

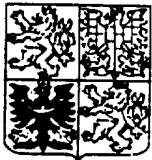
PATENTOVÝ SPIS

(11) Číslo dokumentu:

280 241

ČESKÁ
REPUBLIKA

(19)



ÚŘAD
PRŮMYSLVÉHO
VLASTNICTVÍ

(21) Číslo přihlášky: **3561-92**

(22) Přihlášeno: 03. 12. 92

(30) Právo přednosti:
21. 12. 91 DE 91/4142670

(40) Zveřejněno: 11. 08. 93

(47) Uděleno: 03. 10. 95

(24) Oznámeno udělení ve Věstníku: 13. 12. 95

(13) Druh dokumentu: **B6**

(51) Int. Cl.⁶:
B 60 T 8/22
B 60 T 8/26
B 60 T 13/66

(73) Majitel patentu:

WABCO Standard GmbH, Hannover, DE;

(72) Původce vynálezu:

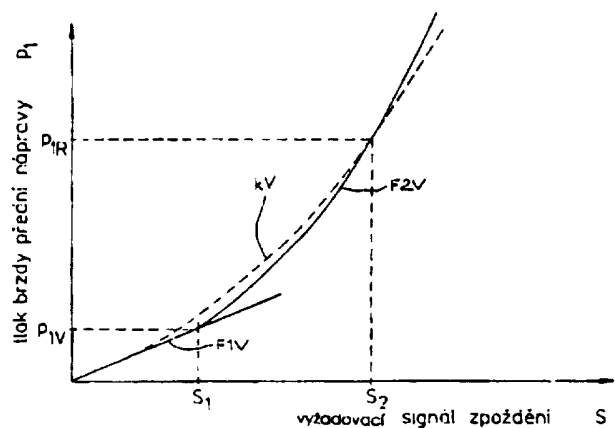
Rothen Johann, Sarstedt, DE;
Zobírei Bernd, Ronnenberg, DE;
Schult Manfred dr., Garbsen, DE;

(54) Název vynálezu:

Způsob brzdění vozidla

(57) Anotace:

Při řidičem zaváděných hodnotách vyžadovacího signálu (S) zpoždění, ležících až do předem určené velikosti přepínacího vyžadovacího signálu (S_1), se brzdový tlak (p_1) nastavuje podle vyžadovacího signálu zpoždění (S) podle lineární, přímo úměrné funkční závislosti podle první funkce (F1V) s optimalizovaným opotřebením, a při řidičem vozidla zaváděných hodnotách vyžadovacího signálu zpoždění (S), ležících nad předem určenou velikostí přepínacího vyžadovacího signálu zpoždění (S_1), se brzdový tlak (p_1) nastavuje podle vyžadovacího signálu zpoždění (S) podle parabolické funkční závislosti podle druhé funkce (F2V).



Způsob brzdění vozidla

Oblast techniky

Vynález se týká způsobu brzdění vozidla, které obsahuje skupinu přední nápravy s alespoň jednou tlakem ovládanou brzdou přední nápravy, a skupinu zadní nápravy s alespoň jednou tlakem ovládanou brzdou zadní nápravy, při kterém řidič vozidla vytváří vyžadovací signál zpoždění a brzdový tlak brzdy přední nápravy a brzdový tlak brzdy zadní nápravy se nastavuje až k vyžadovacímu signálu zpoždění o předem určené velikosti přepínacího vyžadovacího signálu zpoždění optimalizovaně z hlediska opotřebení podle příslušné velikosti vyžadovacího signálu zpoždění.

Dosavadní stav techniky

Při navrhování brzdícího zařízení a rozdělení brzdícího tlaku mezi skupinami náprav hrají důležité úlohy kritéria "stejně konečné využití silového záběru (μ) mezi všemi koly a povrchem vozovky" a "stejně velké opotřebení brzdových obložení na všech brzdách". Výhodou stejného využití silového záběru (silového spojení) (μ), t.j. poměru mezi brzdou silou, vyvíjenou kolem na vozovku a zatížením kola kolmo k vozovce, je optimální zabrzdění při dobré směrové stabilitě vozidla při brzdění. Brzdící zařízení, které zaručuje takové konečné využití síly, může být označeno jako "optimalizované z hlediska stability při brzdění". Brzdící zařízení se stejným opotřebením brzdových obložení na všech brzdách může být označeno jako "optimalizované z hlediska opotřebení". Optimalizace z hlediska opotřebení vede k tomu, že všechna brzdová obložení vozidla mohou být vyměněna ve stejném okamžiku, což má tedy ekonomické výhody.

Když je proveden definitivně návrh stavebních dílců brzd, rozhoduje při dané hmotnosti vozidla a rozdělení zatížení na skupiny náprav rozdělení brzdícího tlaku mezi nápravami o tom, zda je brzdící zařízení optimalizováno z hlediska stability, optimalizováno z hlediska opotřebení, nebo zda bude provozováno jiným způsobem.

Schematicky se znázorní ideální charakteristiky tlaku p_1 brzd přední nápravy, popřípadě tlaku p_2 brzd zadní nápravy, jako funkce vyžadovacího signálu zpoždění vozidla pro provoz vozidla, optimalizovaný z hlediska stability při různých hmotnostech vozidla a pro provoz, který je vždy nezávislý na zatížení a optimalizovaný z hlediska opotřebení. Tyto charakteristiky je možno vypočítat známým způsobem pomocí dimenzovacích parametrů konstrukčních dílů brzd, jakož i parametrů zatížení a určitých rozměrů vozidla. Základem charakteristiky pro provoz, optimalizovaný z hlediska opotřebení ve smyslu problému, řešeného vynálezem, je podmínka stejného měrného zatížení brzdových obložení, například plošného tlaku nebo energie na jednotku plochy, a to na všech brzdách. Plně kreslené charakteristiky pro provoz, optimalizovaný z hlediska opotřebení, jsou přímky, zatímco čárkovane kreslené charakteristiky pro provoz, optimalizovaný z hlediska stability, jsou paraboly. Rozdílné vlastnosti charakteristik ukazují, že

není možné brzdící zařízení navrhnout a provozovat současně jako optimalizované z hlediska opotřebení a z hlediska stability.

Je známo, že v praktickém provozu vozidel se převážná část všech brzdících procesů odehrává v dílčí oblasti brzdění s velmi malými zpožděními vozidla (až do okolo 0,3 g) a tomu odpovídajícími velmi malými brzdícími tlaky. K opotřebení brzdových obložení tak dochází hlavně při velmi malých brzdových tlacích.

Způsob v úvodu uvedeného typu je znám z patentového spisu DE 35 02 051 A1, str. 10, poslední odstavec. V tomto způsobu se navrhuje provést rozdělení brzdových tlaků v dílčí oblasti brzdění, to je při menších vyžadovacích signálech zpoždění, s optimalizací z hlediska opotřebení a přepnout je v oblasti větších vyžadovacích signálů zpoždění na optimalizaci stability. V důsledku s tím spojeného skoku mezi charakteristikami při tom není možné zamezit skokové změně brzdícího tlaku a tím i skokové změně zpoždění vozidla (cukání).

Podstata vynálezu

Uvedené nedostatky odstraňuje podle vynálezu způsob brzdění vozidla, které obsahuje skupinu přední nápravy s alespoň jednou tlakem ovládanou brzdou přední nápravy, a skupinu zadní nápravy s alespoň jednou tlakem ovládanou brzdou zadní nápravy, při kterém řidič vozidla vytváří vyžadovací signál zpoždění a brzdový tlak brzdy přední nápravy a brzdový tlak brzdy zadní nápravy se nastavuje až k vyžadovacímu signálu zpoždění o předem určené velikosti přepínacího vyžadovacího signálu zpoždění optimalizované z hlediska opotřebení podle příslušné velikosti vyžadovacího signálu zpoždění, jehož podstatou je, že řidičem vozidla zavedený vyžadovací signál zpoždění, například ve formě velikosti posuvové dráhy brzdového pedálu, se vede do centrální jednotky a srovnává se se seřizovací charakteristickou funkcí brzdového tlaku, přičemž se příslušnému vyžadovacímu signálu zpoždění podle této seřizovací charakteristické funkce přiřazuje optimalizovaný brzdový tlak brzdy přední nápravy a optimalizovaný brzdový tlak brzdy zadní nápravy a brzdovým zařízením se vede na brzdu přední nápravy a brzdu zadní nápravy, přičemž při ovládání se při řidičem vozidla zaváděných hodnotách vyžadovacího signálu zpoždění, ležících až do předem určené velikosti přepínacího vyžadovacího signálu zpoždění, brzdový tlak brzdy přední nápravy nastavuje podle vyžadovacího signálu zpoždění podle lineární, přímo úměrné funkční závislosti podle první funkce s optimalizovaným opotřebením, a při řidičem vozidla zaváděných hodnotách vyžadovacího signálu zpoždění, ležících nad předem určenou velikostí přepínacího vyžadovacího signálu zpoždění, se brzdový tlak brzdy přední nápravy nastavuje podle vyžadovacího signálu zpoždění podle parabolické funkční závislosti podle druhé funkce, přičemž tato parabolická funkční závislost odpovídá parabole, procházející bodem, definovaným přepínacím vyžadovacím signálem zpoždění a jemu s optimalizovaným opotřebením přiřazeným brzdovým tlakem brzdy přední nápravy na horním konci první funkce, tvořené stoupající přímkou až k přepínacímu vyžadovacímu signálu zpoždění, a druhým bodem, definovaným předem určeným druhým vyžadovacím signálem zpoždění a jemu přiřazeným brzdovým tlakem brzdy přední nápravy, přičemž hodnota druhého vyžadovacího signálu zpoždění činí 70 % až 100 % prakticky využitelného hodnotového rozsahu vyžadovacího

signálu zpoždění, a druhý bod leží na charakteristice brzdového tlaku brzdy přední nápravy pro stejné využití silového záběru na skupině přední nápravy a na skupině zadní nápravy, a jejíž stoupání v bodě je rovné stoupání charakteristiky brzdového tlaku brzdy přední nápravy pro stejné využití silového záběru na skupině přední nápravy a na skupině zadní nápravy v jejím bodě, přiřazeném přepínacímu vyžadovacímu signálu zpoždění, a přičemž při ovládání se při řidičem vozidla zaváděných hodnotách vyžadovacího signálu zpoždění, ležících až do předem určené velikosti přepínacího vyžadovacího signálu zpoždění brzdový tlak brzdy zadní nápravy nastavuje podle vyžadovacího signálu zpoždění podle lineární, přímo úměrné funkční závislosti podle první funkce s optimalizovaným opotřebením, a při řidičem vozidla zaváděných hodnotách vyžadovacího signálu zpoždění, ležících nad předem určenou velikostí přepínacího vyžadovacího signálu zpoždění, se brzdový tlak brzdy zadní nápravy nastavuje podle vyžadovacího signálu zpoždění podle parabolické funkční závislosti podle druhé funkce, přičemž tato parabolická funkční závislost odpovídá parabole, která v pokračování lineární první funkce optimalizovaného nastavení z hlediska opotřebením obsahuje úsek, který probíhá bodem, určeným přepínacím vyžadovacím signálem zpoždění a jemu přiřazeným brzdovým tlakem brzdy zadní nápravy s optimalizovaným opotřebením, na horním konci stoupající přímkou první funkce až k přepínacímu vyžadovacímu signálu zpoždění, a druhým bodem, který je definován předem určeným druhým vyžadovacím signálem zpoždění a jemu přiřazeným brzdovým tlakem brzdy zadní nápravy, který leží na charakteristice brzdového tlaku brzdy přední nápravy pro stejné využití silového záběru na skupině přední nápravy a skupině zadní nápravy.

Druhá, parabolická funkce nastavení brzdového tlaku zadní nápravy s výhodou pokračuje spojitě nad druhým předem určeným vyžadovacím signálem zpoždění v úseku, který probíhá třetím bodem, definovaným třetím předem určeným vyžadovacím signálem zpoždění, v němž má druhá, parabolická funkce svůj vrchol.

U třetího předem určeného vyžadovacího signálu zpoždění má účelně charakteristika brzdového tlaku brzdy zadní nápravy pro stejné využití silového zpoždění na skupině přední nápravy a skupině zadní nápravy svůj vrchol.

Vrchol paraboly brzdového tlaku brzdy zadní nápravy přitom s výhodou leží v okolí vrcholu charakteristiky brzdového tlaku brzdy zadní nápravy pro stejné využití silového záběru na skupině přední nápravy a skupině zadní nápravy.

Podle dalšího znaku vynálezu druhá, parabolická funkce nastavení brzdového tlaku brzdy zadní nápravy pokračuje spojitě nad druhým předem určeným vyžadovacím signálem zpoždění v úseku, probíhající třetím bodem, definovaným čtvrtým předem určeným vyžadovacím signálem zpoždění a jemu přiřazeným brzdovým tlakem brzdy zadní nápravy, přičemž čtvrtý vyžadovací signál zpoždění je větší než druhý vyžadovací signál zpoždění, přičemž druhý bod a třetí bod leží na charakteristice brzdového tlaku brzdy zadní nápravy pro stejné využití silového záběru na skupině přední nápravy a skupině zadní nápravy a druhý vyžadovací signál zpoždění a čtvrtý vyžadovací signál zpoždění odpovídají hodnotám zpoždění vozidla mezi 0,4 g a 1,0 g.

Druhý vyžadovací signál zpoždění s výhodou odpovídá hodnotám zpoždění vozidla mezi 0,45 g a 0,6 g a čtvrtý vyžadovací signál zpoždění odpovídá hodnotám zpoždění vozidla mezi 0,6 g až 1,0 g.

Uvedené řešení umožňuje odstranit jednoduchými prostředky nedostatky brzdění dle známého stavu techniky a zajistit průběh brzdícího tlaku a průběh zpoždění vozidla bez skoků (cukání).

Přehled obrázků na výkresech

Vynález je blíže vysvětlen v následujícím popisu na příkladech provedení s odvoláním na připojené výkresy, ve kterých znázorňuje obr. 1 schematicky ideální charakteristiky brzdového tlaku brzd přední nápravy jako funkci vyžadovacího signálu zpoždění, obr. 2 schematicky ideální charakteristiky brzdového tlaku brzd zadní nápravy, obr. 3 schéma brzdového zařízení vozidla, obr. 4 schematický boční pohled na vozidlo s vyznačením podstatných parametrů, obr. 5 schematické znázornění cílové charakteristiky $p_1 = f(S)$ brzd přední nápravy podle vynálezu, obr. 6 tomu odpovídající cílovou charakteristiku $p_2 = f(S)$ podle vynálezu brzd zadní nápravy a obr. 7 jinou cílovou charakteristiku $p_2 = f(S)$ brzd zadní nápravy podle vynálezu.

Příklady provedení vynálezu

Brzdící zařízení, znázorněné na obr. 3, obsahuje brzdu 1 přední nápravy a brzdu 2 zadní nápravy, které jsou ovládány tlakem a jsou uspořádány na skupině přední nápravy, popřípadě na skupině zadní nápravy vozidla. Jako tlaková prostředí přicházejí v úvahu plynná prostředí, například stlačený vzduch, a kapalná tlaková prostředí. Skupina přední nápravy, popřípadě skupina zadní nápravy, se mohou vztahovat na jednotlivé nápravy nebo soubory více náprav. Brzda 1 přední nápravy a brzda 2 zadní nápravy, pro které bude dále pro zjednodušení také používán obecnější pojem brzda nebo brzdy, mohou představovat jednu brzdu příslušné skupiny nápravy, zpravidla však představují více brzd příslušné skupiny nápravy, rozdělených na strany vozidla.

Pojmy "brzda přední nápravy", "brzda zadní nápravy" a "brzda" jsou někdy použity jako hromadný pojem pro všechny konstrukční díly, zúčastněné při vyvíjení brzdící síly v oblasti příslušné nápravy. K těmto konstrukčním dílům náleží například brzdové válce, přenosová ústrojí, brzdové čelisti, brzdové bubny nebo brzdové kotouče, brzdová obložení. Z těchto konstrukčních dílů jsou blíže označena pouze brzdová obložení 13, 15 brzdy 1 přední nápravy a brzdová obložení 6, 8 brzdy 2 zadní nápravy.

Nejprve budeme pozorovat vozidlo, znázorněné na obr. 4. Na jeho skupiny náprav působí zatížení G_1 skupiny přední nápravy, popřípadě zatížení G_2 skupiny zadní nápravy. Tato zatížení jsou při stojícím vozidle, jakož i vozidle jedoucím rovnoměrnou rychlostí, označena jako "statická". Při zrychlené nebo zpožděné jízdě vznikají přechody zatížení skupin náprav do dynamické oblasti a jejich výsledkem se ze statických zatížení stanou "dynamická" zatížení skupin náprav. V těžišti C vozidla působí jeho hmotnost ($G = G_1 + G_2$). Vodorovná souřadnice těžiště C , na obr. 4 uvedená

jako vzdálenost s_h od (geometrického) středu skupiny přední nápravy, může být určena ze statických zatížení G_1 , G_2 náprav a ze vzdálenosti l náprav. Svislá souřadnice těžiště C , na obr. 4 uvedená jako výška s_v nad jízdní dráhou, může být při daném zpoždění nebo zrychlení vozidla a určena z hmotnosti G vozidla a z dynamického přemístění zatížení skupin náprav. Dále jsou na obr. 4 ještě udány poloměry R_1 a R_2 kol.

Vraťme se nyní zpět k obr. 3. Pro ovládání a řízení brzd 1 , 2 obsahuje zaváděč 3 vyžadovacího signálu zpoždění, elektrický modulátor 12 tlaku a zásobník 11 tlaku pro brzd 1 přední nápravy, elektrický modulátor 9 tlaku a zásobník 10 tlaku pro brzd 2 zadní nápravy, jakož i řídicí elektronické ústrojí 4 , 5 , 7 , 14 . Řídicí elektronické ústrojí 4 , 5 , 7 , 14 sestává z ústřední jednotky 4 , snímačů 14 a 7 zatížení pro zatížení G_1 skupiny přední nápravy a pro zatížení G_2 skupiny zadní nápravy, jakož i ze snímače 5 zpoždění pro skutečnou hodnotu zpoždění vozidla. V ústřední jednotce 4 jsou jako pevné hodnoty uloženy do paměti rozměrové parametry konstrukčních dílů brzd, jakož i stav kol vozidla a poloměry R_1 a R_2 kol.

Při aktivaci zaváděče 3 vyžadovacího signálu zpoždění vydá řidič vozidla hodnotou ovládací síly a/nebo ovládací dráhy, například ve formě velikosti posuvové dráhy brzdového pedálu, odpovídající požadavek na zpoždění ve formě elektrického vyžadovacího signálu zpoždění. Ústřední jednotka 4 přijme jako proměnlivé hodnoty vyžadovací signál zpoždění, signály zatížení snímačů 14 a 7 zatížení jakož i signál skutečného zpoždění vozidla ze snímače 5 zpoždění.

Ústřední jednotka 4 je vytvořena a naprogramována tak, že z uložených pevných hodnot a z přijatých proměnlivých hodnot nejdříve vypočítá ideální charakteristiky tlaku p_1 brzdy přední nápravy a tlaku p_2 brzdy zadní nápravy jako funkce vyžadovacího signálu s zpoždění pro provoz, optimalizovaný z hlediska stability a potom vypočítá cílové charakteristiky tlaků p_1 a p_2 brzd.

Pro první vybavení ústřední jednotky 4 jsou tyto charakteristiky jako příklad znázorněny na obr. 5 a 6 pro plně zatížené vozidlo, tedy pro 100 % hmotnosti vozidla. Charakteristika k_V brzdového tlaku p_1 brzdy přední nápravy pro stejné využití silového záběru na skupině přední nápravy a na skupině zadní nápravy a charakteristika k_R brzdového tlaku p_2 brzdy zadní nápravy pro stejné využití silového záběru na skupině přední nápravy a na skupině zadní nápravy, dále označované jako ideální charakteristiky pro provoz, optimalizovaný z hlediska stability, jsou nakresleny čárkovanými čarami. Cílové charakteristiky jsou nakresleny plnými čarami.

Každá cílová charakteristika sestává ze dvou úseků cílové charakteristiky. První úsek cílové charakteristiky, reprezentovaný na obr. 5 seřizovací charakteristickou první funkcí F_{1V} , platí pro hodnoty vyžadovacího signálu s zpoždění mezi nulou a předem

určeným přepínacím vyžadovacím signálem $\underline{S}_1$ zpoždění, který může odpovídat například zpoždění vozidla rovnému 0,3 g. Tento úsek charakteristiky je částí příslušné, na zatížení nezávislé, tedy přímé charakteristiky pro provoz, optimalizovaný vzhledem k opotřebení. Pro menší vyžadovací signály $\underline{S}$ zpoždění až k hodnotě přepínacího vyžadovacího signálu $\underline{S}_1$ zpoždění vypočítá ústřední jednotka 4 tlaky (p_1 a p_2) brzd také pro provoz, optimalizovaný z hlediska opotřebení. Jak je patrné z obr. 5, je koncovému bodu ($\underline{S}_1$, p_{1V}) prvního úseku cílové charakteristiky tlaku p_1 brzdy přední nápravy, tedy seřizovací charakteristické první funkce $\underline{F1V}$, přiřazen tlak p_{1V} brzdy přední nápravy.

Druhý úsek cílové charakteristiky, tvořený druhou funkcí $\underline{F2V}$, platí pro vyšší hodnoty vyžadovacího signálu $\underline{S}$ zpoždění, než přepínací vyžadovací signál $\underline{S}_1$ zpoždění. Tato funkce je tvořena parabolou ($\underline{S}_1$, p_{1V} ; p_{1R}), pro kterou platí, že prochází koncovým bodem ($\underline{S}_1$, p_{1V}) první funkce $\underline{F1V}$, přičemž stoupání paraboly v tomto bodě je rovno stoupání, které má ideální charakteristika pro provoz, optimalizovaný z hlediska stability, t.j. charakteristika $\underline{kV}$ brzdového tlaku p_1 brzdy přední nápravy pro stejné využití silového záběru na skupině přední nápravy, v jejím bodě, přiřazeném přepínacímu vyžadovacímu signálu $\underline{S}_1$ zpoždění. Při hodnotě ($\underline{S}_1$) mají tedy mít ideální charakteristika a parabola druhé funkce $\underline{F2V}$ stejný směr a probíhat rovnoběžně. Kromě toho prochází parabola druhé funkce $\underline{F2V}$ bodem ($\underline{S}_2$, p_{1R}), definovaným předem určeným druhým vyžadovacím signálem $\underline{S}_2$ zpoždění a jemu přiřazeným tlakem p_{1R} brzdy přední nápravy na ideální charakteristice $\underline{kV}$. Hodnota druhého vyžadovacího signálu $\underline{S}_2$ zpoždění se určí mezi 70 % a 100 % prakticky využitelného rozsahu hodnot vyžadovacího signálu $\underline{S}$ zpoždění. Hodnota $\underline{S}_2$ může být nastavena na zvláštní podmínky vozidla a/nebo na zvláštní podmínky použití vozidla, nebo podmínky příslušného typu vozidla.

Jak je patrné z obr. 6, je koncovému bodu prvního úseku cílové charakteristiky tlaku p_2 brzdy zadní nápravy, tvořenému lineární první funkcí $\underline{F1R}$, přiřazen tlak p_{2V} brzdy zadní nápravy. Také druhý úsek cílové charakteristiky tlaku p_2 brzdy zadní nápravy, tvořený parabolickou druhou funkcí $\underline{F2R}$, platí pro hodnoty vyžadovacího signálu $\underline{S}$ zpoždění vyšší než $\underline{S}_1$. Tento druhý úsek je tvořen parabolou ($\underline{S}_1$, p_{2V} ; $\underline{S}_2$, p_{2R} ; $\underline{S}_3$), pro kterou platí, že parabola prochází koncovým bodem ($\underline{S}_1$, p_{2V}) první funkce $\underline{F1R}$ cílové charakteristiky a že parabola prochází bodem ($\underline{S}_2$, p_{2R}) na ideální charakteristice $\underline{kR}$, který je definován druhým vyžadovacím signálem $\underline{S}_2$ zpoždění a jemu přiřazeným tlakem p_{2R} brzdy zadní nápravy ideální charakteristiky tlaku brzdy zadní nápravy pro provoz, optimalizovaný z hlediska stability. Dále má parabola druhé funkce $\underline{F2R}$ při předem určené hodnotě vyžadovacího signálu

zpoždění, představované třetím vyžadovacím signálem $\underline{S}_3$ zpoždění, odpovídající tlaku p_{3R} brzdy, svůj vrchol.

Hodnota třetího vyžadovacího signálu $\underline{S}_3$ zpoždění může být nastavena na zvláštní podmínky vozidla a/nebo na zvláštní podmínky použití vozidla, nebo příslušný typ vozidla. Převážně to bude hodnota, při které pro předem určenou hmotnost vozidla má také ideální charakteristika svůj vrchol.

Při druhém provedení vypočítává ústřední jednotka 4 cílové charakteristiky tlaku (p_1) brzdy přední nápravy, jak bylo popsáno, ale cílové charakteristiky tlaku (p_2) brzdy zadní nápravy však vypočítává jinak.

Obr. 7 znázorňuje například pro hmotnost vozidla, rovnou 100 %, charakteristiky brzdového tlaku p_2 brzd zadní nápravy pro druhé provedení ústřední jednotky 4. Pro první úsek cílové charakteristiky, tvořené první funkcí $\underline{F1R}$ až k jejímu bodu (S_1, p_{2V}) platí to, co bylo uvedeno v souvislosti s obr. 5 a obr. 6. Druhá funkce $\underline{F2R}$ ve tvaru paraboly, tvořící druhý úsek charakteristiky, prochází také opět tímto koncovým bodem. Pro další průběh paraboly druhé funkce $\underline{F2R}$ platí, že parabola prochází druhým bodem (S_4, p_{2R4}), který je definován předem určeným druhým vyžadovacím signálem $\underline{S}_4$ zpoždění (označeným odlišně pro odlišení proti provedení z obr. 6) a jemu přiřazeným tlakem p_{2R4} brzdy zadní nápravy. Při dále rostoucím vyžadovacím signálu $\underline{S}$ probíhá parabola druhé funkce $\underline{F2R}$ třetím bodem (S_5, p_{2R5}), který je definován předem určeným čtvrtým vyžadovacím signálem $\underline{S}_5$ zpoždění a jemu přiřazeným tlakem p_{2R5} brzdy zadní nápravy. Při tom leží druhý vyžadovací signál $\underline{S}_4$ zpoždění a čtvrtý vyžadovací signál $\underline{S}_5$ zpoždění v oblasti hodnot, odpovídající zpoždění vozidla mezi 0,4 g a 1,0 g. Kromě toho má druhý bod (S_4, p_{2R4}) i třetí bod (S_5, p_{2R5}) ležet na opět čárkované vyznačené ideální charakteristice $\underline{kR}$.

Také hodnoty (S_4) a (S_5) druhého a čtvrtého vyžadovacího signálu v tomto provedení mohou být nastaveny na zvláštní podmínky vozidla a/nebo na zvláštní podmínky nasazení vozidla, nebo příslušného typu vozidla. V množství případů se ukázalo účelným určit hodnotu druhého vyžadovacího signálu $\underline{S}_4$ zpoždění jako odpovídající zpoždění vozidla mezi 0,45 g a 0,6 g, a hodnotu čtvrtého vyžadovacího signálu $\underline{S}_5$ zpoždění, jako odpovídající zpoždění vozidla mezi 0,6 g a 1,0 g.

Ústřední jednotka je dále vytvořena a naprogramována tak, že přeměňuje vypočítané cílové charakteristiky na elektrické řídicí signály pro modulátory 12 a 9 tlaku ve směru zvýšení tlaku a tyto předává modulátorům 12 a 9 tlaku. Při přijetí přiřazeného řídicího signálu vytvoří každý modulátor 12 nebo 9 tlaku spojení mezi přiřazeným zásobníkem 11 nebo 10 tlaku a brzdovým válcem přiřaze-

né brzdy 1 nebo 2, až se v něm vyvine tlak (p_1 nebo p_2) podle odpovídající cílové charakteristiky, vypočítaný ústřední jednotkou 4 pro daný vyžadovací signál S zpoždění.

Modulátory 12 a 9 tlaku mohou být vytvořeny jako jednocestné ventily. V tomto případě vyvíjí ústřední jednotka 4 řídicí signály stálé hodnoty, které když dostane zpětné hlášení, že příslušný tlak (p_1 nebo p_2) brzdy dosáhl hodnotu, odpovídající cílové charakteristice, přestaví na udržování tlaku. K zajištění zpětného hlášení jsou v tomto případě nutné snímače brzdícího tlaku. Tyto nejsou znázorněny, neboť jsou obvykle integrovány s modulátory 12 a 9 tlaku.

Modulátory 12 a 9 tlaku mohou také být takové konstrukce, která nastavuje příslušný brzdící tlak (p_1 nebo p_2) podle hodnoty přiváděného řídicího signálu. Tato konstrukce se obvykle označuje jako "proporcionální ventil", ačkoliv závislost příslušného brzdícího tlaku (p_1 nebo p_2) na hodnotě řídicího signálu nemusí být bezpodmínečně lineární. V tomto případě vyvíjí ústřední jednotka 4 proměnlivé řídicí signály, které představují tak zvaná elektrická zobrazení brzdících tlaků (p_1 nebo p_2) podle příslušné cílové charakteristiky.

Dosud popisované základní provedení příkladu vytvoření vynálezu je možno zjednodušit. Je známo, že při použití stávajících vozidel jsou obecně reprodukovatelné souvislosti mezi příslušnou hmotností vozidla, rozdělením zatížení na skupiny náprav a polohou těžiště. To znamená, že při znalosti těchto souvislostí podobně se přibližujícímu popisu přiřazené hmotnosti vozidla a polohy těžiště. Tato znalost se využije k zjednodušení. Za účelem tohoto zjednodušení se zmíněné souvislosti uloží do paměti v ústřední jednotce 4 a použijí se k výpočtu charakteristik tlaku (p_1) brzdy přední nápravy a tlaku (p_2) v brzdy zadní nápravy. Potom potřebuje řídicí elektronické ústrojí pouze jeden snímač 7 nebo 14 zatížení, avšak již žádný snímač zpoždění. Ústřední jednotka 4 v tomto případě nahrazuje ideální charakteristiky pro provoz, optimalizovaný vzhledem ke stabilitě, přibližně ideálními charakteristikami a tyto používá při výpočtu cílových charakteristik jako ideální charakteristiky. Toto zjednodušení je při použití vozidla prakticky bezvýznamné, neboť při použití sotva záleží na tom, zda paraboly ($S_1, p_{1V}; S_2, p_{1R}$) popřípadě ($S_1, p_{2V}; S_2, p_{2R}; S_3$) popřípadě ($S_1, p_{2V}; S_4, p_{2R4}; S_5, p_{2R5}$), tvořící druhou funkci F2V, F2R cílové charakteristiky, jsou vytvořeny na základě ideální nebo přibližně ideální charakteristiky pro provoz, optimalizovaný z hlediska stability.

Popisovaným nastavením tlaku p_1 brzdy přední nápravy a tlaku p_2 brzdy zadní nápravy podle charakteristik umožňuje příklad provedení vynálezu při menších vyžadovacích signálech S zpoždění až do hodnoty přepínacího vyžadovacího signálu S₁ zpoždění provoz brzdícího zařízení, optimalizovaný z hlediska opotřebení, a při vyšších vyžadovacích signálech S zpoždění umožňuje s dobrým při-

blížením provoz brzdícího zařízení, optimalizovaný z hlediska stability, přičemž je zajištěn průběh brzdícího tlaku bez skoku a rovněž i průběh zpoždění vozidla bez skoku.

K dalšímu zlepšení příkladu provedení vynálezu mohou být plochy brzdových obložení 13, 15, a 6, 8 dimenzovány tak, že při předem určené hmotnosti vozidla mezi 70 % a 100 % přípustné hmotnosti vozidla je poměr plochy brzdového obložení 13, 15 přední nápravy k ploše brzdového obložení 6, 8 zadní nápravy rovný poměru statického zatížení G_1 přední nápravy ke statickému zatížení G_2 zadní nápravy. Takovýmto dimenzováním se dosahuje toho, že charakteristika pro provoz, optimalizovaný vzhledem k opotřebení a ideální, popřípadě přibližně ideální, charakteristika pro provoz, optimalizovaný vzhledem ke stabilitě, přiřazená základní předem určené hmotnosti vozidla mají ve výchozím bodě charakteristik stejné stoupání. Následkem stejného stoupání probíhají v oblasti malých povelových signálů S zpoždění obě charakteristiky těsně vedle sebe, takže brzdící zařízení je v této oblasti zároveň přibližně optimalizováno z hlediska opotřebení a ideálně nebo přibližně ideálně optimalizováno z hlediska stability provozu.

Oblast menších vyžadovacích signálů S zpoždění může být v této souvislosti chápána jinak než v dále výše jmenované souvislosti. Jako předem určená hmotnost vozidla by měla být pro dimenzování ploch brzdových obložení vzata za základ taková hmotnost vozidla, která se při použití vozidla převážně vyskytuje a tedy směrodatně ovlivňuje průběh opotřebení brzdových obložení. Takové hmotnosti vozidla leží zpravidla v oblasti přípustné hmotnosti vozidla, takže jako předem určená hmotnost vozidla přichází v úvahu hmotnost mezi 70 % a 100 % přípustné hmotnosti vozidla. Uvedené dimenzování tak poskytuje během značně dlouhých dob provozu vozidla dále zlepšený průběh opotřebení při současné ideální nebo přibližně ideální optimalizaci z hlediska stability, a tedy při vysoké bezpečnosti vozidla.

Ačkoliv schéma, znázorněné na obr. 3, představuje brzdy bubnové konstrukce, je možné přenést vysvětlené zásady i na jiné konstrukce brzd, například na kotoučové brzdy.

Odborníkovi v oboru bude zřejmé, že rozsah patentové ochrany vynálezu není vyčerpán v příkladu provedení a jeho způsoby vytvoření a dalšího rozvedení, ale že zahrnuje všechna provedení, jejichž znaky spadají do rozsahu patentových nároků. Při tom je třeba výslovně uvést, že pojem, použitý v patentových nárocích "...charakteristika brzdového tlaku brzdypro stejné využití silového záběru", jakož i výše zmíněná ideální, popřípadě přibližně ideální charakteristika pro provoz, optimalizovaný z hlediska stability, má zahrnovat také každou jinou přibližně ideální charakteristiku pro provoz, optimalizovaný z hlediska stability.

P A T E N T O V É N Á R O K Y

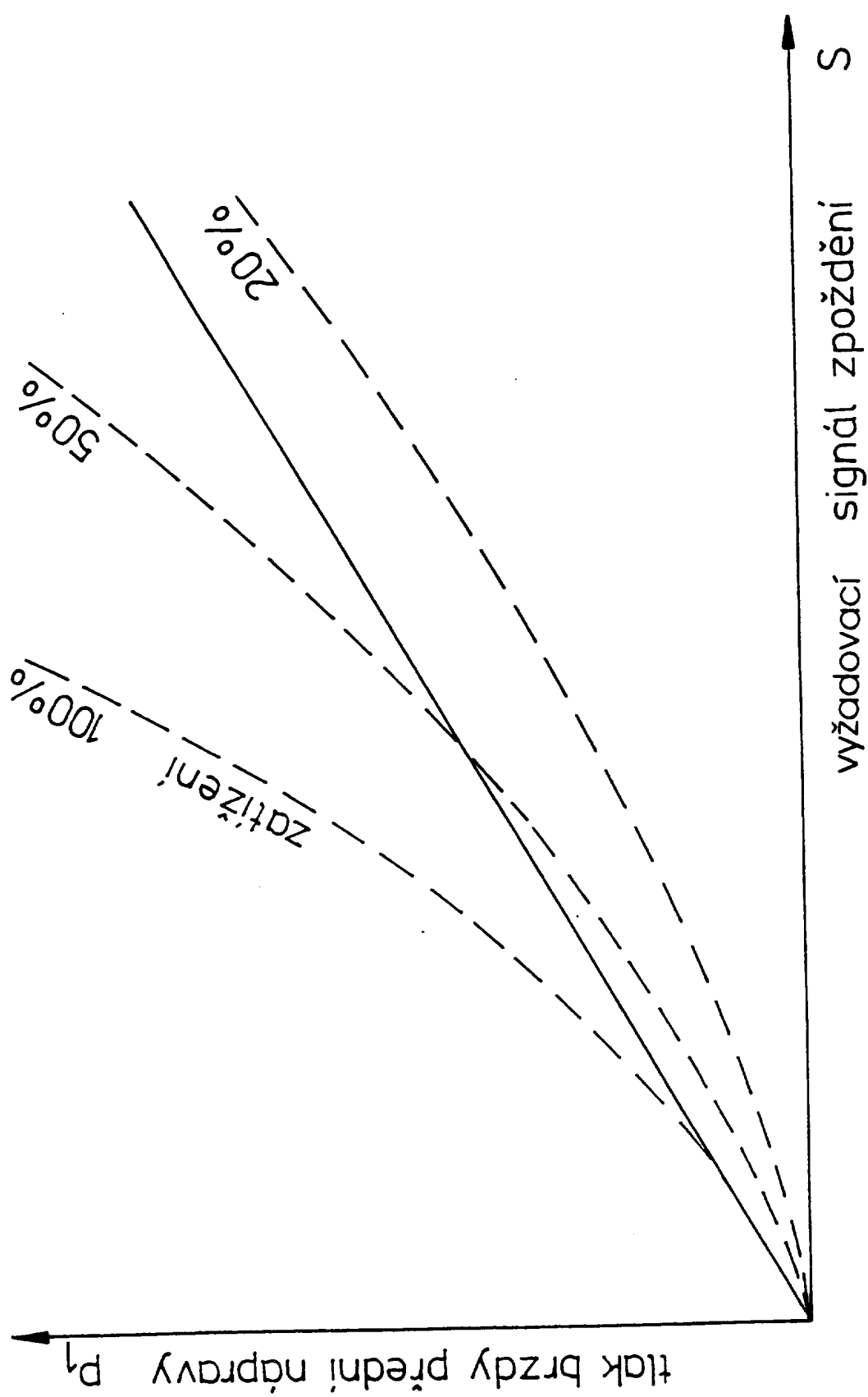
1. Způsob brzdění vozidla, které obsahuje skupinu přední nápravy s alespoň jednou tlakem ovládanou brzdou přední nápravy, a skupinu zadní nápravy s alespoň jednou tlakem ovládanou brzdou zadní nápravy, při kterém řidič vozidla vytváří vyžadovací signál zpoždění a brzdový tlak (p_1) brzdy přední nápravy a brzdový tlak (p_2) brzdy zadní nápravy se nastavuje až k vyžadovacímu signálu zpoždění o předem určené velikosti přepínacího vyžadovacího signálu zpoždění optimalizované z hlediska opotřebení podle příslušné velikosti vyžadovacího signálu zpoždění, v y z n a č e n ý t í m, že řidičem vozidla zavedený vyžadovací signál zpoždění, například ve formě velikosti posuvové dráhy brzdového pedálu, se vede do centrální jednotky a srovnává se se seřizovací charakteristickou funkcí ($F1V$, $F2V$, $F1R$, $F2R$) brzdového tlaku, přičemž se příslušnému vyžadovacímu signálu zpoždění podle této seřizovací charakteristické funkce ($F1V$, $F2V$, $F1R$, $F2R$) přiřazuje optimalizovaný brzdový tlak (p_1) brzdy přední nápravy a optimalizovaný brzdový tlak (p_2) brzdy zadní nápravy a brzdovým zařízením se vede na brzdu přední nápravy a brzdu zadní nápravy, přičemž při ovládání se při řidičem vozidla zaváděných hodnotách vyžadovacího signálu zpoždění (S), ležících až do předem určené velikosti přepínacího vyžadovacího signálu zpoždění (S_1), brzdový tlak (p_1) brzdy přední nápravy nastavuje podle vyžadovacího signálu zpoždění (S) podle lineární, přímo úměrné funkční závislosti podle první funkce ($F1V$) s optimalizovaným opotřebením, a při řidičem vozidla zaváděných hodnotách vyžadovacího signálu zpoždění (S), ležících nad předem určenou velikostí přepínacího vyžadovacího signálu zpoždění (S_1), se brzdový tlak (p_1) brzdy přední nápravy nastavuje podle vyžadovacího signálu zpoždění (S) podle parabolické funkční závislosti podle druhé funkce ($F2V$), přičemž tato parabolická funkční závislost odpovídá parabole (S_1 , p_{1V} ; S_2 , p_{1R}), procházející bodem, definovaným přepínacím vyžadovacím signálem (S_1) zpoždění a jemu s optimalizovaným opotřebením přiřazeným brzdovým tlakem (p_{1V}) brzdy přední nápravy na horním konci první funkce ($F1V$), tvořené stoupající přímkou (0 , 0 ; S_1 , p_{1V}) až k přepínacímu vyžadovacímu signálu zpoždění (S_1), a druhým bodem (S_2 , p_{1R}), definovaným předem určeným druhým vyžadovacím signálem zpoždění (S_2) a jemu přiřazeným brzdovým tlakem (p_{1R}) brzdy přední nápravy, přičemž hodnota druhého vyžadovacího signálu zpoždění (S_2) činí 70 % až 100 % prakticky využitelného hodnotového rozsahu vyžadovacího signálu zpoždění (S) a druhý bod (S_2 , p_{1R}) leží na charakteristice (kV) brzdového tlaku (p_1) brzdy přední nápravy pro stejné využití silového

záběru na skupině přední nápravy a na skupině zadní nápravy, a jejíž stoupání v bodě (S_1 , p_{1V}) je rovné stoupání charakteristiky (kV) brzdového tlaku (p_1) brzdy přední nápravy pro stejné využití silového záběru na skupině přední nápravy a na skupině zadní nápravy v jejím bodě, přiřazeném přepínacímu vyžadovacímu signálu (S_1) zpoždění, a přičemž při ovládání se při řidičem vozidla zaváděných hodnotách vyžadovacího signálu zpoždění (S), ležících až do předem určené velikosti přepínacího vyžadovacího signálu zpoždění (S_1), brzdový tlak (p_2) brzdy zadní nápravy nastavuje podle vyžadovacího signálu zpoždění (S) podle lineární, přímo úměrné funkční závislosti podle první funkce ($F1R$) s optimalizovaným opotřebením, a při řidičem vozidla zaváděných hodnotách vyžadovacího signálu zpoždění (S), ležících nad předem určenou velikostí přepínacího vyžadovacího signálu zpoždění (S_1) se brzdový tlak (p_2) brzdy zadní nápravy nastavuje podle vyžadovacího signálu zpoždění (S) podle parabolické funkční závislosti podle druhé funkce ($F2R$), přičemž tato parabolická funkční závislost odpovídá parabole (S_1 , p_{2V} ; S_2 , p_{2R} ; S_1 , p_{2V} , p_{2R4}), která v pokračování lineární první funkce ($F1R$) optimalizovaného nastavení z hlediska opotřebením (0 , 0 ; S_1 , p_{2V}) obsahuje úsek, který probíhá bodem (S_1 , p_{2V}), určeným přepínacím vyžadovacím signálem zpoždění (S_1) a jemu přiřazeným brzdovým tlakem (p_{2V}) brzdy zadní nápravy s optimalizovaným opotřebením, na horním konci stoupající přímkou (0 , 0 ; S_1 , p_{2V}) první funkce ($F1R$) až k přepínacímu vyžadovacímu signálu zpoždění (S_1), a druhým bodem (S , p_{2R} ; S_4 , p_{2R4}), který je definován předem určeným druhým vyžadovacím signálem zpoždění (S_2) a jemu přiřazeným brzdovým tlakem (p_{2R} ; p_{R4}) brzdy zadní nápravy, který leží na charakteristice (kR) brzdového tlaku (p_2) brzdy zadní nápravy pro stejné využití silového záběru na skupině přední nápravy a skupině zadní nápravy.

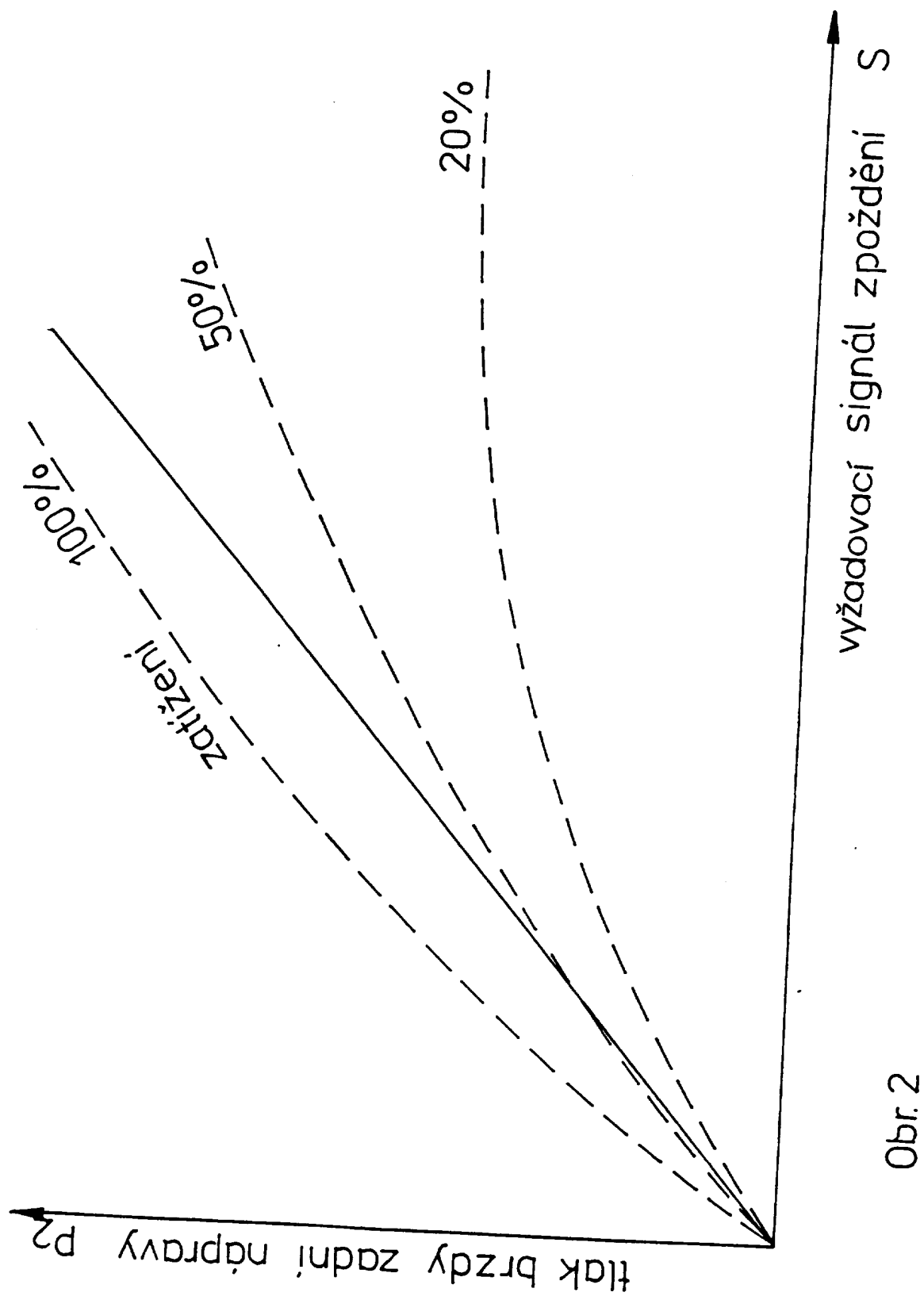
2. Způsob podle nároku 1, v y z n a č e n ý t í m, že druhá, parabolická funkce ($F2R$) nastavení brzdového tlaku (p_2) brzdy zadní nápravy pokračuje spojitě nad druhým předem určeným vyžadovacím signálem zpoždění (S_2) v úseku, který probíhá třetím bodem (S_3 , p_{R3}), definovaným třetím předem určeným vyžadovacím signálem zpoždění (S_3), v němž má druhá, parabolická funkce ($F2R$) svůj vrchol.
3. Způsob podle nároku 2, v y z n a č e n ý t í m, že u třetího předem určeného vyžadovacího signálu zpoždění (S_3) má charakteristika (kR) brzdového tlaku (p_2) brzdy zadní nápravy pro stejné využití silového zpoždění na skupině přední nápravy a skupině zadní nápravy svůj vrchol.

4. Způsob podle nároku 2, v y z n a č e n ý t í m, že vrchol paraboly (S_1, p_{2v} ; S_2, p_{2R} ; S_3) brzdového tlaku (p_2) brzdy zadní nápravy leží v okolí vrcholu charakteristiky (k_R) brzdového tlaku (p_2) brzdy zadní nápravy pro stejné využití silového záběru na skupině přední nápravy a skupině zadní nápravy.
5. Způsob podle nároku 1, v y z n a č e n ý t í m, že druhá parabolická funkce (F_{2R}) nastavení brzdového tlaku (p_2) brzdy zadní nápravy pokračuje spojitě nad druhým předem určeným vyžadovacím signálem zpoždění (S_4) v úseku, probíhajícím třetím bodem (S_5, p_{2R5}), definovaným čtvrtým předem určeným vyžadovacím signálem zpoždění (S_5) a jemu přiřazeným brzdovým tlakem (p_{2R5}) brzdy zadní nápravy, přičemž čtvrtý vyžadovací signál zpoždění (S_5) je větší než druhý vyžadovací signál zpoždění (S_4), přičemž druhý bod (S_4, p_{2R4}) a třetí bod (S_5, p_{2R5}) leží na charakteristice (k_R) brzdového tlaku (p_2) brzdy zadní nápravy pro stejné využití silového záběru na skupině přední nápravy a skupině zadní nápravy a druhý vyžadovací signál zpoždění (S_4) a čtvrtý vyžadovací signál zpoždění (S_5) odpovídají hodnotám zpoždění vozidla mezi 0,4 1,0 g.
6. Způsob podle nároku 5, v y z n a č e n ý t í m, že druhý vyžadovací signál zpoždění (S_4) odpovídá hodnotám zpoždění vozidla mezi 0,45 g a 0,6 g a čtvrtý vyžadovací signál zpoždění (S_5) odpovídá hodnotám zpoždění vozidla mezi 0,6 g až 1,0 g.

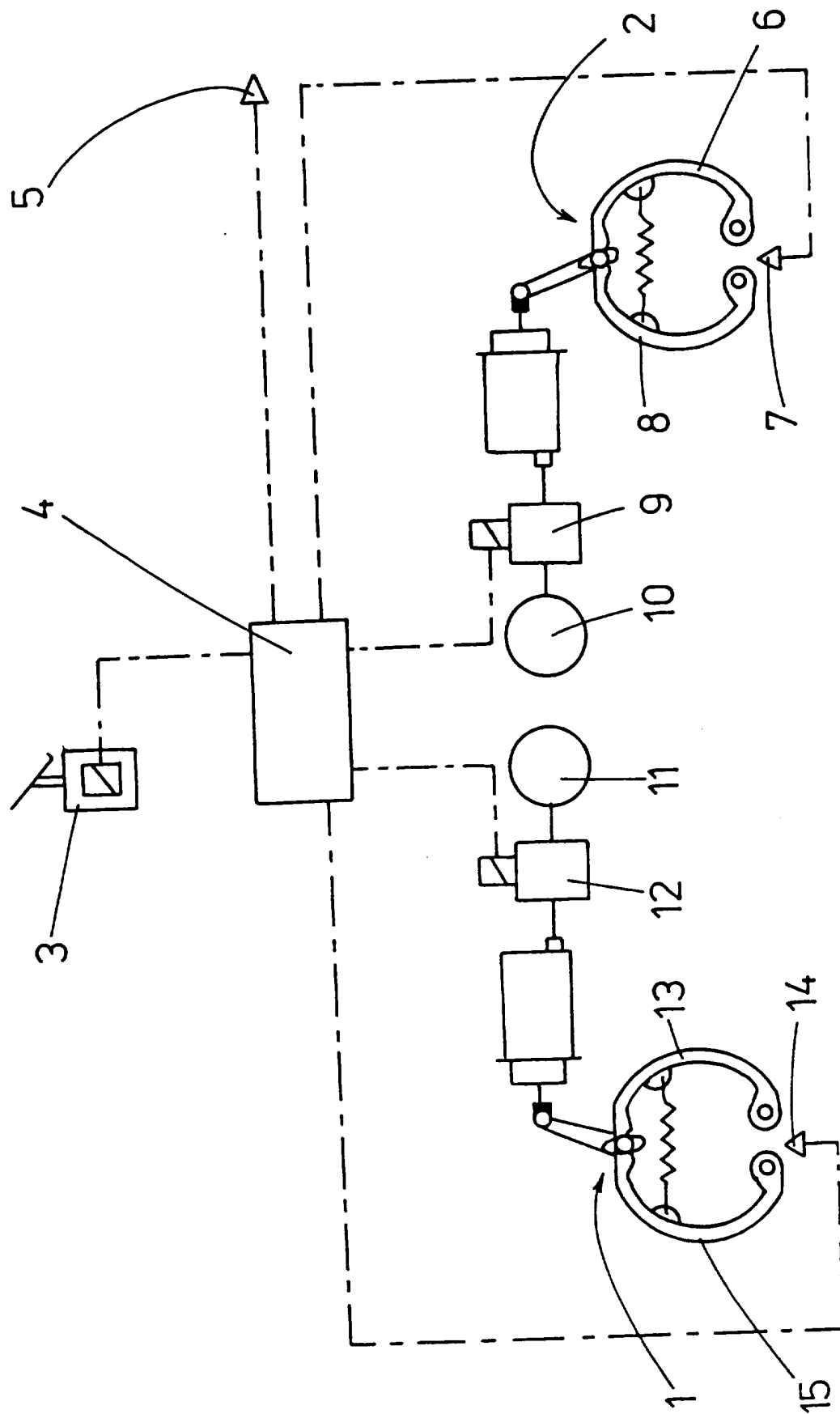
7 výkresů



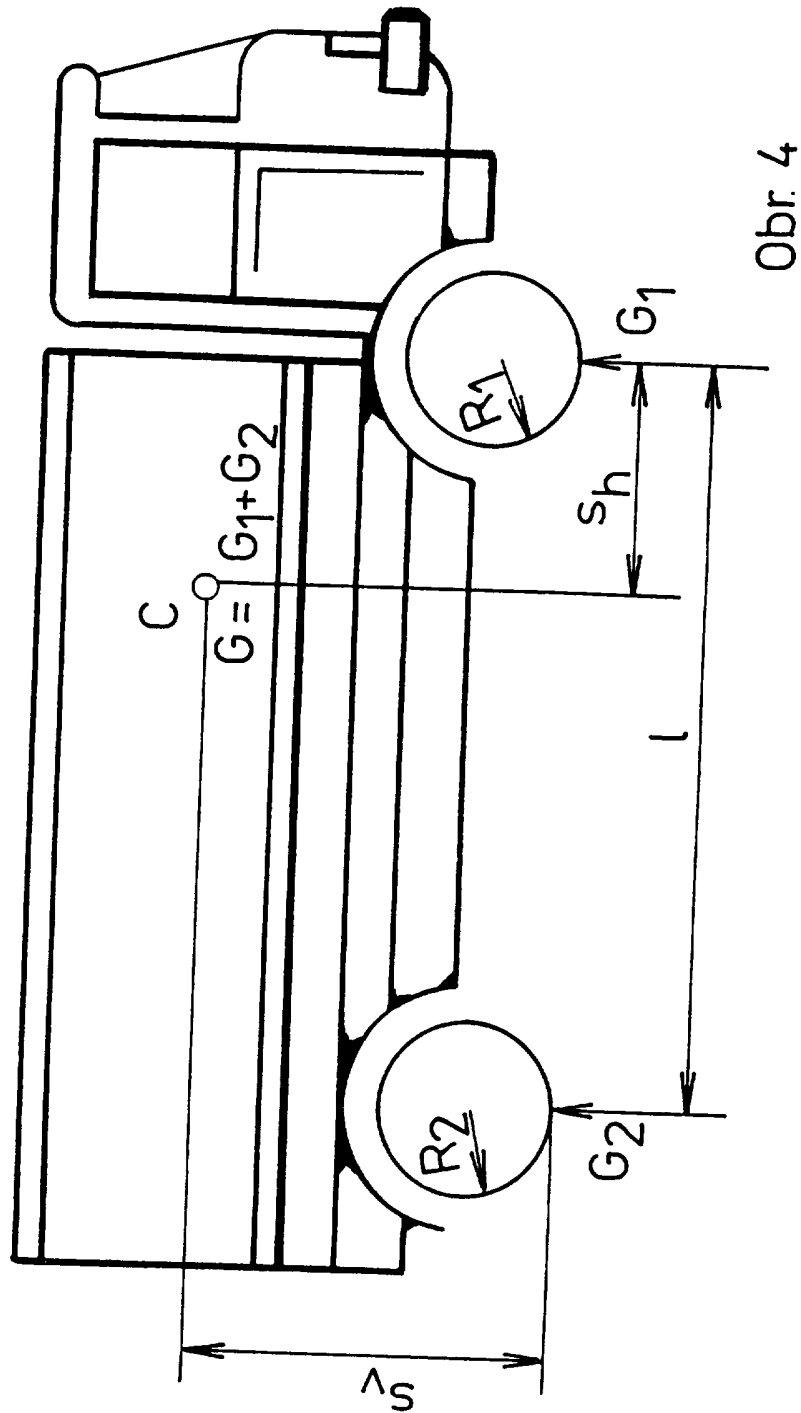
Obr. 1



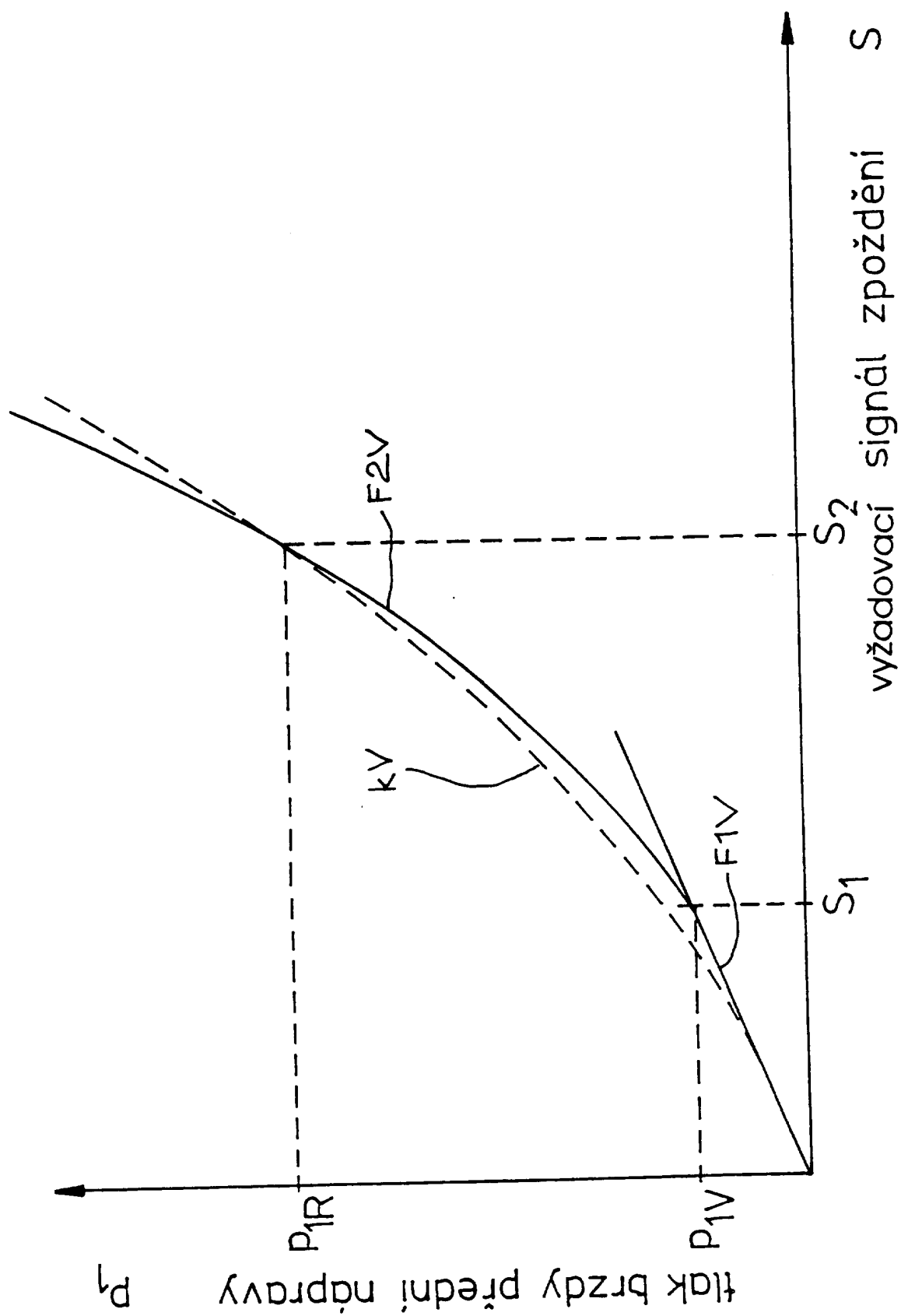
Obr. 2



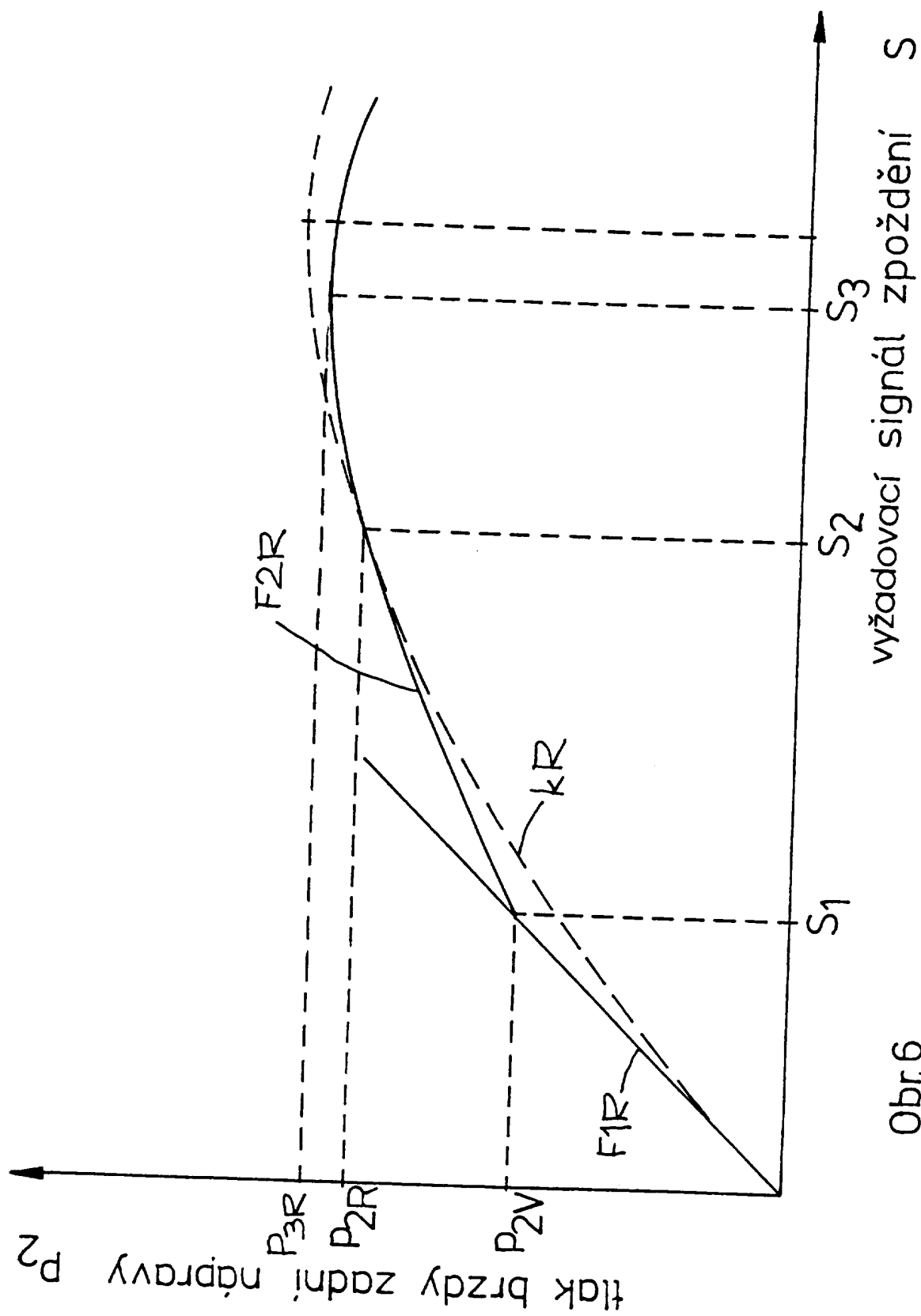
Obr. 3



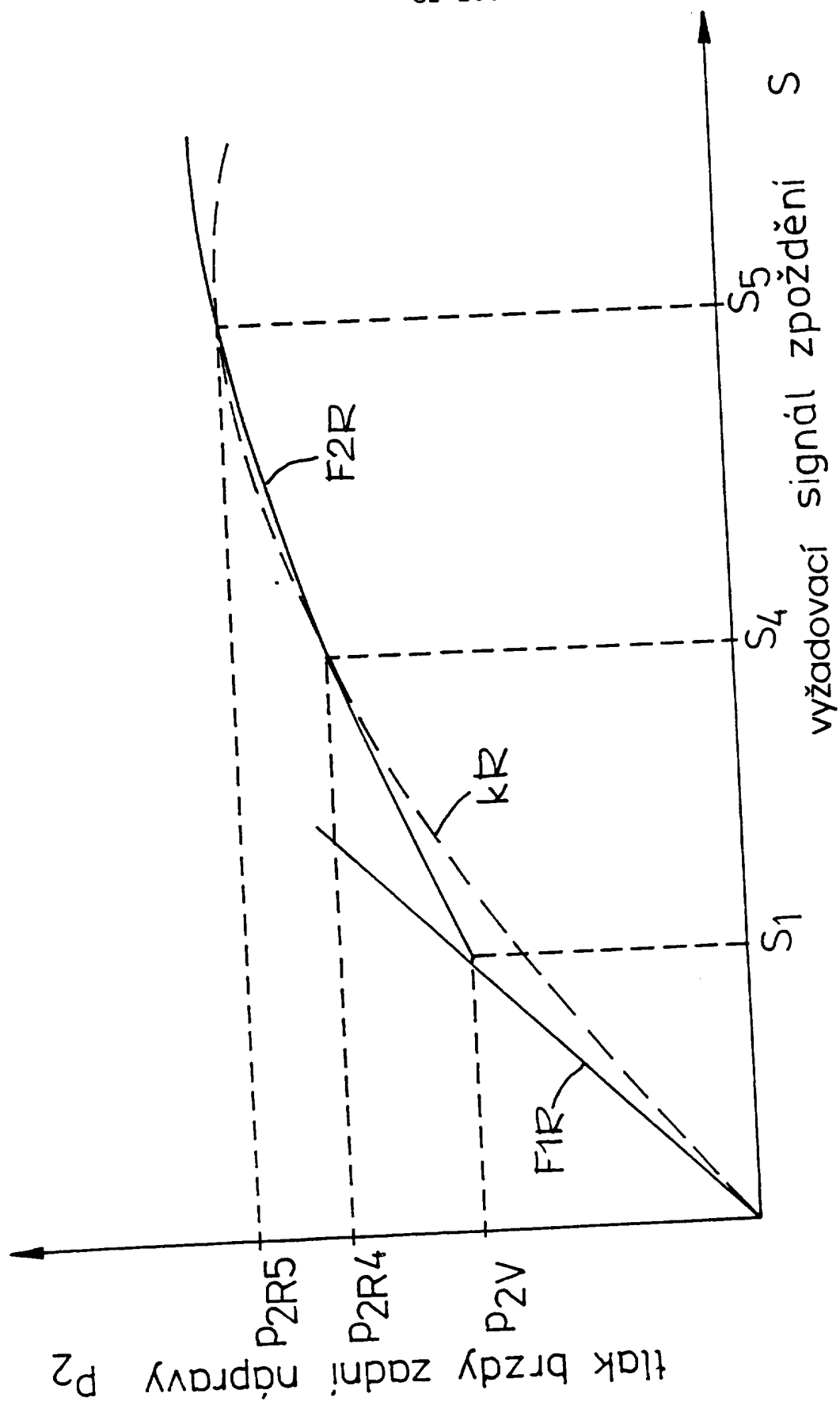
Obr. 4



Obr. 5



Obr.6



Konec dokumentu

Obr.7