

# PŘIHLÁŠKA VYNÁLEZU

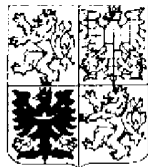
zveřejněná podle § 31 zákona č. 527/1990 Sb.

(21) Číslo dokumentu:

## 1589-97

(19)

ČESKÁ  
REPUBLIKA



ÚŘAD  
PRŮMYSLUVÉHO  
VLASTNICTVÍ

(22) Přihlášeno: **25. 11. 95**

(32) Datum podání prioritní přihlášky: **25.11.94, 25.11.94, 25.11.94, 31.12.94**

(31) Číslo prioritní přihlášky: **94/4441956, 94/4441957, 94/4441958, 94/4441959, 94/4447313**

(33) Země priority: **DE, DE, DE, DE, DE**

(40) Datum zveřejnění přihlášky vynálezu: **17. 12. 97**  
**(Věstník č. 12/97)**

(86) PCT číslo: **PCT/EP95/04657**

(87) PCT číslo zveřejnění: **WO 96/16851**

(13) Druh dokumentu: **A3**

(51) Int. Cl.<sup>6</sup>:

**B 60 T 8/00**

(71) Přihlašovatel:

ITT AUTOMOTIVE EUROPE GMBH,  
Frankfurt am Main, DE;

(72) Původce:

Wanke Peter, Frankfurt am Main, DE;

(74) Zástupce:

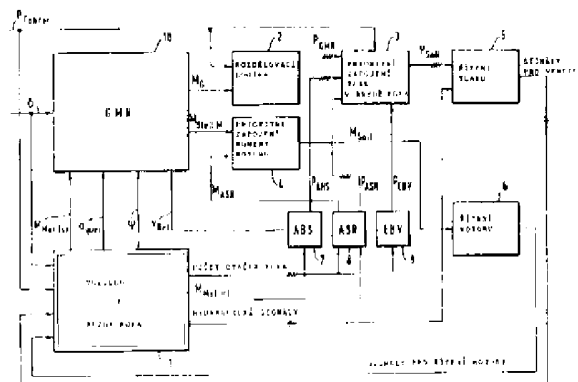
Belfin Vladimír Ing., Kleinerova 1469,  
Kladno, 27280;

(54) Název přihlášky vynálezu:

**Systém pro regulaci stability jízdy**

(57) Anotace:

Rozeznávání koeficientu tření (.mi.) se provádí ústrojím (13) jen při jízdě vozidla do zatáčky.



CZ 1589-97 A3

## Systém pro regulaci stability jízdy

### stability jízdy

Pojem regulace stability jízdy (FSR) slučuje čtyři principy ovlivňování chování vozidla při jízdě prostřednictvím předem stanovených tlaků v jednotlivých brzdách kol a prostřednictvím zásahu do řízení hnacího motoru. Přitom se jedná o regulaci prokluzu při brždění (ABS), která má během brždění zabránit blokování jednotlivých kol, o regulaci prokluzu při rozjezdu (ASR), která zamezuje protáčení poháněných kol, o elektronické rozdělení brzdové síly (EBS), které stanoví poměr brzdových sil mezi přední a zadní nápravou vozidla, jakož i o regulaci zatačivého momentu (GMR), která zajišťuje stabilní stav jízdy při průjezdu zatáčkou.

Vozidlem je tedy v této souvislosti označováno motorové vozidlo se čtyřmi koly, které je vybavené hydraulickým brzdovým ústrojím. V hydraulickém brzdovém ústrojí může řidič vyvolat brzdový tlak prostřednictvím hlavního válce, ovladatelného pedálem. Každé kolo má brzdu, které je vždy přiřazen přívodní ventil a vypouštěcí ventil. Prostřednictvím přívodních ventilů jsou brzdy kol spojeny s hlavním válcem, zatímco vypouštěcí ventily vedou k beztlakové nádrže resp. nízkotlakému zásobníku. Konečně je ještě upotřeben zdroj pomocného tlaku, který může i nezávisle na poloze brzdového pedálu vyvolat tlak v brzdách kol. Přívodní a vypouštěcí ventily jsou za účelem regulace tlaku v brzdách kol ovladatelné elektromagnetem.

Pro zjišťování dynamických stavů jízdy se používá čtyř sensorů počtu otáček, jeden pro každé kolo, ústrojí pro měření rychlosti zatačení, ústrojí pro měření příčného zrychlení a nejméně jednoho snímače tlaku pro brzdový tlak,

vyvolaný brzdovým pedálem. Snímač tlaku může být přitom též nahrazen ústrojím pro měření dráhy pedálu nebo snímačem síly, působící na pedál, pokud je zdroj pomocného tlaku zapojen tak, že nelze rozlišit brzdový tlak, vyvolaný řidičem, od tlaku zdroje pomocného tlaku.

S výhodou je při takovém množství sensorů realizováno řešení "Fall-back". To znamená, že při výpadku části sensoriky je vždy vypnuta jen ta část regulace, která je na tuto část odkázána. Pokud například vypadne ústrojí pro měření rychlosti zatáčení, nemůže být sice prováděna regulace momentu zatáčení, ale ABS, ASR a EBV jsou i nadále funkceschopné. Regulace stability jízdy může být tedy omezena na tyto tři zbývající funkce.

7

Při regulaci stability jízdy je ovlivňováno chování vozidla při jízdě tak, aby vozidlo bylo v kritických situacích lépe ovladatelné řidičem nebo aby byly kritické situace od začátku eliminovány. Kritickou situací je přitom nestabilní stav jízdy, při němž se v extrémním případě vozidlo nepodřizuje vůli řidiče. Funkce regulace stability jízdy tedy spočívá v tom, že se v takových situacích vozidlu propůjčí v rámci fyzikálních mezí chování, požadované řidičem. Zatímco má pro regulaci prokluzu při brždění, regulaci prokluzu při rozjezdu a elektronické rozdělení brzdové síly v první řadě význam podélný prokluz pneumatik na vozovce, je nutno při regulaci zatáčivého momentu (GMR) brát v úvahu další veličiny, příkladně úhlovou rychlost zatáčení  $\psi$ .

Pro regulaci zatáčivého momentu lze použít různé referenční modely vozidla. Nejjednodušší je výpočet pomocí jednostopého modelu, u něhož jsou přední kola a zadní kola vždy v párech sloučena v jedno kolo, které se nachází na podélné ose vozidla. Podstatně složitější jsou výpočty, prováděné s

dvoustopým modelem. Jelikož lze však u dvoustopého modelu brát v úvahu i boční posuny hmotného těžiště (kolébavý pohyb), jsou výsledky přesnější.

Pro jednostopý model platí ve znázornění stavového prostoru následující rovnice soustavy:

F 1.1

$$\dot{\beta} = c_{11} \frac{\rho}{v} - \dot{\Psi} + c_{12} \frac{\Upsilon}{v} + c_{13} \frac{0}{v}$$

F 1.2

$$\dot{\Psi} = c_{21} \beta + c_{22} \frac{\dot{\Psi}}{v} + c_{23} \delta$$

Úhel plování  $\beta$  a úhlová rychlost zatáčení  $\psi$  představují stavové veličiny soustavy. Vstupní veličinu, působící na vozidlo, představuje přitom úhel řízení  $\delta$ , čímž se dosáhne jako výstupní veličiny vozidla úhlové rychlosti zatáčení  $\psi$ . Koeficienty modelu  $c_{ii}$  jsou přitom vytvořeny následujícím způsobem:

F 1.3

$$\begin{aligned} c_{11} &= -\frac{c_h + c_v}{m} & c_{12} &= \frac{c_h l_h - c_v l_v}{m} & c_{13} &= \frac{c_v}{m} \\ c_{21} &= \frac{c_h l_h - c_v l_v}{\Theta} & c_{22} &= -\frac{c_h l_h^2 + c_v l_v^2}{\Theta} & c_{23} &= \frac{c_v l_v}{\Theta} \end{aligned}$$

Přitom znamenají  $c_h$  a  $c_v$  výsledné tuhosti z pružnosti pneumatik, zavěšení kol a řízení na zadní resp. přední nápravě.  $l_h$  a  $l_v$  jsou vzdálenosti zadní a přední nápravy od těžiště vozidla.  $\Theta$  je zatáčivý moment setrvačnosti vozidla, tedy moment setrvačnosti vozidla okolo jeho svislé osy.

V tomto modelu nejsou brány v úvahu podélné síly a posuny těžiště. Toto přiblížení platí též jen pro nízké úhlové rychlosti. Přesnost tohoto modelu klesá tedy s malými poloměry zatáček a většími rychlostmi. Zato jsou však přehledné náklady, spojené s výpočtem. Další úvahy k tomuto jednostopému modelu lze nalézt v knize "Fahrwerktechnik: Fahrverhalten" (Technika podvozku: Chování při jízdě) autora Adama Zomatora, nakladatelství Vogel, Würzburg 1987.

V dokumentu DE 40 30 704 A1 je navrhován dvoustopý model pro vozidlo, který je z hlediska přesnosti lepší než model jednostopý. I zde představují úhlová rychlost zatáčení  $\psi$  a úhel plování  $\beta$  stavové veličiny. Při použití dvoustopého modelu je však nutno dbát na to, že je zapotřebí enormní kapacity počítače, aby bylo možno v dostačně krátké době provést regulační zásah.

Jak může být vytvořen takový systém pro regulaci stability jízdy, je popsáno v následujícím textu v souvislosti s 29 vyobrazeními. Jednotlivá vyobrazení

přítom znázorňují následující předměty:

- Obr. 1      blokové schéma celkové struktury systému pro regulaci stability jízdy,
- obr. 2      blokové schéma struktury regulátoru zatáčivého momentu,
- obr. 3      blokový diagram určování situace jízdy, např. jízdy v zatáčce,
- obr. 4 a 5    blokové diagramy určování koeficientu tření vozovky, přičemž obr. 5 se zavede do obr. 4,
- obr. 6 a 8    bloková schémata kombinovaného způsobu určování aktuálních hodnot úhlové rychlosti plování a úhlu plování v různém způsobu znázornění,
- obr. 7      blokové schéma přímého určování úhlové rychlosti plování z kinematických úvah jako součást kombinovaného způsobu podle obr. 6,
- obr. 9      regulační obvod pro regulaci stability jízdy se změnou modelu výpočtu pro vozidlo, závislou na rychlosti jízdy,
- obr. 10 a 11    diagramy, z nichž je patrná závislost rozdílu úhlu naklonění kol vůči opěrné rovině vozidla na úhlu plování a vektoru rychlosti jednotlivých kol,

- obr. 12 až 15 blokové schéma regulačního obvodu pro regulaci stability jízdy, u něhož veličiny, vzájemně srovnávané v porovnávacím obvodu, představují derivace úhlové rychlosti zatáčení,
- obr. 16 regulační obvod pro regulaci stability jízdy, u něhož se jako regulované veličiny používá tlakový gradient a/nebo doba spínání ventilů brzd vozidla,
- obr. 17 blokové schéma pro znázornění regulátoru pro výpočet přídavného zatáčivého momentu,
- obr. 18 blokové schéma pro znázornění dolní propusti,
- obr. 19 blokový diagram pro výpočet korigované požadované úhlové rychlosti zatáčení,
- obr. 20 blokový diagram pro výpočet korigovaného přídavného zatáčivého momentu,
- obr. 21 schematické zobrazení motorového vozidla,
- obr. 22 blokové schéma pro znázornění rozdělovací logiky,
- obr. 23 schematické znázornění motorového vozidla a působících sil při stočeném volantu,
- obr. 24 diagram pro znázornění koeficientů bočních a podélných sil v závislosti na prokluzu kola,

- obr. 25A,B schematické zobrazení motorových vozidel pro znázornění nedotáčivého a přetáčivého chování,
- obr. 26 blokový diagram s rozhodovací logikou v rámci rozdělovací logiky,
- obr. 27 blokové schéma pro výpočet spínacích časů pro přívodní a vypouštěcí ventily,
- obr. 28 diagram pro znázornění časových intervalů v rámci jednoho cyklu výpočtu,
- obr. 29 principiální blokové schéma pro určení brzdového tlaku.

Průběh regulace stability jízdy je obecně popsána v souvislosti s obr. 1.

Vozidlo 1 představuje takzvanou regulační soustavu:

Na vozidlo 1 působí veličiny, vyvolávané řidičem - brzdový tlak řidiče  $P_{\text{Fahrer}}$  a úhel řízení  $\delta$ . Na vozidle se měří z toho vyplývající veličiny skutečný moment motoru  $M_{\text{motist}}$ , příčné zrychlení  $a_{\text{quer}}$ , úhlová rychlost zatáčení  $\dot{\psi}$ , počet otáček kol a hydraulické signály, příkladně brzdové tlaky. Pro vyhodnocení těchto údajů je soustava pro regulaci stability jízdy opatřena čtyřmi elektronickými regulátory 7, 8, 9 a 10, které jsou přiřazeny protiblokovacímu systému ABS, systému pro regulaci prokluzu při rozjezdu ASR, elektronickému rozdělení brzdových sil EBV resp. regulaci zatáčivého momentu GMR. Elektronické regulátory pro ABS 7, ASR 8 a EBV 9 mohou beze změny odpovídat známému stavu techniky.

Signály, odpovídající počtu otáček kol, jsou přiváděny regulátorům pro protiblokovací systém 7, regulaci prokluzu při rozjezdu 8 a elektronické rozdělení brzdových sil 9. Regulátoru 8 pro regulaci prokluzu při rozjezdu jsou ještě přídavně přiváděna data, odpovídající současnému momentu motoru, skutečnému momentu motoru  $M_{\text{motist}}$ . Tato informace je rovněž poskytována regulátoru 10 pro regulaci stability jízdy GMR. Kromě toho jsou tomuto regulátoru přiváděny údaje sensorů, týkající se příčného zrychlení  $a_{\text{quer}}$  a úhlové rychlosti zatáčení  $\dot{\Psi}$  vozidla. Jelikož je v regulátoru 7 ABS stejně určována referenční rychlost  $v_{\text{ref}}$  z počtů otáček jednotlivých kol, pomocí níž lze zjistit nadměrný prokluz jednoho z kol při brždění, nemusí být tato referenční rychlost vypočítávána v regulátoru 10 GRM, nýbrž je přejímána z regulátoru 7 ABS. Kde je referenční rychlost vozidla vypočítávána nebo je-li pro regulaci zatáčivého momentu prováděn vlastní výpočet, představuje pro průběh regulace zatáčivého momentu jen malý rozdíl. Totéž platí příkladně i pro podélné zrychlení  $a_{\text{long}}$  vozidla. Odpovídajícím způsobem by bylo možno zjistit tuto hodnotu v regulátoru 7 ABS a předat ji regulátoru 10 GRM. Pro určení koeficientu tření vozovky  $\mu$  platí tento výrok jen v omezené míře, jelikož pro regulaci zatáčivého momentu je žádoucí přesněji určený koeficient, než jaký je zjišťován pro protiblokovací systém.

Všechny elektronické regulátory systému FSR, tedy regulátory pro regulaci zatáčivého momentu 10, protiblokovací systém 7, regulaci prokluzu při rozjezdu 8 a elektronické rozdělení brzdové síly 9 pracují paralelně a navzájem nezávisle s vlastními regulačními strategiemi pro zadání brzdových tlaků  $P_{\text{GMR}}$ ,  $P_{\text{ABS}}$ ,  $P_{\text{ASR}}$ ,  $P_{\text{EBV}}$  pro jednotlivá kola.

Přídavně vypočítávají regulátor ASR 8 a regulátor GMR 10 paralelně zadávané hodnoty  $M_{\text{ASR}}$  a  $M_{\text{StellM}}$  pro moment motoru.

Zadávané hodnoty tlaku  $p_{GMR}$  regulátoru 10 GMR pro jednotlivé brzdové tlaky se stanoví následujícím způsobem: Regulátor GMR 10 vypočítá nejprve přídavný zatáčivý moment  $M_G$ , který vede ke stabilizaci stavu jízdy v zatáčce, pokud je vyvolán odpovídajícím uvedením brzd v činnost. Tento moment  $M_G$  je přiváděn rozdělovací logice 2, která by mohla být též znázorněna jako část regulátoru GMR 10. Této rozdělovací logice 2 je krom toho sdělováno možná existující přání řidiče, zpomalit vozidlo, které je rozeznáno z hodnoty brzdového tlaku řidiče  $P_{Fahrer}$ . Rozdělovací logika 2 vypočítá ze zadaného zatáčivého momentu  $M_G$  a z požadovaného brzdového tlaku řidiče brzdové tlaky pro regulaci zatáčivého momentu  $p_{GMR}$  pro brzdy kol, které mohou být individuálně pro jednotlivá kola velmi rozdílné. Tyto brzdové tlaky pro regulaci zatáčivého momentu  $p_{GMR}$  jsou stejně jako zadávané hodnoty tlaku, vypočítané pro optimalizaci funkce ostatními regulátory 7, 8 a 9 pro ABS, ASR a EBV, přiváděny prioritnímu obvodu 3 pro brzdové tlaky. Tento prioritní obvod 3 stanoví ohledem na přání řidiče požadované tlaky  $p_{Soll}$  pro optimální stabilitu jízdy. Tyto požadované tlaky mohou buď odpovídat zadávaným hodnotám každého z těchto čtyř regulátorů nebo i představovat sloučenou hodnotu.

Podobně jako s brzdovými tlaky jednotlivých kol se zachází s momentem motoru. Zatímco ABS a EBV působí jen na brzdy, provádějí GMR a ASR i zásah do momentu motoru. Zadávané hodnoty momentu motoru  $M_{StellM}$  a  $M_{ASR}$ , odděleně vypočítávané v regulátoru GMR 10 a regulátoru ASR 8, jsou opět vyhodnoceny v prioritním obvodu 4 a sloučeny v požadovaný moment. Tento požadovaný moment  $M_{Soll}$  může však rovněž odpovídat pouze vypočítané zadané hodnotě jednoho z obou regulátorů.

S vypočtenými požadovanými zadávanými hodnotami brzdového tlaku  $p_{Soll}$  a momentu motoru  $M_{Soll}$  může být nyní prováděna regulace stability jízdy zásahem do brzd a motoru. Regulace tlaku 5 přijímá k tomu účelu ještě hydraulické signály nebo hodnoty, které představují skutečný brzdový tlak. Regulace tlaku 5 z nich vytváří signály pro ventily, které jsou přiváděny k regulačním ventilům jednotlivých brzd vozidla 1. Řízení motoru řídí podle zadání  $M_{Soll}$  hnací motor vozidla, v důsledku čehož vzniká pozměněný skutečný moment motoru. Z toho vznikají pak opět nové vstupní veličiny pro čtyři elektronické regulátory 7, 8, 9 a 10 systému pro regulaci stability jízdy.

## 2. Struktura regulátoru zatáčivého momentu (GMR)

Obr. 2 znázorňuje na blokovém schématu, jak je v regulátoru GMR 10 určován přídavný zatáčivý moment  $M_G$  pro rozdělovací logiku 2. K tomu slouží jako vstupní veličiny úhel řízení  $\delta$ , referenční rychlost vozidla  $v_{ref}$  z regulátoru ABS 7, změřené příčné zrychlení  $a_{quer}$  jakož i změřená úhlová rychlost zatáčení  $\dot{\Psi}_{Mess}$ . Referenční rychlost vozidla  $v_{ref}$  prochází filtrem 17, který při nízkých rychlostech určí konstantní hodnotu, větší než nula, aby při dalších výpočtech se jmenovatel zlomku nerovnal nule. Nefiltrovaná hodnota  $v_{ref}$  je přiváděna pouze aktivační logice 11, která rozeznává klidový stav vozidla.

Toto přímé zpracování referenční rychlosti vozidla  $v_{ref}$  aktivační logikou 11 může též odpadnout, předpokládá-li se, že je vozidlo v klidu, pokud filtrovaná referenční rychlost vozidla  $v_{refFil}$  nabude své konstantní minimální hodnoty.

V regulátoru GMR je uložen referenční model vozidla 12, který z úhlu řízení  $\delta$ , filtrované referenční rychlosti vozidla  $v_{refFil}$  jakož i ze změřené úhlové

rychlosti zatáčení  $\dot{\Psi}_{\text{Mess}}$  vypočítá zadanou hodnotu pro změnu úhlové rychlosti zatáčení  $\Delta\dot{\Psi}$ .

Aby bylo možno udržet zadané hodnoty ve fyzikálně možných mezích je k těmto výpočtům zapotřebí též koeficient tření vozovky  $\mu$ , který je vypočítáván v bloku 13 pro rozeznání koeficientu tření a situace jako odhadovaná hodnota. Při dostatečné přesnosti koeficientu tření, zjištěného v rámci protiblokovací regulace, lze použít i tuto hodnotu. Případně lze též převzít koeficient tření, vypočítaný v regulátoru GMR 10, pro účely regulátoru ABS 7.

Blok 13 pro rozeznání koeficientu tření a situace používá pro své výpočty filtrovanou referenční rychlost vozidla  $v_{\text{refFil}}$ , změřené příčné zrychlení vozidla  $a_{\text{quer}}$ , změřenou úhlovou rychlost zatáčení  $\dot{\Psi}_{\text{Mess}}$  jakož i úhel řízení  $\delta$ .

Rozeznání situace rozlišuje různé případy jako jízdu v přímém směru, jízdu v zatáčce, jízdu zpět a klidový stav vozidla. Klidový stav vozidla se předpokládá tehdy, když filtrovaná referenční rychlost vozidla  $v_{\text{refFil}}$  nabude své konstantní minimální hodnoty. Místo nefiltrované referenční rychlosti vozidla lze tedy přivést i tuto informaci akivační logice 11 pro rozeznání klidového stavu. Pro rozeznání jízdy zpět se využívá informace, že při daném úhlu řízení  $\delta$  je úhlová rychlost zatáčení  $\dot{\Psi}$  orientována v opačném smyslu vzhledem k jízdě dopředu. K tomu účelu je změřená úhlová rychlost zatáčení  $\dot{\Psi}_{\text{Mess}}$  porovnávána s požadovanou úhlovou rychlostí zatáčení  $\dot{\Psi}_{\text{Soll}}$ , zadávanou referenčním modelem vozidla. Jsou-li znaménka stále opačná a platí-li to i pro časové derivace obou křivek, jedná se o jízdu zpět, jelikož  $\dot{\Psi}_{\text{Soll}}$  je stále vypočítávána pro jízdu vpřed, jelikož použitelné sensory počtu otáček neposkytují žádnou informaci o směru otáčení kol.

Konečně se s pomocí filtrované referenční rychlosti vozidla  $v_{\text{refFil}}$ , změřeného příčného zrychlení vozidla  $a_{\text{quer}}$ , jakož i změřené úhlové rychlosti zatáčení  $\dot{\Psi}_{\text{Mess}}$  provádí kinematické určení úhlové rychlosti plování, krátce kinematické určení  $\dot{\beta}$ .

Aby bylo možno při velkých změnách úhlu plování odříznout špičky, prochází vypočítaná hodnota úhlové rychlosti plování dolní propustí 15 prvního řádu, která poskytuje odhadnutou hodnotu  $\hat{\beta}$  úhlové rychlosti plování aktivační logice 11 a programu 16 pro realizaci zákona pro regulaci zatáčivého momentu. Program 16 kromě toho používá zadané hodnoty změn  $\Delta\dot{\Psi}$  pro úhlovou rychlost zatáčení, která je tvořena rozdílem změřené úhlové rychlosti zatáčení  $\dot{\Psi}_{\text{Mess}}$  a požadované úhlové rychlosti zatáčení  $\dot{\Psi}_{\text{Soll}}$ , vypočítané pomocí referenčního modelu vozidla 12. Z těchto údajů je vypočítáván přídavný moment zatáčení  $M_G$  pro vozidlo, který má být realizován pomocí brzdových tlaků.

Program 16 pracuje nepřetržitě, aby mohl stále dávat k dispozici aktuální regulační veličiny. Jsou-li však tyto hodnoty momentů poskytovány dále rozdělovací logice 2, znázorněné na obr. 1, záleží na aktivační logice 11. Aktivační logika 11 nepřijímá jen hodnotu nefiltrované referenční rychlosti vozidla  $v_{\text{ref}}$ , a, jak výše popsáno, úhlovou rychlost plování  $\hat{\beta}$ , nýbrž i absolutní hodnotu odchylky  $|\Delta\dot{\Psi}|$  mezi požadovanou úhlovou rychlostí zatáčení  $\dot{\Psi}_{\text{Soll}}$  a změřenou úhlovou rychlostí zatáčení  $\dot{\Psi}_{\text{Mess}}$ , jakož i informaci bloku 13 pro rozeznání situace, pokud se jedná o jízdu zpět.

Jede-li vozidlo pozadu, je přenos  $M_G$  přerušen. Totéž platí pro situaci, v níž je rozeznán klidový stav vozidla, nebo když ani odhadovaná úhlová rychlost

plování  $\hat{\beta}$ , ani zadaná hodnota změny  $\Delta\dot{\Psi}$  úhlové rychlosti zatáčení nedosáhnou hodnoty, která činí regulaci nezbytnou.

Logické zapojení pro výpočet momentu nastavení motoru  $M_{StellM}$  není znázorněno.

## 2.1 Rozeznávání koeficientu tření a situace

Na obr. 3, 4 a 5 jsou ve formě blokových diagramů znázorněny logické pochody při rozeznávání koeficientu tření a situace (blok 13).

Předmětem obr. 3 je rozeznávání situace. Pomocí znázorněného průběhu lze rozlišit osm různých jízdních situací:

- <0> klidový stav vozidla
- <1> konstantní jízda vpřed
- <2> zrychlená jízda vpřed
- <3> zpomalená jízda vpřed
- <6> jízda vzad
- <7> konstantní jízda do zatáčky
- <8> zrychlená jízda do zatáčky

<9> zpomalená jízda do zatáčky

Logická rozvětvení jsou v blokovém diagramu znázorněna kosočtverci.

Vycházejí z dané situace 51, kterou je nutno rozeznat, je nejprve v kosočtverci 52 zjištěno, je-li vozidlo v klidovém stavu nebo ne. Nabude-li filtrovaná referenční rychlost vozidla  $v_{refFil}$  své minimální hodnoty  $v_{min}$ , předpokládá se klidový stav vozidla, tedy situace <0>. Je-li hodnota  $v_{refFil}$  větší než  $v_{min}$ , je v kosočtverci 53 činěn dotaz na výsledek předcházejícího průběhu rozeznání situace.

Byla-li v předcházející situaci rozeznána jízda zpět, tedy situace <6>, pak jízda zpět trvá i nadále, jelikož mezitím nenastal žádný klidový stav vozidla. Jinak by byla totiž v kosočtverci 52 mezitím rozeznána situace <0>.

Vyplynula-li z předcházejícího průběhu rozeznávání situace jiná situace než <6>, je v kosočtverci 54 učiněn dotaz na hodnotu příčného zrychlení  $a_{quer}$ . Je-li tato hodnota menší než určitá prahová hodnota  $a_{quermin}$ , předpokládá se, že vozidlo jede vpřed, takže panuje jedna ze situací <1> až <3>. Totéž platí v případě, kdy je sice hodnota změřeného příčného zrychlení  $a_{quer}$  větší než prahová hodnota  $a_{quermin}$ , avšak v kosočtverci 55 je v následujícím kroku rozeznána absolutní hodnota úhlu řízení  $\delta$ , menší než prahová hodnota  $\delta_{min}$ . Pak se totiž u změřeného příčného zrychlení  $a_{quer}$  jedná o chybu měření, která vyplývá z toho, že jsou snímače pro měření příčného zrychlení obvykle montovány pevně v příčné ose vozidla a proto se při bočním sklonu vozovky naklánějí s vozidlem, takže je indikováno příčné zrychlení, které ve skutečnosti neexistuje.

Jede-li tedy vozidlo vpřed, posuzuje se v kosočtverci 59 velikost podélného zrychlení  $a_{long}$ . Je-li jeho hodnota menší než prahová hodnota  $a_{longmin}$ , předpokládá se, že jede vozidlo vpřed konstantní rychlostí. Je-li však podélné zrychlení  $a_{long}$  co do absolutní hodnoty větší než tato prahová hodnota, rozlišuje kosočtverec 60 mezi kladným a záporným podélným zrychlením. Leží-li hodnota  $a_{long}$  nad prahovou hodnotou  $a_{longmin}$ , zrychluje vozidlo směrem vpřed, nachází se tedy v situaci <2>. Leží-li hodnota  $a_{long}$  pod prahovou hodnotou  $a_{longmin}$ , neznamená to nic jiného, než že existuje záporné podélné zrychlení, tedy zpomalená jízda vpřed, situace <3>.

Nenachází-li se vozidlo v žádné ze situací <0> až <3> a je-li v kosočtverci 55 rozeznána absolutní hodnota úhlu řízení  $\delta$ , větší než prahová hodnota  $\delta_{min}$ , je v kosočtverci 56 činěn dotaz, jede-li vozidlo mezitím zpět. Rozeznání jízdy zpět je nutné teprve na tomto místě, neboť při jízdě vpřed se úhlová rychlost zatáčení  $\dot{\Psi}$  stejně takřka neliší od nuly a tudíž není prováděn žádný regulační zásah. Teprve při rozeznání jízdy v zatáčce, při níž dochází k aktivizaci regulace momentu zatáčení, musí být s jistotou vyloučena jízda zpět. To však není možné pouze s použitím signálů sensorů počtu otáček kol, jelikož tyto sensory poskytují jen informaci o absolutní hodnotě rychlosti, aniž by umožňovaly závěry, týkající se směru jízdy.

Situace <6> je rozpoznána, jak již bylo výše popsáno, tak, že se změřená úhlová rychlost zatáčení  $\dot{\Psi}_{Mess}$  porovná s požadovanou úhlovou rychlostí zatáčení  $\dot{\Psi}_{Soll}$ , stanovenou v referenčním modelu 12 vozidla. Jsou-li znaménka opačná a platí-li to i pro časové derivace obou veličin, úhlová zrychlení zatáčení  $\Psi_{Mess}$  a  $\Psi_{Soll}$ , nachází se vozidlo v pozadu projížděné zatáčce. Znaménka úhlových zrychlení zatáčení jsou porovnávána proto, aby

mohlo být vyloučeno, že opačná znaménka úhlových zrychlení zatáčení nepocházejí jen z fázového posunu, který je podmíněn časově zpožděným výpočtem požadovaných hodnot.

Nejsou-li splněny podmínky pro jízdu zpět, jede vozidlo do zatáčky směrem vpřed. Probíhá nebo neprobíhá-li tato jízda do zatáčky konstantní rychlostí, je zkoumáno v kosočtverci 57. Jako již dříve při jízdě vpřed v kosočtvercích 59 a 60 je v kosočtverci 56 nejprve posuzována absolutní hodnota podélného zrychlení  $a_{long}$ . Je-li menší než prahová hodnota  $a_{longmin}$ , probíhá jízda do zatáčky konstantní rychlostí, situace <7>. Při podélném zrychlení  $a_{long}$ , jehož absolutní hodnota je větší než prahová hodnota  $a_{longmin}$ , je dále v kosočtverci 58 zkoumáno, je-li podélné zrychlení  $a_{long}$  kladné nebo záporné. Při kladném podélném zrychlení  $a_{long}$  se vozidlo nachází ve stavu zrychlené jízdy do zatáčky, zatímco při záporném podélném zrychlení  $a_{long}$  se rozezná zpomalená jízda do zatáčky, odpovídající situaci <9>.

Podélné zrychlení  $a_{long}$  může být zjišťováno různými způsoby. Může být příkladně určováno z referenční rychlosti  $v_{ref}$ , dávané k dispozici regulátorem ABS 7, přičemž je nutno brát v úvahu, že taková referenční rychlost  $v_{ref}$  se může během protiblokovacího zásahu lišit od skutečné rychlosti vozidla. Pro případ protiblokovací regulace je tedy vhodná korektura  $v_{ref}$ . Podélné zrychlení  $a_{long}$  může však být po případě převzato přímo z regulátoru ABS, pokud tam dochází k jeho výpočtu.

Rozeznávání situace podle obr. 3 je prováděno stále znovu, přičemž poslední zjištěná situace zůstává uchována a je k dispozici v kosočtverci 53.

Možný průběh určování koeficientu tření vozovky je znázorněn na obr. 4 a 5. Určování koeficientu tření je potom prováděno jen tehdy, vstoupí-li regulátor momentu zatáčení do regulace. Jelikož není na začátku regulace nejprve k dispozici žádný odhadnutý koeficient tření, počítá se na začátku regulace s koeficientem  $\mu = 1$ .

Zareaguje-li regulace momentu zatáčení v důsledku okamžité jízdní situace, je nutno vycházet z toho, že se vozidlo nalézá minimálně v blízkosti mezní oblasti nestabilních jízdních situací. Proto je možno sledováním aktuálních měřených veličin na vozidle odhadovat okamžitý koeficient tření vozovky. Koeficient tření, určený pak při vstupu do regulace, poskytuje v dalším průběhu bázi pro omezení požadované úhlové rychlosti zatáčení  $\dot{\Psi}_{\text{Soll}}$  a tudíž i pro regulační odchylku  $\Delta \dot{\Psi}$  úhlové rychlosti zatáčení, přiváděnou bloku 16, představujícím regulační zákon GMR. Určení koeficientu tření je prováděno poprvé při vstupu do regulace, spojeno s navazující fází aktualizace pro omezení požadované úhlové rychlosti zatáčení na fyzikálně smysluplné hodnoty. Přitom se - vycházejí z původně zadaného koeficientu tření  $\mu = 1$  - při vstupu do regulace určuje maximální koeficient tření  $\hat{\mu}$ , který je základem výpočtu přídatného momentu  $M_G$  zatáčení.

K tomu účelu je nejprve vypočítáván vnitřní koeficient tření  $\hat{\mu}_{\text{int}}$  ze změřeného příčného zrychlení  $a_{\text{quer}}$  a vypočtené hodnoty podélného zrychlení  $a_{\text{long}}$ , který za předpokladu, že dochází k dokonalému využití silového styku, odpovídá okamžitému koeficientu tření. Jelikož je však nutno vycházet z toho, že při vstupu do regulace není ještě dosaženo maximálního silového styku, přiřadí se vnitřnímu koeficientu tření  $\hat{\mu}_{\text{int}}$  prostřednictvím tabulky, charakteristické křivky nebo konstantního faktoru vyšší koeficient tření  $\hat{\mu}$ . Tento koeficient tření  $\hat{\mu}$  se

pak používá při regulaci. Tím je možné počítat v následujícím kroku výpočtu s požadovanou úhlovou rychlostí zatáčení  $\dot{\psi}_{Soll}$ , přizpůsobenou koeficientu tření vozovky a zlepšit regulaci. I během působení regulace zatáčivého momentu na vozidlo musí být odhadnutý koeficient tření  $\hat{\mu}$  dále aktualizován, jelikož by mohlo během regulace dojít ke změně koeficientu tření. Pokud není regulace aktivizována v důsledku přizpůsobení koeficientu tření v referenčním modelu vozidla výslednou regulační odchylkou  $\Delta \dot{\psi}$  úhlové rychlosti zatáčení, je koeficient tření  $\hat{\mu}$  dále aktualizován až do počtu kroků  $T_{\mu End}$ . Pokud nezačne regulace momentu zatáčení ani během této fáze aktualizace, je odhadnutý koeficient tření  $\hat{\mu}$  nastaven zpět na hodnotu 1.

Přizpůsobení resp. aktualizaci odhadnutého koeficientu tření  $\hat{\mu}$  lze v určitých situacích i vynechat. Takovými situacemi jsou například jízda vpřed, jízda vzad nebo klidový stav vozidla, tedy situace <0> až <4>. To jsou situace, v nichž stejně nedochází k regulaci zatáčivého momentu, takže není nutný ani odhad koeficientu tření. Aktualizaci koeficientu tření není nutno provádět ani tehdy, je-li časová derivace koeficientu tření  $\dot{\hat{\mu}}$ , tedy  $\hat{\mu}$ , záporná a absolutní hodnota časové derivace úhlu řízení  $\delta$ , tedy  $|\dot{\delta}|$ , překročí předem stanovenou prahovou hodnotu. V posledním případě lze vycházet z toho, že změna příčného zrychlení  $a_{quer}$  spočívá na změně úhlu řízení  $\delta$  a nikoli na změně koeficientu tření.

Obecně platí pro koeficient tření, vypočtený tímto způsobem, že se jedná o jeho střední hodnotu pro všechna čtyři kola vozidla. Pro každé kolo individuálně nelze koeficient tření tímto způsobem stanovit.

Způsob určování koeficientu tření je nyní vysvětlen v souvislosti s obr. 4. V

každé jízdní situaci je chování vozidla ovlivňováno existujícím koeficientem tření vozovky - viz blok 61. Pro určení příslušného koeficientu tření je nejprve filtrováno změřené příčné zrychlení  $a_{quer}$  podle kroku 62. To znamená, že změřené hodnoty jsou buď "uhlazeny" nebo že křivka probíhá dolní propustí, takže se nevyskytují žádné extrémní špičky. Krok 63 zahrnuje rozeznávání situace podle obr. 3. Rozeznaná jízdní situace má později význam pro aktualizací fázi v kroku 74. V kosočtverci 64 je činěn dotaz, je-li dána nutnost regulačního zásahu. Základem takového výpočtu je nejprve počáteční koeficient tření  $\mu = 1$ . Považuje-li se regulace za nutnou, je v kosočtverci 65 činěn dotaz, byl-li to též stav na konci předcházejícího určování koeficientu tření. Pro případ, že se zde jedná o vstup do regulace, nebyla v předcházejícím kroku rozeznána nutnost regulace, takže je v důsledku toho v kroku 67 poprvé určen vnitřní koeficient tření  $\hat{\mu}_{int}$ . Jeho výpočet probíhá podle následující rovnice:

F 2.1

$$\hat{\mu}_{int} = \frac{\sqrt{a_{quer}^2 + a_{long}^2}}{g}$$

Přitom je  $g$  gravitační konstanta  $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ .

V následujícím kroku 68 je stanovena hodnota parametru  $reg_{old} = 1$  pro krok 65. Kromě toho je parametr počítání cyklů  $T_{\mu}$  nastaven na 1 v důsledku toho, že bylo provedeno první určení vnitřního koeficientu tření  $\hat{\mu}_{int}$ . To je prováděno za předpokladu, že existující složky zrychlení ještě nespočívají na plném využití silového styku. Odhadnutý koeficient tření  $\hat{\mu}$  leží tedy zpravidla

mezi vypočteným vnitřním koeficientem tření  $\hat{\mu}_{int}$  a 1. Tím je určování koeficientu tření ukončeno.

Při následujícím průběhu tohoto určování koeficientu tření se tedy - za předpokladu nezměněné jízdní situace - určí v kosočtverci 65 hodnota parametru  $reg_{old} = 1$ . Také zde se pak v dalším průběhu určuje  $\hat{\mu}_{int}$ , s nímž se nadále provádí výpočet místo  $\hat{\mu}_{int}$  určeného v předcházejícím průběhu. Aktualizace parametrů, určených v bloku 68, se neprovádí, jelikož aktualizace  $\hat{\mu}_{int}$  byla provedena během regulace. Parametr  $reg_{old}$  byl již v předcházejícím cyklu nastaven na hodnotu 1 a zůstává nezměněn. Počet  $T_{\mu}$  provedených cyklů zůstává i nadále roven 1, jelikož je zvyšován jen tehdy, pokud nedochází k regulaci. Také aktualizované hodnotě  $\hat{\mu}_{int}$  se pak, jak již bylo popsáno, prostřednictvím tabulky, nelineárního vztahu nebo konstantního faktoru přiřazuje odhadnutá hodnota koeficientu tření  $\hat{\mu}$ .

Zjistí-li se v jednom cyklu v kosočtverci 64, že není regulace zapotřebí, je dále v kosočtverci 71 činěn dotaz, byla-li hodnota parametru  $reg_{old}$  naposledy určena 0 nebo 1. Byla-li v posledním cyklu zvolena hodnota 1, je v kosočtverci 72 činěn dotaz na počet  $T_{\mu}$  cyklů. Tento  $T_{\mu}$  je roven 1, pokud v posledním cyklu došlo k regulaci. Byla-li regulace provedena jen v předposledním cyklu, je tedy  $T_{\mu} = 2$  a tak dále. Pokud  $T_{\mu}$  v kroku 72 ještě nedosáhl určité hodnoty  $T_{\mu End}$ , zvýší se v kroku 73 o 1 a v kroku 74 se provede nová aktualizace vnitřního koeficientu tření  $\hat{\mu}_{int}$ . Je-li pak v jednom z následujících cyklů dosažen počet  $T_{\mu End}$ , aniž by byla nastala regulace, je hodnota parametru  $reg_{old}$  pro regulaci nastavena zpět na 0 (75). Hodnota odhadnutého koeficientu tření  $\hat{\mu}$  je rovna počátečnímu koeficientu tření  $\mu = 1$ . Tím je fáze aktualizace pro koeficient tření  $\mu$  ukončena.

Pokud je v následujícím cyklu v kosočtverci 64 opět rozeznáno, že není zapotřebí žádné regulace, zachová se v kosočtverci 71 s  $reg_{old} = 1$  počáteční koeficient tření  $\mu = 1$  v bloku 76. Teprve rozezná-li se v kosočtverci 64 nutnost regulačního zásahu, provede se opět určení koeficientu tření.

Kritéria pro aktualizaci vnitřního koeficientu tření  $\hat{\mu}_{int}$  podle kroku 74 jsou znázorněna v obr. 5. Vycházejí ze zadání v bloku 77, že je vnitřní koeficient tření  $\hat{\mu}_{int}$  nutno aktualizovat, vytvoří se v kroku 78 časové derivace předtím vytvořených odhadnutých koeficientů tření  $\hat{\mu}$  nebo  $\hat{\mu}_{int}$ , jakož i úhlu řízení  $\delta$ .

Rozezná-li se pak v kosočtverci 79, že vozidlo ani nestojí ani nejede vpřed, že tedy nastává jedna ze situací <6> až <9>, jsou v kroku 80 vyhodnocovány výsledky z kroku 78. Jen tehdy, pokud nelze - jak již bylo v předcházejícím textu vysvětleno - přičítat klesající hodnotu koeficientu tření zásahu do řízení, se provede určení koeficientu tření. Aktualizace koeficientu tření nenastává, pokud vozidlo jede přímo vpřed nebo vzad nebo pokud stojí, nebo pokud lze pokles odhadnutého koeficientu tření  $\hat{\mu}$  přičíst zásahu do řízení.

## 2.2 Určení $\hat{\beta}$ a $\hat{\dot{\beta}}$

Měřitkem stability jízdního stavu je úhel plování  $\beta$  jakož i jeho časová derivace, úhlová rychlost plování  $\dot{\beta}$ . Určování těchto hodnot je vysvětleno v následujícím textu.

### 2.2.1 Kinematické určení $\beta$

Kinematické určení  $\beta$  14 neobsahuje nic jiného, než - bez ohledu na jakékoli

modely vozidla - následující určení úhlové rychlosti plování  $\beta$  ze změřených veličin nebo veličin, vypočtených pomocí změřených hodnot, podle čistě fyzikálních úvah:

Změří se zrychlení  $a_{\text{quer}}$  těžiště vozidla, kolmé k podélné ose v rovině pohybu.

Těžiště vozidla se pohybuje s vektorem  $\underline{v}$  rychlosti relativně vůči inerciální soustavě:

F 2.2

$$\underline{v} = v \begin{bmatrix} \cos(\Psi + \beta) \\ \sin(\Psi + \beta) \end{bmatrix}$$

Přitom označuje  $\Psi$  úhel zatáčení a  $\beta$  úhel plování. Vektor zrychlení  $\underline{a}$  se vypočítá jako derivace podle času  $t$  podle vzorce:

F 2.3

$$\underline{a} = \frac{d}{dt} \underline{v} = \dot{v} \begin{bmatrix} \cos(\Psi + \beta) \\ \sin(\Psi + \beta) \end{bmatrix} + v (\dot{\Psi} + \dot{\beta}) \begin{bmatrix} -\sin(\Psi + \beta) \\ \cos(\Psi + \beta) \end{bmatrix}$$

Snímač zrychlení měří průmět vektoru zrychlení na svislou osu vozidla:

F 2.4

$$a_{quer} = \underline{a}^T \begin{vmatrix} -\sin\Psi \\ \cos\Psi \end{vmatrix}$$

F 2.5

$$a_{quer} = \dot{v} \sin\beta + v (\dot{\Psi} + \dot{\beta}) \cos\beta$$

Po linearizaci trigonometrických funkcí ( $\sin\beta = \beta$ ,  $\cos\beta = 1$ ) lze rovnici přeměnit na

F 2.6

$$\dot{\beta} = \frac{a_{quer}}{v} - \dot{\Psi} - \frac{\dot{v}}{v}\beta$$

Úhlová rychlost  $\dot{\beta}$  plování může být nyní vypočtena podle výše uvedené diferenciální rovnice. Jako měřené veličiny vstupují do výpočtu kromě příčného zrychlení  $a_{quer}$  úhlová rychlost zatáčení  $\dot{\Psi}$ , skalární rychlost vozidla  $v$  a její časová derivace  $\dot{v}$ . Pro výpočet hodnoty  $\beta$  lze numericky integrovat  $\dot{\beta}$  z předchozího výpočtu, přičemž pro první určení  $\beta$  se předpokládá  $\dot{v} = 0$ . K zjednodušení dochází tehdy, zanedbá-li se poslední člen, takže se  $\beta$  nemusí určovat.

Navržený postup má tu výhodu, že je úhlová rychlost plování  $\dot{\beta}$  odvozována přímo ze signálů sensorů a nemusí být tedy určována v nelineární oblasti příčné dynamiky. Negativně se projevuje citlivost postupu vůči šumům měření

a načítání chyb měření, v důsledku čehož se může určování úhlu plování stát velmi nepřesným.

Tyto nevýhody lze eliminovat kombinací s postupem, opírajícím se o model. Obr. 6, který lze přenést místo čárkovaně vyznačeného bloku 18 do obr. 2, ukazuje, jak může být provedena taková kombinace kinematického určení s určením úhlové rychlosti plování  $\beta$ , opírajícím se o pozorovací model. Takový postup, opírající se o model, zpracovává přidavně jako vstupní veličinu úhel řízení  $\delta$ , jak je naznačeno čárkovanou šipkou. Na základě vzájemného ovlivňování a korektury kombinovaných postupů určení úhlové rychlosti plování  $\beta$  je umožněn méně chybný výpočet samotného úhlu plování  $\beta$ , který pak může být též jako  $\beta$  dán regulaci k dispozici. To je rovněž naznačeno čárkovanou šipkou.

### 2.2.2. Kombinace kinematického určení $\beta$ s pozorovacím modelem vozidla

Znázorněním podle obr. 6 lze nahradit čárkovaně vyznačenou část 18 obr. 2. Tím je možné určit nejen stávající úhlovou rychlost plování  $\beta$ , nýbrž i stávající úhel plování  $\beta$ .

Oproti čistě kinematickému výpočtu úhlové rychlosti plování  $\beta$  se zde přidavně ke kinematickému určení  $\beta$  83 používá pozorovací model vozidla 84 ke zjištění jízdního stavu. Jako vstupní veličina je pozorovacímu modelu 84 vozidla - jako i referenčnímu modelu 12 vozidla pro určení úhlové rychlosti zatáčení - přiváděn úhel řízení  $\delta$ . Filtrovaná referenční rychlost vozidla  $v_{RefFil}$  ovlivňuje výpočet jako parametr. Měřitelné výstupní veličiny příčné zrychlení  $a_{quer}$  a úhlová rychlost zatáčení  $\dot{\Psi}_{Mess}$  se použijí ke kinematickému určení  $\beta$  83, aie

nikoli pro pozorovací model 84 vozidla, který tyto veličiny v principu sám vytváří. Další term  $Y$ , který je v nejjednodušším případě identický s přidavným zatáčivým momentem, vypočteným podle zákona GMR-regulace, představuje změny chování vozidla, které jsou způsobeny regulačním zásahem.  $Y$  tedy slouží k tomu, aby bylo simulované vozidlo pozorovatele vystaveno stejným podmínkám jako reálné vozidlo.

Kromě úhlové rychlosti plování  $\hat{\beta}_{Obs}$  poskytuje pozorovací model vozidla též ještě hodnotu pro úhlové zrychlení zatáčení  $\dot{\Psi}_{Obs}$ . Hodnota úhlové rychlosti plování  $\hat{\beta}$ , vyplývající z kinematického určení  $\beta$ , se po průchodu dolní propustí násobí činitelem závažnosti  $k$ , zatímco hodnota úhlové rychlosti plování  $\hat{\beta}_{Obs}$   $Y$ , pocházející z pozorovacího modelu vozidla, se po přičtení korekční hodnoty z měřené úhlové rychlosti zatáčení, znásobené činitelem  $h$ , určujícím velikost korektury, se znásobí činitelem závažnosti  $(1-k)$ . Hodnota  $k$  přitom leží mezi 0 a 1. Bez pozorovacího modelu vozidla by byl činitel  $k = 1$ . Po sečtení obou úhlových rychlostí plování se součet integruje a vznikne odhadnutý úhel  $\hat{\beta}$  plování. Tento úhel je kromě kinematické úhlové rychlosti  $\hat{\beta}$  plování rovněž dán k dispozici regulaci. Kromě toho je úhel plování  $\hat{\beta}$  předáván dále jak kinematickému určení  $\beta$  83, tak i pozorovacímu modelu vozidla 84. Podobnou korekční veličinu představuje úhlové zrychlení zatáčení  $\dot{\Psi}_{Obs}$ , vypočítané pozorovacím modelem vozidla. 84.

Toto úhlové zrychlení je nejprve integrováno na úhlovou rychlost zatáčení a vedeno jednak zpět k pozorovacímu modelu 84 vozidla a jednak odečteno od změřené úhlové rychlosti zatáčení  $\dot{\Psi}_{Mess}$ . Tento rozdíl se znásobí činitelem  $h_2$ , který určuje velikost následujících kroků regulace při korektuře pozorovacího modelu 84 vozidla a který má rozměr 1/s. Úhlová rychlost

zatáčení, znásobená tímto činitelem, má tedy stejný rozměr jako úhlové zrychlení zatáčení  $\dot{\Psi}$ , takže obě veličiny mohou být sečteny a po další integraci tvoří korekční veličinu, vedenou zpět, pro úhlovou rychlost zatáčení. V průběhu regulace zatáčivého momentu nabývá člen Y hodnoty různé od nuly, odpovídající vyvolanému přídavnému zatáčivému momentu  $M_G$ . Vydělením setrvačným momentem zatáčení O vozidla získá Y rovněž rozměr úhlového zrychlení zatáčení a přičte se k součtu úhlových zrychlení zatáčení, takže zintegrovaná korekční veličina bere ohled i na vlivy regulace.

Použije-li se podle obr. 6 pozorovací model vozidla 84, který umožňuje spolehlivější určení úhlu plování  $\beta$ , než by bylo možné čistě kinematickým určením úhlové rychlosti plování  $\hat{\beta}$  a její integrací, může být takto určený úhel plování  $\beta$  dále poskytnut vlastnímu regulátoru 10 zatáčivého momentu.

Kinematické určení  $\beta$ , které probíhá v kombinaci s pozorovacím modelem vozidla, je znázorněno na obr. 7. Jak je již patrné z obr. 6, vstupuje příčné zrychlení  $a_{quer}$  a úhlová rychlost zatáčení  $\dot{\Psi}_{Mess}$  jako měřené výstupní veličiny do výpočtu 91 podle rovnice F 2.6.

Filtrovaná referenční rychlost vozidla  $v_{RefFil}$  je v bloku 93 derivována na referenční zrychlení vozidla  $\dot{v}_{Ref}$ , které je v bloku 94 děleno filtrovanou referenční rychlostí vozidla  $v_{RefFil}$ , což po nelineární multiplikaci 95 vede k faktoru  $f_\beta$ . Tato nelineární multiplikace způsobí, že při malém násobiteli z  $\dot{v}_{Ref}$  a  $v_{RefFil}$  je faktor  $f_\beta$  zvolen rovný nule, takže může být tento faktor, který stojí před úhlem plování  $\beta$ , zanedbán. Jen tehdy, pokud dosáhne zrychlení vozidla  $\dot{v}_{Ref}$  významnější velikosti, se bere při kinematickém určení  $\beta$  ohled na úhel plování  $\beta$ . Úhel plování  $\beta$ , jehož se zde používá, je kombinovaný  $\hat{\beta}$ , jehož se

používá jak jako veličiny pro regulaci, tak i pro zpětnou vazbu podle obr. 6. Po výpočtu 91 probíhá vypočtená hodnota úhlové rychlosti plování, jak již bylo popsáno, dolní propustí 92 a tvoří odhadnutou úhlovou rychlost plování  $\hat{\beta}$ .

Na obr. 8 je znázorněno, jak pracuje pozorovací model vozidla 84 podle obr. 6. K tomuto účelu bylo zvoleno zobrazení ve formě matic, přičemž symbol "-" označuje skalární a symbol "→" vícerozměrné útvary.

Maticové znázornění vychází z rovnic F 1.1 až F 1.3. Přitom jsou stavové veličiny  $\beta$  a  $\dot{\Psi}$  sloučeny ve stavový vektor  $\underline{x}(t)$ , takže vzniká následující soustava rovnic:

F 2.7

$$\dot{\underline{x}}(t) = \underline{A}(v(t)) \underline{x}(t) + \underline{B}(v(t)) \underline{u}(t)$$

se systémovou maticí  $\underline{A}(v(t))$ , vstupní maticí  $\underline{B}(v(t))$ , stavovým vektorem  $\underline{x}(t)$  a vstupním vektorem  $\underline{u}(t)$ :

F 2.8

$$\underline{A}(v(t)) = \begin{bmatrix} -\frac{c_h + c_v}{m v(t)} & -1 + \frac{c_h l_h - c_v l_v}{m v^2(t)} \\ \frac{c_h l_h - c_v l_v}{\Theta} & -\frac{c_h l_h^2 + c_v l_v^2}{\Theta v(t)} \end{bmatrix}$$

$$\underline{B}(v(t)) = \begin{bmatrix} \frac{c_v}{m v(t)} & 0 \\ \frac{c_v l_v}{\Theta} & \frac{1}{\Theta} \end{bmatrix} ; \quad \underline{x}(t) = \begin{bmatrix} \beta(t) \\ \dot{\Psi}(t) \end{bmatrix} ; \quad \underline{u}(t) = \begin{bmatrix} \delta \\ \gamma \end{bmatrix}$$

Vstupní vektor  $\underline{u}(t)$  obsahuje jako vstupní veličiny úhel řízení  $\delta$  a člen  $\gamma$ , který představuje přídatný zatáčivý moment, vyvolaný regulací zatáčivého momentu.

Místo činitelů závažnosti se pro váhové sčítání vypočítaných veličin používá matice závažnosti  $\underline{K}_1$  a vektor závažnosti  $\underline{k}_2$ .

F 2.9

$$\underline{K}_1 = \begin{bmatrix} 1-k & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} ; \quad \underline{k}_2 = \begin{bmatrix} k \\ 0 \end{bmatrix} ; \quad 0 \leq k \leq 1$$

Pro znázornění stavových veličin jsou zavedeny dva vektory  $\underline{c}_\beta$  a  $\underline{c}_\dot{\Psi}$ , které vždy ruší jednu složku stavového vektoru  $\underline{x}(t)$ .

F 2.10

$$\underline{c}_\beta = [1, 0] ; \quad \underline{c}_\dot{\Psi} = [0, 1]$$

Dynamika pozorovacího modelu vozidla, tedy velikost kroků korektur, je určována vektorem  $\underline{h}$ , jehož první složka  $h_1$  je bezrozměrná a jehož druhá složka  $h_2$  má rozměr (1/s):

F 2.11

$$\underline{h} = \begin{bmatrix} h_1 \\ h_2 \end{bmatrix}$$

Vycházejíc z modelu vozidla v popisu stavového prostoru (F 1.1 a F 1.2) vzniká pak struktura pro určování úhlu plování  $\beta$  prostřednictvím pozorovatele podle obr. 8, popsaná v následujícím textu.

Na obr. 8 je vozidlo znázorněno pouze za účelem rozlišování vstupních a výstupních veličin. Není však částí kombinovaného postupu pro určování úhlové rychlosti plování  $\hat{\beta}$ .

V součtovém členu 104 jsou tvořeny systémové rovnice podle F 2.7. K tomu je systémová matice  $\underline{A}$  násobena stavovým vektorem  $\underline{x}$  a vstupní matice  $\underline{B}$  vstupními veličinami  $\delta$  a  $Y$ , tedy vstupním vektorem  $\underline{u}$ .

Jako jediný proměnlivý parametr vstupuje jak do systémové matice  $\underline{A}$ , tak i vstupní matice  $\underline{B}$  aktuální referenční rychlost vozidla  $v_{\text{RefFil}}$ . Časová derivace  $\dot{\underline{x}}$  stavového vektoru  $\underline{x}$  se nyní násobí maticí závažnosti  $\underline{K}_1$  podle F 2.9 a přivádí dalšímu součtovému členu 105.

Současně s těmito pochody se přímým postupem (blok 103) odhaduje úhlová rychlost plování  $\hat{\beta}$ . K tomu se používá filtrovaná referenční rychlostí vozidla

$v_{RefFil}$  jakož i její časová derivace  $\dot{v}_{Ref}$ , vypočtená v rozdílovém členu 102 (identický s blokem 93 na obr. 7), změřené příčné zrychlení  $a_{quer}$  jakož i změřená úhlová rychlost zatáčení  $\dot{\Psi}_{Mess}$  podle rovnice F 2.6. Přitom se v prvním kroku zanedbává poslední člen rovnice, jelikož ještě není k dispozici žádná hodnota úhlu plování  $\beta$ . Po výpočtu úhlové rychlosti plování prochází tato hodnota, jak již bylo znázorněno na obr. 7, dolní propustí 92, načež je výsledná odhadnutá úhlová rychlost plování  $\hat{\beta}$  zaváděna do dalšího výpočtu. Tato  $\hat{\beta}$  odpovídá  $\hat{\beta}$ , která je na obr. 2 vyvedena z čárkovaně orámovaného pole. Skalár  $\hat{\beta}$  je násoben vektorem závažnosti  $\underline{k}_2$ , takže vzniká vektor, jehož první složka má rozměr úhlové rychlosti a jehož druhá složka je rovna nule. I tento vektor se přivádí součtovému členu 105. Výsledný vektor, vznikající ze součtu časové derivace  $\dot{\underline{x}}$  stavového vektoru  $\underline{x}$ , vytvořené podle rovnice F 2.7 a vektoru, získaného násobením  $\underline{k}_2$ , se v integrátoru 106 zintegruje na stavový vektor  $\underline{x}$ . Skalárním násobením vektory  $\underline{c}_\beta$  a  $\underline{c}_w$  se ze stavového vektoru vyloučí vždy jedna ze složek  $\beta$  resp.  $\dot{\Psi}$ , která je dále zpracovávána. Zatímco se vyloučená  $\hat{\beta}$  jednak přivádí bloku 16, představujícímu regulační zákon, a jednak přímému postupu 103, používá se vypočtená  $\dot{\Psi}$  v rámci kombinovaného postupu pouze jako stavová veličina v pozorovateli a pro určení chyby odhadu. K tomuto účelu se v součtovém členu 107 vytvoří rozdíl mezi úhlovou rychlostí zatáčení  $\dot{\Psi}$ , určenou z pozorovacího modelu vozidla, a změřenou úhlovou rychlostí zatáčení  $\dot{\Psi}_{Mess}$ . Tento rozdíl se násobí vektorem  $\underline{h}$ , jehož první složka je bezrozměrná a určuje velikost korekčních kroků pro úhlovou rychlost plování  $\beta$ , a jehož druhá složka má rozměr  $s^{-1}$  a určuje velikost regulačních kroků při korektuře úhlové rychlosti zatáčení  $\dot{\Psi}$ .

Jako korekční veličina je veden zpět i úhel plování  $\hat{\beta}$ , a sice do přímého

postupu kinematického určení  $\beta$  podle obr. 7, takže v následujícím regulačním kroku může být i poslední člen rovnice F 2.6 obsazen konkrétní hodnotou.

Vzájemná korektura obou výpočetních postupů, tedy výpočtu s pomocí modelu vozidla a výpočtu s pomocí kinematických úvah, umožňuje podstatně přesnější určení úhlu plování  $\hat{\beta}$ , takže lze i tento přivést jako regulovanou veličinu regulačnímu zákonu GMR 16.

### 2.3 Referenční modely vozidla

V následujícím textu je vysvětlen referenční model vozidla na obr. 9 až 17.

Na obr. 9 je znovu zjednodušeně znázorněn regulační obvod podle obr. 1 a 2 pro regulaci stability vozidla. Přitom byly vynechány regulátory 7 až 9 podle obr. 1, příslušné prioritní zapojení 3 a řízení motoru 6, přičemž rozdělovací logika 2 byla sloučena s ústrojím 5 pro regulaci tlaku. V regulačním obvodu je vypočítáván a nastavován přídatný zatáčivý moment  $M_G$  okolo svislé osy vozidla, aby byla dodržen průběh zatáčky, požadovaný řidičem. Přídatný zatáčivý moment  $M_G$  je přitom vyvoláván záměrnými brzdovými pochody na jednotlivých kolech, přičemž průběh brzdových pochodů a výběr brzděných kol je určován rozdělovací logikou 2. Požadovaný směr jízdy určí řidič odpovídajícím natočením volantů. Volant je v pevném převodovém poměru (převod řízení) spojen s řízenými koly. Tímto způsobem je nastaven určitý úhel řízení  $\delta$  kol.

#### 2.3.1 Dynamický jednostopý model

V regulátoru GMR 10 je uložen tzv. referenční model 12 (obr. 2) = 302 (obr. 9) vozidla, k němuž jsou přiváděny vstupní údaje (rychlost  $v$ , představovaná hodnotou  $v_{Ref}$ , úhel řízení  $\delta$ ). V referenčním modelu 302 vozidla je na základě vstupních údajů vypočítáváno, jak velká má být změna úhlu zatáčení za časovou jednotku (úhlová rychlost zatáčení  $\dot{\Psi}_{Soll}$ ). V následujícím srovnávacím členu 303 je požadovaná hodnota úhlové rychlosti zatáčení  $\dot{\Psi}_{Soll}$  srovnávána se změřenou hodnotou úhlové rychlosti zatáčení  $\dot{\Psi}_{Mess}$ . Výstupní hodnotou srovnávacího členu 303 je výstupní veličina  $\Delta\dot{\Psi}$ , která odpovídá rozdílu mezi  $\dot{\Psi}_{Soll}$  a  $\dot{\Psi}_{Mess}$ . Takto určená hodnota rozdílu je přiváděna bloku 16, představujícímu regulační zákon pro řízení zatáčivého momentu. Regulační zákony vypočítá na základě  $\Delta\dot{\Psi}$  přídavný zatáčivý moment  $M_G$ , který je sdělován rozdělovací logice 2. Rozdělovací logika 2 stanoví na základě přídavného zatáčivého momentu  $M_G$  a případně přání řidiče, zvýšit v brzdách tlak  $p_{Fahrer}$ , výstupní veličiny. Těmi mohou být hodnoty brzdového tlaku nebo spinací časy ventilů.

Optimální činnost referenčního modelu 302 vozidla je důležitá i v oblasti nízkých rychlostí. K tomuto účelu může být referenční model 302 vozidla přídavně k výše popsanému lineárnímu dynamickému jednostopému modelu 311 opatřen také stacionárním modelem 306 jízdy v kruhu.

Pro stacionární jízdu v kruhu platí:

F 2.12

$$\dot{\Psi}_{soll} = \delta * \frac{v}{l_v + l_h} * \frac{1}{1 + \frac{v^2}{v_{vh}^2}} + \dot{\Psi}_{korr}$$

F 2.13

$$\beta = \delta * \frac{1 - \frac{l_v}{l_v + l_h} * (1 + \frac{m * v^2}{c_h * (l_v + l_h)})}{1 + \frac{v^2}{v_0^2}} + \beta_{korr}$$

s

F 2.14

$$v_{ch}^2 = \frac{c_v * c_h * (l_h + l_v)^2}{m * (c_h * l_h - c_v * l_v)}$$

Přitom platí:

v = vepředu; h = vzadu; m = hmota; l = vzdálenost nápravy od těžiště,  $\dot{\Psi}_{Korr}$ ,  $\beta_{Korr}$  = korekční členy pro  $\dot{\Psi}$ ,  $\beta$ .

Pro lineární dynamický jednostopý model platí systémové rovnice F 1.1 a F 1.2.

Přepínání mezi výpočetními modely 306 a 311 je prováděno automaticky přepínačem, na výkrese neznázorněným, v referenčním modelu 302 vozidla v závislosti na rychlosti vozidla. Přitom existuje pro pochody přepínání z jednoho modelu na druhý hysteréze několika km/hod. Pod prahovou hodnotou přepínání je požadovaná úhlová rychlost zatáčení  $\dot{\Psi}_{Soll}$  vypočítávána podle modelu stacionární jízdy v kruhu 306. Překročí-li rychlost, přicházejíc od nízké hodnoty, práh, platící pro tento směr, je výpočet požadované hodnoty úhlové rychlosti zatáčení  $\dot{\Psi}_{Soll}$  prováděno pomocí dynamického jednostopého modelu 311. Tímto způsobem lze do modelu zavést dynamické pochody, obzvláště

důležité pro regulaci při vyšších rychlostech.

Při přechodu od modelu 306 jízdy v kruhu na jednostopý model 311 se používá požadovaných hodnot, vypočítaných modelem 306 jízdy v kruhu, jako jsou  $\dot{\Psi}$  a  $\beta$ , jako počátečních hodnot pro jednostopý model. Tím jsou eliminovány kmitavé pochody při přepínání. Další výpočet je prováděn pomocí jednostopého modelu 311 tak dlouho, dokud rychlost nepoklesne pod prahovou hodnotu rychlosti, nižší při klesající rychlosti. Aby bylo možno i tady udržet kmitavé pochody na minimu jsou korekční činitele  $\dot{\Psi}_{Korr}$  a  $\beta_{Korr}$  vypočítávány s hodnotami  $\dot{\Psi}_{Soll}$  a  $\beta$ , vypočítanými předtím v jednostopém modelu, jakož i se vstupními veličinami rychlost  $v_{Ref}$  a úhel řízení  $\delta$ .

Korekční hodnoty mají následující velikost:

F 2.15

$$\dot{\Psi}_{korr} = \dot{\Psi}_{soll} - \delta * \frac{v}{l_v + l_h} * \frac{1}{1 + \frac{v^2}{v_{ch}^2}}$$

F 2.16

$$\beta_{korr} = \beta - \delta * \frac{1 - \frac{l_v}{l_v + l_h} * \left(1 + \frac{m * v^2}{c_h * (l_v + l_h)}\right)}{1 + \frac{v^2}{v_{ch}^2}}$$

Vliv těchto korekčních hodnot exponenciálně klesá s časem podle následující

zákonitosti:

F 2.17

$$korr(n+1) = korr(n) * \lambda$$

příčemž  $\lambda$  může nabývat hodnot mezi nulou a menší než 1. Počet  $n$  resp.  $n + 1$  je počet cyklů výpočtu.

Tím je zabráněno skokovým změnám, jelikož ve stacionárním případě poskytují oba postupy výpočtu různé výsledky. Změnou výpočetního modelu je tedy dána možnost, určit požadované hodnoty pro regulaci velmi přesně až do rychlostí  $v = 0$  km/hod.

V souvislosti s obr. 9 bylo vysvětleno, že jako modely pro výpočet chování vozidla připadají v úvahu různé modely. Model, jemuž se dává přednost, může být přitom model stacionární jízdy v kruhu. Podle tohoto modelu lze vypočítat úhlovou rychlost zatáčení  $\dot{\psi}_{Soll}$  podle výše uvedeného vzorce. Je-li nyní žádoucí znázornit takový model pro zobrazení chování vozidla, nabízí se přivést výpočetnímu obvodu změřené hodnoty  $\lambda$  a  $v_{Ref}$  a získat pak jako výstupní hodnotu požadovanou hodnotu úhlovou rychlost zatáčení  $\dot{\psi}_{Soll}$ .

### 2.3.3 Zjednodušený model

V následujícím textu je popsán mimořádně jednoduchý model pro určování požadované úhlové rychlosti zatáčení. Tento model má být alternativou k výše popsanému kombinovanému modelu. Vyznačuje se tím, že se dosáhne přijatelného výsledku s malým výkonem, potřebným pro výpočet. Podle tohoto

modelu se vypočítává úhlová rychlost zatáčení  $\dot{\Psi}_{Soil}$  podle vzorce

2. 18

$$\dot{\Psi}_{soil} = \frac{\delta * v}{l}$$

Tato rovnice vyplývá z F 2.12 s rovnicí F 2.14 a F 2.15 pokud se předpokládají tuhosti  $c_v$  a  $c_h$  velmi velké.

Tato aplikace spočívá na následujících úvahách.

U doposud popsaného referenčního modelu vozidla se úhlová rychlost zatáčení  $\dot{\Psi}_{Soil}$  vypočítává buď prostřednictvím dynamického modelu vozidla (například jednostopého modelu) nebo statického modelu (nazývaného stacionární jízda v kruhu) a porovnává se změřenou úhlovou rychlostí zatáčení  $\dot{\Psi}_{Mess}$ . Při každé z těchto aplikací však závisí zadání (a tím i regulační zásah) přímo na kvalitě modelu vozidla. Jelikož se přitom jedná o lineární náhradní modely, liší se model v některých případech zřetelně od skutečného chování vozidla.

Změní-li se přidavně skutečné chování vozidla v důsledku například naložení nebo opotřebení jednotlivých součástí, představuje model vozidlo jen nedostatečně. V důsledku toho by mělo být provedeno přizpůsobení modelu prostřednictvím průběžného odhadu parametrů, přičemž se vyskytují následující problémy:

Pro odhad musí existovat důvod, to jest, řidič by musel dát vozidlu dostatečný

podnět prostřednictvím řízení v lineární oblasti ( $<0,4g$ ). To se však při normální jízdě takřka nestává.

Dále není možné přímo odhadovat všechny parametry lineárního jednostopého modelu. Proto by musily být určité parametry pevně stanoveny předem.

Regulace na bázi modelových předpokladů může tedy poskytovat uspokojivé řešení vždy jen s ohledem na zadání modelu. V mnoha případech může být proto postačující postupovat podle jednoduššího principu regulace.

Důležitým cílem regulace stability jízdy je ovlivnit chování vozidla při jízdě tak, aby reakce vozidla na podněty, poskytované řidičem prostřednictvím řízení, brzdového a plynového pedálu, byla stále předvídatelná a dobře kontrolovatelná. V důsledku toho je nutno rozeznat nedotáčivé a přetáčivé provozní stavy vozidla a korigovat je směrem k neutrálnímu chování odpovídajícím zásahem do brzd resp. řízení motoru.

Myšlenka zjednodušeného principu regulace spočívá v použití přímé míry pro nedotáčivé/přetáčivé chování jako regulované veličiny. Podle jedné z definic pro chování vozidla při řízení se k tomu účelu porovnávají střední úhly naklonění přední a zadní nápravy ( $\alpha_V, \alpha_H$ ). Při větších úhlech naklonění vepředu vykazuje vozidlo nedotáčivé, v opačném případě přetáčivé chování. Neutrální chování nastává podle této definice tehdy, jsou-li úhly naklonění vepředu a vzadu stejné.

Platí tedy

F 2.19	$> 0$	nedotáčivé
$\alpha_v - \alpha_h$	$= 0$	neutrální
	$< 0$	přetáčivé

Na bázi rozdílu úhlu naklonění je tedy možné určit přímo okamžitý jízdní stav vozidla. Pokus se použije jednostopý model vozidla, lze odvodit úhly naklonění v závislosti na úhlu řízení  $\delta$ , úhlu plování  $\beta$ , úhlové rychlosti zatáčení  $\dot{\Psi}$  a rychlosti vozidla  $v$ , a sice následujícím způsobem:

F 2.20a

$$\alpha_v = \delta - \beta - \frac{\dot{\Psi} * l_v}{v}$$

F 2.20b

$$\alpha_h = -\beta + \frac{\dot{\Psi} * l_h}{v}$$

Jelikož nelze úhel plování přímo měřit resp. jednoduchým způsobem vypočítat, nelze provést explicitní výpočet jednotlivých úhlů naklonění. Je-li však vytvořen jejich rozdíl, je možné vypočítat tuto veličinu na bázi existujících měřených veličin (úhel řízení, úhlová rychlost zatáčení), referenční rychlosti vozidla  $v_{Ref}$ , známé z regulátoru ABS a konstantního rozvoru kol  $l$ .

F 2.21

$$\alpha_v - \alpha_h = \delta - \frac{l * \dot{\Psi}}{v}$$

Tím je k dispozici veličina, která se může použít jako míra pro nedotáčivost/přetáčivost.

Uvažuje-li se dále známá souvislost mezi okamžitým poloměrem  $R$  zakřivení zakřivené dráhy těžiště vozidla a rozdílem úhlů naklonění

F 2.22

$$R = \frac{l}{\delta - (\alpha_v - \alpha_h)}$$

je patrné, že za předpokladu

F 2.23

$$\alpha_v - \alpha_h = 0$$

neutrálního jízdního stavu F 2.19 je poloměr  $R$  zakřivení určen jen ještě úhlem řízení  $\delta$ , totiž

F 2.24

$$R = \frac{l}{\delta}$$

Proto je možná regulace, která používá jako regulovanou veličinu přímo vypočtený rozdíl úhlů naklonění. Zadání pro tuto regulaci spočívá v tom, udržovat regulovanou veličinu na malé absolutní hodnotě za účelem dosažení přibližně neutrálního chování. Je případně účelné používat tento práh

tolerance asymetricky, takže ve směru přetáčivého chování lze volit menší toleranci.

Podle těchto úvah lze vypočítat požadovanou úhlovou rychlost zatáčení  $\dot{\Psi}_{Soll}$  (F 2.18). Tato požadovaná úhlová rychlost zatáčení  $\dot{\Psi}_{Soll}$  je pak porovnávána s  $\dot{\Psi}_{Mess}$  a podle obr. 1 pokládána za základ regulace.

### 2.3.5 Omezení požadované hodnoty

Regulace chování vozidla při jízdě má smysl jen tak dlouho, dokud přilnutí kol vozidla na vozovce dovolí působení vypočteného přidavného otáčivého momentu na vozidlo.

Je příkladně nežádoucí, aby regulace nutila vozidlo v každém případě na dráhu zakřivení, předem stanovenou úhlem řízení  $\delta$ , bylo-li volantem otočeno příliš mnoho nebo příliš rychle s ohledem na stávající rychlost vozidla.

Mělo by proto být zabráněno tomu, aby byla  $\dot{\Psi}_{Soll}$  za každých okolností zadávána podle zvoleného referenčního modelu vozidla. Pokud se postupuje pouze podle referenčního modelu, může to vést totiž za nepříznivých okolností k tomu, že při příliš velkém natočení volantu, nastaveném omylem, je přes potom také příliš velkou  $\dot{\Psi}_{Soll}$  zkreslena skutečná úhlová rychlost zatáčení  $\dot{\Psi}$  tak dalece, že se v extrémním případě vozidlo otáčí okolo vlastní osy, zatímco se svým těžištěm pohybuje v podstatě rovně. Tento stav je pro řidiče ještě mnohem nepříznivější než stav, v němž vozidlo nemůže v důsledku nedostatečného tření sledovat přání řidiče a silně nedotáčivě se sune vpřed. Neboť v tomto případě může vozidlo alespoň ještě jet vpřed a ne se přitom

současně otáčet okolo vlastní osy. Pro zabránění těmto nevýhodným následkům ve zvláštních případech obsahuje referenční model vozidla přídatné výpočetní algoritmy, které umožňují stanovit prostřednictvím koeficientu tření  $\mu$  maximální úhlovou rychlost zatáčení  $\dot{\Psi}_{\text{Solimax}}$ , platnou pro právě změřenou rychlost. Hodnota  $\mu$  je určována v bloku 13 rozeznání koeficientu tření. Výpočetní algoritmy spočívají na teorii stacionární jízdy v kruhu, pro niž platí, že  $\dot{\Psi} = a_{\text{quer}}/v$  (F 2.18). Maximální přípustné příčné zrychlení  $a_{\text{qlim}}$  lze v podstatě vypočítat jako funkci koeficientu tření, rychlosti  $v$ , podélného zrychlení  $a_{\text{long}}$  jakož i případně dalších parametrů. Je tedy

F 2.25

$$a_{\text{qlim}} = f(\mu, v, a_{\text{long}}, \dots)$$

Maximální úhlová rychlost zatáčení se vypočítá ze vzorce

F 2.26

$$\dot{\Psi}_{\text{Solimax}} = \frac{a_{\text{qlim}}}{v}$$

Proto je možné stanovit mezní hodnotu pro úhlovou rychlost zatáčení, která už přímo nevyhovuje přání řidiče, nýbrž má přispívat k tomu, aby se při vybočení vozidla vozidlo ještě přídatně neotáčelo okolo své svislé osy.

Detaily vhodného určování  $\mu$  jsou v následujícím textu podrobně popsány v bodě 2.1.

Též lze umožnit regulační zásah jen za určitých rámcových podmínek. Jedna možnost může například spočívat v tom, že aktivační logika 11 na obr. 2 nepředává rozdělovací logice 2 aktuální  $M_G$ , je-li zjištěn příliš velký úhel plování  $\beta$ , což může nastat v závislosti na právě panující rychlosti.

## 2.4 Regulační zákon

V následujícím textu je popsána struktura programu regulačního zákona 16 regulátoru 10 zatáčivého momentu. Program vypočítává ze čtyř vstupních veličin přídavný zatáčivý moment  $M_G$  okolo svislé osy vozidla, který je nutný pro dosažení stabilního chování vozidla především při jízdě do zatáčky. Vypočítaný zatáčivý moment  $M_G$  je základem pro výpočty tlaků, které je nutno vyvolat v brzdách kol.

Jako vstupní veličiny pro regulační zákon jsou k dispozici (viz obr. 17)

na vstupu 500 :  $\Delta\dot{\Psi}$

na vstupu 501 :  $\Delta\dot{\Psi}$

na vstupu 502 :  $\hat{\beta}$

na vstupu 503 :  $\beta$

Pro případ, že se za základ vezme rozdíl úhlů naklonění, je na vstup 500 přiváděno  $\Delta\lambda$  a na vstup 501  $\Delta\lambda$ .

Vstup 503 je fakultativní. Je k dispozici obzvláště tehdy, je-li v celkovém výpočetním systému obsažen takzvaný pozorovací model vozidla 84.

Hodnota na vstupu 500 je rozdílem mezi změřenou úhlovou rychlostí zatáčení  $\dot{\Psi}_{\text{Mess}}$  a požadovanou úhlovou rychlostí zatáčení  $\dot{\Psi}_{\text{Soll}}$ , vypočítanou pomocí referenčního modelu vozidla. Hodnota na vstupu 501 je buď časovou změnou veličiny na vstupu 500 od jednoho cyklu výpočtu k dalšímu cyklu výpočtu, dělenou dobou trvání cyklu  $T_0$ , nebo rozdílem časové derivace změřené úhlové rychlosti zatáčení a časové derivace vypočítané požadované úhlové rychlosti zatáčení.

Pojem cyklus výpočtu znamená jeden průběh výpočtu regulátoru FSR podle obr. 1. Takový průběh potřebuje vzhledem ke své struktuře určitý reálný čas, dobu trvání cyklu  $T_0$ . Pro účinnou regulaci musí být tato doba dostatečně krátká.

Hodnoty na vstupech 500 und 501, totiž  $\Delta\dot{\Psi}$  a  $\dot{\Psi}$  jsou vždy nejprve přiváděny dolní propusti 510 resp. 511.

Obě dolní propusti jsou v principu stejné a jejich struktura je znázorněna na obr. 18. Vstupní veličina 520 dolní propusti podle obr. 18 je označována písmenem  $u$  a výstupní veličina 521 písmenem  $y$ . Výstupní veličina 521 je přiváděna registru 522 a je při následujícím výpočtu k dispozici jako předchozí hodnota  $y(k-1)$ . Výstupní hodnota 521 pro cyklus výpočtu se vypočítá podle následujícího vzorce

F 2.27

$$y(k) = \lambda * y(k-1) + (1-\lambda) * u * k_p$$

přičemž  $\lambda$  může nabývat hodnot mezi 0 a 1.  $\lambda$  vyjadřuje váhu dolní propusti.

Pro mezní hodnotu  $\lambda = 0$  je rekurzni funkce eliminována: předcházející hodnoty  $y(k-1)$  nemají pro výpočet nové výstupní hodnoty žádný význam. Čím více se  $\lambda$  blíží hodnotě 1, tím silněji působí předcházející hodnoty, takže se aktuální vstupní hodnota 520 prosazuje jako výstupní hodnota 521 jen pomalu.

$k_p$  je lineární faktor ohodnocení.

Výše popsané filtrování dolní propusti je prováděno s oběma vstupními hodnotami 500 a 501 a vede k filtrovaným hodnotám 515, 516.

Stejně filtrování 512 dolní propusti je prováděno se vstupní veličinou 502, totiž  $\hat{\beta}$ . Filtrovaná hodnota 517 je stejně jako nefiltrovaná hodnota 503 přiváděna nelineárním filtrům. Úkolem těchto filtrů je nastavit výstupní hodnotu pro malé vstupní hodnoty na 0 a pro vstupní hodnoty, které leží nad určitou mezní hodnotou, propustit dále vstupní hodnotu, zmenšenou o mezní hodnotu. Omezení nastává jak v záporné, tak i v kladné oblasti. Mezní hodnoty  $\hat{\beta}_{th}$  a  $\beta_{th}$  mohou být veličiny, pevně implementované v programu, ale i veličiny, které závisejí na dalších parametrech, například na koeficientu tření mezi pneumatikami a vozovkou. Mezní hodnoty se v tomto případě počítají zvlášť jako lineární funkce koeficientu tření.

Všechny veličiny, totiž 515, 516, 517 a 518 jsou v dalším kroku 530, 531, 532 resp. 533 váženy lineárními faktory.

Tyto faktory jsou pevně implementovány ve výpočetním systému. Je možno je co do velikosti vypočítat z odpovídajících modelů vozidla, avšak vyžadují obecně doladění jízdními pokusy. Tímto způsobem je pro každé vozidlo resp.

každý typ vozidla stanoven odpovídající soubor lineárních faktorů. Takto vážené vstupní veličiny 500, 501, 502, 503 jsou sčítány, přičemž (sčítací člen 540) vzniká přídavný zatáčivý moment  $M_G$ , který je pokládán za základ dalšímu cyklu výpočtu programu. V praxi se však ukázalo, že jsou ještě nutné modifikace vypočítaného zatáčivého momentu.

K tomu lze realizovat dvě aplikace:

1. Modifikují se vstupní veličiny, zejména  $\Delta\dot{\Psi}$ .
2. Vypočítaný zatáčivý moment  $M_G$  je podroben filtraci.

S oběma aplikacemi je činěn pokus provádět regulaci nejen s přihlédnutím k úhlové rychlosti zatáčení, nýbrž i s přihlédnutím k úhlu plování.

#### 2.4.1 Modifikace vstupních veličin

Pomocí referenčního modelu vozidla se vypočítává - jak již bylo vysvětleno - požadovaná hodnota úhlové rychlosti zatáčení. Jelikož použitý referenční model vozidla nemůže být zcela totožný se skutečnými danými parametry, je zpravidla nutné znovu korigovat výsledek modelového výpočtu. V referenčním modelu jsou v podstatě vyhodnocovány hodnoty, které poskytuje snímač úhlové rychlosti zatáčení a snímač úhlu řízení. Korektura vypočítané úhlové rychlosti zatáčení může být provedena tak, že se přídavně přihlédne k hodnotám, které poskytuje snímač příčného zrychlení.

Vyhodnocení může být prováděno různými způsoby. V následujícím textu je navržen jeden způsob, při němž se nejprve přepočítá změřené příčné

zrychlení na úhlovou rychlost plování  $\hat{\beta}$ . S touto hodnotou se provádí korektura požadované hodnoty pro úhlovou rychlost zatáčení. Výpočet  $\hat{\beta}$  je prováděn například pomocí kinematického určení  $\hat{\beta}$  14, 15 (obr. 2).

Způsob je prováděn podle schematu, znázorněném na obr. 19. Odhadnutá hodnota úhlové rychlosti plování  $\hat{\beta}$  je případně po přefiltrování dolní propusti srovnávána s první prahovou hodnotou  $th_1$  (kosočtverec 400). Význam tohoto srovnání je zřejmý teprve po korektuře požadované hodnoty úhlové rychlosti zatáčení  $\dot{\Psi}_{sol}$  a bude proto vysvětlen v následujícím textu.

Je - li  $|\hat{\beta}| > th_1$ , je absolutní hodnota  $\hat{\beta}$  srovnávána s druhou prahovou hodnotou  $th_2$  (kosočtverec 401), přičemž druhá prahová hodnota je větší než první prahová hodnota  $th_1$ . Je - li překročena i tato prahová hodnota, je nejprve provedena integrace 402 úhlové rychlosti plování  $\hat{\beta}$  podle času. K tomu účelu je úhlová rychlost plování  $\hat{\beta}$  násobena dobou trvání cyklu  $T_0$  a přičtena k předcházejícímu výsledku integrace  $Intg_{i-1}$ . Počet kroků integrace je označován  $n$  tak, že číslo  $n$  se po integraci zvýší o 1 (krok 403). Doba integrace je tedy reprezentována počtem  $n$  kroků integrace. Výsledek integrace  $Intg_n(\hat{\beta})$  je srovnáván s prahovou hodnotou  $\beta_s$  (kosočtverec 404). Velikost prahové hodnoty představuje maximálně přípustnou odchylku od teoreticky dodržovaného úhlu plování. Prahová hodnota  $\beta_s$  činí řádově ca 5 stupňů.

Je - li tato prahová hodnota překročena, je stanovena nová hodnota požadované úhlové rychlosti zatáčení  $\dot{\Psi}_{sol}$  pomocí aditivní konstanty  $S$  (krok

405), která je závislá na okamžité úhlové rychlosti plování  $\hat{\beta}$  a počtu  $n$  integračních kroků. To znamená, že s každým novým cyklem, v němž je překročena prahová hodnota  $\beta_S$ , je požadovaná úhlová rychlosti zatáčení dále snižována. Aditivní konstanta  $S$  je podle znaménka  $\dot{\Psi}_{Soll}$  buď přičítána nebo odčítána, takže je absolutní hodnota požadované úhlové rychlosti zatáčení v každém případě zmenšována. Nedosáhne - li  $Intg_n$  už prahové hodnoty  $\beta_S$ , není  $\dot{\Psi}$  omezována (krok 407).

V novém cyklu se opět zkoumá, je - li absolutní hodnota odhadnuté úhlové rychlosti plování menší než prahová hodnota  $th_1$ . Je - li tomu tak, je tato skutečnost interpretována tím způsobem, že se vozidlo opět stabilizovalo. To má za následek, že se hodnota  $n$  nastaví v kroku 406 opět na 0 a že se při dalším výpočtu v kroku 407 počítá s požadovanou úhlovou rychlostí zatáčení, která není korigována, tedy je identická s hodnotou výsledku, poskytovaného referenčním modelem vozidla. Kromě toho se nastaví na nulu i počáteční hodnota integrace  $Intg_{n-1}$ .

Překročí - li absolutní hodnota úhlové rychlosti plování sice hodnotu  $th_1$ , ale nikoli  $th_2$ , zůstává stará hodnota  $Intg_n$  nezměněna, to jest, integrace se jeden cyklus vynechá. Předcházející omezení zůstává zachováno. Pokud by měla být prahová hodnota  $th_2$  opět překročena, je v integraci pokračováno.

#### 2.4.2 Korektura $M_G$

Další možnost spočívá v tom, že se ovlivňuje zatáčivý moment  $M_G$ , který je vypočítáván regulačním zákonem 16. K tomu účelu se tvoří rozdíl mezi předcházející hodnotou  $M_1(k-1)$  a aktuální hodnotou  $M_1(k)$ . Index 1 znamená,

že tyto hodnoty jsou bezprostředními výsledky regulátoru zatáčivého momentu, tedy že ještě nebyly vypočítány v souvislosti s následnou korekturou. Tento rozdíl se vztáhne k době trvání cyklu  $T_0$  a označí  $\Delta M_1$ . K tomuto gradientu  $\Delta M_1$  se přičte korekční gradient, který vzniká násobením  $\hat{\beta}$  korekčním činitelem. Takto korigovaný gradient je násoben dobou trvání cyklu  $T_0$  a přičítán k zatáčivému momentu  $M(k-1)$  z předcházejícího výpočtu. Tak je vypočítán aktuální zatáčivý moment  $M_G(k)$ , s nímž je prováděn další výpočet.

Tento výpočet je realizován logickým obvodem, který je znázorněn na obr. 20. Vypočítané momenty, které vyplývají z podprogramu "regulační zákon 16", jsou zaváděny do posuvného registru 420. Na prním místě 421 posuvného registru 420 se nalézá vždy aktuální hodnota  $M_1(k)$ ; na druhém místě 422 posuvného registru 420 se nalézá předcházející hodnota  $M_1(k-1)$ . Jakmile vznikne nová hodnota  $M_1$ , je hodnota z registru 421 posunuta do registru 422 a hodnota v registru 421 nahrazena novou hodnotou. Hodnoty v registrech 421 a 422 jsou přiváděny výpočetní logice 430, která vypočítává  $\Delta M$  podle následujícího vzorce:

F 2.28

$$\Delta M = M_1(k) - M_1(k-1) + a \cdot \hat{\beta} \cdot T_0$$

Výpočetní logice 430 je k tomu účelu krom toho přiváděna odhadnutá úhlová rychlost plování  $\hat{\beta}$  z kinematického určení  $\dot{\beta}$ . Dále je v paměti uložena hodnota korekčního činitele  $a$ , pomocí něhož se úhlová rychlost plování přepočítává na změnu momentu. Výpočet nového momentu  $M(k)$  se provádí podle následujícího vzorce

F 2.29

$$M(k) = M(k-1) + \Delta M$$

V registru 431 je uložena aktuální hodnota korigovaného momentu, v registru 432 hodnota z předcházejícího výpočtu. S hodnotou v registru 431 se provádí další výpočet.

### 3. Rozdělovací logika

#### 3.1 Přídavný zatáčivý moment, vznikající působením brzdových sil

Pro dosažení stabilní jízdy vozidla i v zatáčce je nejprve nutné zjistit úhel řízení. Úhel řízení představuje zakřivení dráhy vozidla, odpovídající přání řidiče. Při stabilní, stacionární jízdě do zatáčky má vozidlo projet dráhou s přibližně konstantním úhlem plování a konstantní úhlovou rychlostí zatáčení. Odchyly od tohoto úhlu plování resp. od této úhlové rychlosti zatáčení musí řidič vyrovnávat pohyby volantu v opačném směru. To však není vždy možné, obzvláště ne tehdy, projíždí - li řidič zatáčku mezní rychlostí. V takových situacích je nutné vozidlo záměrně přibrzdit a vyvolat přídavné momenty okolo svislé osy vozidla, které mají zajistit přizpůsobení skutečné úhlové rychlosti zatáčení požadované úhlové rychlosti zatáčení.

Regulační algoritmy, které popisují tyto souvislosti, byly již popsány v předcházejícím textu a nemusí být proto na tomto místě bližší vysvětlovány.

Otevřená zůstává ovšem problematika, realizovat vhodným způsobem přídavný zatáčivý moment  $M_G$ , vypočítaný regulačním algoritmem, záměrným

působením brzdových sil.

U hydraulických brzd spočívá proto jejich úloha prakticky ve stanovení brzdového tlaku pro každou jednotlivou brzdu. Přitom má být vyvolávaný moment okolo svislé osy dosahován s co možná nejnižšími tlaky v jednotlivých brzdách. Proto je navrhováno stanovit pro každé kolo koeficient a určit brzdové tlaky z vyvolávaného zatáčivého momentu vozidla a příslušných váhových koeficientů.

Jak již bylo vysvětleno, je zejména u brzdových soustav vozidel, které pracují na hydraulickém principu, příznivé, určit koeficienty tak, aby bylo možno bezprostředně stanovit brzdový tlak pro jednotlivé brzdy. Vážení jednotlivých koeficientů je prováděno tak, že každý jednotlivý koeficient je dělen součtem čtverců všech koeficientů.

Každý koeficient přitom určuje souvislost mezi brzdovým tlakem a podílem takto vyvolaných jednotlivých brzdových sil na zatáčivém momentu vozidla. Veličinami při určování jednotlivých koeficientů jsou parametry, které se mění během jízdy vozidla. Těmi jsou obzvláště

- úhel řízení  $\delta$
- koeficient tření  $\mu$  mezi pneumatikami a vozovkou,
- hmotnost vozidla  $m$
- rozložení tlaků na nápravy  $N_z$ .

Veličinami, které jsou používány při výpočtu koeficientů a které jsou specifické pro vozidlo resp. brzdy, jsou například pro brzdovou soustavu s kotoučovými brzdami

- plocha A brzdových pístů
- počet  $n$  pístů na jednu brzdu
- koeficient tření  $\mu_R$  mezi kotoučem a brzdovým obložním,
- poměr  $s$  účinného třecího poloměru k dynamickému poloměru pneumatiky,
- jakož i účinnost  $\eta$  brzdy.

Navržený postup výpočtu má tu výhodu, že lze ze zadaného přidavného zatáčivého momentu velmi rychle vypočítat odpovídající brzdové tlaky. Pokud by se měly výše uvedené parametry během jízdy změnit, je k tomu přihlíženo změnou koeficientů při výpočtu brzdových tlaků.

Zatímco některé ovlivňující veličiny vstupují do výpočtu koeficientů lineárně, je především závislost koeficientů na úhlu řízení  $\delta$  nelineární.

Ukázalo se však, že linearizovaný odhad závislosti mezi jednotlivými koeficienty a úhlem řízení poskytuje dostatečně dobré výsledky.

Obr. 21 znázorňuje schematickým způsobem přímo jedoucí vozidlo se čtyřmi koly 601, 602, 603, 604. Každému z kol je přiřazena brzda 605, 606, 607, 608. Tyto brzdy mohou být uváděny v činnost navzájem nezávisle, přičemž vlivem momentů brzdových sil, vyvolávaných brzdami, vznikají brzdové síly v dotykových plochách kol na povrchu vozovky. Tak vzniká například při uvedení brzdy 605 na kole 601 v činnost brzdová síla  $F$ , která opět vyvolá moment  $M$  (v daném případě považovaný za kladný) okolo svislé osy.

Takové momenty okolo svislé osy vozidla mohou být používány záměrně pro

udržování vozidla ve stabilním stavu na dráze, odpovídající přání řidiče.

Vozidlo je dále opatřeno sensory. K nim patří sensory kol, které snímají úhlovou rychlost kol 601, 602, 603, 604. Kromě toho je úhel natočení volantu snímán senzorem 612 řízení. Dále se používá sensor 613 pro snímání úhlové rychlosti zatáčení.

Ze signálů těchto sensorů, které jednak zachycují přání řidiče a jednak chování vozidla, lze vypočítat realizovaný zatáčivý moment, který, pokud je vyvolán, je schopen uvést úhlovou rychlost zatáčení vozidla, jakož i úhel řízení v soulad s přáním řidiče. K tomu účelu jsou brzdy 605, 606, 607, 608 navzájem nezávisle uvedeny v činnost, k čemuž slouží řídicí ústrojí, které je částí komplexního programu pro regulaci stability jízdy.

Principiální situace je znázorněna na obr. 22. Vztahová značka 16 označuje programový modul, který vypočítává zatáčivý moment  $M_G$ . Obr. 22 znázorňuje řídicí ústrojí, které vypočítává tlaky  $p_{xx}$ , jichž má být dosaženo v jednotlivých brzdách 605, 606, 607, 608. Vypočtené hodnoty tlaků 622, 623, 624, 625 mohou být dále vyhodnocovány a převáděny v odpovídající řídicí signály pro brzdy 605, 606, 607, 608.

Řídicí ústrojí samotné sestává ze dvou částí, totiž z první části 630, v níž jsou vypočítávány koeficienty  $c_{xx}$  pro jednotlivá kola. Koeficienty  $c_{xx}$  vytvářejí lineární vztah mezi tlakem v brzdě a dílčím zatáčivým momentem, který je vyvoláván působením brzdové síly na odpovídající kolo. V druhé části 631 jsou vypočítávány jednotlivé hodnoty tlaků  $p_{xx}$  622, 623, 624, 625 pomocí vážení jednotlivých koeficientů, jakož i s přihlédnutím k realizovanému

zatáčivému momentu  $M_G$ .

Hodnoty tlaků, jakož i koeficienty jsou označovány indexy.

Platí:

v:	vepředu	h:	vzadu
l:	vlevo	r:	vpravo
x:	buď v/l nebo h/r		

První část 603 výpočtu bere ohled na úhel řízení, který je dáván výpočtu k dispozici vyhodnocením 632 signálu sensoru 612 řízení. Při výpočtu koeficientů se přihlíží ke koeficientu tření  $\mu$ , který je ve vyhodnocovací jednotce 633 odvozován z informace o otáčení kola (viz též odstavec 2.1). Informace o otáčení kola je opět sdělována prostřednictvím signálu sensorů kol na jednotlivých kolech. Dále se používá informace o hmotnosti vozidla, jakož i o rozložení tlaků na nápravy  $N_z$ , které jsou získávány ve vyhodnocovací jednotce 634, v níž je analyzováno chování vozidla v různých situacích. První část 630 programu má přístup k paměti 635, která obsahuje výše uvedené hodnoty, specifické pro vozidlo a brzdy.

Z výše uvedených hodnot se vypočítává pro každé kolo koeficient  $c_{xx}$ , přičemž hodnoty 640, 641, 642, 643 mohou být vypočítávány paralelně nebo postupně. Výpočet je prováděn podle funkce, která je implementována v programu. Tato funkce přihlíží ke známým souvislostem mezi brzdovým tlakem a brzdovou silou. Tato souvislost je zpravidla lineární. Odděleně se musí přihlížet pouze k úhlu řízení  $\delta$ . V následujícím textu je popsáno, jak lze vhodným způsobem brát ohled na úhel řízení.

V druhém kroku výpočtu 631 jsou buď paralelně nebo postupně vypočítávány hodnoty tlaků pro jednotlivé brzdy z jednotlivých koeficientů 640, 641, 642, 643 podle následujícího vzorce:

F 3.1a

$$p_{xl} = \frac{c_{xl}}{c_{xl}^2 + c_{vr}^2 + c_{hl}^2 + c_{hr}^2} * M_G$$

F 3.1b

$$p_{vr} = - \frac{c_{vr}}{c_{xl}^2 + c_{vr}^2 + c_{hl}^2 + c_{hr}^2} * M_G$$

Výpočet jednotlivých tlaků podle tohoto vzorce má tu výhodu, že pro dosažení vypočítaného brzdového momentu je nutno dosáhnout v brzdách jen relativně nízkých tlaků. Dále může řízení tlaků reagovat velmi citlivě a rychle na změny zejména úhlu řízení a koeficientů tření.

Úhel řízení  $\delta$  je při výpočtu koeficientů brán v úvahu následujícím způsobem:

Obr. 23 znázorňuje k tomuto účelu schematické zobrazení vozidla, jehož přední kola 601 a 602 jsou znázorněna natočená. Písmenem S je označen rozvor předních kol, písmenem  $l_v$  vzdálenost těžiště 610 od přední nápravy.

Roviny 650, 651 kol svírají úhly řízení 652, 653 s podélnou osou vozidla. Z důvodů zjednodušení se předpokládá, že jsou úhly řízení  $\delta$  652, 653 stejně veliké. Účinné rameno páky  $h_l$  resp.  $h_r$ , vztažené k brzdové síle F, která působí v rovině kola 650, 651, se vypočítá úvahami o přiblížení pro malé úhly řízení, jak je uvedeno v následujícím textu.

F 3.2a

$$h_v = \frac{s}{2} + \delta * l_v$$

F 3.2b

$$h_l = \frac{s}{2} - \delta * l_v$$

Jelikož není přiblížení "malé úhly řízení" vždy splněno, ukázalo se účelným, počítat případně s následujícím vzorcem.

F 3.3a

$$h_v = \frac{s}{2} + \delta * \sqrt{\frac{s^2}{4} + l_v^2}$$

F 3.3b

$$h_l = \frac{s}{2} - \delta * \sqrt{\frac{s^2}{4} + l_v^2}$$

Pokud by měla být vypočítaná ramena pák menší než nula, budou položena rovna nule.

Koeficienty kol  $c_{xx}$  lze nyní vypočítat následujícím způsobem, totiž podle vzorce

F 3.4

$$c_{xx} = c_{\text{hydxx}} * h_{l,r}$$

přičemž se v  $c_{hydxx}$  přihlíží ke všem parametrům kromě úhlu řízení  $\delta$ .

Tímto způsobem lze koeficienty znázorňovat jako součin dvou členů, přičemž jeden člen určuje účinné rameno páky a druhý člen je nezávislý na úhlu řízení.

### 3.2 Přidavný zatáčivý moment, vyvolaný snížením bočních sil

Jeden způsob jak vyvolat jednostranně působící brzdové síly, spočívá v tom, uvádět brzdy v činnost tak, aby docházelo k různě intenzivnímu brzdění kol. Způsob, jímž lze tohoto jevu dosáhnout, byl popsán v předcházejícím odstavci.

Tento způsob naráží na určitou hranici tehdy, má-li být regulace stability jízdy prováděna během brzdění, vyvolaném brzdovým pedálem, tedy pokud byl již v brzdách vyvolán určitý brzdový tlak v důsledku přibrždění vozidla řidičem. V principu lze výše popsaný způsob aplikovat i v tomto případě. Místo absolutních tlaků jsou vypočítávány změny již působících brzdových tlaků.

Přitom ovšem vznikají následující problémy. Byl-li v jedné brzdě již vyvolán velmi vysoký tlak, takže jsou realizovány velmi značné brzdové síly, nevedlo by zvýšení brzdového tlaku nezbytně ke zvýšení brzdové síly, jelikož je dosaženo meze přilnavosti mezi pneumatikami a vozovkou. Lineární závislost mezi brzdovým tlakem a brzdovou silou, která se předpokládá u výše uvedeného modelu, není už v tomto případě dána.

Nepřekročitelná hranice brzdové síly na jedné straně vozidla může být ve smyslu regulace zatáčivého momentu kompenzována snížením brzdové síly na druhé straně vozidla.

To má ovšem tu nevýhodu, že se snížením brzdové síly je i sníženo zpomalení vozidla. To nelze vždy akceptovat, jelikož při brzdění, vyvolaném řidičem, má být vozidlo zastaveno v co možná nejkratší vzdálenosti. Příliš značné snížení skutečného zpomalení vozidla oproti přání řidiče nemůže být proto obecně akceptováno. K vyřešení tohoto problému je navržen následující postup.

Brzda alespoň jednoho kola je uvedena v činnost tak, aby došlo k takovému podélnému prokluzu 2 kola, který je větší než podélný prokluz, při němž je dosahováno maximálního silového styku. Při tomto postupu se využívá skutečnosti, že přenášená brzdová síla, to jest podélná síla, působící na pneumatiku, dosahuje své maximální hodnoty při podélném prokluzu cca 20 % (0% - u volně se otáčejícího kola; 100 % - u blokujícího kola) a při hodnotách přes 20 % klesá síla, kterou lze přenášet, jen nepatrně, takže při zpomalení vozidla při prokluzu kola mezi 20 % a 100 % nedochází k podstatné ztrátě.

Uvažuje - li se však současně boční síla, kterou lze přenášet, to jest síla, která působí kolmo k rovině kola, je tato síla silně závislá na prokluzu kola, který se projevuje tím, že s vzrůstajícím prokluzem boční síla, kterou lze přenášet, značně klesá. V rozsahu prokluzu nad 50 % se kolo chová podobně jako zablokované kolo, to jest, boční síly již takřka nepůsobí.

Vhodnou volbou kol, na nichž dochází k vysokému podélnému prokluzu, může být vyprovokován kontrolovaný smyk vozidla, přičemž změna úhlu zatáčení, vyvolaná smykem, má odpovídat požadované změně. Jelikož při tomto postupu zůstávají podélné síly v podstatě zachovány, avšak boční síly jsou zřetelně sníženy, může být úhlová rychlost zatáčení kontrolována, aniž by se příliš snížilo zpomalení vozidla.

Volba kola, které se alespoň krátkodobě otáčí se zvýšeným podélným prokluzem, je prováděna podle následujících pravidel. K tomu budiž uvažována jízda do zatáčky vpravo, požadovaná řidičem. Pro jízdu do zatáčky vlevo platí odpovídající "zrcadlově zobrazená" pravidla. Přitom se může vyskytnout případ, že se vozidlo nenatáčí do zatáčky tak silně, jak by se očekávalo. Jinými slovy, vozidlo nedotáčí. V tomto případě se zadní kolo, ležící uvnitř zatáčky, otáčí se zvýšenými hodnotami prokluzu. Natáčí - li se ovšem vozidlo do zatáčky příliš silně, což je označováno jako přetáčení, otáčí se s vysokými hodnotami prokluzu přední kolo, ležící vně zatáčky.

Přídavně lze zamezit zvýšení tlaku na jednom předním kole. To je prováděno podle následujících pravidel. V jízdní situaci, v níž se vozidlo chová nedotáčivě, se potlačí zvyšování tlaku na předním kole, ležícím vně zatáčky. V situaci, v níž se vozidlo chová přetáčivě, se potlačí zvyšování tlaku na předním kole, ležícím uvnitř zatáčky.

Skutečné řízení brzdového tlaku může být prováděno následujícím způsobem. Jak již bylo výše vysvětleno, je brzdový tlak v jednotlivých brzdách určen v závislosti na potřebném zatáčivém momentu a váhových koeficientech kol.

Při výpočtu koeficientů může být zaveden činitel, závislý na prokluzu při brzdění, který je dodatečně regulován tak, aby bylo dosaženo výše uvedeného požadovaného prokluzu při brzdění. Omezení zvyšování tlaku na jednom kole může být dosahováno stanovením dolní prahové hodnoty pro odpovídající koeficient.

V následujícím textu je blíže vysvětlen postup, implementovaný v programu

pro řízení brzdové soustavy.

Program pro řízení vypočítává na základě váhových koeficientů brzdový tlak, který musí být vyvolán v každé jednotlivé brzdě. Výpočet se stává problematickým, je-li vozidlo brzděno, zejména tehdy, je-li zpomalováno při využití meze přilnavosti mezi pneumatikami a vozovkou. V takových případech je zcela možné, že nejprve začne působit protiblokovací regulace před tím, než je zapotřebí nadřazené regulace stability jízdy.

V takových případech nelze přejímat principiální úvahy, týkající se nebrzděného vozidla, jelikož například při zvýšení tlaku v brzdě nevzrůstá odpovídající brzdová síla lineárně, jelikož je dosaženo hranice přilnavosti. Zvýšení tlaku v této brzdě by tedy nevyvolalo přidavnou brzdovou sílu a tudíž ani přidavný moment.

Stejného účinku, vyvolat přidavný zatáčivý moment, lze sice dosáhnout snížením brzdového tlaku druhého kola nápravy. Tím by však bylo celkově dosaženo snížení brzdové síly, což opět koliduje s požadavkem, že má být vozidlo zastaveno v co možná nejkratší vzdálenosti.

Proto se využívá chování kol vozidla, znázorněného na obr. 24. Tento diagram znázorňuje na ose X hodnoty prokluzu  $\lambda$  mezi 0 a 100 %, přičemž 0 % odpovídá volně se otáčejícímu kolu a 100 % kolu zablokovanému. Na ose Y jsou znázorněny hodnoty třecích a bočních sil  $\mu_B$  a  $\mu_S$  v rozmezí hodnot mezi 0 a 1. Plně vytažené čáry znázorňují závislost koeficientu tření na prokluzu pro různé úhly naklonění  $\alpha$ . Obzvláště pro malé úhly naklonění lze rozeznat, že má křivka maximální hodnotu v oblasti prokluzu  $\lambda = 20$  %. Ve směru ke 100 %

koeficient tření lehce klesá. Pro úhel naklonění  $2^\circ$  činí maximální koeficient tření cca 0,98, zatímco při  $\lambda = 100\%$  má ještě hodnotu 0,93. Uvažují-li se naproti tomu hodnoty bočních sil, je zejména pro větší úhly naklonění patrný extrémní pokles v celém rozsahu prokluzu. Pro úhel naklonění  $10^\circ$  činí hodnota boční síly pro hodnotu prokluzu 0 % 0,85 a klesá pro hodnoty prokluzu přibližně 100 % na 0,17.

Z křivek na obr. 24 je tedy patrné, že při hodnotách prokluzu v rozmezí mezi 40 a 80 % mohou být přenášeny relativně vysoké brzdové síly, ale jen nepatrné boční síly.

Toto chování kol může být využito pro záměrné snížení boční síly určitého kola na vozidle. Volba kola je prováděna podle následujícího schématu, které má být blíže vysvětleno na obr. 25a a 25b.

Obr. 25a, b znázorňují vozidlo ve schematickém zobrazení v pravé zatáčce. Podle poloměru zatáčky a rychlosti vozidla se musí vozidlo otáčet okolo své svislé osy, to jest, musí existovat určitá úhlová rychlost zatáčení ve směru pohybu hodinových ruček.

Jak již bylo vysvětleno, je vozidlo opatřeno snímačem úhlu zatáčení. Liší-li se změřená úhlová rychlost zatáčení  $\dot{\psi}_{\text{Mess}}$  od požadované  $\dot{\psi}_{\text{Soll}}$ , musí se vyvolat přídatný zatáčivý moment  $M_G$  okolo svislé osy vozidla.

Liší-li se změřená úhlová rychlost zatáčení od požadované tak, že se vozidlo otáčí nedostatečně, dochází k tak zvanému nedotáčivému chování. Je nutno vyvolat přídatný moment, který se v této situaci považuje za záporný. Tento

moment má způsobit, že se bude vozidlo natáčet do zatáčky. To by mohlo být v tomto případě dosaženo tím, že se zvýší brzdový tlak v kolech vozidla na pravé straně.

Je-li však vozidlo již brzděno řidičem, může být možné, že tato kola již přenášejí maximální brzdovou sílu. Je-li tento jev zjištěn vyhodnocovací elektronikou, zvýší se tlak v brzdě pravého zadního kola tak, aby se kolo otáčelo v rozmezí hodnot prokluzu mezi 40 a 80 %. Kolo 604 je proto označeno znakem "λ". To má, jak již bylo vysvětleno, za následek značné snížení boční síly. Na pravém zadním kole jsou tedy vyvolávány jen ještě nepatrné boční síly, což má za následek vychýlení zadní části vozidla směrem doleva, tedy otáčení ve směru pohybu hodinových ruček. Minimalizace boční síly je udržována tak dlouho, dokud skutečná úhlová rychlost zatáčení vozidla  $\dot{\Psi}_{\text{Mess}}$  neodpovídá požadované úhlové rychlosti zatáčení  $\dot{\Psi}_{\text{Soll}}$ .

V obr. 25b je znázorněna situace přetáčivého vozidla. Vozidlo se otáčí okolo svislé osy rychleji, než odpovídá vypočítané požadované úhlové rychlosti zatáčení. V tomto případě se navrhuje snížit boční sílu na pravém předním kole 601. To je rovněž prováděno tak, že se na tomto kole vyvolají hodnoty prokluzu mezi 40 a 80 %. Kolo 601 je zde proto označeno znakem "λ".

Pro oba případy může být v programu řízení uložen podprogram, který umožňuje další snížení tlaku na předním kole 601, ležícím vně zatáčky, pro případ nedotáčení (obr. 25a) resp. na předním kole 602, ležícím uvnitř zatáčky, pro případ přetáčení (obr. 25b). Tato kola jsou vždy označena "p<sub>min</sub>". Pro jízdu do zatáčky doleva platí odpovídající úvahy pro obrácené strany.

Regulace tlaku v jednotlivých kolech může být nyní prováděna tak, že se pro každé jednotlivé kolo určí koeficient, který představuje souvislost mezi změnou tlaku a vypočítaným přidavným zatáčivým momentem  $M_G$ .

Tyto koeficienty jsou funkcí parametrů, které definují vozidlo resp. brzdy, jakož i veličin, které se mění během jízdy. Jsou to zejména úhel řízení  $\delta$  a koeficient tření  $\mu$  dvojice vozovka/pneumatika (viz rovněž odstavec 3.1). Pro výše popsané řízení se nyní přidavně zavede závislost na podélném prokluzu příslušného kola. Zabránění snižování tlaku na jednotlivých kolech může být realizováno tak, že se pro koeficienty definují dolní hranice, přičemž vypočítaná velikost koeficientů je nahrazována minimální hodnotou, pokud velikost koeficientu poklesne pod tuto minimální hodnotu.

Na obr. 26 je znázorněn odpovídající algoritmus. Nejprve se vypočítá přidavný zatáčivý moment  $M_G$  (program 640). Z tohoto momentu se vypočítají příslušné změny brzdové síly resp. změny brzdového tlaku pro jednotlivá kola (část programu 641). Hodnoty vypočítaných brzdových tlaků jsou srovnávány s prahovými hodnotami  $p_{th}$ , které jsou mimo jiné určovány páry koeficientů tření vozovka/pneumatiky (kosočtverec 642). Prahové hodnoty  $p_{th}$  stanoví, je - li možné další zvyšování brzdového tlaku se současným zvýšením brzdové síly. Zůstanou - li nastavené tlaky pod těmito mezními hodnotami, je prováděno řízení způsobem, popsaným v odstavci 3.1. Leží - li vypočítané hodnoty tlaků nad těmito prahovými hodnotami, je prováděn výpočet tlaků podle výše popsaného schématu 644.

#### 4. Prioritní obvod

Z přídatného zatáčivého momentu  $M_G$  jsou prostřednictvím rozdělovací logiky vypočítávány hodnoty tlaků, nastavované v brzdách (odstavec 3).

Z těchto tlakových hodnot jsou v podřízeném systému pro regulaci tlaku vypočítávány řídicí signály pro přívodní a vypouštěcí ventily. V tomto podřízeném systému pro regulaci tlaku se uvádějí do souladu skutečné brzdové tlaky s vypočtenými hodnotami.

Mají - li se použít i řídicí signály ostatních regulátorů (ABS7, ASR8, EBV9) (odstavec 1), je nejprve nutné přepočítat i jejich řídicí signály pomocí hydraulického modelu brzd, uloženého v počítači, na tlakové hodnoty.

Požadavky regulátoru GMR 10, týkající se tlaků, se pak uvádějí do souvislosti s požadavky, týkajícími se tlaků, regulátoru ABS a dalších požadavek regulátorů. To je prováděno v prioritním obvodu, který rozhoduje, kterým požadavkům se má dát přednost, resp. do jaké míry se poskytnou průměrné tlaky obvodu 5 pro řízení brzdového tlaku. Obvod pro řízení tlaku 5 přepočítává opět tlaky na spinací časy ventilů.

Prioritnímu obvodu lze místo požadovaných tlaků rovněž přivádět změny požadovaného tlaku (viz odstavec 7).

V tomto případě vysílá prioritní obvod 3 změny tlaků  $\Delta p$  na svém výstupu podle pravidla, že má být přednostně splněn požadavek snížení tlaku na jednom z kol, a že požadavek, udržovat tlak v jedné brzdě na konstantní hodnotě, má přednost před požadavkem zvýšení tlaku. Tím se zpracovávají jednotlivé požadavky, kladené na prioritní obvod, podle pravidla, že se při

výskytu požadavku snížení tlaku ignorují požadavky udržování tlaku na konstantní hodnotě nebo zvýšení tlaku. Tak se neprovede zvýšení tlaku, existuje - li požadavek udržování tlaku na konstantní hodnotě.

#### 5. Prioritní obvod s přímým srovnáním spínacích časů ventilů

Alternativně může být k tomuto účelu použito i jiného postupu.

Rozdělovací logika nevypočítává z přídatného zatáčivého momentu  $M_G$  tlaky, nýbrž bezprostředně spínací časy ventilů, jako i ostatní regulátory. Spínací časy ventilů regulátoru GMR mohou být tedy srovnávány s požadovanými spínacími časy ventilů, příkladně protiblokovacího systému ABS. V prioritním obvodu nejsou pak - jako doposud - hodnoceny různé požadavky, týkající se tlaku, nýbrž různé spínací časy ventilů.

Pro dosažení spínacích časů ventilů vypočte rozdělovací logika nejprve potřebné změny tlaků pro každou brzdou.

Prostřednictvím následujícího nelineárního regulačního členu ze ze změn tlaků vypočítávají spínací časy pro uvádění jednotlivých brzd v činnost.

Tímto nelineárním regulačním členem může být například čítač. Tento čítač mění zadávané změny tlaku v počet taktů. K tomu je doba cyklu  $T_0$  rozdělena v cca 3 až 10 spínacích intervalů (taktů). Maximální počet taktů na jednu dobu cyklu je pevná veličina, která se určuje podle požadované jakosti regulace.

Vypočítaný počet taktů určuje, jak dlouho má být ventil udržován pod proudem

v průběhu jedné doby cyklu.

Jelikož jsou jedné brzdě obecně přiřazeny dva ventily, přičemž jeden ventil (přívodní ventil) řídí přívod tlakového média k brzdě a druhý ventil (vypouštěcí ventil) řídí jeho vypouštění z brzdy, je nutno generovat celkem osm signálů.

Tyto počty taktů jsou sdělovány prioritnímu obvodu, který na ostatních kanálech přijímá počty taktů dalších regulátorů.

Prioritní obvod rozhoduje, kterému regulátoru se má dát přednost, tedy, který počet taktů se použije pro skutečné buzení ventilů.

Reakcí vozidla na brzdové síly, vyvolané uvedením brzd v činnost, je změněná úhlová rychlost zatáčení. Ta je rozeznávána regulátorem GMR 10, který nyní opět stanoví nový přídavný zatáčivý moment.

Na žádném místě regulační soustavy nejsou tedy vypočítávány nebo nastavovány brzdové tlaky. Regulační algoritmy nepotřebují proto žádné informace o brzdě, zejména žádnou informaci o souvislosti mezi objemem, potřebným pro brzdy, a z něho vyplývajícími brzdovými tlaky.

Jedna možnost výpočtu taktovacích intervalů je vysvětlena v souvislosti s obr. 27.

Z přídavného zatáčivého momentu  $M_G$  se prostřednictvím rozdělovací logiky 700 vypočítávají brzdové tlaky, jichž má být dosaženo v jednotlivých brzdách. Jak je výpočet prováděn, je popsáno v odstavcích 3.1 a 3.2. Výsledkem

výpočtu v rozdělovací logice jsou pro čtyřkolové vozidlo čtyři hodnoty tlaků  $p_1$  až  $p_4$ . Tyto veličiny musí být přeměněny ve spínací časy pro ventily, které řídí přívod (zvýšení tlaku) resp. vypouštění tlakového média (snížení tlaku) do resp. z brzd. Spínací časy pro ventily se - jak již bylo popsáno - nevypočítávají z absolutních hodnot zadávaného tlaku, nýbrž ze změny v zadání tlaku. Proto je každá hodnota  $p_n$  ( $n = 1$  až  $4$ ) přivedena do posuvného registru 701. Na první místo 702 registru se запиše aktuální hodnota. Na druhé místo 703 registru se запиše předcházející hodnota z prvního místa 702 registru, takže je na něm zapsán požadavek, týkající se tlaku, z předcházejícího cyklu výpočtu. Tato hodnota je označována  $p_n^*$ .

V dalším kroku 705 je z prvního místa 702 registru přečten aktuální požadavek  $p_n$ , týkající se tlaku. Je - li tato hodnota 0 nebo menší než minimální hodnota, přejde program do smyčky 706, již má být zajištěno, aby se z brzdy odebralo takové množství tlakového média, aby její tlak klesl na nulu. K tomu účelu se přívodní ventil uzavře a vypouštěcí ventil se otevře alespoň po dobu trvání cyklu  $T_0$ .

Je - li aktuální požadovaná hodnota tlaku větší než tato minimální hodnota, vytvoří se rozdíl mezi oběma hodnotami 702 a 703 registru. To je prováděno v členu 707 pro tvorbu rozdílu. Vypočítaná změna tlaku  $\Delta p$  může být buď větší nebo menší než 0. Je - li větší než 0, musí být v dané brzdě zvýšen tlak. Je - li menší než 0, musí být tlak v dané brzdě snížen. Pro případ zvýšení tlaku probíhá program pravou rozhodovací cestu 710. S přihlédnutím k nastavovanému tlakovému rozdílu, jakož i k požadavku, týkajícímu se tlaku, nebo pokud se vyskytnou odpovídající signály, s přihlédnutím ke skutečnému tlaku v brzdě, se vypočítá pro přívodní ventil doba otevření  $\Delta t_{\text{ein}}$ . Doba

otevření  $\Delta t_{aus}$  vypouštěcího ventilu se nastaví na nulu. Naopak (rozhodovací cesta 711) se pro případ požadovaného snížení tlaku nastaví doba otevření  $\Delta t_{ein}$  přívodního ventilu na nulu, zatímco se doba otevření  $\Delta t_{aus}$  vypouštěcího ventilu vypočítá z požadovaného tlakového rozdílu a aktuálního tlaku v brzdě resp. požadovaného tlaku, který je zapsán na prvním místě registru 702.

Zpravidla existuje lineární souvislost mezi dobou otevření  $\Delta t$  a zamýšlenou změnou tlaku  $\Delta p$ .

Jak již bylo vysvětleno, nepočítá se se samotnými dobami otevření, nýbrž s počty taktů. To je blíže vysvětleno na diagramu na obr. 28. Výše popsané výpočty jsou prováděny v konstantních intervalech (dobách cyklu  $T_0$ ), přičemž jako výsledek výpočtu jsou určovány řídicí signály pro ventily brzd v následujícím cyklu. Doba trvání cyklu  $T_0$  činí cca 3 ms.

Podle toho, jak přesně má regulace probíhat, je každá doba cyklu  $T_0$  rozdělena na  $N$  časových úseků.

V diagramu podle obr. 28 se používá rozdělení na šest kroků. Spínací časy pro ventily nejsou pak už vyjadřovány jako časové veličiny, nýbrž jako počet taktů v rámci jednoho cyklu, v nichž má být ventil otevřen. Počtu  $n = 3$  odpovídá například, jak je patrné z obr. 28, doba otevření 1,5 ms.

Pokud by měla být požadovaná doba otevření větší než doba trvání cyklu, dosadí se za  $n$  vždy maximální hodnota  $N$  (ve znázorněném příkladě šest).

Tento výpočet se provádí pro každou brzdu, u čtyřkolového vozidla tedy

čtyřikrát. Výpočty mohou být prováděny paralelně nebo postupně. Výsledkem je osm hodnot, čtyři hodnoty pro přívodní ventily a čtyři hodnoty pro vypouštěcí ventily. Tyto hodnoty jsou přiváděny modifikovanému prioritnímu obvodu 720. Tomuto prioritnímu obvodu 720 je sdělován požadavek, týkající se spínacích časů, vyjádřený rovněž v počtu taktů, regulátoru ABS jakož i dalších regulátorů.

Při realizaci tohoto spínání ventilů dochází ke změně tlaku v brzdách. Tím se mění brzdové síly a tím i momenty, působící na vozidlo. Tak dochází ke změnám veličin, které definují dynamiku jízdy vozidla. Ty jsou přímo nebo nepřímo snímány snímači a opět přiváděny do výpočtu.

Z toho vyplývá opět změněný požadavek, týkající se momentu, který, jak již bylo popsáno, je přeměňován v nové řídicí signály pro ventily.

Výpočet potřebných tlakových rozdílů spočívá na požadavcích, týkajících se tlaku, z předcházejícího cyklu výpočtu. Ty však nemusily být skutečně splněny, takže se skutečné tlaky v brzdách liší od vypočítaných požadavků. Proto je nutné, srovnat v určitých situacích skutečný tlak v brzdě s kladenými požadavky. To může být nejjednodušeji provedeno tehdy, je - li požadavek, kladený na tlakovou hodnotu, roven nule, kdy rozdělovací logika 700 požaduje hodnotu, která odpovídá nulovému tlaku v brzdě. V takovém případě se nevytváří rozdíl vzhledem k předcházející hodnotě a neodvozují se z něho řídicí signály, nýbrž se v kroku 705 odbočí do smyčky 706 pro výpočet spínacích časů, která má zajistit, že se skutečně nastaví hodnota tlaku nula. Toho je dosahováno tím, že se spínací čas  $\Delta t_{aus}$  pro vypouštěcí ventil položí rovný alespoň době trvání cyklu  $T_0$ .

Může však též být nutné poskytnout odpovídající informaci prioritnímu obvodu 720, takže tento časový požadavek, který má vést k nulovému tlaku v brzdě, není překrýván zadáními od ostatních regulátorů. Kromě toho lze v této informaci stanovit, že má snížení tlaku probíhat po dobu několika cyklů, takže je zajištěno, že skutečně dochází ke snížení tlaku.

## 6. Rozeznání brzdového tlaku

Regulátor tlaku FSR, popsáný v odstavci 4, poskytuje hodnoty brzdového tlaku pro brzdy. Tato zadání hodnot musí být realizována. Jeden způsob spočívá v tom, že se měří tlaky v brzdách a srovnávají se zadanými hodnotami.

Regulátor tlaku, který pracuje podle obvyklých zákonů, reguluje tlak na předem stanovenou požadovanou hodnotu. Tento postup vyžaduje jeden snímač tlaku na jednu brzdu, tedy pro čtyřkolové vozidlo čtyři snímače tlaku.

Obecně budou již z důvodů nákladů činěny pokusy vyjít s co možná nejméně snímači. Kromě toho představuje každý snímač další potenciální zdroj poruch. Výpad snímače může vést k nutnosti vypnutí celé regulační soustavy.

Navrhuje se proto vyhodnocovací systém, který na základě údajů, které byly dodány již existujícími snímači, odvodí tlakovou veličinu, která odpovídá tlaku v brzdách. K tomu je navržen následující koncept.

Tlak v každé brzdě je, jak již bylo vysvětleno, regulován dvěma ventily. Přivodní ventil řídí přívod tlakového média, zatímco vypouštěcí ventil řídí jeho vypouštění.

Signály, které jsou generovány regulátorem tlaku, jsou proto řídicí časy, které indikují, jak dlouho má být ventil otevřen resp. zavřen. Doba trvání cyklu je rozdělena na pevný počet časových úseků (taktů). Řídicí časy mohou být tedy představovány počtem taktů, který udává, kolik časových úseků má být ventil otevřen resp. uzavřen.

Základní úvaha spočívá nyní v tom, přivádět tyto řídicí signály nejen brzdám, nýbrž i jako operandy modelu vozidla. Reálné vozidlo reaguje na vyvolané brzdové tlaky, přičemž vzniká určitá rychlost těžiště  $v$  jakož i počty otáček  $\omega_i$  jednotlivých kol. Rychlost vozidla není měřena přímo, nýbrž rovněž odvozována z počtů otáček  $\omega_i$  jednotlivých kol ve zvláštních krocích výpočtu. Proto je označována jako referenční rychlost  $v_{Ref}$ .

Odpovídající hodnoty lze simulovat i v modelu vozidla.

Ze srovnání skutečných hodnot pro  $\omega_i$ ,  $v_{Ref}$  s vypočítanými hodnotami resp. s hodnotami, odhadnutými na základě modelu vozidla, lze stanovit korekční veličinu pro tlak v jednotlivých brzdách, přičemž pomocí korekční hodnoty lze modifikovat tlak, vypočtený pomocí modelu hydrauliky, takže lze provádět lepší odhad brzdových tlaků.

Výše popsaná základní struktura je blíže vysvětlena v souvislosti s obr. 29.

Vztahovou značkou 800 je označeno řízení tlaku, které je na obr. 1 označeno vztahovou značkou 5. Řízení tlaku vypočítává z první hodnoty 801, která charakterizuje nastavovaný tlak, a z druhé hodnoty 802, která označuje tlak, panující v brzdě, nebo tlak odhadnutý nebo změřený, řídicí časy pro ventily

brzd. Řídící časy zde jsou znázorněny jako výstupní veličina 803. Vztahovou značkou 810 je označeno vozidlo. Tím má být znázorněno, že vozidlo reaguje na síly, které jsou vyvolány tlaky, nastavenými v brzdách. Přitom se též mění počty otáček  $\omega_i$  jednotlivých kol.

K vozidlu 810 mají patřit i sensory kol, které snímají počet otáček, takže hodnoty  $\omega_i$  jsou bezprostředně k dispozici.

K vozidlu 810 patří i jednotka pro vyhodnocování  $\omega_i$ , která zpravidla představuje dílčí část regulátoru ABS, která za určitých okrajových podmínek vypočítává z počtů otáček  $\omega_i$  jednotlivých kol tak zvanou referenční rychlost  $v_{Ref}$ , která má odpovídat skutečné rychlosti vozidla.

Z jednotlivých počtů otáček jakož i z referenční rychlosti lze vypočítat pro každé kolo prokluz  $\lambda_i$ . Hodnoty  $\omega_i$ ,  $v_{Ref}$  jsou k dispozici jako výstupní hodnoty 811. Prokluz  $\lambda_i$  je k dispozici jako hodnota 812.

Použitý model výpočtu je jako celek označen vztahovou značkou 820.

Obsahuje tři submodely, totiž

model hydrauliky 821

model vozidla 822

model pneumatik 823.

Model hydrauliky 821 popisuje ve dvou vzorcích přiblížení souvislost mezi brzdovým tlakem  $p$  a objemem  $V$ , obsaženým v brzdě, jakož i změnu  $\Delta V$  objemu, je - li přívodní resp. vypouštěcí ventil po určitou dobu otevřen.

F 6.1

$$p = a \cdot V + b \cdot V^2$$

F 6.2

$$\Delta V = \pm c \cdot t_{\text{ein/aus}} \cdot \sqrt{\Delta p}$$

Parametry a, b a c jsou veličiny, které popisují brzdový systém a které jsou jako hodnoty uloženy v odpovídající paměti. Písmeno p označuje aktuální tlak v brzdě. Písmeno V označuje aktuální objem, který je uzavřen v brzdě.

$\Delta p$  je buď měřeno na přívodním nebo na vypouštěcím ventilu, přičemž při měření na přívodním ventilu se měří rozdíl mezi zdrojem tlaku a hodnotou p, zatímco při měření na vypouštěcím ventilu je určován rozdíl mezi p a tlakem v nádržce, který má obecně hodnotu 1 bar a může být proto zanedbán.

Vychází - li se z toho, že byl tlak v brzdách na začátku regulace, jakož i uzavřený objem nastaven na 0, lze sledováním časů otevření ventilů rozeznat změnu objemu a tím i změnu tlaku v jednotlivých brzdách.

Je ovšem jasné, že udané vzorce mohou znázorňovat skutečné poměry jen velmi hrubě, takže je nutno provádět odpovídající korekturu. Vozidlo je v modelu 822 obecně popsáno chováním pevného tělesa, které stojí na čtyřech dotykových bodech (dotykové plochy kol) na rovině.

Těleso se může pohybovat rovnoběžně s rovinou, tedy ve směru os x a y, jakož i se otáčet okolo svého těžiště, přičemž osa otáčení je kolmá k rovině pohybu.

Síly, které působí na těleso, jsou brzdové síly v dotykových plochách kol a síly, vyvolané odporem vzduchu.

Zatížení kol  $F_{Z,V}$  a  $F_{Z,H}$  se vypočítají v důsledku těchto úvah podle následujících vzorců:

F 6.3a

$$F_{z,v} = \frac{m \cdot g \cdot l_h + h \cdot (-F_{x,v} - F_{x,h})}{l_v + l_h} = \frac{m \cdot g \cdot l_h - h \cdot m \cdot \dot{v}_{rel}}{l_v + l_h}$$

F 6.3b

$$F_{z,h} = \frac{m \cdot g \cdot l_v + h \cdot (-F_{x,v} - F_{x,h})}{l_v + l_h} = \frac{m \cdot g \cdot l_v - h \cdot m \cdot \dot{v}_{rel}}{l_v + l_h}$$

Takový model zpravidla stačí pro provedení požadované korektury tlaku. V případě nutnosti může být model přirozeně zlepšen. Pro další výpočet poskytuje model v podstatě zatížení  $F_x$  dotykových ploch v závislosti na zpomalení těžiště. Kolo se považuje za otočný kotouč, který má určitý moment setrvačnosti.

F 6.4

$$\dot{\omega} = \frac{R_{rad} \cdot F_x - M_{br}}{\Theta}$$

Zpomalovací momenty, které působí na kolo, jsou určovány lineárně z brzdového tlaku.

F 6.5

$$M_{Br} = C_{Br} * p$$

V modelu pneumatik se předpokládá, že využití silového styku  $f$ , totiž poměr brzdové síly k zatížení kola, se mění lineárně s prokluzem kola.

F 6.6

$$F_x \sim \lambda * F_z$$

Udané rovnice umožňují vypočítat počet otáček každého kola, jakož i referenční rychlost modelu vozidla.

Tyto hodnoty mohou být srovnávány se skutečnými hodnotami 811. To je prováděno v porovnávacím bloku 830. Z rozdílu mezi změřeným a odhadnutým počtem otáček každého kola lze s přihlédnutím ke korekčnímu faktoru  $k$  stanovit přídatný objem.

Tento přídatný objem tlakového média  $\Delta V$  se přičítá k vypočítanému požadovanému objemu a vzniká nový požadovaný objem, z něhož může být podle vzorce F 6.1 odvozen brzdový tlak, který relativně přesně odpovídá skutečnému brzdovému tlaku.

Přesnost odhadu závisí přirozeně na korekčním faktoru  $k$ , který musí být případně předem stanoven pokusně.

Tento faktor bude různý u různých vozidel a bude mimo jiné záviset na tom jak přesně zobrazuje model vozidla skutečné poměry.

V přídavném objemu může být též obsažen toleranční objem, jehož zavedením se má přihlížet k tomu, že průtočný objem ventilů není úměrný spínacím časům. Při otevírání a zavírání ventilu se rozšiřuje resp. zužuje průřez jeho otvoru jen pomalu, takže v těch časových intervalech, v nichž se plný průřez otvoru ještě zvětšuje resp. zmenšuje, protéká jen menší množství.

## 7. Náhrada snímače úhlové rychlosti zatáčení

Pro výše popsanou regulaci představuje úhlová rychlost zatáčení obzvláště markantní veličinu, jelikož slouží jako regulovaná veličina, jejíž odchylka  $\Delta\dot{\Psi}$  má být minimalizována.

S výhodou lze používat i jiných regulovaných veličin, jak je popsáno v následujícím textu. Pro zjednodušení se užívá v tomto odstavci následujících označení:

$$\begin{aligned}\dot{\Psi}_{\text{Mess}} &= g_1 && \text{jako změřená skutečná hodnota úhlové rychlosti zatáčení,} \\ \Psi_{\text{Mess}} &= \dot{g}_1 && \text{jako změřená skutečná hodnota úhlového zrychlení zatáčení} \\ \frac{d}{dt}\Psi_{\text{Mess}} &= \ddot{g}_1 && \text{jako změřená skutečná hodnota změny úhlového zrychlení} \\ &&& \text{zatáčení (ráz zatáčivého úhlu)}\end{aligned}$$

Odpovídající úvahy platí pro požadované hodnoty podle obr. 9, které jsou však opatřeny indexem "s".

Měřená úhlová rychlost zatáčení na obr. 12 je obvykle určována pomocí snímače 321 úhlové rychlosti zatáčení, který vysílá výstupní signál  $g_1$ . Takové známé snímače úhlové rychlosti zatáčení s přímým poskytováním informace o

úhlové rychlosti zatáčení jsou však velmi složitě konstruovány a proto velmi drahé. Odpovídající výrok platí i pro následně zapojený porovnávací obvod jakož regulátor, patřící k regulačnímu zapojení. Existují proto snahy odpomoci těmto nedostatkům a navrhnout jednodušší sensoriku a jednodušeji konstruovaný regulátor.

Obr. 13 znázorňuje ve formě skicy nový snímač 321, která sestává z prvního snímače 322 příčného zrychlení a druhého snímače 323 příčného zrychlení. Oba snímače 322, 323 zrychlení jsou upraveny v podélné ose vozidla nad přední resp. zadní nápravou. V principu mohou být snímače příčného zrychlení upraveny na libovolných místech mimo těžiště SP, přičemž je pak nutno provést odpovídající přepočty. Na obr. 15 je naznačen obdélníkový obrys 324 vozidla s jeho pneumatikami 325 a snímači. V důsledku tohoto uspořádání měří přední snímač 322 příčného zrychlení příčné zrychlení  $a_{qv}$  ve výšce přední nápravy a zadní snímač 323 příčného zrychlení příčné zrychlení  $a_{qh}$  ve výšce zadní nápravy.

Oba snímače příčného zrychlení jsou schopny poskytovat veličinu, závislou na úhlové rychlosti zatáčení. Z matematických odvození vyplývá, že lze z výsledků měření snímačů příčného zrychlení stanovit úhlové zrychlení zatáčení a příčné zrychlení  $a_{quer}$  těžiště SP následujícím způsobem:

F 7.1

$$\ddot{\Psi} = \frac{a_{qh} - a_{qv}}{l_h + l_v}$$

F 7.2

$$a_{quer} \approx - \dot{v}_{ref} * \beta - \frac{a_{qh} * l_v + a_{qv} * l_h}{l_h + l_v}$$

Jak je patrné z obr. 13, označují  $l_v$ ,  $l_h$  vzdálenosti snímačů 322, 323 příčného zrychlení od těžiště SP, zatímco  $v$  je rychlost vozidla a  $\beta$  úhel plování. Z hodnot příčného zrychlení a vzdáleností snímačů 322, 323 zrychlení lze určit úhlové zrychlení zatáčení  $\dot{g}_1$ . Proto se navrhuje používat úhlové zrychlení zatáčení  $\dot{g}_1$  místo úhlové rychlosti zatáčení, navrhované v předcházejících odstavcích. Rovněž je možné provést lineární vážení jednotlivých vstupních hodnot pro porovnávací obvod podobně jako u známé stavové regulace. Přitom mohou být úhlová rychlost zatáčení  $g$  a úhel plování  $\beta$  vypočítávány z úhlového rázu zatáčení  $\dot{g}$  a úhlové rychlosti plování  $\dot{\beta}$  prostřednictvím integrace s omezením pásma nebo normované dolní propusti prvního řádu za účelem získání veličin ze signálů snímače 321, jejichž rozměr odpovídá výstupním veličinám referenčního modelu 302 vozidla (odstavec 2.3.1).

Přitom platí pro integraci s omezením pásma

F 7.3

$$G(z^{-1}) = \frac{\lambda^2 * \frac{T_0}{2} * (1 - z^{-1}) * (1 + z^{-1})}{1 - \lambda * z^{-1}}$$

zatímco se při použití dolní propusti dospěje k následující závislosti

F 7.4

$$G(z^{-1}) = \frac{T_1 * (1-\lambda)}{1 - \lambda * z^{-1}}$$

Úhlová rychlost plování se získá po vyřešení vztahu

F 7.5

$$a_q = v * (\dot{\Psi} + \dot{\beta})$$

Ukazuje se tedy, že použitím dvou snímačů příčného zrychlení lze sice nahradit známý snímač úhlové rychlosti zatáčení. Pro přeměnu úhlového zrychlení zatáčení v úhlovou rychlost zatáčení je však přitom nutno provést výše popsaná opatření. Po vytvoření  $\Delta g$  und  $\Delta \dot{g}$  lze beze změn aplikovat regulační zákon podle obr. 16. Na obr. 14 je takto vypočítaný moment  $M_G$  v regulačním zákoně 16 přídavně přepočítáván ve změnu momentu  $M$  derivací podle času.

Po případě je však účelnější přejít k nelineární regulaci podle obr. 17, při níž je úhlové zrychlení zatáčení  $\dot{g}$  přiváděno porovnávacímu obvodu 303 jak jako skutečná, tak i požadovaná hodnota jako výsledek výpočtu v referenčním modelu 302 vozidla. K tomu účelu musí být v referenčním modelu vozidla tvořeny potřebné derivace.

Důsledkem tohoto opatření je, že místo rozdílu  $\Delta g$  úhlových rychlostí zatáčení se na výstupu porovnávacího obvodu 303 objeví odchylka úhlového zrychlení zatáčení  $\Delta \dot{g}$ , která je přiváděna jako vstupní veličina regulačnímu zákonu 16.

Dále je za účelem přesnějšího určení změny momentu možné, jak je znázorněno na obr. 15, přivádět regulačnímu zákonu 16 zatáčivého momentu přídatně úhlovou rychlost  $\dot{\beta}$  plování.

Jak již bylo uvedeno v popise obr. 14, je možno upustit od přídatného zatáčivého momentu  $M_G$  jako výstupní veličiny regulačního zákona 16 a použít místo něho jako výstupní signál změnu momentu  $\dot{M}$ . V modifikované rozdělovací logice je změna momentu  $\dot{M}$ , tedy derivace přídatného zatáčivého momentu  $M_G$ , měněna v jednotlivé změny tlaku. To znamená, že jsou tlakové změny přiřazovány jednotlivých brzdám tak, aby byl celkově vyvolán žádoucí přídatný zatáčivý moment  $M_G$ . Podrobnosti k tomuto problému jsou uvedeny v následujícím textu ve spojení s obr. 16.

Je nutno brát v úvahu, že je možné, že současně existuje v brzdách určité rozdělení tlaku v důsledku uvedení brzd v činnost řidičem. V tomto případě je příznivější určit integrací změny  $\dot{M}$  moment  $M_G$ , z něhož pak lze přímo stanovit tlakové rozdíly, které je nutno vyvolat v důsledku tlaku, již panujícího v každé jednotlivé brzdě. Výhodné, výše vysvětlené rozšíření v důsledku použití derivací veličin, používaných v odstavcích 1 až 3, může být také kombinováno s rozdělovací logikou podle odstavce 3. Tím jsou k dispozici dva regulační principy, z nichž jeden poskytuje jako zadávanou veličinu přídatný zatáčivý moment  $M_G$  a druhý změnu přídatného zatáčivého momentu  $\dot{M}$ . Přitom může existovat možnost přepínání mezi oběma principy. Přepnutí na vždy druhý princip musí nastat zejména tehdy, nelze-li druhý výpočet přídatných regulovaných veličin (úhel plování atd.) podle prvního principu provést s dostatečnou přesností (viz např. odstavec 2.2.2). Je nutno ještě dodat, že regulačnímu zákonu 16 podle obr. 15 lze přídatně k  $\Delta\dot{g}$  přivést ještě  $\Delta\dot{g}$  jako

korekční veličinu.

V regulačním zákoně 16 podle obr. 15 jsou kromě přizpůsobovacích zesilovačů  $k_1$ ,  $k_2$ ,  $k_3$  znázorněny dva spínače  $S_2$ ,  $S_3$  prahových hodnot, které zlepšují jakost regulace v rámci zákona regulace 16 a mají optimálně přizpůsobovat vliv zavedených veličin ideální jakosti regulace v závislosti na rychlosti. Porovnatelnou úlohu mají zesilovače  $k_1$  až  $k_3$ . Jednotlivé hodnoty jsou pak sčítány ve sčítacím členu a vysílány jako výstupní signál regulátoru GMR 10. Obecná vysvětlení k zákonu regulace, které platí obecně i zde, lze nalézt v odstavci 2.4.

V souvislosti s obr. 1 bylo ukázáno, jak jsou v prioritním zapojení 3 slučovány zadávané hodnoty tlaku na výstupu regulátorů 7, 8, 9 se zadanou hodnotou tlaku rozdělovací logiky 2. Používání zadávaných hodnot tlaku předpokládá odpovídající předcházející přeměnu v zařízeních, která generují tyto zadávané hodnoty. Opatřeními, která jsou popsána v následujícím textu, lze zjednodušit náklady, potřebné pro výměnu informací mezi programovými moduly regulační soustavy.

Na obr. 16 je znovu, silně zjednodušeně znázorněna regulační soustava pro regulaci stability jízdy podle obr. 9, 14, přičemž jsou zachována označení, zavedená v těchto vyobrazeních.

Regulátor 10 GMR podle obr. 1 je zde modifikován do té míry, že se na jeho výstupu objevuje změna  $\dot{M}$  přídavného zatačivého momentu  $M_G$ , která je spolu s rozdělením tlaků na jednotlivé brzdy, požadovaným řidičem (přání brzdit), přiváděna rozdělovací logice 2. K výpočtu  $\dot{M}$  budiž odkázáno na obr. 12.

Rozdělovací logika 2 obsahuje logický blok 340 a zapojení 341 pro zpracování tlakových gradientů. Důležitým úkolem logického bloku 340 je starat se o to, aby i přes zásah regulace stability jízdy nebylo vozidlo celkově brzděno silněji, než řidič vyžaduje zadáním svého tlakového signálu na vstupu rozdělovací logiky 2. Tím má být zabráněno tomu, aby nebyly zásahem regulace stability jízdy přidavně vyvolávány nestabilní stavy. Panuje - li tedy v důsledku přání brzdit určitý tlak v brzdě jednoho kola a na druhé straně požaduje regulátor FSR na jednom nebo dvou kolech zvýšení tlaku a na protilehlých kolech snížení tlaku za účelem dosažení přidavného zatáčivého momentu, mohou z hlediska jednotlivých kol vznikat vzájemně protichůdné požadavky, totiž zvýšení tlaku při jeho současném snížení. Z hlediska ostatních kol může pak existovat požadavek zvýšit tlak nejen v důsledku přání řidiče brzdit, nýbrž i současně v důsledku regulace stability. Logický blok nyní zajišťuje, že se nejprve sníží brzdový tlak v odpovídajících kolech, zatímco následně může dojít ke zvýšení tlaku přes přání řidiče až do určité mezní hodnoty. Tím je zajištěno, že průměrná brzdová síla všech kol není s přihlédnutím k otáčivému momentu, vyvolanému regulací FSR, větší než síla, kterou si přeje řidič.

Jak již bylo vysvětleno v odstavci 3.2, lze záměrné zvýšení podélného prokluzu  $\lambda$  na jednom kole použito ke snížení bočních sil, zatímco brzdová síla v podélném směru zůstává zachována. Tímto způsobem lze tedy vyvolat zatáčivý moment, aniž by se snížilo zpomalení vozidla.

V zapojení 341 pro zpracování tlakových gradientů rozdělovací logiky 2 jsou vypočítávány změny tlaků  $\Delta p_{xx}$  na jednotlivých kolech  $xx$  v důsledku předem stanovených konstant  $d_{xx}$  a změny momentu  $\dot{M}$ , přičemž do výpočtu vstupuje též ještě rozdíl mezi brzdovým tlakem  $P_{fahrer}$ , požadovaným řidičem, a

skutečně změřeným brzdovým tlakem  $P_{xxist}$ . Platí tedy vztah

F 7.6

$$\Delta p_{xx} = \pm \frac{d_{xx} * \dot{M}}{\Sigma d_{xx}^2} + g_1 * (p_{Fahrer} - p_{xxist})$$

přičemž dále platí

$$xx \in \{vr, vl, hr, hl\}$$

a  $g_1$  = činitel úměrnosti.

Skutečný brzdový tlak  $p_{xxist}$  je buď měřen snímačem tlaku na příslušném kole nebo vypočítáván pomocí modelu brzd, který sleduje změny tlaku, předepsané pro dané kolo a je tedy zobrazením tlaku, který právě panuje na kole (odstavec 6).

Vypočítané požadavky, týkající se tlaku, jsou přiváděny prioritnímu zapojení 3 a v něm vyhodnocovány (viz výše odstavec 4).

Ve výše uvedeném popisu se předpokládá, že jsou v prioritním zapojení bezprostředně zpracovávány tlakové gradienty. To však není nutné. Je též možné zpracovávat v prioritním zapojení 3 spínací časy  $\Delta t$  ventilů (odstavec 5). V tomto případě musí být ovšem mezi rozdělovací logikou 2 a prioritním zapojením 3 zařazeno zapojení 343 pro zpracování spínacích časů ventilů, přičemž další regulátory 7, 8, 9 pak generují rovněž spínací časy ventilů  $\Delta t$ .

Prioritní zapojení 3 pak zpracovává zadávané spínací časy ventilů  $\Delta t$  podle odpovídajícího schématu, které již bylo popsáno v odstavci 4 pro brzdové tlaky. Výstupními veličinami prioritního zapojení jsou spínací časy ventilů. Přeměna požadovaných změn tlaků  $\Delta p_{xx}$  jednotlivých kol xx ve spínací časy ventilů  $\Delta t$  nastává podle rovnice

F 7.7

$$S_{xx} = Kr_{xx} \cdot \Delta p_{xx}$$

Přitom je  $Kr_{xx}$  zesílení, které závisí na skutečném tlaku jednotlivých kol a které se při zvyšování tlaku vypočítává podle následujícího vzorce

F 7.8

$$Kr_{xx}(p_{xxist}) = \frac{1}{Dv_{auf} \cdot T_0 \cdot \sqrt{a^2 + 4 \cdot b \cdot p_{xxist}} \cdot \sqrt{160 - p_{xxist}}}$$

zatímco pro snižování tlaku platí

F 7.9

$$Kr_{xx}(p_{xxist}) = \frac{1}{Dv_{ab} \cdot T_0 \cdot \sqrt{a^2 + 4 \cdot b \cdot p_{xxist}} \cdot \sqrt{p_{xxist}}}$$

Přitom je xx opět index, který označuje polohu jednotlivých kol.

## Patentové nároky

1. čtyřkolového motorového vozidla během jízdy do zatáčky, s ústrojím (13) pro rozeznávání aktuálního koeficientu tření ( $\mu$ ) vyznačené tím, že se rozeznávání koeficientu tření provádí jen při jízdě vozidla do zatáčky.
2. podle nároku 1 vyznačené tím, že je prováděno interní určení (67) koeficientu tření podle vzorce

$$\hat{m}\mu_{int} = \frac{\sqrt{a_{quer}^2 + a_{long}^2}}{g}$$

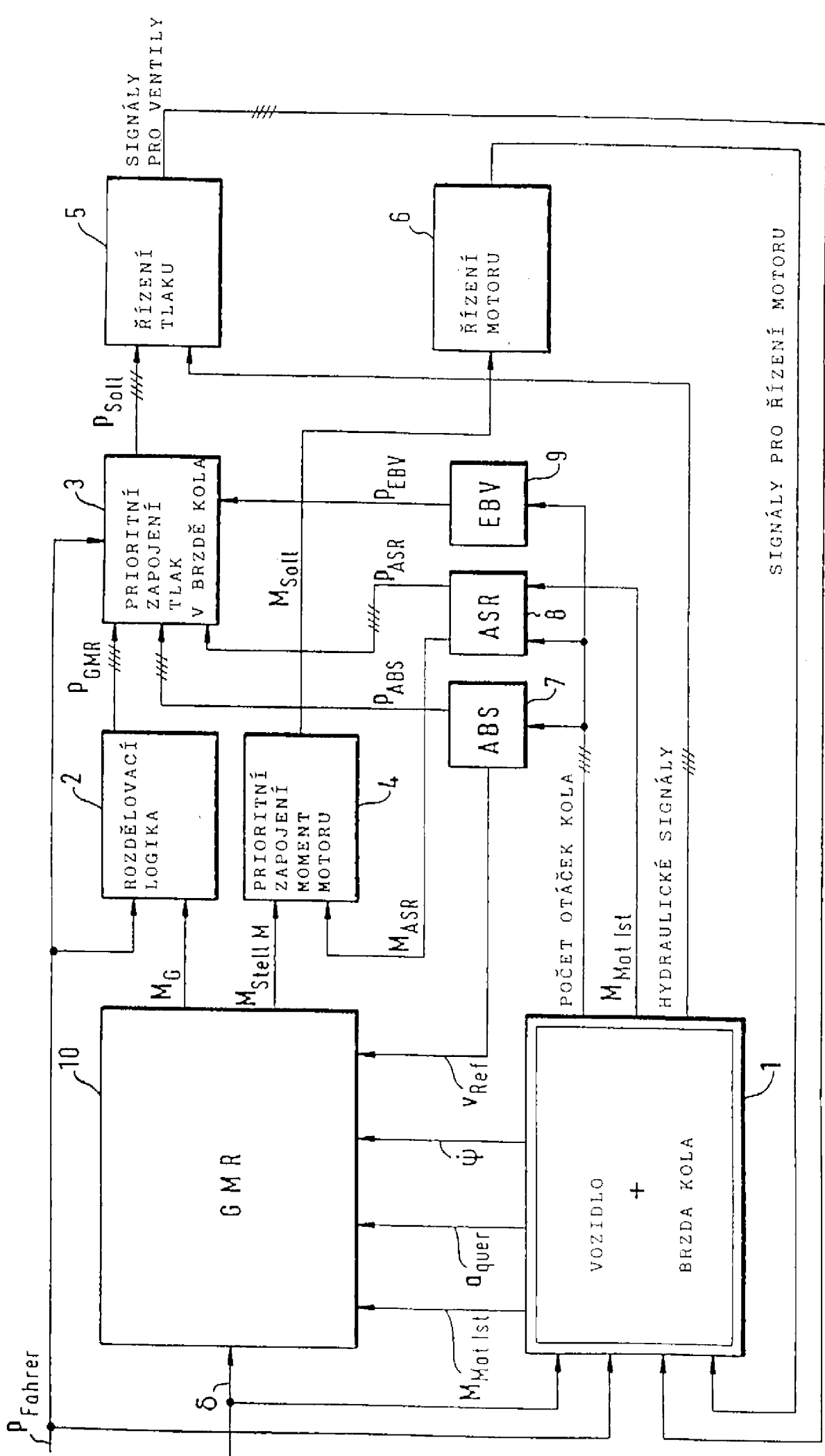
kde  $\mu_{int}$  je interní koeficient tření,  
 $a_{quer}$  je změřené příčné zrychlení,  
 $a_{long}$  je změřené nebo vypočítané podélné zrychlení vozidla,  
 $g$  je gravitační konstanta.

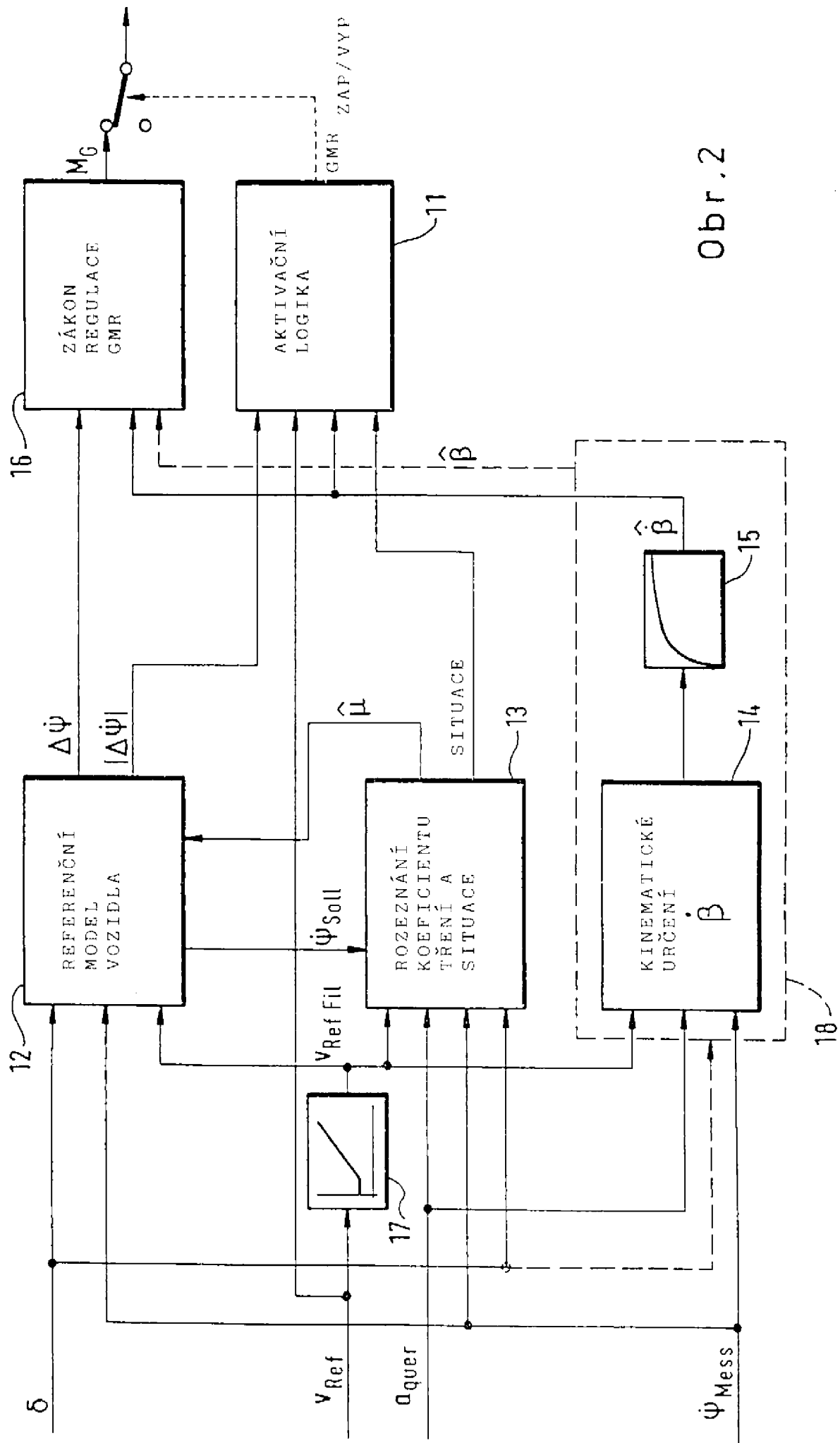
3. podle nároku 2 vyznačené tím, že internímu koeficientu tření ( $\mu_{int}$ ) je za předpokladu, že nedochází k dokonalému využití silového styku mezi koly a vozovkou, přiřazován vyšší odhadnutý koeficient tření ( $\mu$ ), který je používán při regulaci zatáčivého momentu.
4. podle jednoho z předcházejících nároků vyznačené tím, že zařízení pro regulaci zatáčivého momentu pracuje s koeficientem tření  $\mu \geq 1$  jako parametrem tak dlouho, dokud při použití tohoto parametru nenastane nutnost regulačního zásahu, že se teprve poté provede

rozeznání koeficientu tření a že jeho výsledek jako parametr nahradí hodnotu 1 za účelem kontroly požadavků provést regulační zásah.

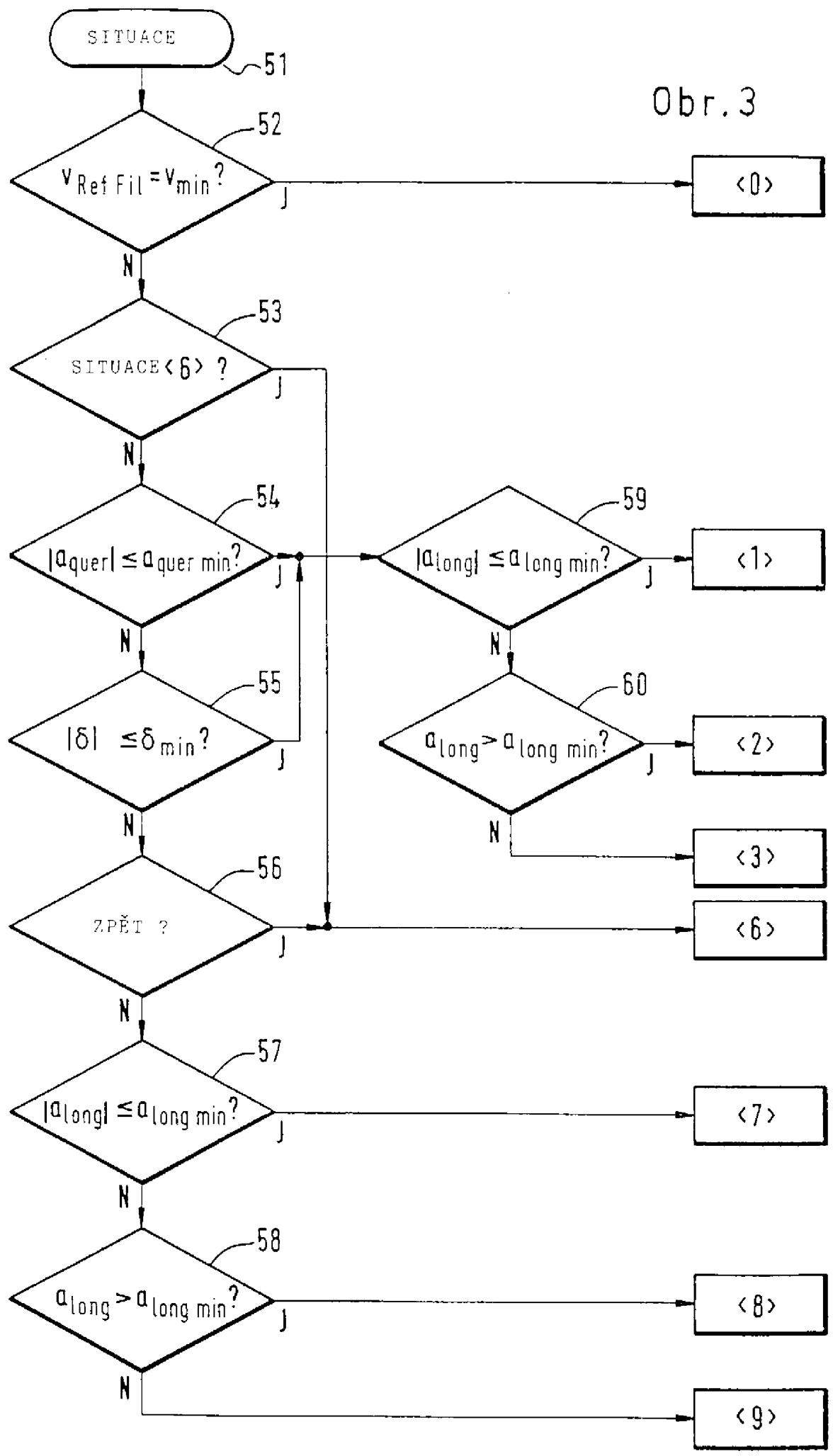
5. podle nároku 4 vyznačené tím, že v případě, že s výsledkem rozeznání koeficientu tření ( $\mu$ ) nenastává nutnost regulačního zásahu, je tento výsledek několikrát aktualizován, přičemž není prováděno žádné další rozeznávání koeficientu tření, pokud při použití aktualizovaných výsledků po určitém počtu kontrol stále ještě nenastává nutnost regulačního zásahu.

Obr. 1





Obr. 2



Obr. 3

SITUACE

$V_{Ref Fil} = v_{min}?$

<0>

SITUACE <6>?

$|a_{quer}| \leq a_{quer min}?$

$|a_{long}| \leq a_{long min}?$

<1>

$|\delta| \leq \delta_{min}?$

$a_{long} > a_{long min}?$

<2>

ZPĚT?

<6>

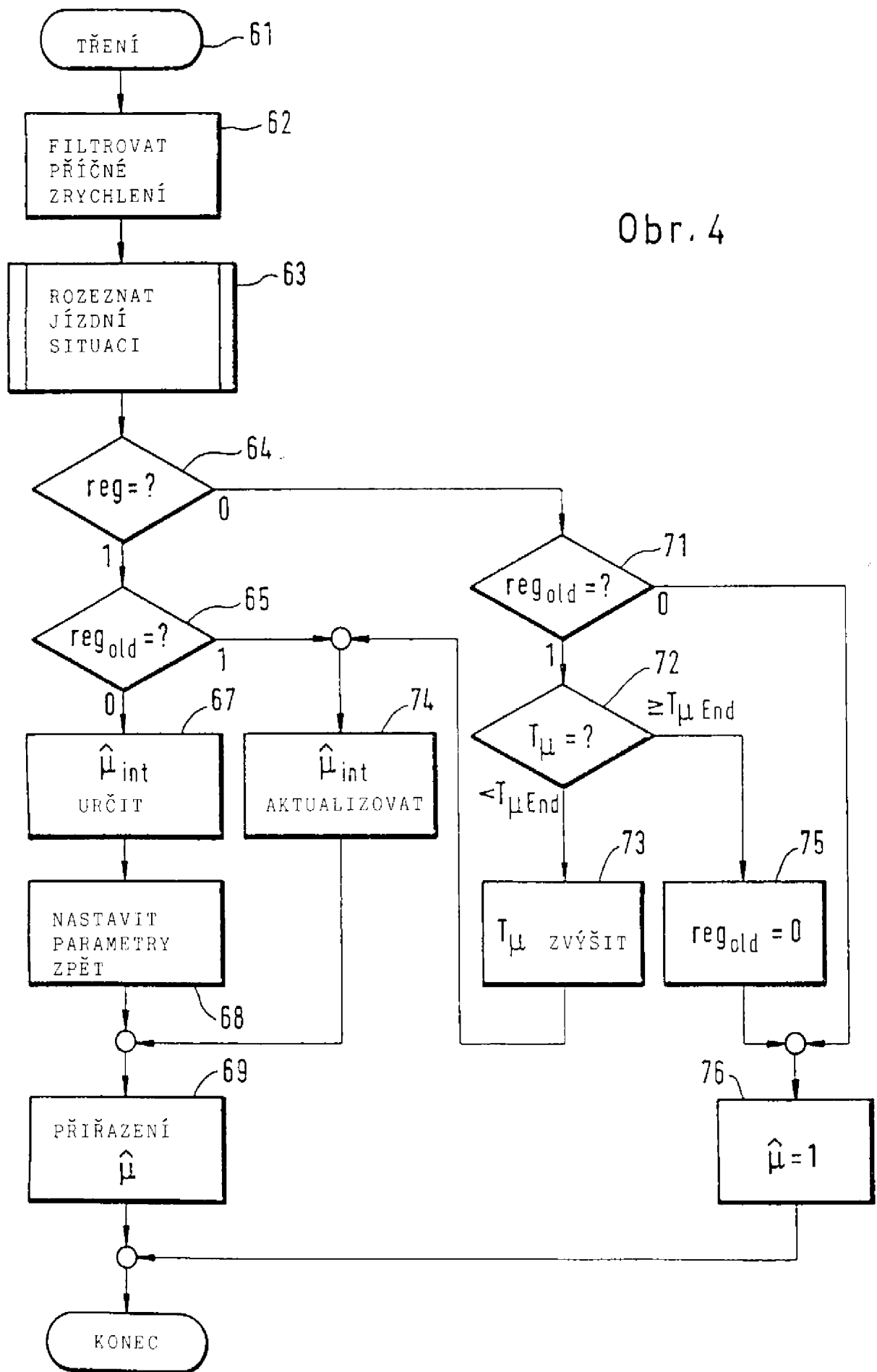
$|a_{long}| \leq a_{long min}?$

<7>

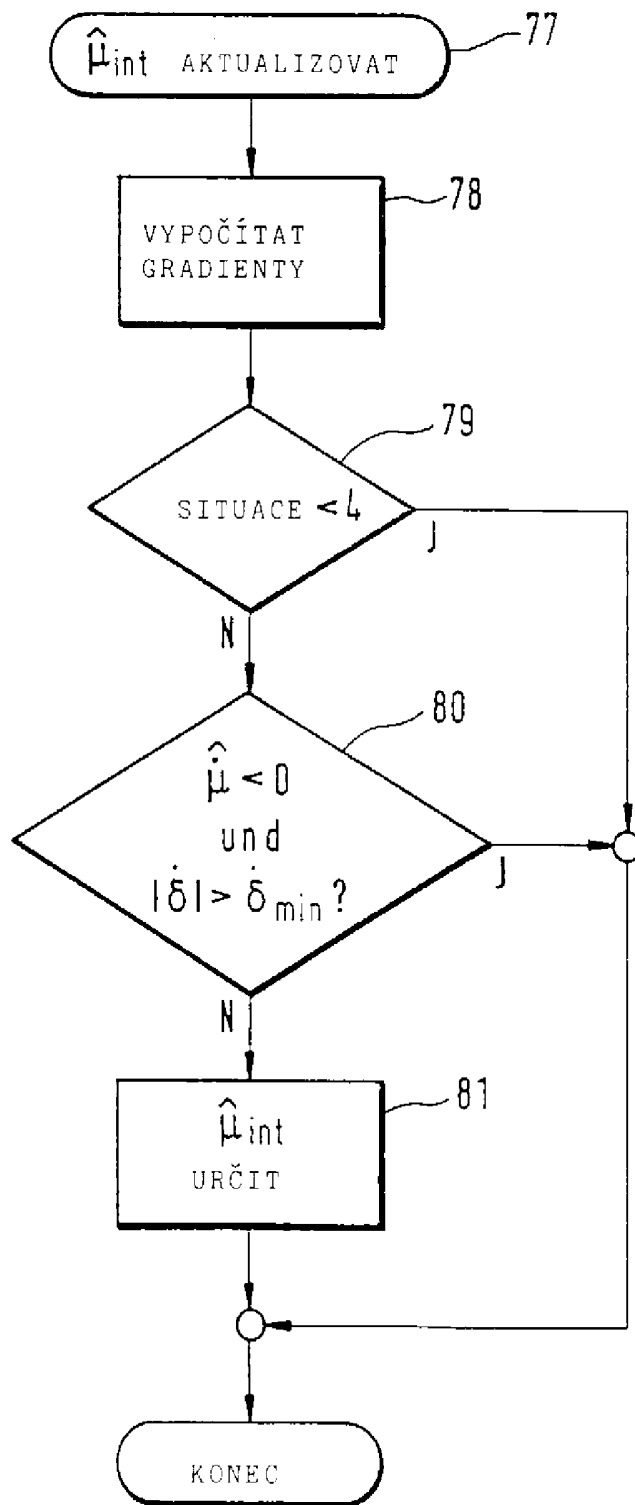
$a_{long} > a_{long min}?$

<8>

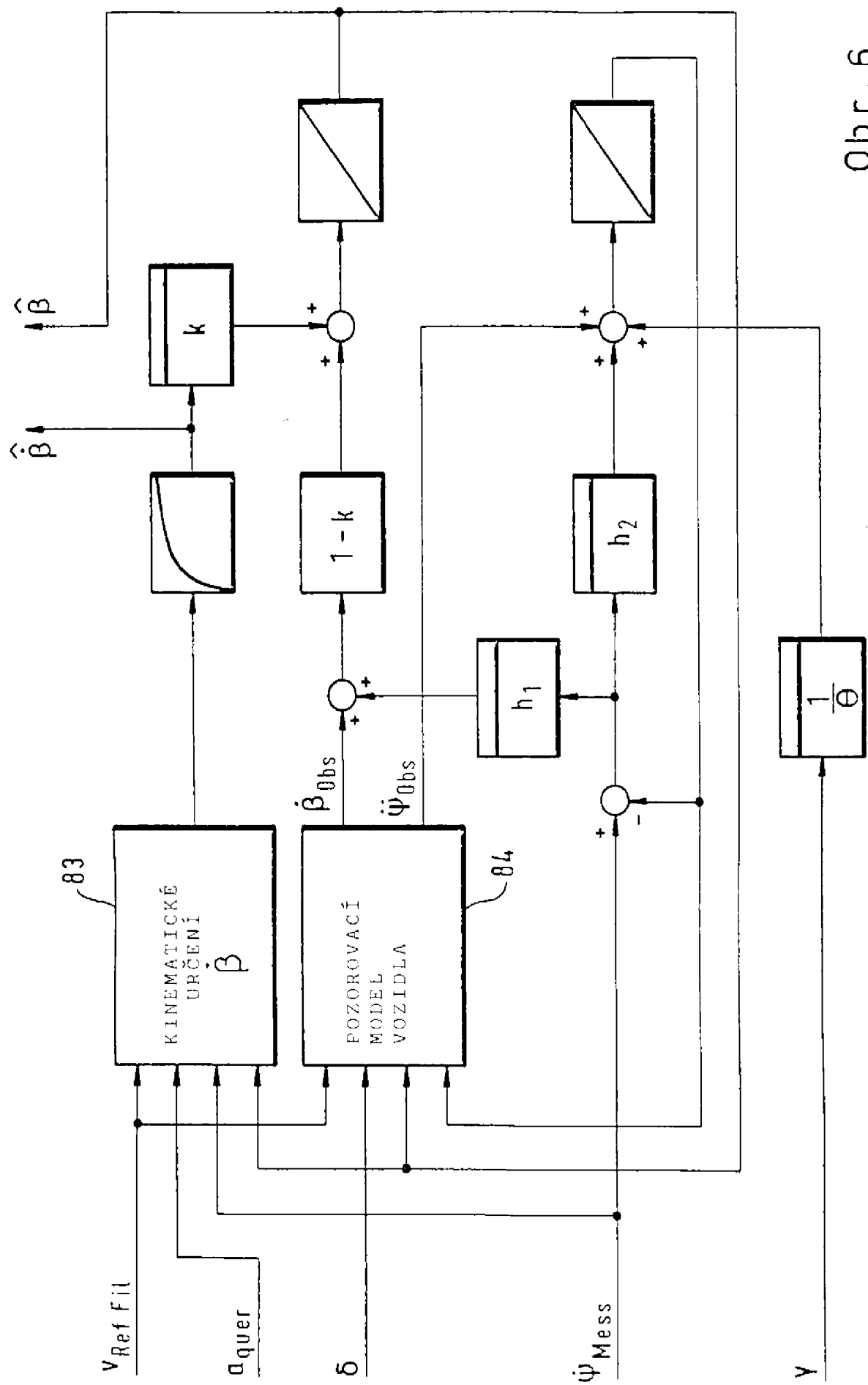
<9>



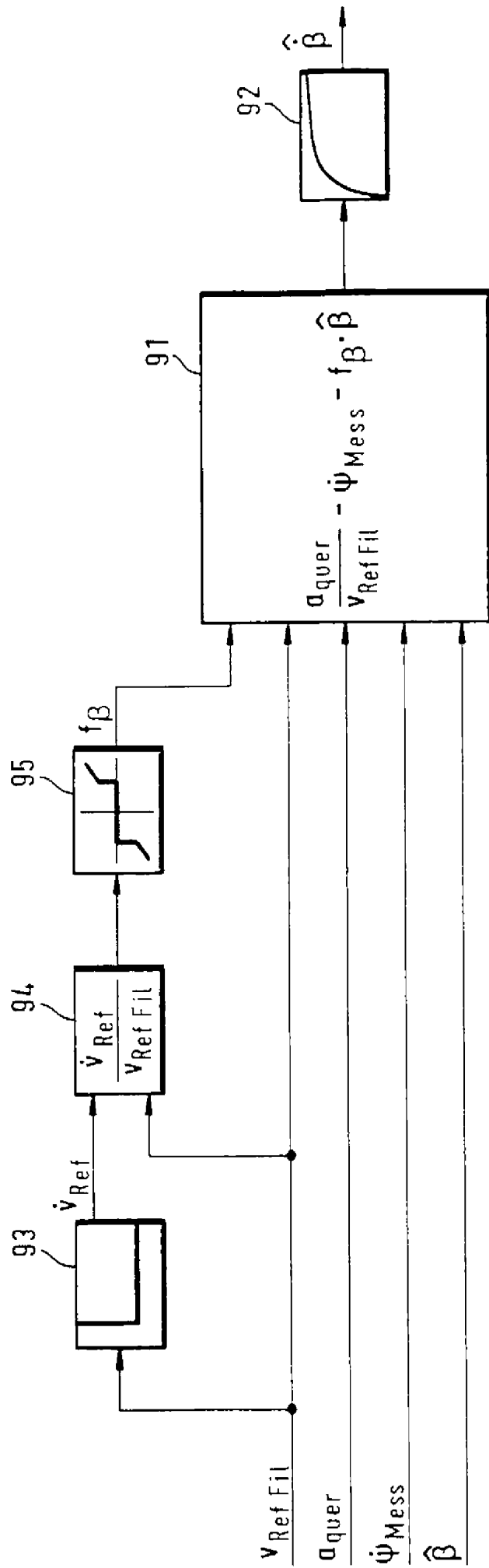
Obr. 4



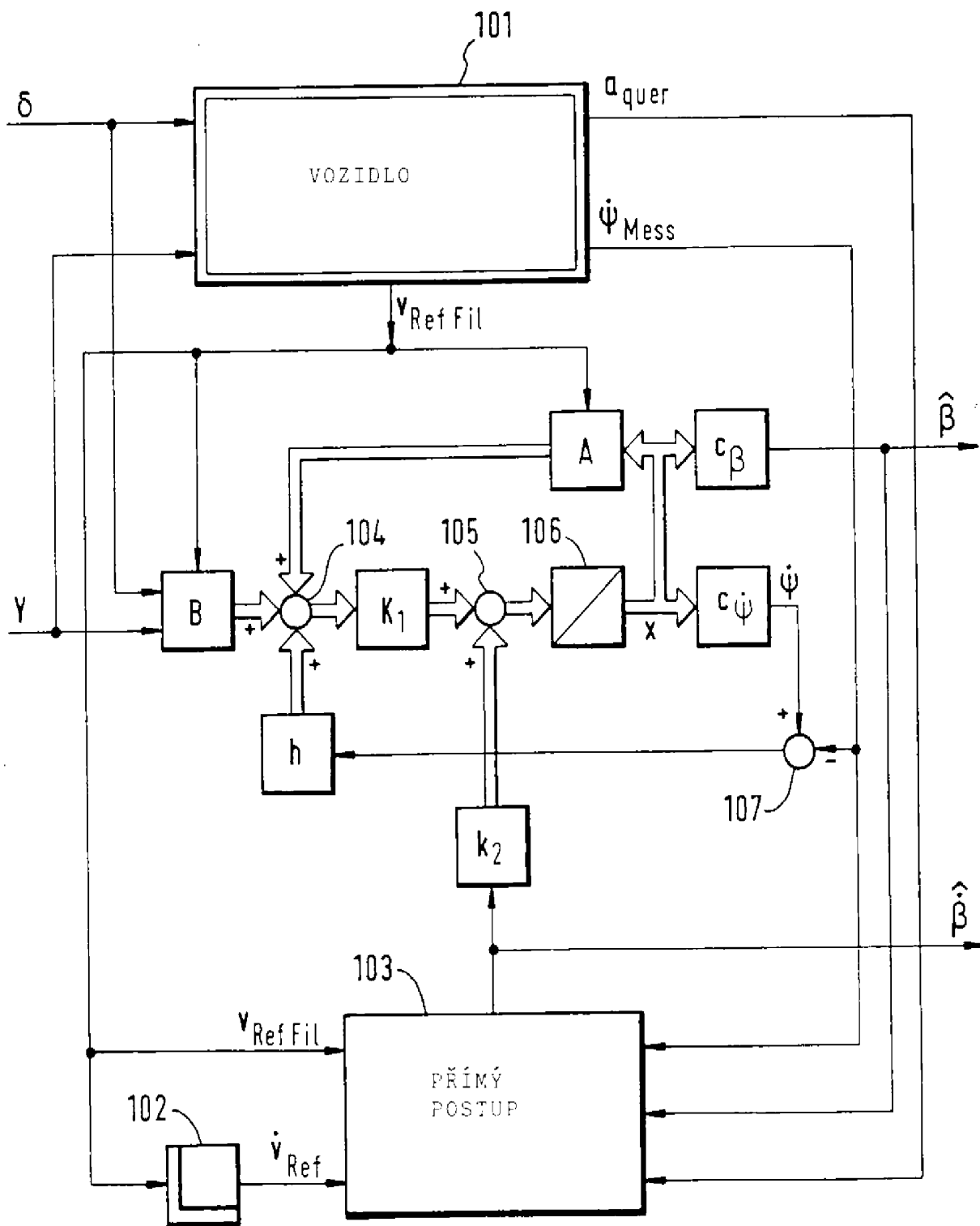
Obr. 5



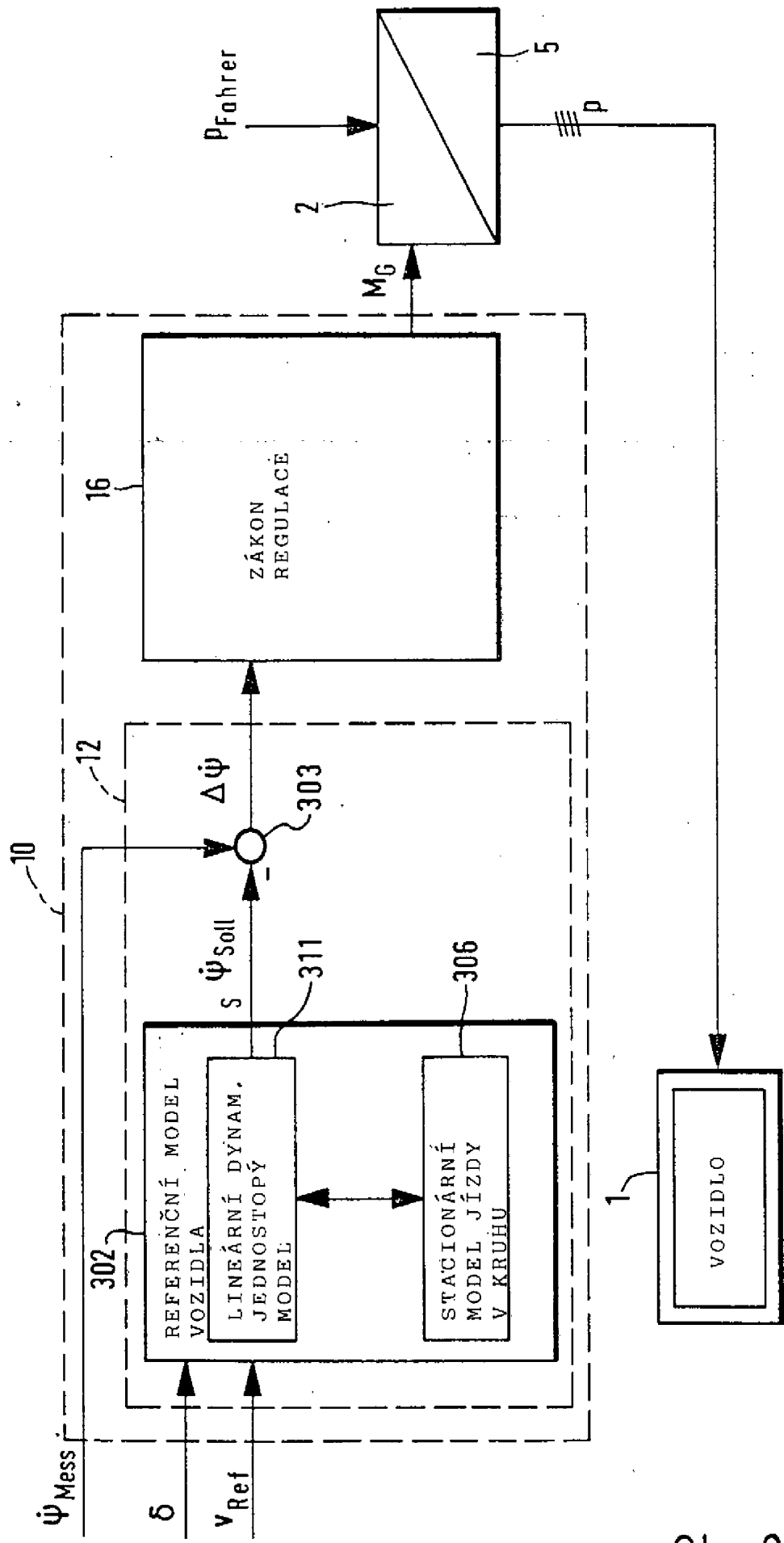
Obr. 6



Obr. 7

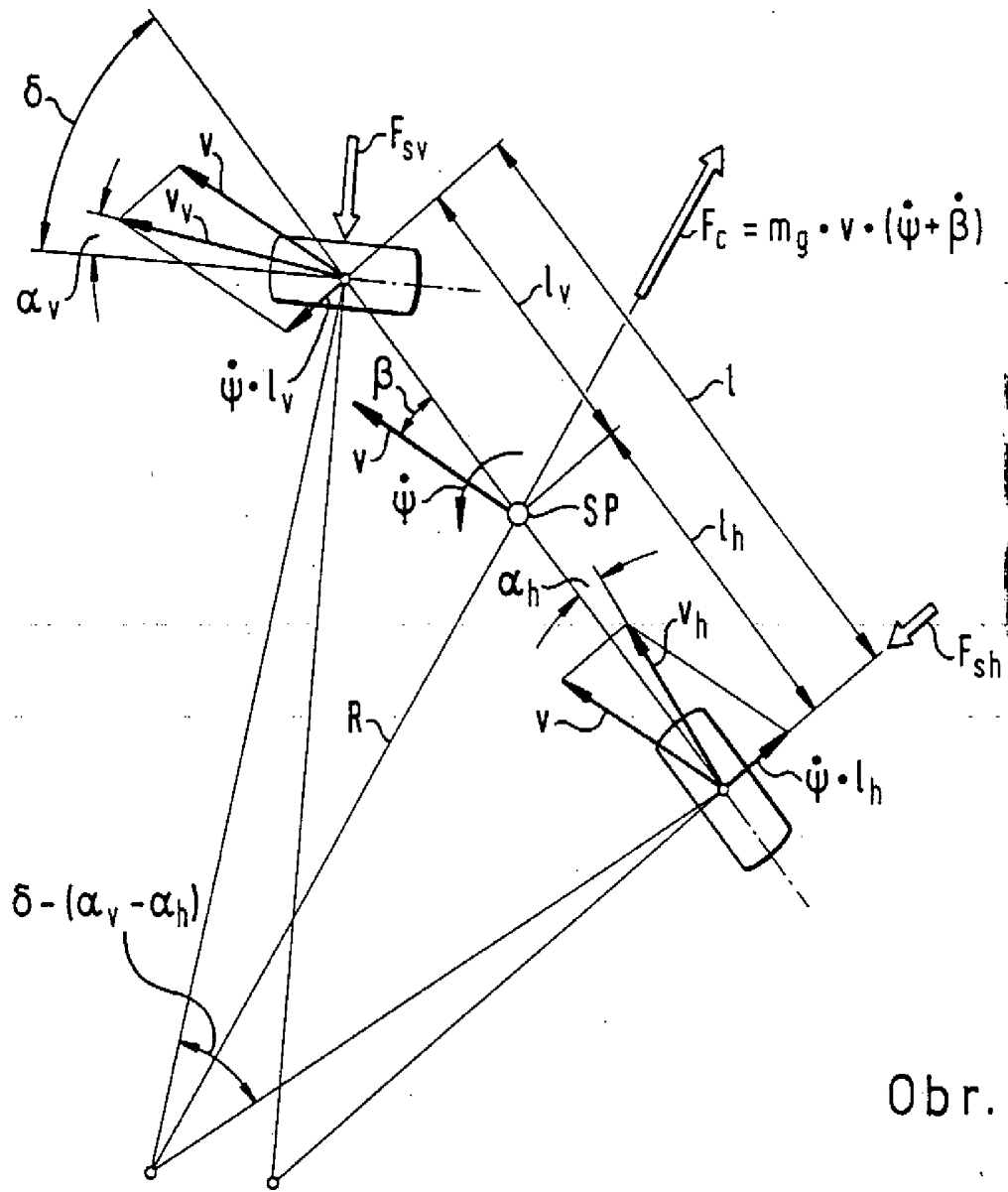


Obr. 8



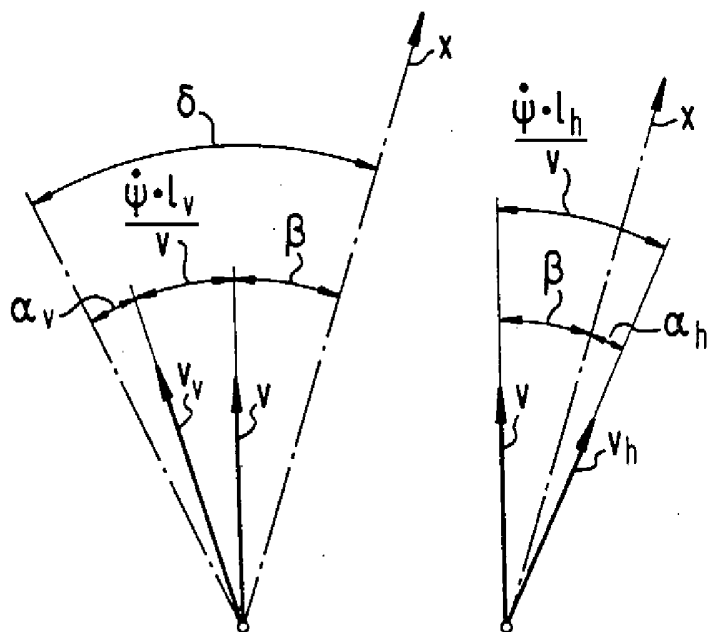
Obr.9

PRÍL.  
 VLASTNICTV  
 PRŮMYSLŮVÉHO  
 ÚRAD  
 0 2 VII 97  
 DOŠLO  
 0 4 9 5 1 9  
 R. J.

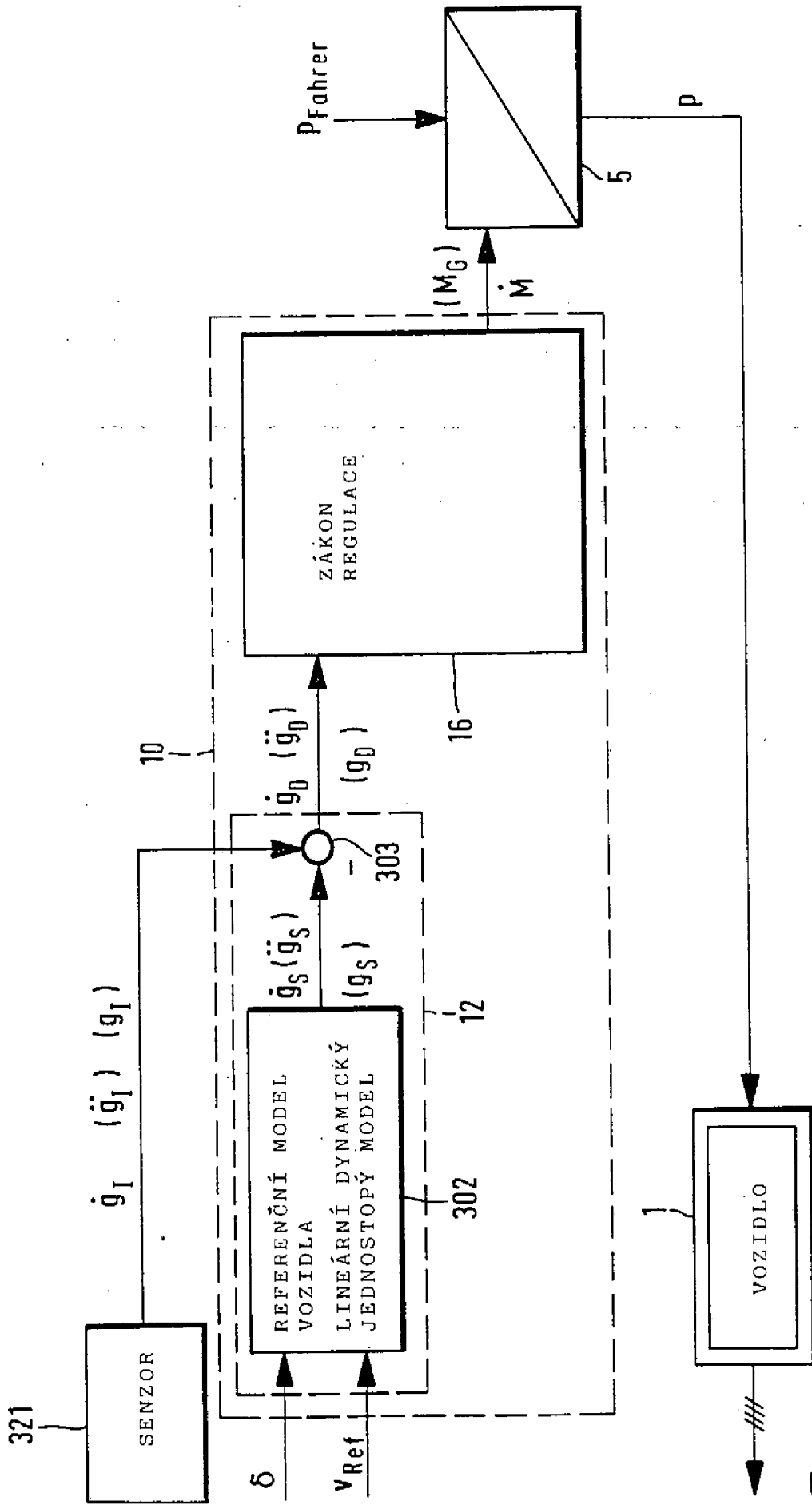


PRIL.
VLASTNICTVI PRŮMYŠLOVÉHO
ÚŘAD
02.VII.97
00510
049519
Č. J.

Obr. 10



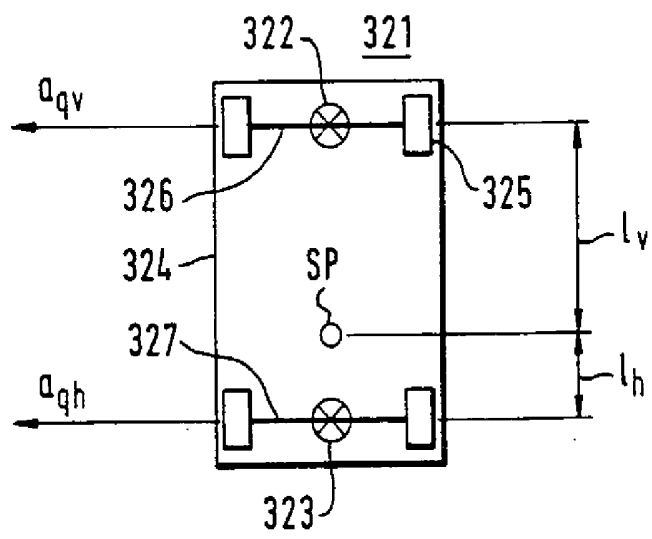
Obr. 11



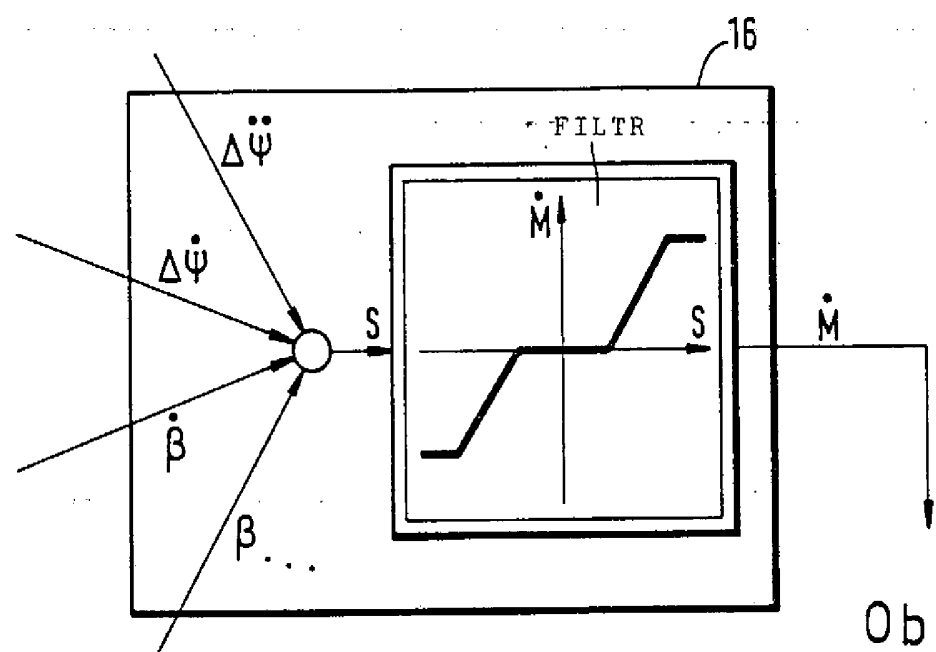
Pril.  
 PRŮMYSLOVÉHO  
 ÚRAD  
 02. VII. 97  
 DOŠLO  
 049519  
 2.1.

Obr.12

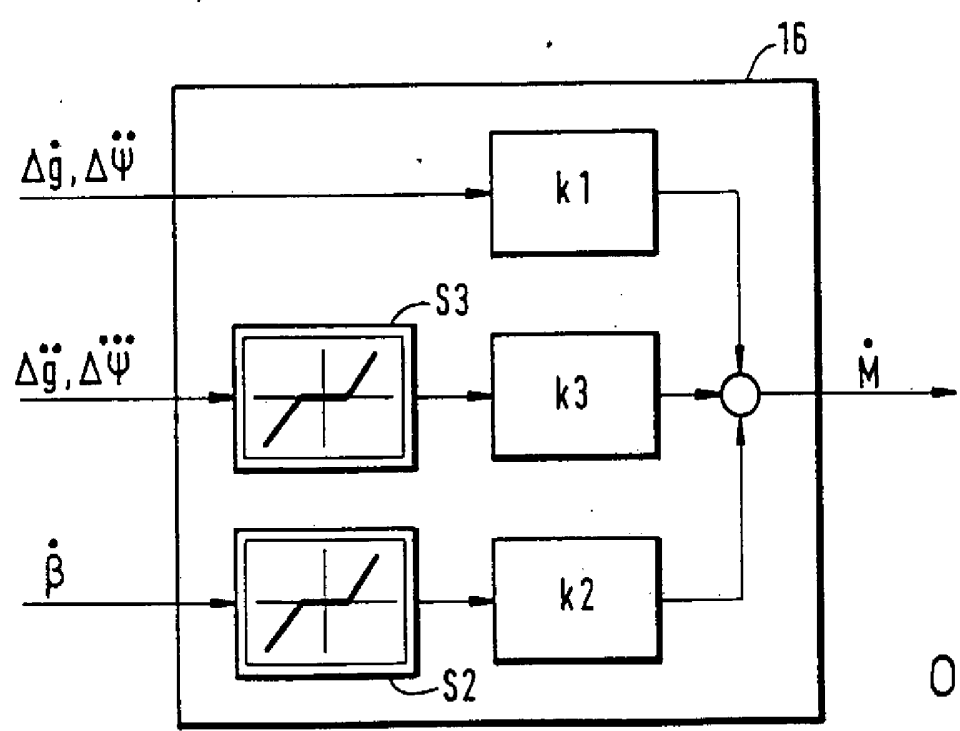
ÚRAD  
 PRŮMYŠLOVÉHO  
 VLASTNICTVÍ  
 0 2 VII 9 7  
 00510  
 0 4 9 5 1 9  
 z.j.



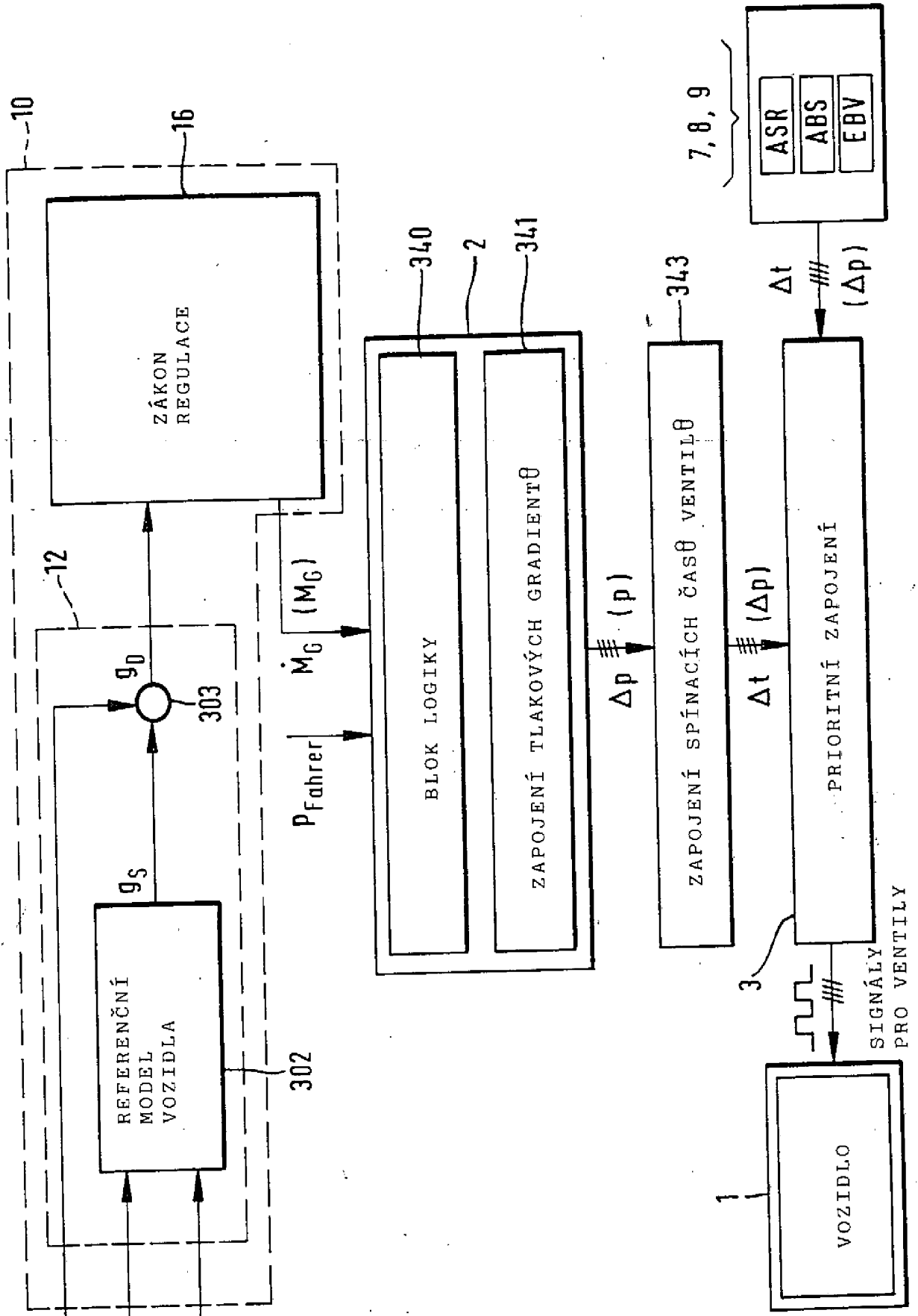
Obr. 13



Obr. 14



Obr. 15



Obr. 16

16

6

$V_{\text{Ref}}$

PRŮL.  
 PRŮMYSLOVÉHO  
 VLASTNICTVÍ

02.VII.97

DOŠLO

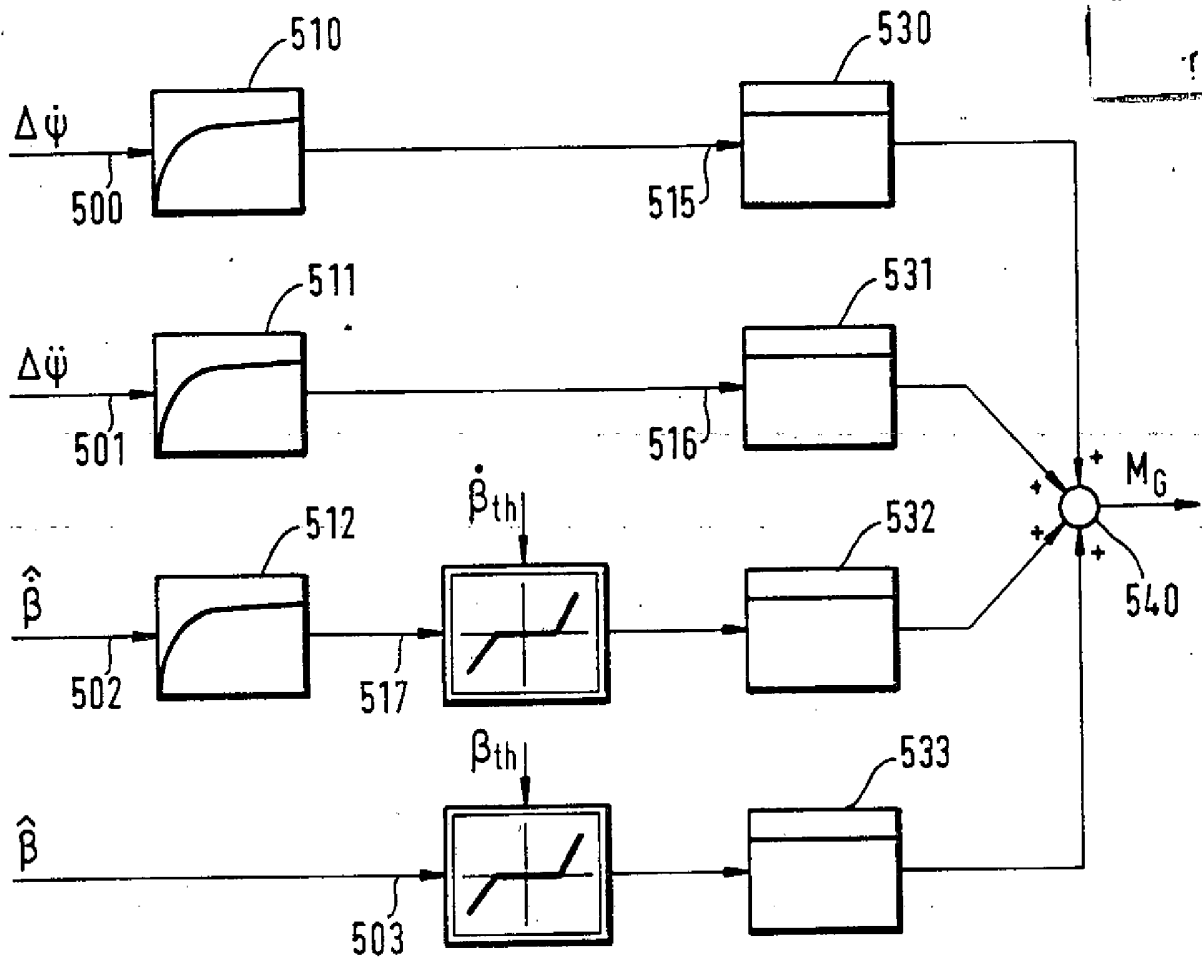
649519

č.j.

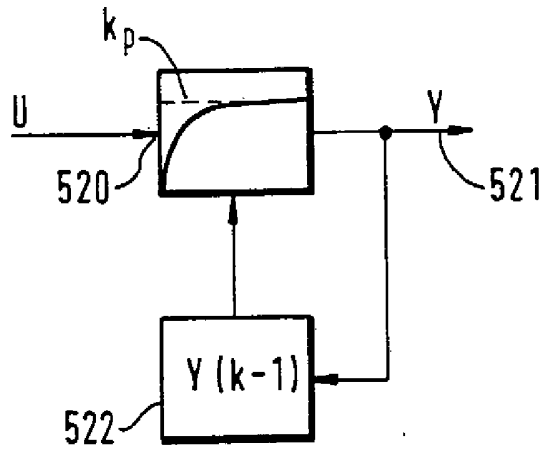
URAD

PRŮMYSLOVÉHO

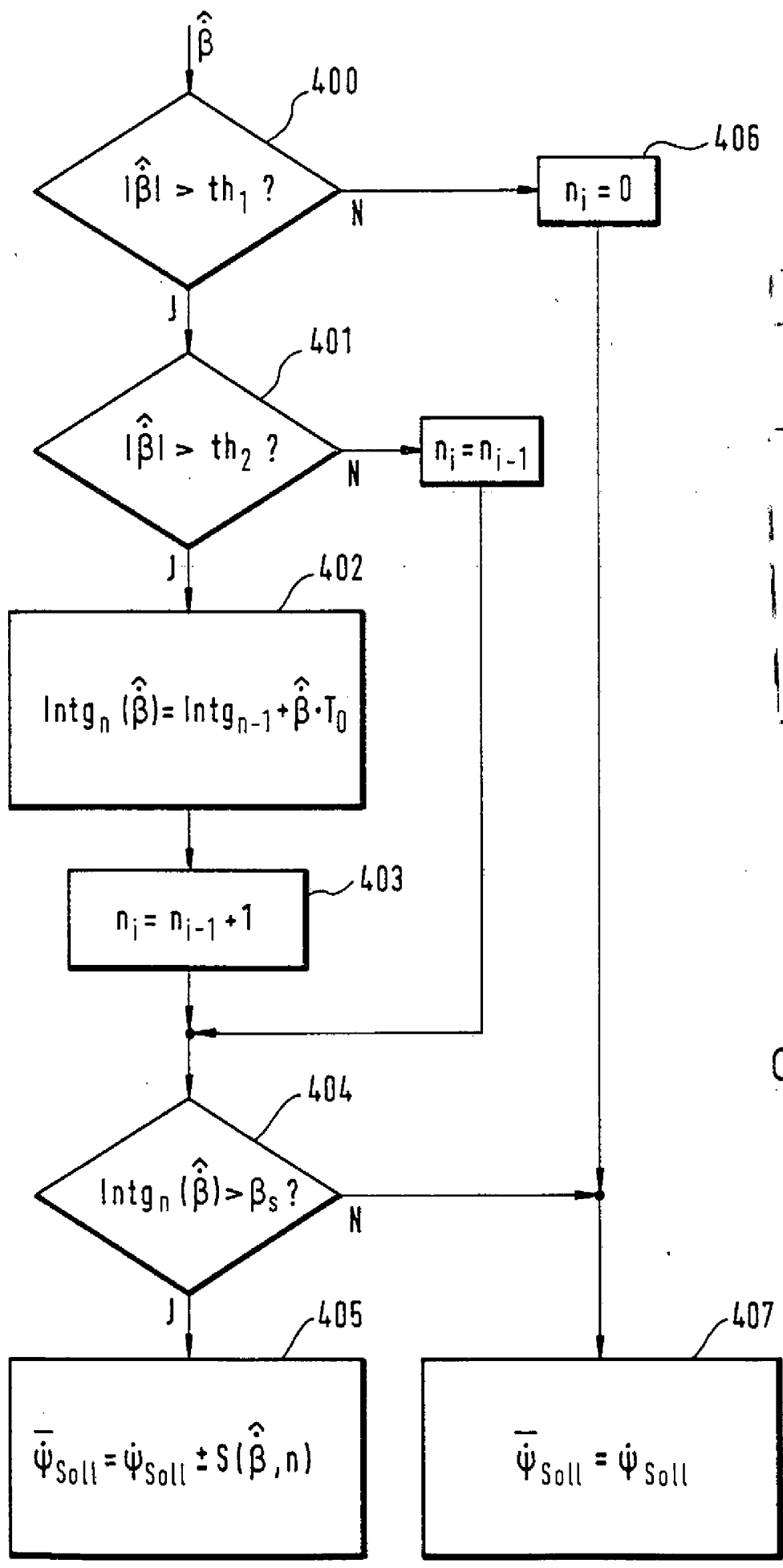
0 RAD  
0 2 VII 9 7  
00510  
0 4 9 5 1 9  
g.j.



Obr 17



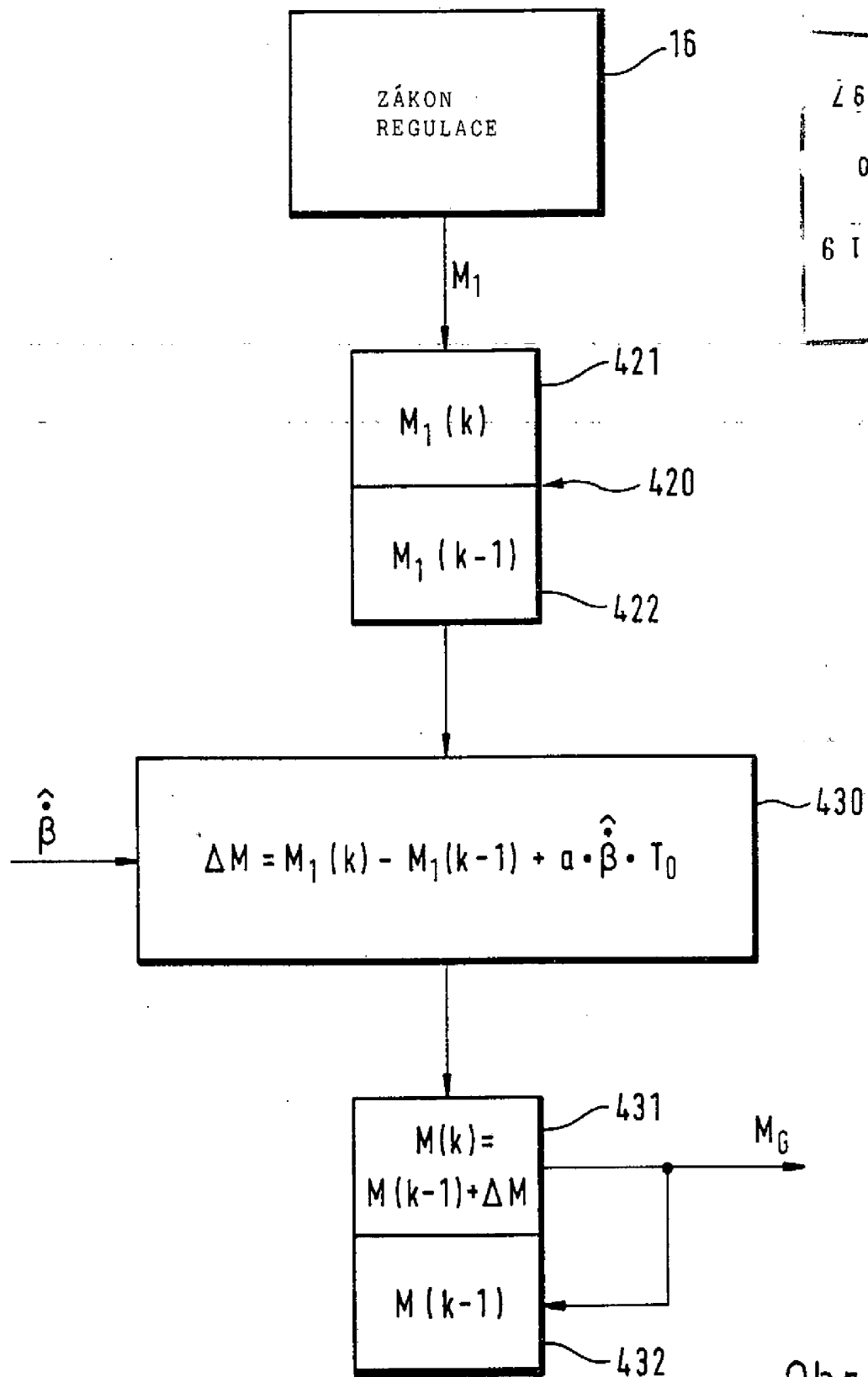
Obr. 18



PRIL.  
 VLASTNICTV  
 PRŮMYSLŮVÉHO  
 ÚRAD  
 0 2 VII 97  
 DOŠLO  
 0 4 9 5 1 9  
 2. J.

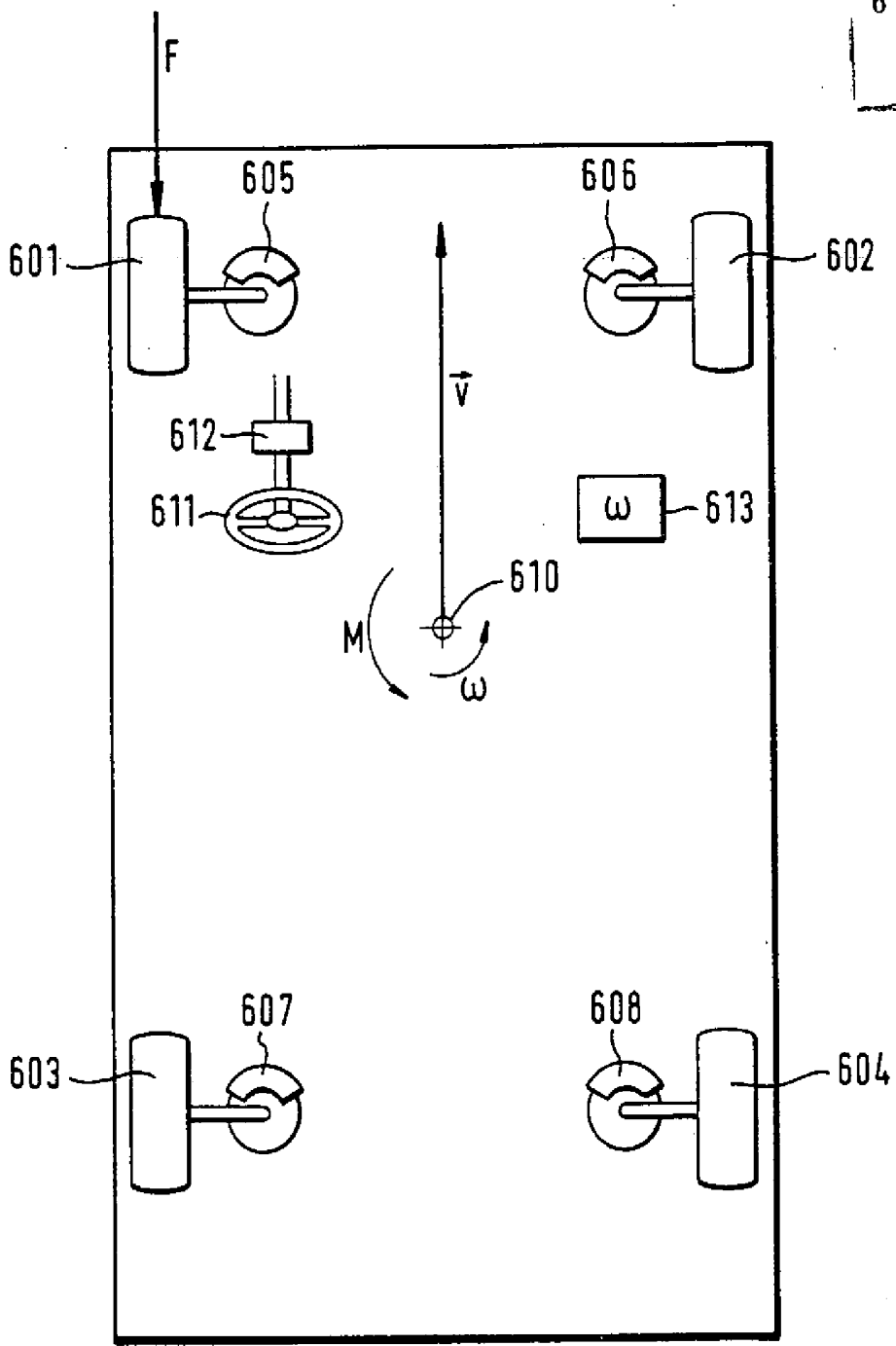
Obr. 19

PRIL.  
 VLASTNICTVI  
 PRŮMYŠLOVÉHO  
 ÚŘADU  
 0 2. VN. 97  
 00510  
 0 4 9 5 1 9  
 E.J.

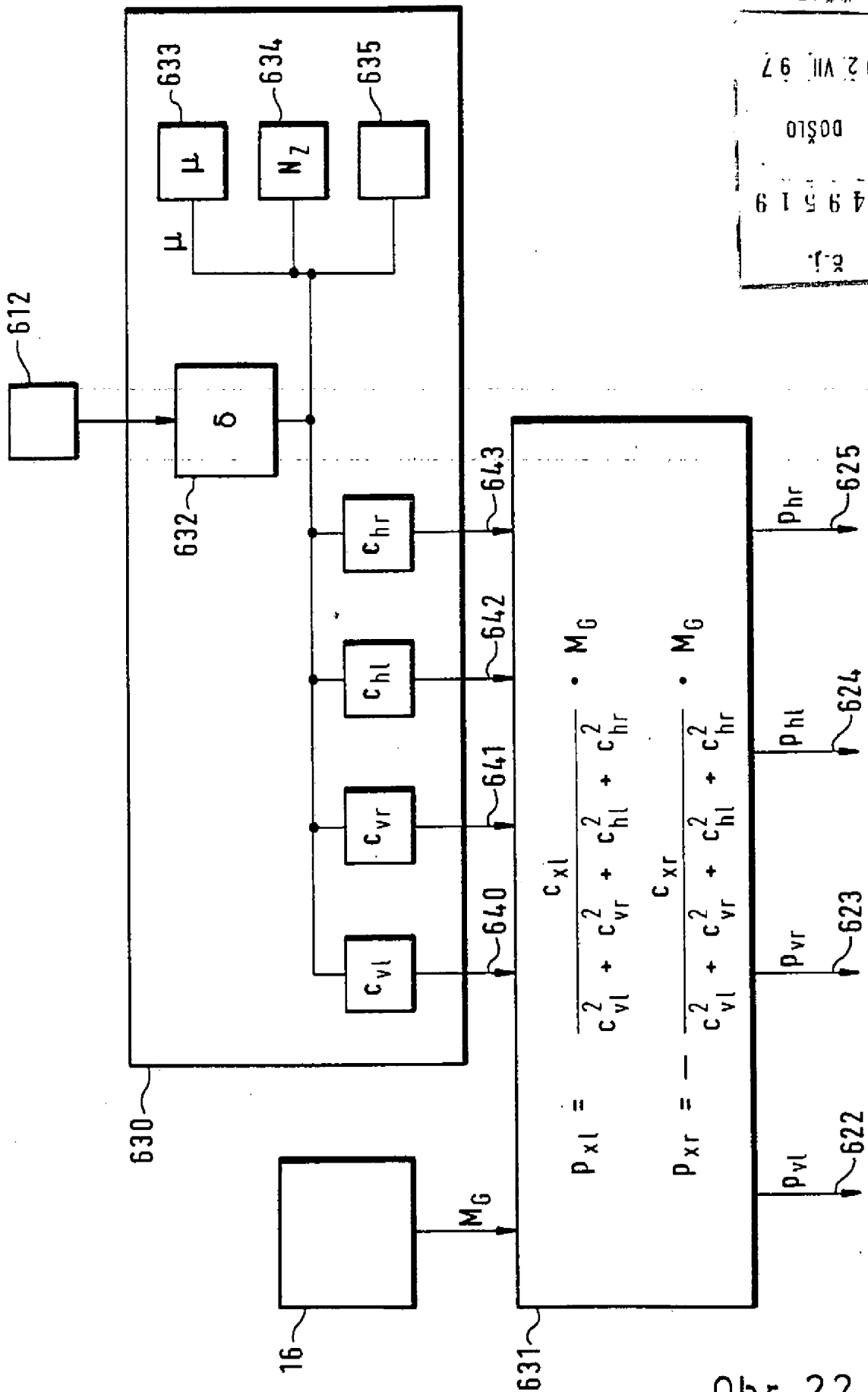


Obr. 20

PRIL.  
 PRŮMYŠLOVÉHO  
 ÚRAD  
 0 2. VII 97  
 00510  
 0 4 9 5 1 9  
 2. J.



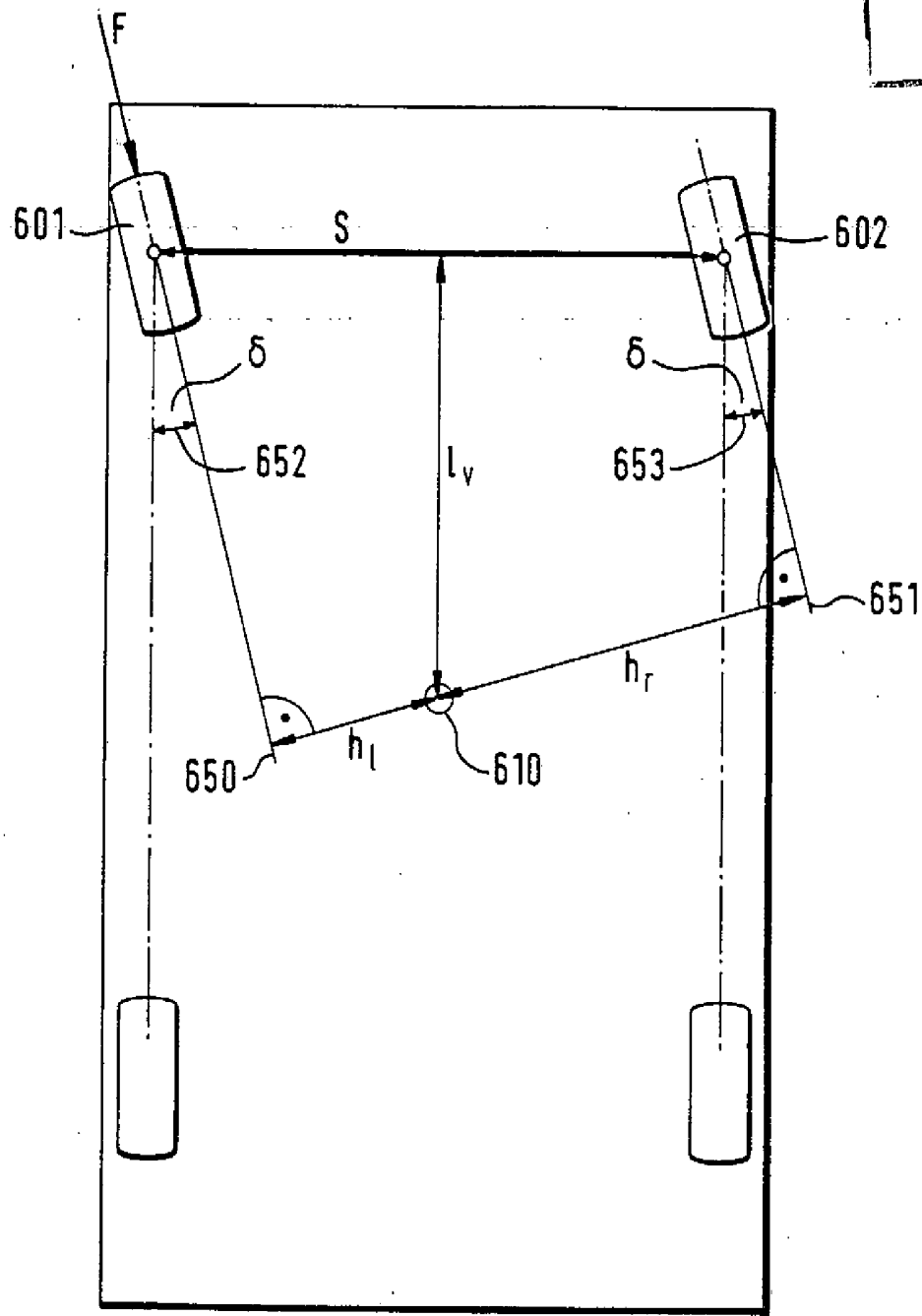
Obr. 21



Obr. 22

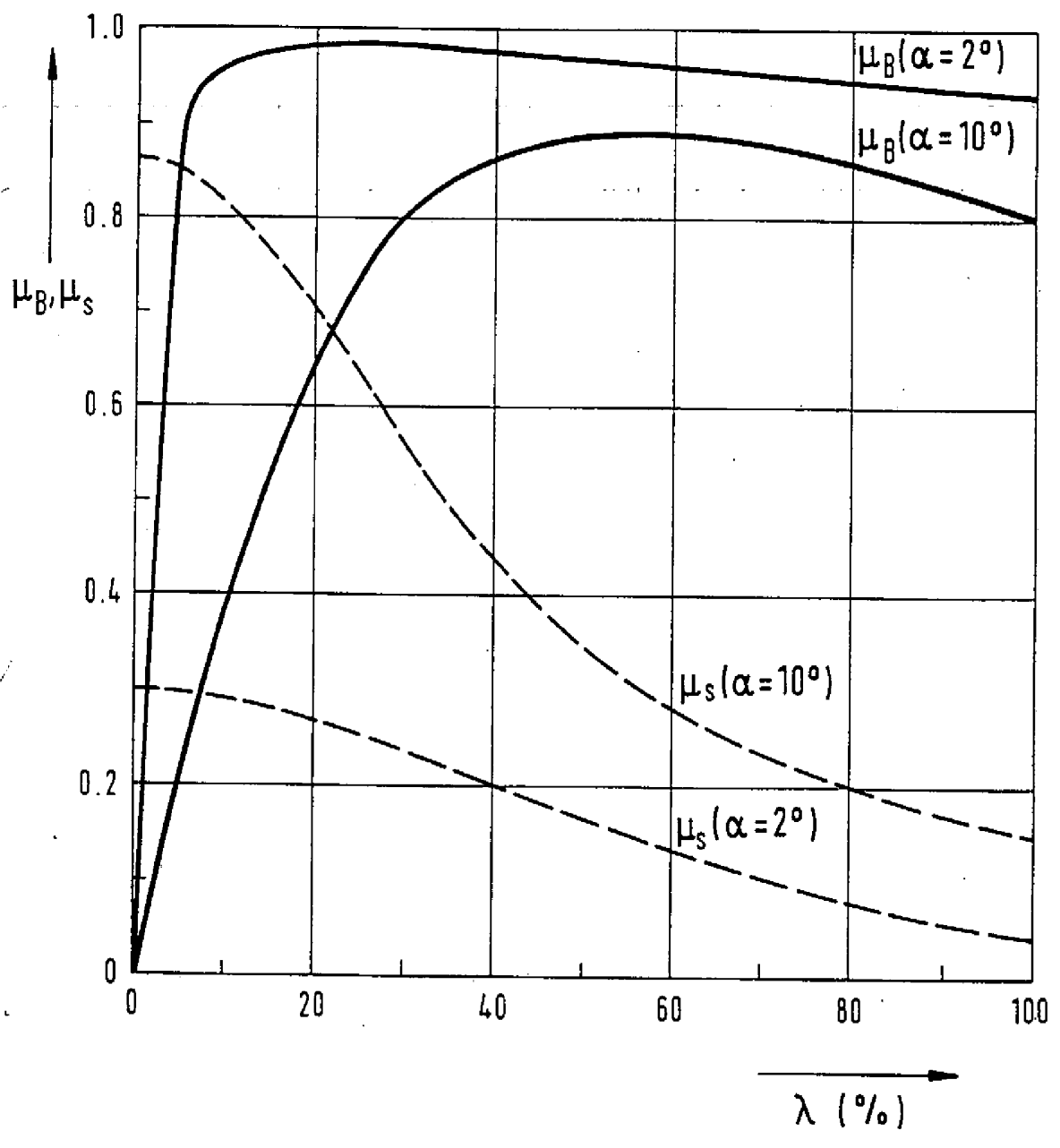
PRIL.  
 PRŮMYŠLOVÉHO  
 ÚRAD  
 0 2 VII 97  
 DOŠLO  
 0 4 9 5 1 9  
 K.J.

PRIL.  
 VLASTNICTV  
 PRŮMYŠLOVÉHO  
 ÚRAD  
 0 2 VII 9 7  
 DOŠLO  
 0 4 9 5 1 9  
 R. J.

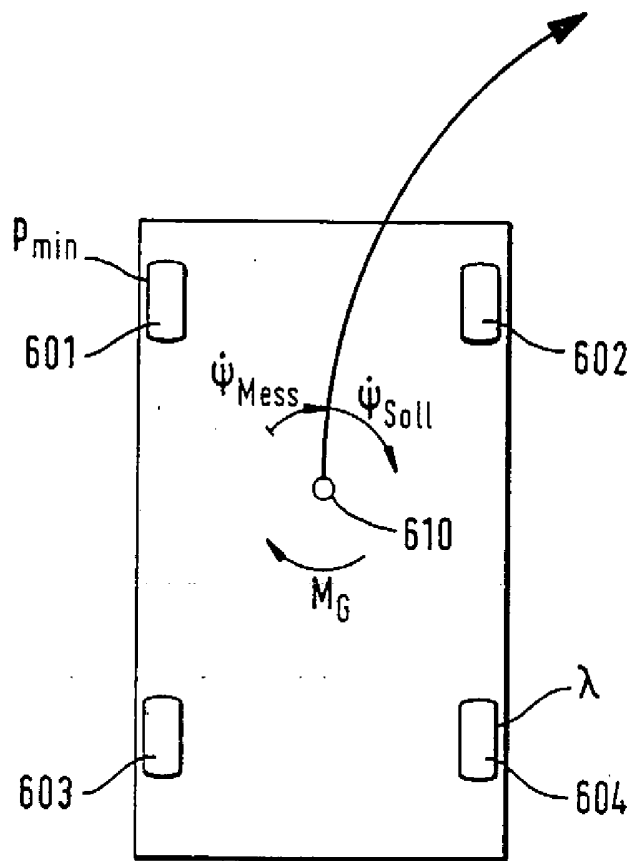


Obr. 23

02.VII.97  
 ДОСЛ  
 049519  
 З.Л.  
 УРАД  
 ПРОМЫСЛОВОГО  
 ВЛАСТНИЦА

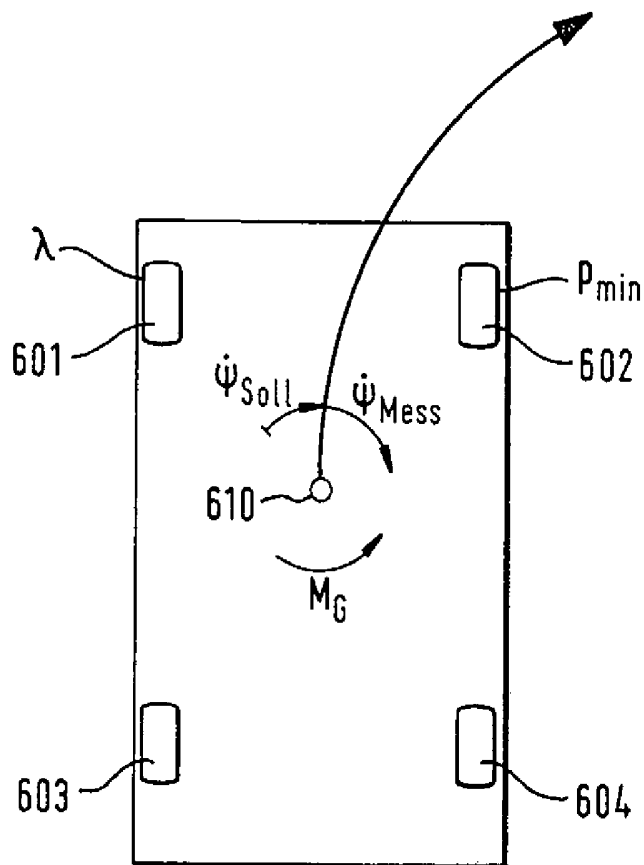


Obr. 24



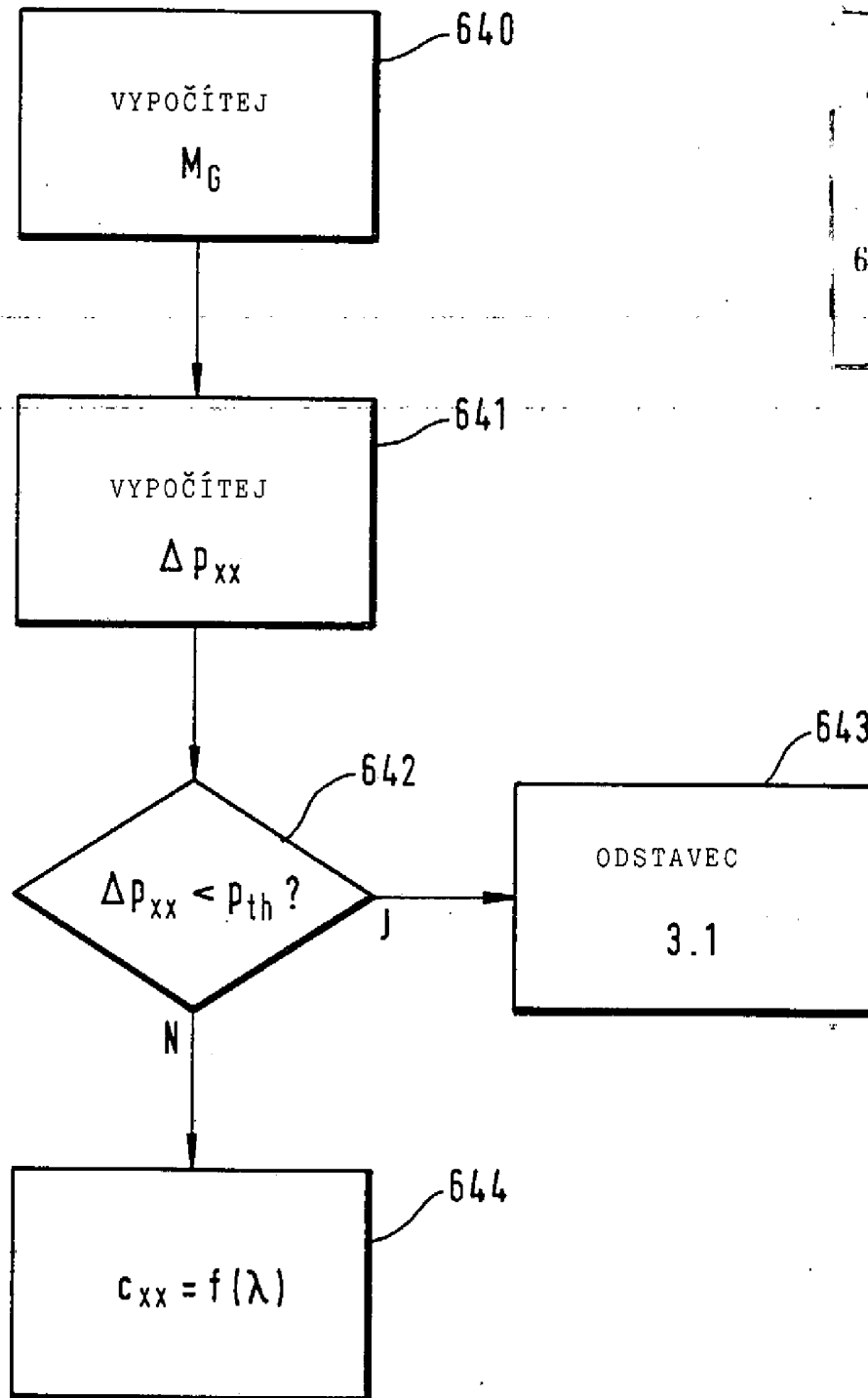
PRL  
 PRŮMYSLOVÉHO  
 ÚRADU  
 02. VII. 97  
 00510  
 649519  
 8.1.

Obr. 25 A

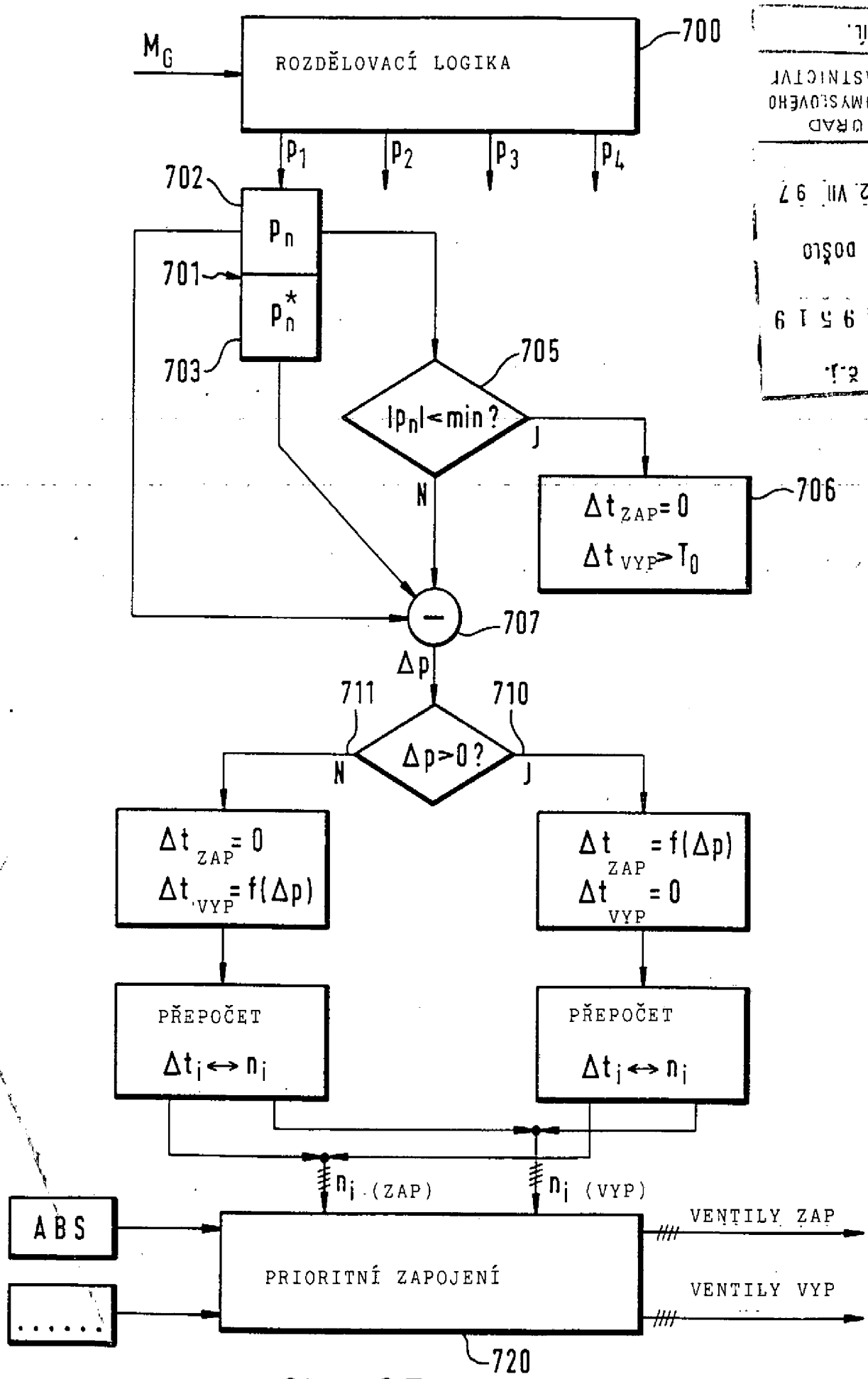


Obr. 25 B

PRIL.  
VLASTNICTVI  
PRŮMYŠLOVÉHO  
ÚRADU  
02. VII. 97  
DOŠLO  
049519  
E.J.



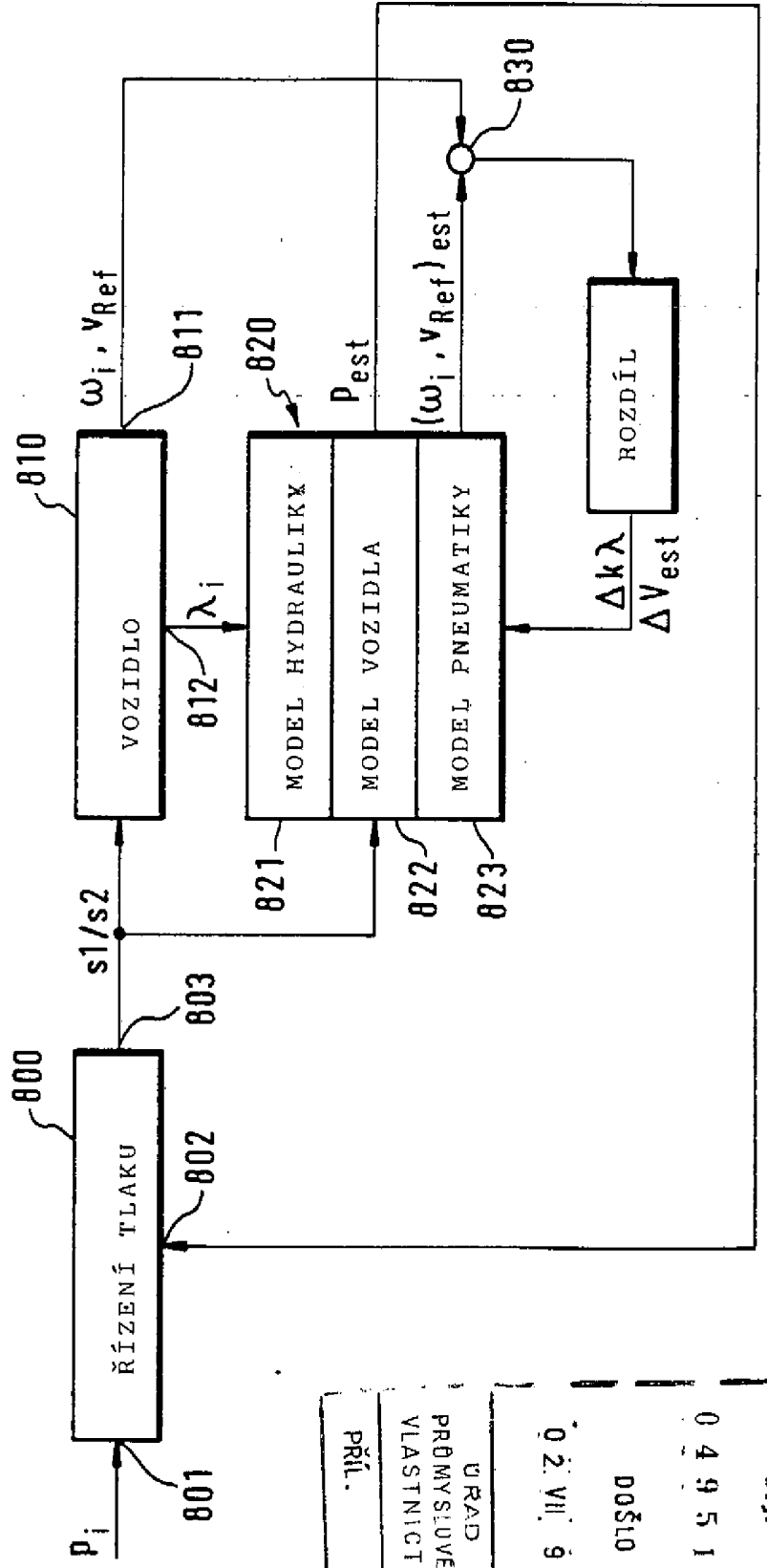
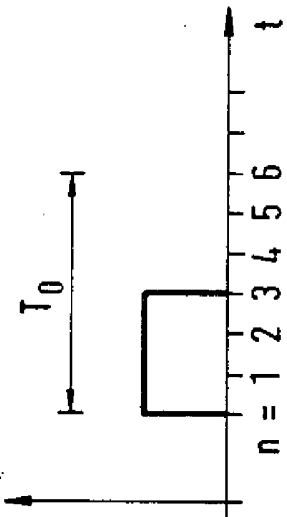
Obr. 26



PRIL.  
VLASTNICI  
PRŮMYŠLEHO  
ÚRAD  
0 2 VII 97  
DOŠLO  
0 4 9 5 1 9  
2. J.

Obr. 27

Obr 28



Obr. 29

č.j. 049519  
 DOŠLO  
 02. VII. 97  
 ÚRAD  
 PRŮMYŠLOVÉHO  
 VLASTNICTVÍ  
 PŘÍL.