenulový diferenční průtok. Nežádoucí diferenční průtok vznikne tehdy, když při přímé jízdě začne některé kolo prokluzovat. Naopak žádoucí, (potřebný), nenulový diferenční průtok musí bez omezení protékat diferenčním vedením při jízdě zatáčkou. Řídící elektrohydraulický systém lze vyřadit z činnosti, když v servomechanismu řízení směru jízdy vozidla je vysoký tlak, potřebný na natočení polorámů. V zatáčce musí být uzávěrka diferenciálů v otevřené poloze. Tak lze vytvořit spolehlivý elektrohydraulický protiskluzový systém, který je ale funkční pouze při jízdě v přímém směru. Jistě je možné vybavit ERJ programem, který vyhodnotí požadovanou velikost diferenčního průtoku při natočení polorámů a koriguje jeho hodnotu při intenzivním prokluzu kola s nejhoršími adhezními podmínkami. To je důležité zejména při uvíznutí vozidla v zatáčce, kdy se vozidlo zastaví s natočenými polorámy.

4. Systémy ABS a EDS.

Protismykový systém ABS se používá u silničních vozidel, s mechanickým systémem přenosu výkonu. Systém ABS měří otáčky všech kol a při brzdění snižuje velikost brzdné síly na kole s nejnižšími otáčkami. Tím je zabráněno zastavení kola s nejhoršími adhezními podmínkami a vzniku smyku vozidla. U mobilních pracovních strojů s hydrostatickým systémem přenosu výkonu se tento systém, (dosud), nepoužívá. Prvním důvodem jsou vlastnosti HS převodu při brzdění. Vozidlo nemá brzdný pedál. Ovládání je dvoupedálové. Jeden je plynový pedál a druhý je Inch-pedál, kterým řidič zasahuje do činnosti automatických regulací. Kdykoliv řidič ubere plyn, reverzuje směr toku výkonu a nastává hydrostatické brzdění, s hnacím motorem pracujícím v brzdném režimu. Pokud není brzdění dostatečně intenzivní, sešlápne řidič Inch-pedál a tím sníží geom. objem na hydrogenerátoru, (který při brzdění pracuje v motorovém režimu). Tím se zvýší otáčky hnacího motoru a jeho brzdný účinek. Pokud ani to nestačí na zvládnutí momentální dopravní situace, sešlápne řidič Inch-pedál ještě víc, a tím uvede do činnosti provozní mechanické brzdy zabudované v hydrokolech. (Viz ***obr. 2*** vpravo). To je okamžik, kdy je možné uplatnit systém ABS i u hydrostatického převodu. Při cíleném zastavení vozidla na předem vyhlídnutém místě stačí jemné sešlápnutí Inch-pedálu a vozidlo se zastaví jen hydraulickým brzděním, nastavením nulového převodového poměru. Když vozidlo stojí, protože na hydrogenerátorech je nastaven nulový geom. objem, je hydraulickým systémem zabrzděno bez použití třecích provozních brzd. Například když při jízdě do svahu se mobilní pracovní stroj zastaví tím, že automatická regulace, (nebo řidič), nastaví na HG nulový geom objem, nezačne vozidlo couvat i když není v činnosti ruční mechanická brzda. (Brzdný pedál ve vozidle není). Vzhledem k popsaným vlastnostem HS převodu uživatelé mobilních pracovních strojů systém ABS nevyžadují. To je druhý důvod, proč se systém ABS v mobilních pracovních strojích nepoužívá.

Za předpokladu, že mobilní pracovní stroj je vybaven protismykovým systémem ABS, je snadné vytvořit protiskluzový systém EDS (Elektronische Diferntialsperre). Systém EDS je založen na tom, že při zrychlování vozidla je na každém kole jiná velikost tažné síly, řízená ERJ tak, aby adhezní podmínky na jednotlivých kolech byly na 100% využity pro tvorbu tažné síly a žádné kolo neprokluzovalo. Všechny diferenciály zůstávají v činnosti, měří se otáčky všech kol a otáčky motoru, vypočítávají se teoretické otáčky všech kol a porovnávají se změřenými. Když některé kolo má změřené otáčky vyšší jako vypočítané, pak ERJ systému EDS přibrzdí kolo, které má snahu prokluzovat. Zbývající kola, s lepšími adhezními podmínkami, přenášejí nenulové hnací momenty, na úrovni brzdného momentu na kole s nejhoršími adhezními podmínkami. V systému EDS ovládá ERJ pouze provozní mechanické brzdy vozidla. Do činností HS systému přenosu výkonu nezasahuje. Z toho plyne, že HS systém přenosu výkonu může být v nejjednodušším provedení, bez řízení činnosti hydraulických diferenciálů.

Existují i mobilní pracovní stroje s HS pohonem jen jedné nápravy a jen jedním hydromotorem poháněným klec mechanického diferenciálu nápravy. Nejednodušší hydrostatický systém přenosu výkonu mobilního pracovního stroje ukazuje ***obr. 12***.



Obr. 12 *Hydrostatický pohon s jedním hydromotorem na nápravě.*
Fig. 12 *Hydrostatic drive mechanism whit one hydraulic motor.*

Při uspořádání hydrostatického pojezdového mechanismu podle ***obr. 12*** není možné aplikovat žádný z výše uvedených systémů řízené distribuce výkonu na jednotlivá poháněná kola vozidla, s výjimkou systému EDS.

Řízené hydrostatické systémy přenosu výkonu umožňují:

- spojité řízení převodového poměru od nulové hodnoty po maximální v obou směrech jízdy,
- optimalizaci zatížení spalovacího motoru podle kriteria minima měrné spotřeby paliva,
- řízený rozjezd vozidla s maximálním konstantním zrychlením,
- řízení distribuce výkonu mezi pojezdový a pracovní mechanismus stroje,
- řízení distribuce výkonu na jednotlivá poháněná kola vozidla.

Hydrostatické systémy přenosu výkonu neumožňují v žádném provozním režimu přerušit přenos výkonu. (Nastavit volnoběh).

Článek je prezentací výsledků řešení dílčí výzkumné úlohy IV 2542 institucionálního výzkumu DFJP řešené pracovníky katedry v roku 2004.

Lektoroval: Prof. Ing. Zdeněk Diviš, CSc.

Předloženo: březen 2005

Literatura

1. KOREIS, J., KOREISOVÁ, G., MAZÁNEK, J., ŠEFČÍK, I. *Řízení distribuce výkonu na poháněná kola vozidla.* Sci. Pap. Univ. Pardubice, Ser. B, 5, str. 123-152 (1999). ISSN 1211-6610.
2. KOREIS, J. *Modelování přenosu výkonu a informace.* Monografie, TS UPa, Pardubice 2002, ISBN 80-7194-422-4.
3. KOREIS, J. *Přenosové systémy dopravních prostředků*. Monografie, TS UPa, Pardubice 1999, ISBN 80-7194-204-9
4. RUSNÁK, V. *Elektrohydraulické protipreklzové systémy ASG.* In sborník mezinárodní vědecké konference H+P, SSHP, Svit 2004 str.239 ÷ 242, ISBN 80-968961-2-1
5. KOREIS, J. KOREISOVÁ, G. *Využitelnost výkonu motoru nakladače.* In sborník mezinárodní konference H+P, ČSS - HP, Praha 2003 str.168 ÷ 175, ISBN 80-02-01567-3
6. KUČÍK, P,.STRÁŽOVEC, I., KRIŠŠÁK, P. *Hydrauulický prenos energie – Mobilné pracovné stroje.* Žilina: EDIS ŽU, 2000. ISBN 80-7100-725-0

Resumé

MOBILNÍ PRACOVNÍ STROJE S ŘÍZENOU DISTRIBUCÍ VÝKONU

Gabriela KOREISOVÁ, Josef KOREIS

V článku je popsáno několik protiskluzových systémů, používaných v hydrostatických pojezdových mechanismech mobilních pracovních strojů. Jsou ukázány základní odlišnosti provozních podmínek mobilních pracovních strojů a silničních vozidel. Za představitele mobilních pracovních strojů byl zvolen nakladač s kloubovým podvozkem. Je ukázána kinematika kloubového podvozku při jízdě zatáčkou. Je znázorněno základní uspořádání hydrostatického pojezdového

mechanismu s pohonem čtyř kol. Je popsána tvorba adhezních sil a momentů ve styku kola s vozovkou. Řízený dělič průtoku, aplikovaný v protiskluzovém systému podle [4], je na obr.7. Dva samostatné hydraulické obvody bez nápravových diferenciálů znázorňuje obr.9. Systém řízení distribuce otáček poháněných kol je na obr.10. Řízená uzávěrka hydraulických diferenciálů je na obr.11. V závěru článku je popsán protiskluzový systém EDS, pracující bez úprav hydrostatického systému přenosu výkonu.

Summary

THE MOBILE SCOOPLOADER WITH DRIVING OF THE DISTRIBUTION ACHIVEMENT

Gabriela KOREISOVÁ, Josef KOREIS

In the article is of described several of the antiskid systems, using in the hydrostatic mechanisms scooploader. In article are showed the basic dissimilarities of the work requirements between the scooploaders and the road vehicles. Behind of the representative the mobile scooploader was select the machine with the knuckle chassis. In the article are shown the basic dissimilarities of the work conditions of the mobile scooploaders and the road vehicles, resulting from the different the kinematic the ride in the curve. Is the typify the basic organi-zation to of the hydrostatic mobile mechanizm with drive on four wheels. Terms of proceedings the distribution of achievement in the drive of the mobile work machines are other, than in road vehicles. The mobile work machines have dramatically smaller the radius of turn. The wheels of the one remedy shall they of overvalue of difference of rotation speeds at ride in the curve. Road vehicles have system of the transmis achievement from the motor to the powered wheels largely the mechanical. Dissimilarities solving the distribution achievement on powered wheels with mechanical drive systems and hydrostatic drive mechanisms, indicant possibilities solving automatic self - closing differential gear and the antiskid systems

Problems the driving the distribution power on driven wheels road vehicles was devoted article [1] in this memorial volume. Terms of proceedings distribution power in drives mobile scooploader are other, than in road vehicles. The mobile working tool grinder and sharpener have expressively smaller radius of curve. It follows necessary difference the rotation speed wheels one's remedy at drive of curve. The road vehicles have the system transmission power from motor to powered wheels largely mechanical drive. The distribution achievement on several power driven wheels takes place by either automatically working self - closing differential gear, or electronically controlled antiskid systems. The mobile industrial machine have in the majority of cases the hydrostatic transmission power system. Some the types mobile working tool grinder and sharpener, (e.g. the stevedores), an engine power divides among the working mechanism and the drive mechanism. The distribution power among the working and the drive mechanism is result from the system automatic regulation on the constant power driving motor and the automatic system from overloud protection the hydrostatic circuit. [2], [3], [5], [6].

At the working function transfers the drive mechanism part power into engine and it is neces-sary stop from slipping the powered wheels machinery. This problem has to discovered recently new solving. [4]. Is shown the kinematic articulated landing gear at ride in the curve. (Picture 1). Is visible basic ordering hydrostatic gear mechanism with the drive four wheels. (Picture 2 and 3.) Is a described creation the adhesive force and the moments en rapport wheel with roadway. (Picture 4 and Picture 6.) Automatic the flow divider is on Picture 6. Controlled the flow divider, applied in antiskid circuitry as per [4], is on Picture 7. Two independent hydraulic circuits without axle differential gearing represents Picture 9. Control system distribution the rotational speed driven the wheels is on Picture10. Controlled shutter hydraulic differential gearing is on Picture 11. At the close of article is described antiskid system EDS, working without adjust hydrostatic system transfer power. The simplest hydrostatic system, with hydraulic motor on back axle, shows Picture 12.

Controlled hydrostatic systems make possible:

- The continuous control gear ratio from null after maximum in of forward directions and rearwards.
- Optimalization of the load pressure engine after criteria minima specific fuel consumption.
- Controlled the start vehicles with maximum constant acceleration.
- The control distribution of the power between driving gear and working mechanism machines.
- Control distribution of the power to single driven the wheels vehicles.

Hydrostatic systems for transfer the power in any operational regime forbids the discontinue power transmission. (Set the free running).