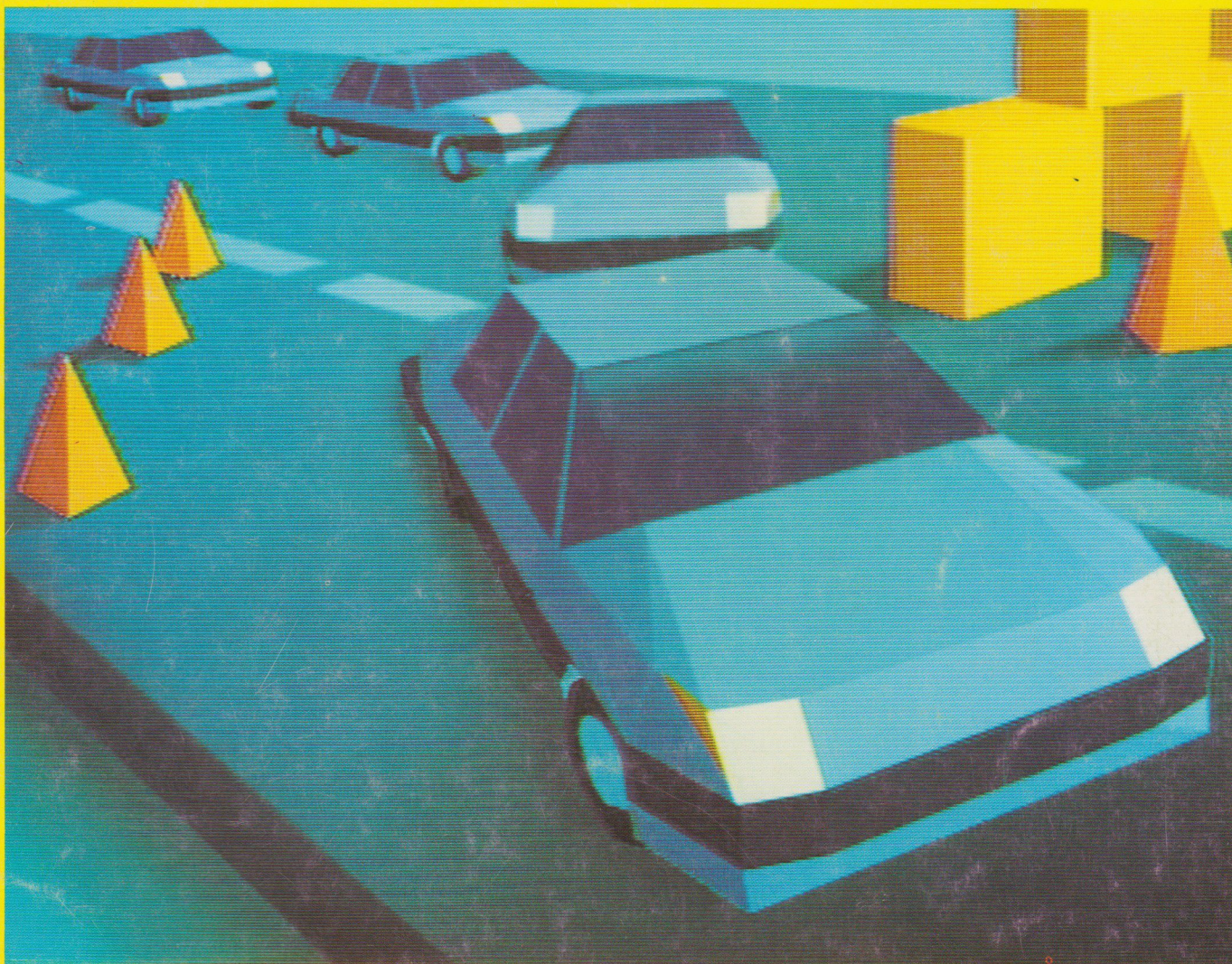


avec **ABS**



**BOSCH**

# Dispositifs de freinage pour voitures



**Cahier technique**

Les automobiles modernes sont équipées de dispositifs de freinage performants et fiables, capables d'atteindre d'excellentes valeurs de freinage même aux vitesses élevées. Mais, même les meilleurs freins du monde ne sont pas en mesure d'éviter les réactions incontrôlées et un freinage excessif de la part du conducteur confronté à des conditions de circulation critiques ou à une situation inattendue. Les spécialistes ont estimé que 10% des accidents de la route sont dus au fait que les véhicules deviennent incontrôlables et dérapent suite au blocage des roues.

Le système antiblocage (ABS) Bosch permet d'y remédier, les véhicules équipés de ce dispositif conservant leur dirigeabilité et leur stabilité directionnelle, même en cas de freinage d'urgence. Le système ABS apporte donc un concours tout à fait décisif à la sécurité sur route.

La présente publication explique, outre la structure et le fonctionnement d'un dispositif de freinage, comment le système ABS améliore la sécurité au freinage.



.001|.002|.003|.004|.005|.006|.007

Le système ABS Bosch module la pression de freinage optimale en quelques millièmes de seconde.

# Dispositifs de freinage pour voitures avec ABS

<b>Dispositifs de freinage</b>	<b>2</b>
Classification en fonction des applications, classification en fonction du type d'énergie utilisé, mécanique du freinage	
<b>Composants d'un dispositif de freinage</b>	<b>6</b>
Servofrein, maître-cylindre de frein, réducteur de pression de freinage, freins de roue, garnitures et disques de frein, liquide de frein	
<b>Système antiblocage ABS</b>	<b>10</b>
Conditions à remplir par l'ABS, dynamique de la roue freinée, boucle de régulation ABS, cycles de régulation typiques, versions d'ABS	
<b>Composants du système ABS</b>	<b>20</b>
Capteur de vitesse, calculateur électronique, groupe hydraulique, circuit électrique	
<b>Régulation d'antipatinage à l'accélération ASR</b>	<b>26</b>
Conditions à remplir par l'ASR, fonctionnement, versions d'ASR	



---

**Rédacteur en chef:**

Dipl.-Ing. (FH) Ulrich Adler.

**Rédacteur:**

Dipl.-Ing. (FH) Horst Bauer.

**Auteurs:**

Dipl.-Ing. R. Becker,  
Dipl.-Ing. (FH) J. Pfäffle (dispositifs de freinage),  
Dipl.-Ing. (FH) P. Sowa (composants du dispositif de freinage),  
Dipl.-Ing. A. Czinczel (système antiblocage ABS),  
Dipl.-Ing. J. Gerstenmeier, Dipl.-Ing. A. Knust,  
Dipl.-Ing. K. Kühner, Dipl.-Ing. (FH) K.-H. Reinke,  
Dipl.-Ing. A. Stegmaier (composants du système ABS),  
Dipl.-Ing. M. Meissner, Dipl.-Ing. A. Sigl  
(régulation d'antipatinage à l'accélération ASR).

**Composition:**

Dipl.-Ing. (FH) Ulrich Adler,  
Helmut Flaig (Zweckwerbung, Kirchheim).

**Graphique technique:**

Miroslaus Arndt.  
Bauer & Partner, Stuttgart.

Sauf mention contraire, les personnes citées sont des collaborateurs de la société Robert Bosch GmbH, Stuttgart.

---

# Dispositifs de freinage

La fonction des dispositifs de freinage est de réduire la vitesse d'un véhicule, de provoquer son arrêt ou de le maintenir à l'arrêt. Les dispositifs de freinage sont donc indispensables pour le fonctionnement d'un véhicule automobile et pour sa sécurité dans le cadre de la circulation. Ils doivent donc satisfaire à des dispositions légales sévères. Pour pouvoir participer à la circulation, une automobile doit remplir différentes conditions précisées par des règlements nationaux ou internationaux. Les lois correspondantes définissent les termes, expliquent les notions de base et posent les conditions minimales auxquelles doivent satisfaire les composants des dispositifs de freinage. Les termes et dispositions légales ci-après sont en vigueur en République fédérale d'Allemagne ou dans la Communauté Européenne. Les spécificités nationales d'autres pays ne sont pas prises en compte. L'ensemble des dispositifs de freinage d'un véhicule automobile constitue l'équipement de freinage de celui-ci. Les dispositifs de freinage peuvent être classés en fonction de leurs applications et du type d'énergie utilisé.

## Classification en fonction des applications

Conformément aux dispositions légales, les fonctions de l'équipement de freinage d'un véhicule automobile sont réparties sur trois dispositifs de freinage:

- le dispositif de freinage de service (BBA),
- le dispositif de freinage de secours (HBA) et
- le dispositif de freinage de stationnement (FBA).

### Dispositif de freinage de service

Le dispositif de freinage de service ("frein au pied") permet, d'une part, de réduire la vitesse du véhicule ou de la maintenir constante en descente et, d'autre part, d'amener le véhicule à l'arrêt. Ce dispositif entre dans le cadre de l'utilisation normale du véhicule. Il peut être actionné en continu par le pied et agit sur les quatre roues.

### Dispositif de freinage de secours

En cas de défaillance du dispositif de freinage de service, le dispositif de freinage de secours doit remplir les fonctions de celui-ci, du moins en partie. Il n'est toutefois pas nécessaire que le dispositif de freinage de secours constitue un troisième dispositif indépendant (les deux autres étant le dispositif de freinage de service et le dispositif de freinage de stationnement) équipé de sa propre commande; le dispositif de freinage

de secours peut en effet être le circuit intact d'un dispositif de freinage à double circuit ou un dispositif de freinage de stationnement à action modérable.

### Dispositif de freinage de stationnement

Le dispositif de freinage de stationnement ("frein à main") remplit la troisième fonction de l'équipement de freinage qui consiste à maintenir le véhicule à l'arrêt, même sur une pente et en l'absence du conducteur. Pour des raisons de sécurité, une liaison mécanique intégrale doit exister entre la commande et le frein de roue, p. ex. par l'intermédiaire d'une timonerie ou d'un câble. Le dispositif de freinage de stationnement est actionné depuis le siège du conducteur, en principe par un levier de frein à main et sur certains véhicules par l'intermédiaire d'une pédale. Ce dispositif de freinage est modérable et n'agit que sur les roues d'un seul essieu.

## Classification en fonction de l'énergie utilisée

Selon que le dispositif de freinage est actionné intégralement, partiellement ou pas du tout par la force musculaire, on distingue:

- le dispositif de freinage à énergie musculaire,
- le dispositif de freinage assisté par énergie auxiliaire et

- le dispositif de freinage à énergie non musculaire.

### Dispositif de freinage à énergie musculaire

Dans le cas de ces dispositifs, qui équipent les automobiles et les motocyclettes, la force musculaire agissant sur la pédale ou sur le levier de frein à main est transmise au frein soit par voie mécanique (timonerie ou câble), soit par voie hydraulique.

### Dispositif de freinage assisté par énergie auxiliaire

Les dispositifs de freinage assistés par énergie auxiliaire sont utilisés sur les automobiles et les véhicules utilitaires légers. Ce dispositif amplifie l'effort musculaire dans le servofrein grâce à une énergie auxiliaire produite par une dépression ou par un fluide hydraulique. La transmission vers les freins de roue est hydraulique (figure 1).

### Dispositif de freinage à énergie non musculaire

Le dispositif de freinage à énergie non musculaire est utilisé en général sur les véhicules utilitaires et, dans certains cas, sur les voitures particulières puissantes et les automobiles équipées d'un système ABS. Le dispositif de freinage de service est commandé exclusivement par énergie étrangère.

Tableau 1: répartition de la force de freinage selon DIN 74000.

Version	Type de répartition ← Sens de déplacement	Remarque
1		Répartition essieu avant, essieu arrière. Chaque circuit assure le freinage des roues d'un même essieu.
2		Répartition diagonale. Chaque circuit assure le freinage d'une roue avant et de la roue arrière diagonalement opposée.
3		Répartition essieu avant, essieu avant et essieu arrière. Un circuit agit sur l'essieu avant et sur l'essieu arrière et l'autre uniquement sur l'essieu avant.
4		Répartition essieu avant et roue arrière, essieu avant et roue arrière. Chaque circuit agit sur l'essieu avant et sur l'une des roues arrière.
5		Répartition essieu avant et essieu arrière, essieu avant et essieu arrière. Chaque circuit agit sur l'essieu avant et sur l'essieu arrière.

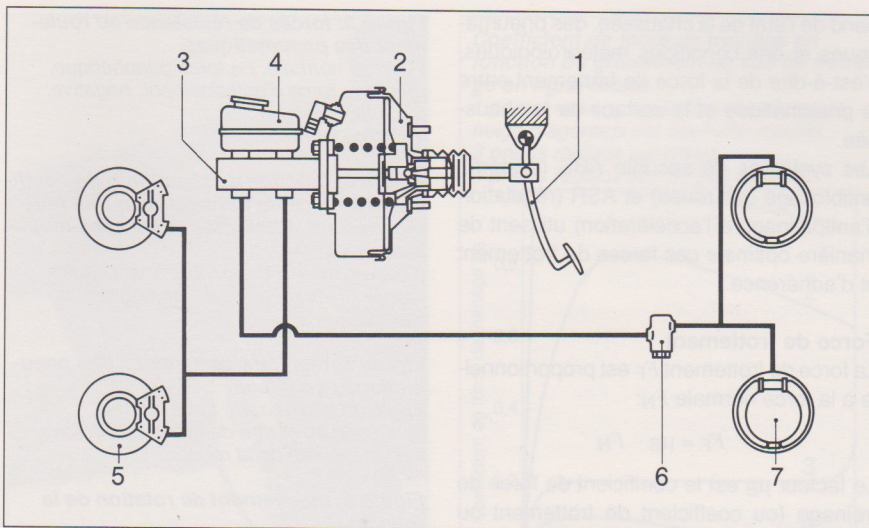


Figure 1

**Figure 1: exemple d'un dispositif de freinage assisté par énergie auxiliaire.**

1 pédale de frein, 2 servofrein à dépression, 3 maître-cylindre tandem, 4 réservoir de liquide de frein, 5 frein à disque (avant), 6 répartiteur de force de freinage, 7 frein à tambour (arrière).

L'installation fait appel à l'énergie hydraulique (elle est basée sur la pression d'un fluide) et à une transmission hydraulique. Le fluide hydraulique est stocké dans des accumulateurs d'énergie (accumulateurs hydrauliques) dans lesquels est comprimé un gaz (le plus souvent de l'azote). Le gaz et le fluide sont séparés par une vessie élastique (accumulateur à vessie) ou par un piston muni d'un joint en caoutchouc (accumulateur à piston). Une pompe hydraulique met le fluide sous pression, cette pression étant toujours en équilibre avec la pression du gaz dans l'accumulateur d'énergie. Un régulateur de pression met la pompe au ralenti dès que la pression maximale est atteinte.

L'avantage du fluide hydraulique réside dans le fait qu'il peut être considéré comme incompressible dans le cadre de son utilisation pratique, ce qui signifie que son volume ne varie pas lorsqu'il est soumis à une pression. De petites quantités de fluide hydraulique transmettent ainsi des pressions élevées, les groupes de freinage se caractérisant par des dimensions réduites. Les moyens supplémentaires restent limités, même pour les dispositifs de freinage équipés du système ABS, car la baisse de pression nécessaire au cours de la régulation ABS dans les freins de roue est obtenue simplement par évacuation de fluide hydraulique vers le réservoir. Un inconvénient réside cependant dans le fait que du fluide

peut s'échapper si le dispositif de freinage n'est pas étanche, ce qui conduit à terme à l'épuisement de cette source d'énergie.

**Répartition des circuits de freinage**

Les dispositions légales exigent le recours à un dispositif de transmission à double circuit. La norme DIN 74000 prévoit cinq possibilités différentes (tableau 1).

Cependant, dans la pratique, seules les deux premières versions sont utilisées, la version 1 étant très répandue sur les véhicules conventionnels à propulsion et tous les véhicules à transmission intégrale. Sur la plupart des véhicules à traction avant et en particulier sur ceux à volume de chargement variable, la version 1 ne serait toutefois pas en mesure d'atteindre la décélération minimale exigée par la loi en cas de défaillance du freinage au niveau de l'essieu avant. C'est pourquoi pratiquement tous les véhicules à traction avant sont équipés de circuits de freinage à répartition diagonale correspondant à la version 2.

**Mécanique du freinage**

D'après la définition donnée par la norme, la "mécanique du freinage" englobe l'ensemble des processus intervenant entre le début de l'actionnement de la commande de frein et la fin du freinage.

Plusieurs phases caractérisent la mécanique du freinage (figure 2):

**Début du freinage  $t_0$** 

Début du déplacement du dispositif de commande sur lequel agit la force d'actionnement.

**Temps de réponse initial  $t_1 - t_0$** 

Durée entre le début du déplacement du dispositif de commande sur lequel agit la

**Décélération au cours du freinage.**

$t_0$  début du freinage,  $t_1 - t_0$ , temps de réponse initial,  
 $t_1 - t_1$  temps d'accroissement,  
 $t_1' - t_0$  temps de réponse initial et d'accroissement,  $t_3 - t_2$  zone correspondant à la "décélération totale moyenne",  
 $t_4 - t_0$  temps total de freinage,  
 $t_4 - t_1$  temps de freinage actif.

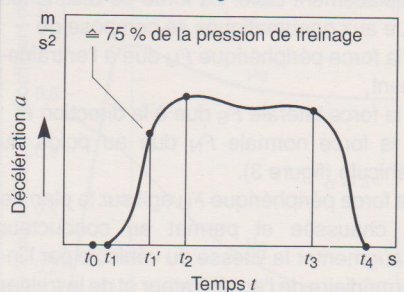


Figure 2

force d'actionnement et le début du freinage.

**Temps d'accroissement  $t_1' - t_1$** 

Durée entre l'apparition de la force de freinage et l'obtention d'une certaine valeur (correspondant à 75 % de la pression de freinage).

**Temps total de freinage  $t_4 - t_0$** 

Durée entre le début du déplacement du dispositif de commande sur lequel agit la force d'actionnement et la disparition de la force de freinage. Si le véhicule arrive à s'arrêter avec une force de serrage constante, le début de l'immobilisation correspond à la fin du temps total de freinage.

**Temps de freinage actif  $t_4 - t_1$** 

Durée entre l'apparition de la force de freinage et sa disparition. Si le véhicule arrive à s'arrêter avec une force de serrage constante, le début de l'immobilisation correspond à la fin du temps de freinage actif.

**Zone de "décélération totale moyenne"  $t_3 - t_2$** 

Décélération moyenne dans une zone partielle de la décélération maximale.

**Notions de physique**

Tout corps se tendance soit à rester immobile, soit à conserver un mouvement uniforme. Pour obtenir une modification de cet état, il est nécessaire de lui appliquer ou de lui transmettre une force. Ainsi, en cas de tentative de freinage sur verglas, le véhicule poursuit sa trajectoire en glissant sans qu'un ralentissement notable intervienne et sans réagir aux sollicitations de la direction. Les forces agissant sur un véhicule en mouvement sont les suivantes:



# Dispositifs de freinage

- la force de gravité,
- la force induite par la résistance de l'air et
- la force due à la résistance au roulement des pneumatiques.

Seule la force due à la résistance au roulement des pneumatiques permet de générer un déplacement ou une modification du déplacement ciblé. La force de résistance due aux pneumatiques se compose de

- la force périphérique  $F_U$  due à l'entraînement,

- la force latérale  $F_S$  due à la direction et
- la force normale  $F_N$  due au poids du véhicule (figure 3).

La force périphérique  $F_U$  agit sur le plan de la chaussée et permet au conducteur d'augmenter la vitesse du véhicule par l'intermédiaire de l'accélérateur et de le freiner par action sur la pédale de frein. La force latérale  $F_S$  agit perpendiculairement à  $F_U$  et transmet le mouvement de la direction à la chaussée en faisant décrire une courbe au véhicule. La force normale  $F_N$  est déterminée par le poids du véhicule et par son chargement, ce qui signifie que cette force correspond à la composante du poids qui agit verticalement sur la chaussée. L'importance de l'action réelle des forces dé-

pend de l'état de la chaussée, des pneumatiques et des conditions météorologiques, c'est-à-dire de la force de frottement entre le pneumatique et la surface de la chaussée.

Les systèmes de sécurité ABS (système antiblocage des roues) et ASR (régulation d'antipatinage à l'accélération) utilisent de manière optimale ces forces de frottement et d'adhérence.

### Force de frottement

La force de frottement  $F_F$  est proportionnelle à la force normale  $F_N$ :

$$F_F = \mu_B \cdot F_N$$

Le facteur  $\mu_B$  est le coefficient de force de freinage (ou coefficient de frottement ou coefficient d'adhérence). Il caractérise la propriété des différents couplages de matériaux pneumatiques/chaussée et l'ensemble des facteurs influençant ces couplages. Le coefficient de force de freinage permet donc d'évaluer la force de freinage pouvant être transmise. Le coefficient de force de freinage des pneumatiques d'automobile atteint sa valeur maximale sur chaussée sèche et propre, sa valeur mini-

### Figure 3: forces de résistance au roulement des pneumatiques.

$F_N$  force normale,  $F_U$  force périphérique, (positive: force d'entraînement, négative: force de freinage),  $F_S$  force latérale.

### Figure 4: fonction de répartition du coefficient de force de freinage pour une roue bloquée sur différentes chaussées mouillées.

(Origine: Institut de recherche sur l'automobile et les moteurs d'automobiles de Stuttgart).

### Figure 5: relations spécifiques des pneumatiques en virage.

Angle de dérive  $\alpha$ ,  $F_S$  force latérale,  $v_S$  vitesse au centre de gravité de la roue,  $m$  plan médian de la roue.

### Figure 6: mouvement de rotation de la roue.

a) roue libre, b) roue freinée.  $v_F$  vitesse du véhicule au centre de la roue  $M$ ,  $v_U$  vitesse périphérique de la roue. Sur la roue freinée, l'angle de rotation  $\varphi$  diminue par unité de temps (glissement).

### Figure 7: déformation d'un pneumatique en virage rapide sous l'effet de la force latérale.

(Photo: auto motor und sport.)

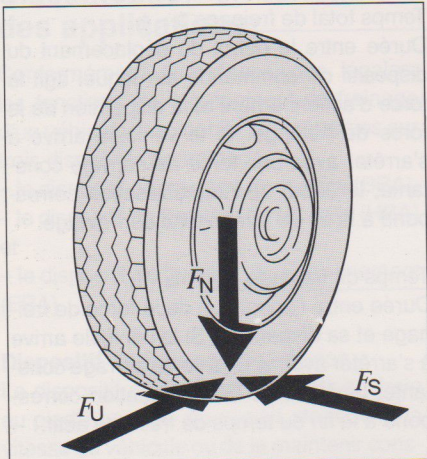


Figure 3 (ci-dessus), figure 5 (ci-dessous)

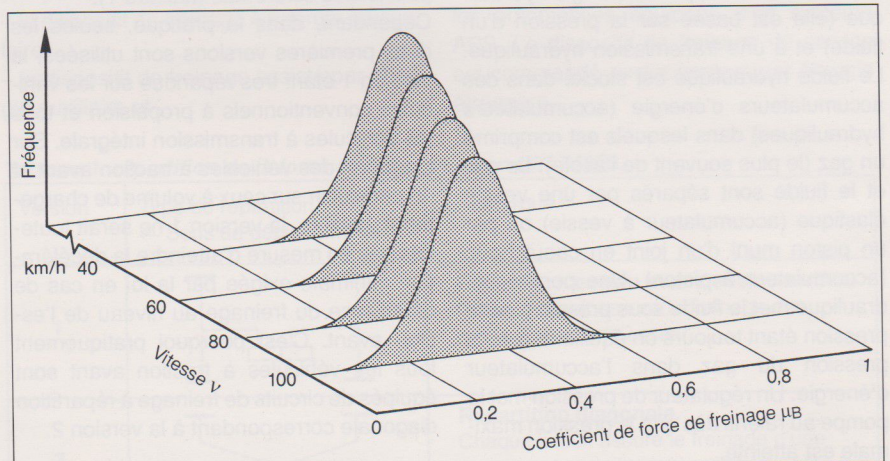
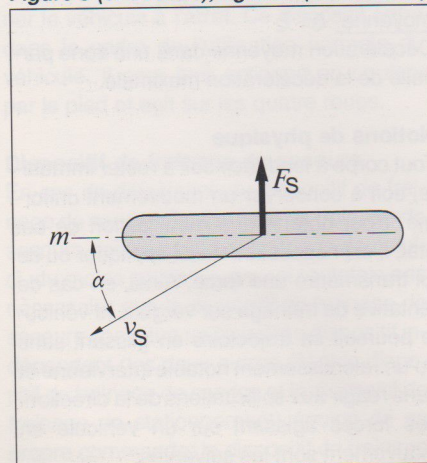
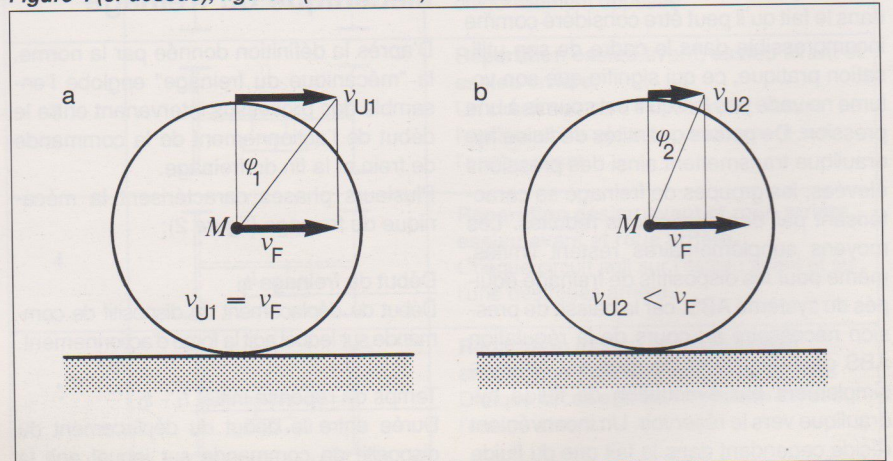


Figure 4 (ci-dessus), figure 6 (ci-dessous)



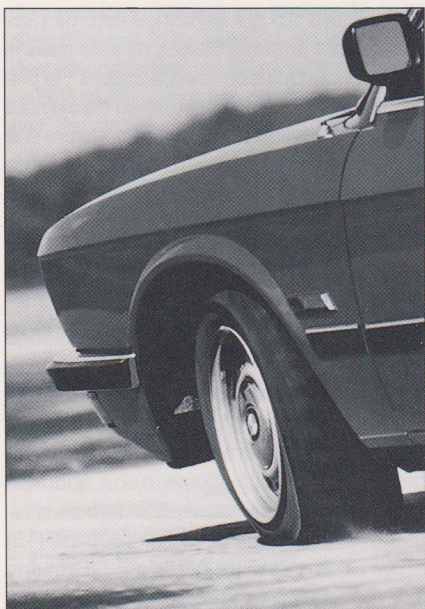


Figure 7

male correspondant à la glace. Les substances intermédiaires, telles que l'eau et la saleté, réduisent le coefficient de force de freinage.

Exemple:

Etat de la chaussée	Coefficient de force de freinage $\mu_B$
sec	0,8 ... 1
mouillé	0,2 ... 0,65
verglacé	0,05 ... 0,1

Le coefficient de force de freinage dépend beaucoup de la vitesse, en particulier sur chaussée mouillée.

Au cours du freinage à vitesse élevée sur chaussée problématique, il peut se produire un blocage des roues si un coefficient de freinage trop faible ne permet plus de garantir l'adhérence des roues à la route. Une roue bloquée ne peut plus transmettre de forces latérales, le véhicule n'est plus dirigeable. La figure 4 montre la fonction de répartition du coefficient de force de freinage d'une roue bloquée pour différentes vitesses sur chaussée humide.

Parmi les phénomènes de frottement, on distingue le frottement statique et le frottement cinématique. Le frottement statique des corps rigides est supérieur au frottement cinématique. Par corrélation, un pneu en caoutchouc en mouvement est donc soumis à des situations dans lesquelles le coefficient de force de freinage est plus important qu'au cours du processus de blocage. Mais les phénomènes de patinage apparaissent également au cours du roulement des pneumatiques en caoutchouc. On les appelle "glissement".

**Coefficient de force de freinage en fonction du glissement en cas de freinage en ligne droite.**

1 pneu radiaux sur béton sec, 2 pneus neige diagonaux sur asphalte mouillé, 3 pneus radiaux sur neige, 4 pneus radiaux sur verglas mouillé.

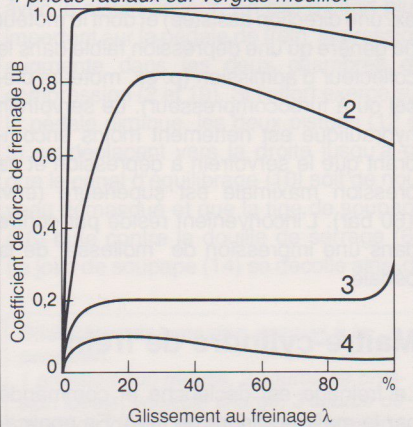


Figure 8

#### Glissement

Lors du roulement d'une roue soumise à des forces d'entraînement et de freinage, il se produit, au niveau de la surface de contact des pneumatiques, des phénomènes physiques complexes, au cours desquels les éléments en caoutchouc subissent des déformations et sont soumis à des glissements partiels même si la roue ne se bloque pas. Le glissement  $\lambda$  désigne le pourcentage de patinage:

$$\lambda = (v_F - v_U) / v_F$$

où  $v_F$  est la vitesse du véhicule et  $v_U$  la vitesse circonférentielle de la roue (figure 6). D'après cette formule, le glissement apparaît au freinage dès que la vitesse de rotation de la roue est inférieure à celle qui correspondrait à la vitesse de déplacement du véhicule. C'est à cette seule condition qu'il est possible de générer des forces de freinage (idem pour l'accélération).

Les coefficients de force de freinage - souvent représentés en fonction du glissement au freinage - peuvent varier suivant la structure de la chaussée. La figure 8 correspond à des freinages en ligne droite, au cours desquels n'apparaît aucune force latérale, si bien que l'intégralité du frottement apparaissant entre le pneu et la chaussée peut être mise à profit pour le freinage. Partant d'un glissement au freinage nul, le coefficient de force de freinage augmente rapidement et atteint sa valeur maximale environ entre 10 % et 40 % du glissement en fonction de la structure de la chaussée et du pneumatique, puis chute à nouveau. La section ascendante des courbes correspond à la plage stable (zone de freinage

**Coefficients de force de freinage et de force latérale en fonction du glissement pour un angle de dérive  $\alpha = 4^\circ$ .**

a stable, b non stable, A roulage libre, B roue bloquée.

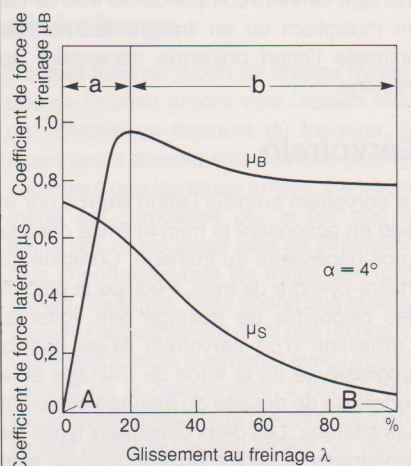


Figure 9

partielle); la section descendante matérialise la plage instable.

Sur une trajectoire rectiligne, le système ABS évite au véhicule d'entrer dans cette zone de freinage instable. La courbe 1 de la figure 8 correspond à un pneu radial sur béton sec, la courbe 2 à un pneu neige diagonal sur asphalte mouillé. La courbe 3 correspond à une route enneigée sur laquelle le coefficient de force de freinage augmente, la roue étant bloquée. Ceci s'explique par le fait que la roue bloquée pousse un bloc de neige qui augmente la force de freinage. La courbe 4 correspond à du verglas mouillé à proximité du point de congélation. En cas de virage, la force centrifuge, appliquée au centre de gravité et dirigée vers l'extérieur, doit être compensée sur toutes les roues pour que le véhicule puisse suivre la trajectoire curviligne. Mais les forces latérales ne peuvent être produites que si les pneumatiques se déforment élastiquement dans le sens latéral, si bien que la vitesse directionnelle ou au centre de gravité  $v_S$  de la roue s'éloigne du plan médian de la roue  $m$  d'une valeur égale à l'angle de dérive  $\alpha$  (figures 5 et 7).

La figure 9 montre les coefficients de force de freinage et de force latérale en fonction du glissement et de l'angle de dérive. Si le glissement est nul, le coefficient de force latérale est maximal. Lorsque le glissement augmente, cette valeur chute d'abord lentement puis de plus en plus vite pour atteindre sa valeur minimale lorsque la roue est bloquée. Cette valeur résulte de l'angle de dérive de la roue bloquée qui n'est alors plus soumise à aucune force latérale.

# Composants du dispositif de freinage

Avec l'embrayage et le changement de vitesses, le freinage fait partie des actions les plus fréquentes de l'automobiliste. Il faut donc que les composants du dispositif de freinage tiennent compte de cet état de fait en multipliant ou en limitant de manière optimale l'effort physique nécessaire au freinage.

## Servofrein

Le servofrein amplifie l'effort exercé par le pied en actionnant le frein et limite donc la force nécessaire au freinage. Combiné au maître-cylindre de frein, il équipe la plupart des dispositifs de freinage des voitures. L'utilisation d'un servofrein exige que la progressivité de la force de freinage et la sensibilité de dosage du freinage ne soient pas altérées. Les deux principaux types de servofreins, le servofrein à dépression et le servofrein hydraulique, utilisent les sources d'énergie présentes sur tous les véhicules automobiles.

### Servofrein à dépression

Les dispositifs de freinage équipant les automobiles sont le plus souvent dotés de servofreins à dépression (figure 11). Ils utilisent la dépression régnant dans le collecteur d'admission des moteurs à explosion ou la dépression produite par une pompe dans le cas des moteurs diesel (0,5...0,9 bar) pour amplifier l'effort physique. Lors de l'actionnement du frein, cette force d'assistance augmente proportionnellement à la force exercée sur la pédale jusqu'au "point de régulation finale" qui se situe à proximité de la pression de blocage des roues de l'essieu avant et atteint une valeur comprise entre 60 et 100 bar selon le véhicule.

### Figure 10: maître-cylindre tandem avec soupape centrale dans le circuit secondaire.

1 corps du cylindre, 2/19 chambres de compression, 3 ressort de soupape, 4/9 vers le réservoir de compensation, 5 piston flotteur, 6 douille de serrage, 7 volume intermédiaire, 8 ressort de compression, 10 canal d'équilibrage, 11 douille en plastique, 12 piston à tige-poussoir (force d'entrée du servofrein), 13 ressort de compression, 14 joint de soupape, 15/21 manchette primaire, 16 tige de soupape, 17 piston intermédiaire, 18 manchette de séparation, 20 bague d'appui, 22 disque de butée, 23 manchette secondaire, 24 circlips.

### Figure 11: servofrein à dépression.

1 tige de compression (force de sortie vers le maître-cylindre tandem), 2 chambre de dépression avec raccord de dépression, 3 membrane, 4 piston de travail, 5 soupape double, 6 filtre à air, 7 tige de piston (force sur pédale), 8 chambre de travail.

A partir de ce seuil, cette force d'assistance n'augmente plus.

### Servofrein hydraulique

Ce système est utilisé sur les véhicules possédant une alimentation hydraulique (p. ex. une direction assistée) et dont le moteur ne génère qu'une dépression faible dans le collecteur d'admission (p. ex. moteurs diesel ou à turbocompresseur). Le servofrein hydraulique est nettement moins encombrant que le servofrein à dépression et sa pression maximale est supérieure (env. 160 bar). L'inconvénient réside par contre dans une impression de "mollesse" de la pédale.

### Maître-cylindre de frein

Le freinage est déclenché et commandé par le maître-cylindre de frein. En application des dispositions légales, les voitures de tourisme doivent être équipées de deux circuits de freinage séparés. Cette condition est remplie grâce au maître-cylindre de

frein (figure 10) qui est conçu comme maître-cylindre tandem. En cas de fuite dans le circuit secondaire ou "circuit flottant", le piston flotteur (5) rejoint l'extrémité du cylindre et fournit ainsi la résistance nécessaire à la montée en pression dans la chambre de compression (19). Si la fuite intervient dans le circuit primaire ou "circuit de pression", le piston à tige-poussoir (12) rejoint le piston flotteur (5) et le pousse vers la gauche pour la montée en pression. Lors du freinage du véhicule, la panne d'un circuit de freinage se traduit pour le conducteur par une augmentation de la course de la pédale et un effort physique plus important.

Le circuit secondaire du maître-cylindre décrit est également équipé d'une soupape centrale qui permet au liquide de frein d'arriver par le canal de la tige de soupape (16) en cas d'absence de pression. Le volume intermédiaire (7) est relié en permanence au réservoir de compensation ou d'alimentation par un orifice calibré. La soupape centrale rend donc superflue la présence d'un canal d'équilibrage (10). L'application

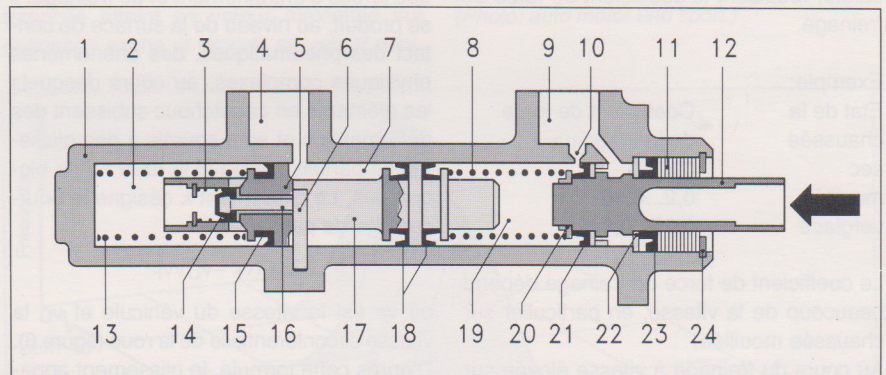
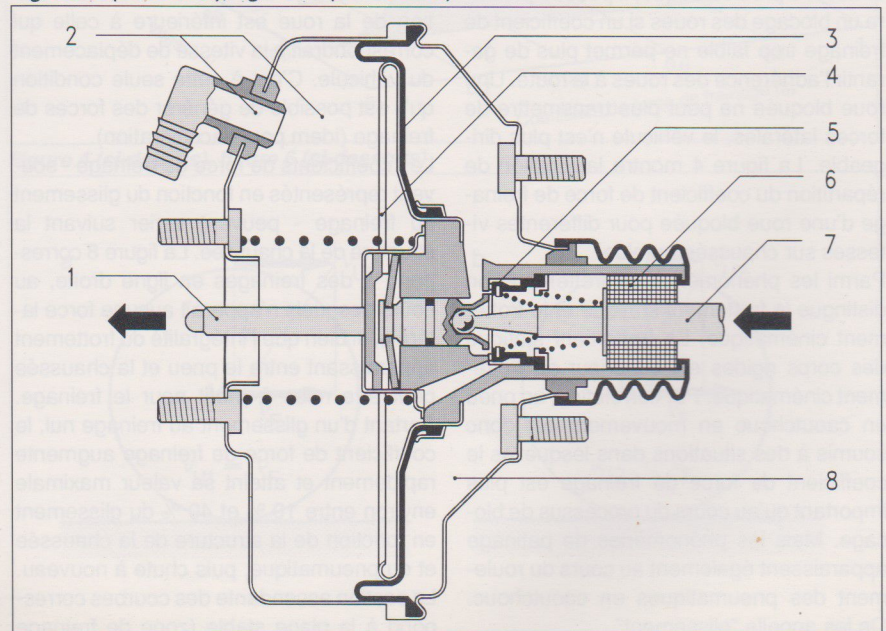


Figure 10 (ci-dessus), figure 11 (ci-dessous)





de pressions élevées au niveau du canal d'équilibrage (10) risquant de provoquer des détériorations de la manchette primaire (21) (d'où défaillance du circuit de freinage), le maître-cylindre de la plupart des véhicules équipé d'un système ABS est doté de soupapes centrales.

### Fonctionnement

La force exercée sur le pédale de frein agit directement sur le piston à tige-poussoir (12) et pousse celui-ci vers la gauche. Le canal d'équilibrage (10) est ainsi dépassé et le liquide, qui se trouve dans la chambre de compression (19), pousse alors le piston flotteur (5) vers la gauche. Dès que

celui-ci s'est déplacé d'env. 1 mm vers la gauche, la tige de soupape (16) n'est plus au contact de la douille de serrage (6) et le joint de soupape (14) rend étanche la chambre de compression (2) par rapport à la chambre intermédiaire (7) par contact avec le piston flotteur. En cas d'effort plus important sur la pédale de frein, la pression augmente dans les deux chambres de compression (2 et 19). Si l'effort exercé sur la pédale diminue, les deux pistons (12 et 5) se déplacent vers la droite jusqu'à ce que le canal d'équilibrage (10) soit de nouveau démasqué et que la tige de soupape (16) bute contre la douille de serrage (6). Le joint de soupape (14) se décolle ainsi du

piston flotteur (5). Le liquide de frein peut alors retourner au réservoir de compensation, le frein n'étant plus sous pression.

## Réducteurs de pression de freinage

Compte tenu du report de charge dynamique de l'essieu arrière vers l'essieu avant du véhicule au moment du freinage, les roues avant doivent être freinées plus efficacement que les roues arrière. Ce phénomène est compensé par le fait que les freins des roues avant sont de dimensions plus importantes que les freins des roues arrière. Toutefois, étant donné que le délestage de l'essieu arrière n'est pas un processus linéaire, mais augmente avec l'accroissement de la décélération, il est en outre nécessaire de réduire la pression de freinage des roues de l'essieu arrière par rapport à la pression de freinage des roues avant. A cet effet, on utilise un réducteur de pression de freinage. Il existe trois types de réducteurs de pression de freinage utilisés en fonction du type de véhicule et du système retenu par le constructeur: les réducteurs asservis à la charge, les réducteurs asservis à la pression et les réducteurs asservis à la décélération.

### Réducteurs de pression asservis à la charge

Les véhicules, sur lesquels apparaissent des reports de charge importants entre les essieux lors du freinage en raison de leur chargement (p. ex. breaks), nécessitent un réducteur de pression asservi à la charge (figures 12 et 13). Le réducteur, qui est solidaire de la caisse, est relié à l'essieu arrière du véhicule par une tringlerie. Le mouvement relatif, qui est généré par le débattement entre l'essieu et la caisse, est transmis à un piston logé dans le carter du réducteur de pression. En fonction du débattement, ce piston comprime un ressort et fait varier ainsi le point de déclenchement. L'évolution de la pression sur l'essieu arrière peut donc être adaptée en fonction du chargement.

### Réducteurs de pression asservis à la pression

Les réducteurs asservis à la pression ou limiteurs de pression (figure 14) sont utilisés sur les véhicules qui, compte tenu de leur faible chargement et de la position basse de leur centre de gravité, ne subissent que des variations faibles de la charge par essieu (p. ex. voitures de sport).

**Réducteur de pression asservi à la charge.**  
1 venant du maître-cylindre tandem, 2 vers les freins de roue, 3 tringlerie mécanique, 4 ressorts de régulation, 5 piston différentiel. a véhicule chargé, b véhicule vide.

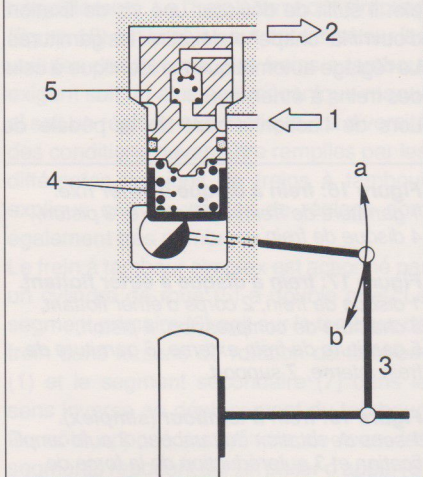
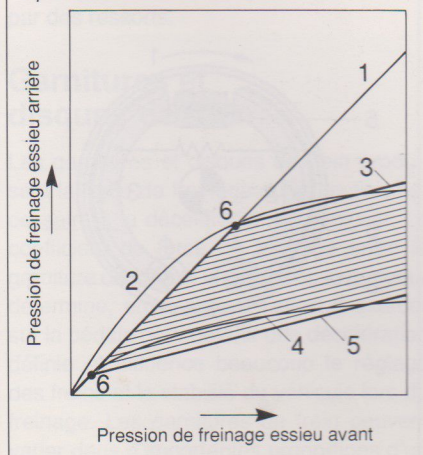


Figure 12 (ci-dessus), fig. 13 (ci-dessous)

**Réducteur de pression asservi à la charge.**  
1 pression non réduite, 2 courbe de pression idéale, véhicule chargé, 3 pression réduite, véhicule chargé, 4 courbe de pression idéale, véhicule vide, 5 pression réduite, véhicule vide, 6 points de déclenchement.



**Réducteur de pression asservi à la pression.**

1 pression non réduite, 2 courbe de pression idéale, véhicule chargé, 3 courbe de pression idéale, véhicule vide, 4 pression réduite, 5 point de déclenchement.

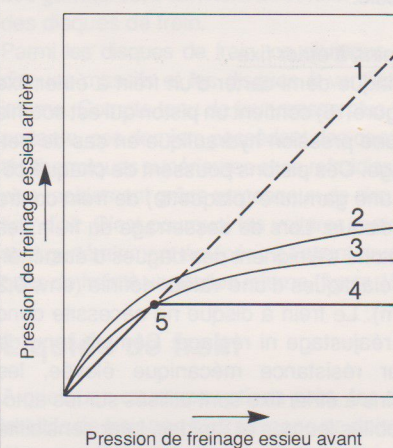
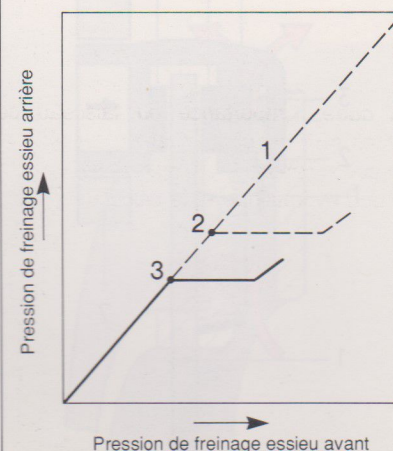


Figure 14 (ci-dessus), fig. 15 (ci-dessous)

**Réducteur de pression asservi à la décélération.**

1 pression non réduite, 2 point de déclenchement, véhicule chargé, 3 point de déclenchement, véhicule vide.



# Composants du dispositif de freinage

## Réducteurs de pression asservis à la décélération

Les réducteurs asservis à la décélération (figure 15) sont utilisés pour les applications les plus variées. Dans le cas de ces appareils, la décélération du véhicule détermine le point de déclenchement qui correspond généralement à une décélération de  $0,3 \cdot g$  ( $g$  = accélération de la pesanteur). La soupape fonctionne avec une bonne adaptation. Etant donné que la pression de freinage nécessaire pour une décélération déterminée dépend du chargement du véhicule, ce réducteur de pression fonctionne également en fonction de la charge. Les inconvénients consistent en des incidents de fonctionnement temporaires pour des phases de freinage spécifiques.

## Freins de roue

On distingue les freins à disque et les freins à tambour, les freins à tambour étant utilisés uniquement en tant que freins arrière sur les automobiles peu rapides. L'énergie de freinage transmise par le système de freinage agit sur ces freins à friction en tant que force de serrage qui applique les garnitures de frein sur les tambours ou les disques.

Les freins de roue doivent satisfaire à des exigences élevées: courtes distances de freinage et temps de réponse réduits, court temps d'accroissement de l'effet de freinage. De ce point de vue, les freins à disque et les freins à tambour peuvent être considérés comme équivalents. Sur les véhicules, dont les essieux avant et arrière sont équipés de freins à disque, un frein à tambour faisant office de frein de stationnement est intégré au boisseau du disque de

chaque roue arrière.

Etant donné que la décélération ne doit pas diminuer en cas de freinage prolongé ou de freinage répété à haute vitesse, les freins de roue doivent remplir trois conditions essentielles:

- résistance thermique suffisante,
- arrivée d'air suffisante pour l'évacuation de la chaleur, et
- les garnitures de frein doivent conserver leurs propriétés de friction sur une vaste plage de température.

Les freins à disque sont plus avantageux que les freins à tambour sur l'ensemble de ces trois points, ce qui explique la préférence dont ils bénéficient.

### Freins à disque

Les forces de freinage sont produites à la surface d'un disque de frein tournant avec la roue. L'étrier en U du frein à disque prend appui sur des éléments non rotatifs du véhicule.

#### Freins à étrier fixe

Chaque demi-carter d'un frein à étrier fixe (figure 16) contient un piston qui est soumis à une pression hydraulique en cas de freinage. Ces pistons poussent de chaque côté une garniture (plaquette) de frein contre le disque. Lors du desserrage du frein, les pistons s'éloignent des bagues d'étanchéité élastiques d'une valeur définie (env. 0,2 mm). Le frein à disque ne nécessite donc ni réajustage ni réglage. Compte tenu de leur résistance mécanique élevée, les freins à étrier fixe sont utilisés sur les automobiles lourdes et rapides. Leur sensibilité thermique en cas de sollicitation permanente (p. ex. sur les longues descentes) est par contre un inconvénient. Les défaillan-

ces totales du dispositif de freinage dues à l'échauffement du liquide de frein (formation de bulles de vapeur) sont plus fréquentes avec les freins à étrier fixe qu'avec ceux à étrier flottant.

#### Freins à étrier flottant

Contrairement aux freins à étrier fixe, les freins à étrier flottant (figure 17) ne possèdent qu'un seul piston qui presse la garniture de frein correspondante contre le disque. La force de réaction déplace le carter du frein qui pousse la garniture de frein opposée contre le disque de l'autre côté. Tous les véhicules présentant un encombrement réduit (déport négatif de l'axe du pivot de fusée 1)) font appel à ce type de freins en raison de sa compacité. Leur sensibilité à la chaleur est par ailleurs faible; la formation de bulles de vapeur et la panne consécutive du dispositif de freinage sont très rares. Le remplacement des garnitures est également très simple: il suffit de dévisser une vis de fixation, d'ouvrir la "chape" et de retirer les garnitures. Le réglage automatique est identique à celui des freins à étrier fixe.

Lors de l'actionnement de la pédale de

**Figure 16: frein à disque à étrier fixe.**  
1 garniture de frein, 2 étrier fixe, 3 piston, 4 disque de frein.

**Figure 17: frein à disque à étrier flottant.**  
1 disque de frein, 2 corps d'étrier flottant, 3 chambre de compression, 4 piston, 5 garniture de frein externe, 6 garniture de frein interne, 7 support.

**Figure 18: frein à tambour (simplex).**  
1 sens de rotation du tambour, 2 auto-amplification et 3 autoréduction de la force de freinage, 4 couple de rotation, 5 cylindre de roue, 6 segment primaire et 7 segment secondaire, 8 palier d'appui, 9 ressorts.

Figure 16

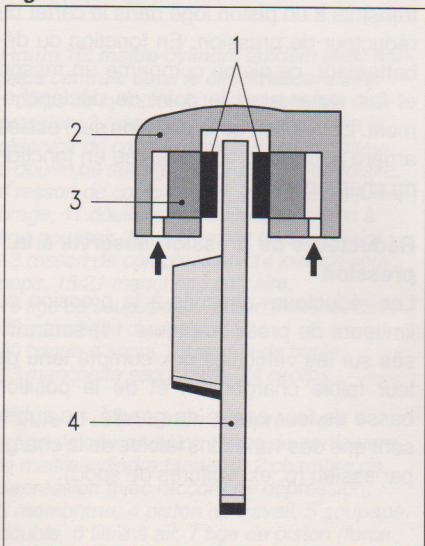


Figure 17

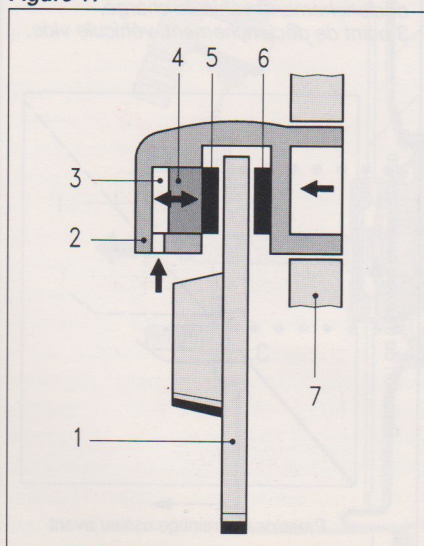
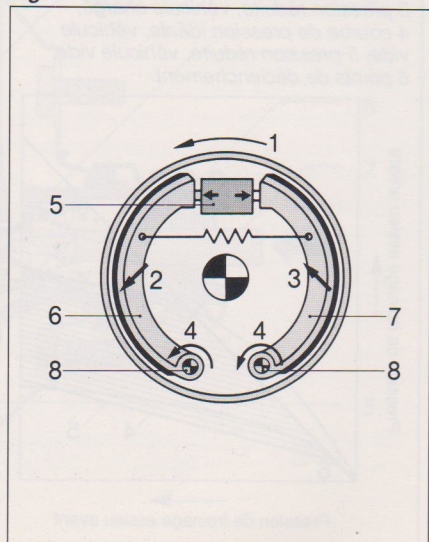


Figure 18



frein, le liquide emprisonné dans la chambre de compression (3) pousse le piston (4) vers la droite. Le piston est plaqué contre la garniture externe (5) et pousse celle-ci vers la droite contre le disque de frein (1). Grâce à l'augmentation de la pression, le carter du frein à étrier flottant (2) monté sur un support (7) peut alors se déplacer vers la gauche et presser la garniture interne (6) contre le disque. Si la pression continue d'augmenter, les deux garnitures sont pressées régulièrement sur le disque du frein.

### Freins à tambour

Les freins à tambour des voitures génèrent les forces de freinage sur la surface interne d'un tambour de frein (frein à segment interne). Ainsi que cela a déjà été précisé, ce type de frein n'est plus utilisé que sur les roues arrière des automobiles. Il existe de nombreuses variantes de ce type de frein dont le fonctionnement et l'efficacité sont très différents. Le "frein à tambour simplex" (figure 18) est le plus souvent utilisé sur les voitures de tourisme. Les freins à tambour exigent soit un ajustage mécanique-manuel soit un réglage automatique. La diversité des conditions devant être remplies par les différentes versions de freins à tambour explique que les modes de réglage sont également très nombreux.

Le frein à tambour simplex est actionné par un cylindre de roue (5) à double effet. Le segment primaire (6) agit sur le tambour de frein dans le sens de rotation du tambour (1) et le segment secondaire (7) dans le sens inverse au déplacement du tambour. Du côté opposé au cylindre de roue, les segments reposent sur un palier d'appui (8) solidaire du support du frein. L'effet de freinage est à peu près équivalent dans les deux sens de déplacement. Le frein à tambour simplex peut facilement être équipé d'un dispositif de freinage de stationnement supplémentaire à commande mécanique. Le retour des segments est assuré par des ressorts.

### Garnitures et disques de frein

Les garnitures et disques de frein produisent la force de freinage ou de friction nécessaire à la décélération du véhicule. Le coefficient de force de freinage entre la garniture de frein et le disque ou le tambour détermine, entre autres, l'effort à exercer sur la pédale pour obtenir une décélération définie et influence beaucoup le réglage des freins et la stabilité du véhicule lors du freinage. Les garnitures de frein peuvent varier dans d'importantes proportions d'un

véhicule à l'autre en ce qui concerne leur composition (de préférence sans amiante) et leur coefficient de force de freinage. Leur conception et leur adaptation aux différents véhicules nécessitent de nombreux essais de la part des constructeurs d'automobiles. Les températures élevées jusqu'à 700 °C ainsi que l'action de la saleté, de l'eau, etc. ne doivent pas entraîner de variations importantes des caractéristiques des garnitures et disques de frein. Afin de ne pas compromettre la sécurité du freinage, les garnitures de frein ne doivent être remplacées que par des plaquettes neuves, conformes aux critères d'homologation du véhicule concerné. En cas d'utilisation de garnitures non homologuées, l'autorisation d'immatriculation du véhicule est annulée et son assurance suspendue. Les garnitures et les disques de frein doivent toujours être remplacés par essieu pour éviter tout "tirage" du véhicule. Lors du remplacement des garnitures, il convient de vérifier l'usure des disques de frein.

Parmi les disques de frein, on distingue les disques massifs et les disques à ventilation interne. Compte tenu de leur masse plus importante, ces derniers possèdent des capacités thermiques supérieures et se refroidissent plus rapidement grâce aux canaux de circulation d'air. C'est pourquoi les voitures rapides sont généralement équipées à l'avant de disques de frein à ventilation interne (figure 19).

### Liquide de frein

A quelques rares exceptions près, les dispositifs de freinage hydrauliques ne doivent être remplis que de liquide de frein spécial:

– Le point d'ébullition doit se situer au moins à env. 260 °C afin de conserver l'effet de freinage du dispositif sur de longues descentes.

– Les composants hydrauliques doivent aussi fonctionner parfaitement, même à des températures extrêmement basses.

– Le comportement doit être neutre par rapport aux pièces en caoutchouc et en métal utilisées dans le dispositif de freinage.

– Les caractéristiques chimiques et physiques ne doivent varier ni suite à un stockage prolongé, ni suite au refroidissement ou à l'échauffement.

– Afin de garantir la miscibilité avec les autres liquides de frein, il doit correspondre à la spécification SAE J170 ou à la directive US FMVSS 571.116/DOT3 et DOT4 <sup>2)</sup>.

Même un encrassement minime est susceptible d'altérer le fonctionnement du dispositif de freinage.

Les liquides de frein absorbent l'humidité de l'air. Etant donné que l'augmentation de la teneur en eau provoque une chute considérable de la température d'ébullition du liquide (figure 20), le risque apparaît dans ce cas de voir le dispositif de freinage tomber en panne en raison de la formation de bulles de vapeur. C'est pourquoi la plupart des constructeurs d'automobiles recommandent de remplacer le liquide de frein tous les ans.

<sup>1)</sup> Distance, dans le plan de la route, entre le point de contact de l'axe de pivotement de la direction et le point de contact de la roue avec la chaussée.

<sup>2)</sup> FMVSS: Federal Motor Vehicle Safety Standard; DOT: Department of Transportation.

Figure 19

Disque de frein à ventilation interne.  
1 canal de refroidissement.

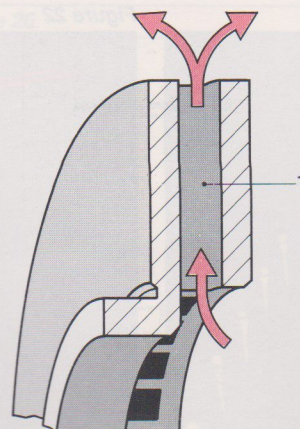
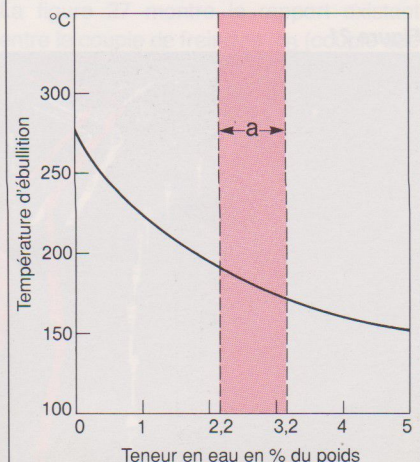


Figure 20

Courbe de température d'ébullition du liquide de frein.  
a teneur en eau au bout d'un à deux ans.



# Système antiblocage ABS

L'évolution intervenue dans le domaine des freins pour automobiles a conduit à la réalisation de dispositifs de freinage performants et fiables, capables de ralentir les voitures de tourisme même à des vitesses élevées. Dans des conditions de circulation normales, il est donc possible de freiner une automobile ou de l'amener à l'arrêt de manière fiable et rapide. Toutefois, certaines conditions de conduite critiques (chaussée mouillée ou glissante, réaction de surprise du conducteur due à un obstacle imprévu, mauvais comportement d'autres usagers de la route etc.) peuvent être à l'origine d'un blocage des roues au cours du freinage, le véhicule devenant incontrôlable et pouvant quitter la chaussée, voire même dérapier.

C'est dans ce type de situation qu'intervient le système ABS. Ce système détecte précocement la tendance à bloquer d'une ou de plusieurs roues et fait en sorte que la pression de freinage reste constante ou diminue. Le véhicule suit sa trajectoire, reste stable et le freinage est optimal.

Le système ABS représente donc une contribution décisive à la sécurité routière, car il aide le conducteur à maîtriser des situations de freinage difficiles (figures 21 et 22).

## Conditions à remplir par l'ABS

L'ABS doit satisfaire à de nombreuses exigences, notamment à tous les impératifs de sécurité relatifs à la dynamique du freinage et à la technique des appareils de freinage:

- La régulation du freinage doit garantir la stabilité directionnelle et la manoeuvrabilité, quel que soit l'état de la route (de la chaussée sèche et adhérente jusqu'au verglas).

- L'ABS doit exploiter de manière optimale la capacité de freinage des roues sur la

chaussée, la stabilité directionnelle et la manoeuvrabilité étant prioritaires sur la réduction de la distance de freinage. Le fait que le conducteur appuie brutalement sur la pédale de frein ou que la pression de freinage augmente lentement jusqu'à la limite de blocage ne doit pas entrer en ligne de compte.

- La régulation de freinage doit fonctionner quelle que soit la vitesse du véhicule, même si celui-ci roule au pas. Si les roues bloquent à cette vitesse réduite, la trajectoire restante du véhicule n'est pas critique jusqu'à l'arrêt.

- La régulation du freinage doit s'adapter rapidement aux variations d'adhérence de la chaussée. Ainsi, en cas de chaussée sèche recouverte par endroits de plaques de verglas, l'éventuel blocage des roues doit être limité à des durées suffisamment courtes pour ne pas altérer la stabilité directionnelle et la dirigeabilité. Par ailleurs, l'adhérence permise par la portion sèche de la chaussée doit être utilisée au maximum.

- En cas de freinage sur une chaussée présentant des caractéristiques différentes (roue droite sur le verglas, roue gauche sur l'asphalte sec par exemple), les moments de lacet (couples de rotation autour de l'axe vertical du véhicule qui ont tendance à faire virer l'automobile perpendiculairement au sens de déplacement), apparaissant inévitablement dans ce cas, doivent augmenter suffisamment lentement pour que le conducteur moyen puisse les compenser facilement par contre-braquage.

- En cas de freinage dans un virage, le véhicule doit rester stable et dirigeable et présenter une distance de freinage aussi courte que possible, tant que la vitesse du véhicule est suffisamment inférieure à la vitesse limite en virage (la vitesse limite en virage est la vitesse maximale à laquelle le véhicule peut négocier un virage de rayon

donné sans quitter sa trajectoire).

- Les exigences de stabilité directionnelle, de dirigeabilité et de décélération optimale doivent être respectées même sur chaussée accidentée, quelle que soit l'intensité du freinage.

- La régulation du freinage doit détecter l'aquaplanage (flottement des roues sur chaussée mouillée) et réagir de manière optimale. La stabilité et la trajectoire rectiligne du véhicule doivent être garanties.

- L'adaptation à l'hystérésis de freinage (reprise du freinage après desserrage du frein de roue) et aux influences du moteur (freinage en position embrayée) doit être la plus rapide possible.

- Toute oscillation croissante du véhicule due à l'apparition de vibrations doit être évitée.

- Un circuit de surveillance doit contrôler en permanence le bon fonctionnement du système antiblocage. Si ce circuit détecte un incident susceptible d'entraver le comportement au freinage, l'ABS est déconnecté. Un témoin lumineux de sécurité indique au conducteur qu'il ne dispose plus que du dispositif de freinage de base sans ABS.

## Dynamique de la roue freinée

Les figures 23 et 24 montrent les relations physiques apparaissant au cours des processus de freinage avec ABS, les plages de régulation ABS étant hachurées.

L'évolution (figure 23) des courbes 1 (route

**Figure 21: effet de freinage sans ABS.**  
Les traces montrent que les roues se sont bloquées et que le véhicule a dérapé.

**Figure 22: effet de freinage avec ABS.**  
Le véhicule conserve une dirigeabilité et une stabilité directionnelle optimales en cas de freinage d'urgence.

Figure 21

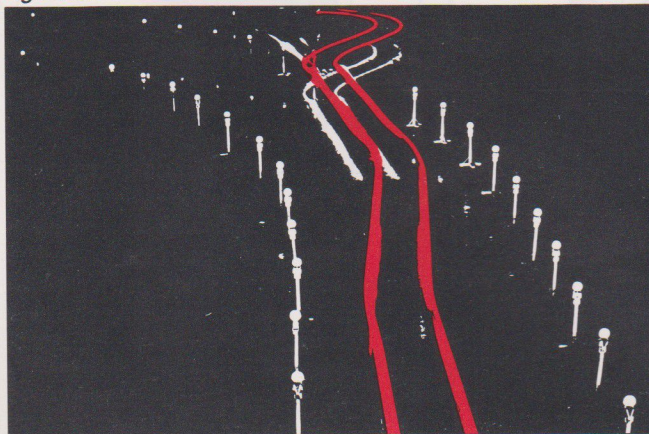
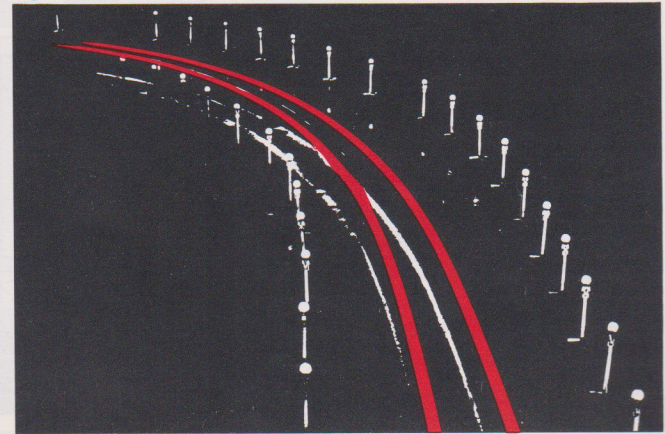


Figure 22



sèche), 2 (route mouillée) et 4 (verglas) montre que le système ABS permet d'obtenir des distances de freinage plus courtes qu'en cas de freinage d'urgence avec blocage des roues ( $\lambda = 100\%$ ). Dans le cas de la courbe 3 (neige), un bloc de neige assure un effet de freinage supplémentaire des roues bloquées; on voit ici l'avantage de l'ABS en ce qui concerne la stabilité directionnelle et la dirigeabilité d'un véhicule. Ainsi que le montrent les deux courbes de coefficient de force de freinage  $\mu_B$  et de coefficient de force latérale  $\mu_S$  de la figure 24, la plage de régulation ABS doit être étendue pour l'angle de dérive important  $\alpha = 10^\circ$  (c'est-à-dire force latérale élevée en raison d'une accélération transversale du véhicule) par rapport au faible angle de dérive  $\alpha = 2^\circ$ : en cas de freinage maximal

dans un virage avec une forte accélération transversale, le système ABS intervient précocement et admet au début p. ex. un glissement au freinage de 10%. Pour  $\alpha = 10^\circ$ , le coefficient de force de freinage obtenu tout d'abord n'est que de 0,35 alors que le coefficient de force latérale de 0,80 est encore pratiquement au maximum. Plus la vitesse et donc l'accélération transversale diminuent au cours du freinage en virage, plus les valeurs de glissement autorisées par l'ABS sont élevées, si bien que la décélération augmente pendant que le coefficient de force latérale diminue proportionnellement à la baisse de l'accélération transversale. Au cours du freinage en virage, l'augmentation des forces de freinage est telle que la distance de freinage totale est à peine plus longue que celle du freina-

ge en ligne droite dans des conditions identiques.

## Boucle de régulation ABS

La boucle de régulation ABS (figure 26) comprend les éléments suivants:

### Système asservi:

Véhicule avec frein de roue, roue et couple de friction constitué par les pneumatiques et la chaussée.

### Grandeurs perturbatrices:

Conditions propres à la chaussée, état des freins, chargement du véhicule, état des pneumatiques (p. ex. pression insuffisante, profil usé).

### Régulateurs:

Capteurs de vitesse et calculateur électronique ABS.

### Grandeurs réglées:

Vitesse de rotation et, par corrélation, décélération/accélération périphériques des roues ainsi que glissement au freinage.

### Grandeur de référence:

Pression sur la pédale de frein (pression de freinage induite par le conducteur).

### Grandeur réglante:

Pression de freinage.

## Système asservi

Le traitement des données par le calculateur électronique ABS part du système asservi simplifié suivant: une roue non entraînée, un quart de la masse du véhicule correspondant à cette roue, le frein de roue et, pour représenter le couple de friction formé par le pneumatique et la route, une courbe idéalisée du coefficient de force de freinage en fonction du glissement (figure 25). Cette courbe comprend une zone stable à évolution linéaire et une zone instable dont l'allure est constante ( $\mu_{Bmax}$ ). Une autre simplification utilisée est un processus de freinage rectiligne correspondant à un freinage en situation de panique. La figure 27 montre le rapport existant entre le couple de freinage  $M_B$  (couple que le frein peut appliquer par l'intermédiaire des pneumatiques) et le couple de frottement de la chaussée  $M_R$  (couple agissant sur la roue en raison du couple de friction chaussée/pneumatique) et le temps  $t$  ainsi que la décélération périphérique de la roue (-a) et le temps  $t$ : le couple de freinage augmente de manière linéaire en fonction du temps. Le couple de frottement de la chaussée suit le couple de freinage avec

Figure 23

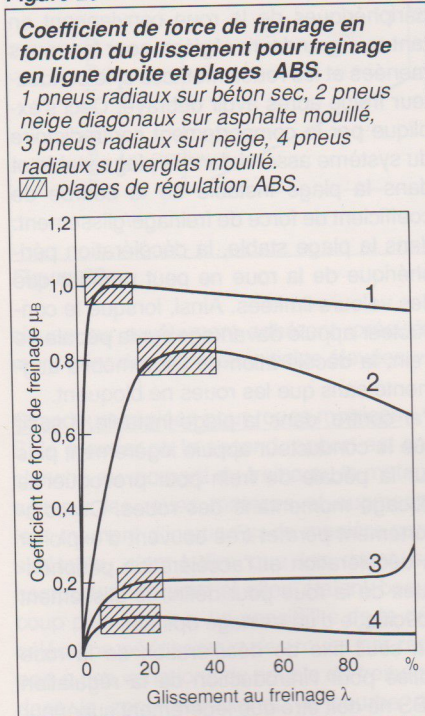


Figure 24

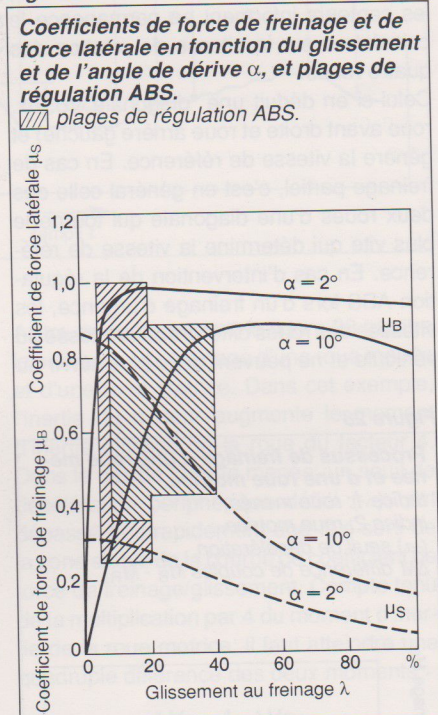


Figure 25

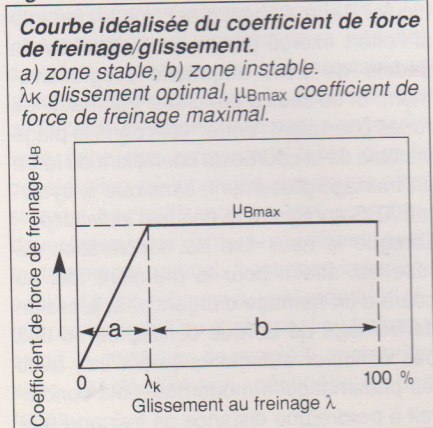


Figure 26

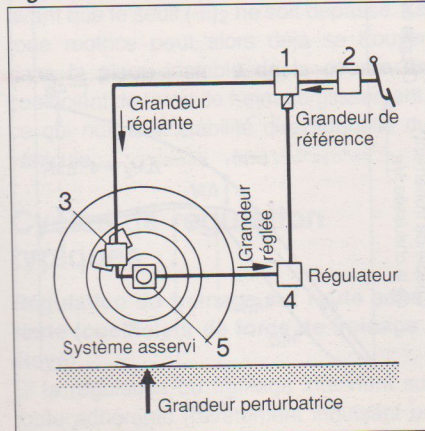


Figure 26: boucle de régulation ABS.

1 groupe hydraulique avec électrovalves, 2 maître-cylindre, 3 cylindre de frein, 4 calculateur, 5 capteur de vitesse.

# Système antiblocage ABS

une faible temporisation  $T$  tant que le freinage a lieu dans la partie stable de la courbe de coefficient de force de freinage/glisement. Le maximum ( $\mu_{Bmax}$ ) et donc la plage instable de la courbe de coefficient de force de freinage/glisement est atteint au bout de 130 ms. Alors que le couple de freinage  $M_B$  continue d'augmenter, le couple de frottement de la chaussée  $M_R$  ne peut plus augmenter conformément à la courbe de coefficient de force de freinage/glisement, mais reste constant. Pendant la durée comprise entre 130 et 240 ms (blocage de la roue), la faible différence de couple  $M_B - M_R$  de la plage stable augmente rapidement pour atteindre des valeurs plus importantes. Cette différence de couple est représentative de la décélération périphérique  $-a$  de la roue freinée (figure 27, en bas). Dans la plage stable, la décélération périphérique de la roue est limitée à une valeur faible, alors qu'elle augmente rapidement dans la plage instable. Il en résulte un comportement contradictoire dans la plage stable et dans la plage instable de la courbe de coefficient de force de freinage/glisement. Le système ABS met à profit cette caractéristique contradictoire.

## Grandeurs réglées

L'utilisation de grandeurs réglées appropriées est déterminante pour la qualité de la régulation ABS. Les bases correspon-

dantes sont les signaux des capteurs de vitesse qui permettent au calculateur de déterminer la décélération et l'accélération périphériques de la roue, le glissement, la vitesse de référence et la décélération du véhicule. Ni la décélération, ni l'accélération périphériques de la roue, ni le glissement ne conviennent seuls en tant que grandeurs réglées. En effet, lors du freinage, une roue motrice se comporte de manière totalement différente par rapport à une roue menée. Une combinaison logique appropriée de ces grandeurs permet d'obtenir d'excellents résultats.

Etant donné que le glissement ne peut pas être mesuré directement, une grandeur identique est déterminée par le calculateur. Le paramètre de base est la vitesse de référence, qui correspond à un taux de décélération optimal (glissement optimal). Pour déterminer cette vitesse de référence, les capteurs informent en permanence le calculateur sur la vitesse de rotation des quatre roues.

Celui-ci en déduit une "diagonale" (p. ex. roue avant droite et roue arrière gauche) et génère la vitesse de référence. En cas de freinage partiel, c'est en général celle des deux roues d'une diagonale qui tourne le plus vite qui détermine la vitesse de référence. En cas d'intervention de la régulation ABS lors d'un freinage d'urgence, les vitesses des roues diffèrent de la vitesse du véhicule et ne peuvent donc plus servir au

calcul de la vitesse de référence en l'absence de corrections.

Pendant la régulation, le calculateur détermine la vitesse de référence à partir de la vitesse au début de la régulation en lui appliquant une diminution linéaire en forme de rampe. La pente de la rampe est obtenue par analyse de signaux et de combinaisons logiques. Si, outre l'accélération et la décélération périphériques de la roue et le glissement, la décélération du véhicule est aussi prise en compte comme grandeur auxiliaire et si le circuit logique du calculateur est influencé par les résultats calculés, on obtient une régulation optimale du freinage.

C'est ce concept que réalise le système ABS de Bosch.

## Grandeurs réglées pour roues menées

En général, l'accélération et la décélération périphériques de la roue conviennent en tant que grandeurs réglées pour les roues menées et les roues motrices si le conducteur freine après avoir débrayé. Ceci s'explique par le comportement contradictoire du système asservi dans la plage stable et dans la plage instable de la courbe de coefficient de force de freinage/glisement: dans la plage stable, la décélération périphérique de la roue ne peut prendre que des valeurs limitées. Ainsi, lorsque le conducteur appuie davantage sur la pédale de frein, la décélération de l'automobile augmente sans que les roues ne bloquent.

Par contre, dans la plage instable, il suffit que le conducteur appuie légèrement plus sur la pédale de frein pour provoquer le blocage momentané des roues. Ce comportement permet très souvent d'exploiter la décélération et l'accélération périphériques de la roue pour définir le glissement spécifique d'un freinage optimal.

Un seuil fixe de décélération de la roue utilisé pour l'introduction de la régulation ABS ne doit être que légèrement supérieur à la décélération maximale possible du véhicule. Cette exigence est très importante si l'effort exercé par le conducteur sur la pédale de frein augmente progressivement. Si ce seuil a été choisi trop haut, les roues pourraient "entrer" loin dans la plage instable de la courbe de coefficient de force de freinage/glisement, sans que le système ABS enregistre le risque d'instabilité. Lorsque le seuil fixe de décélération de roue est atteint pour la première fois au cours d'un freinage d'urgence, la pression de freinage de la roue concernée ne doit pas diminuer automatiquement car, avec les pneumatiques modernes, cela conduirait à perdre une distance de freinage pré-

Figure 27

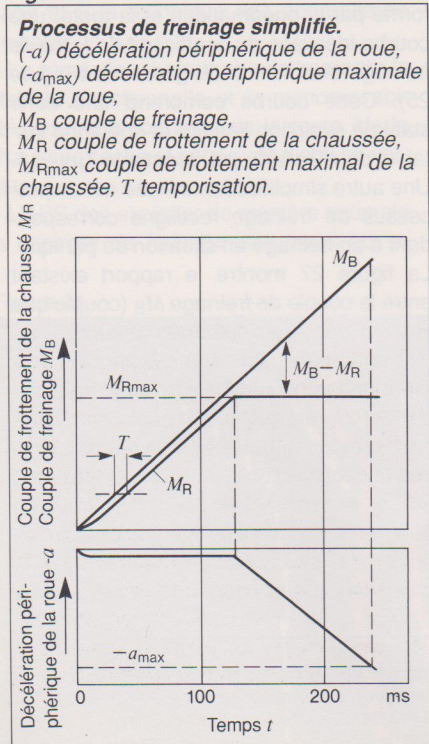
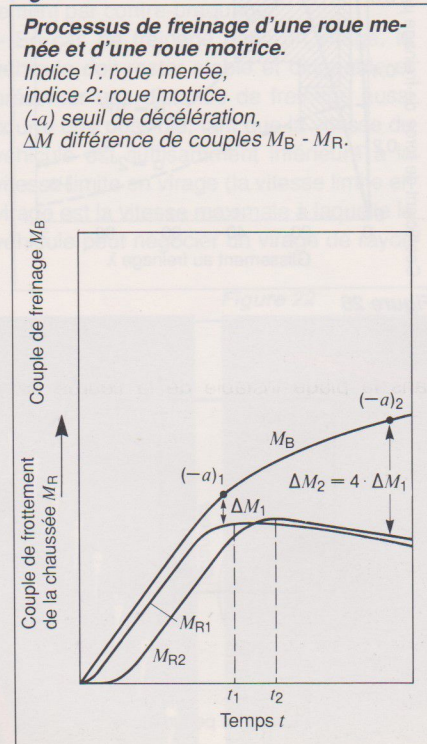
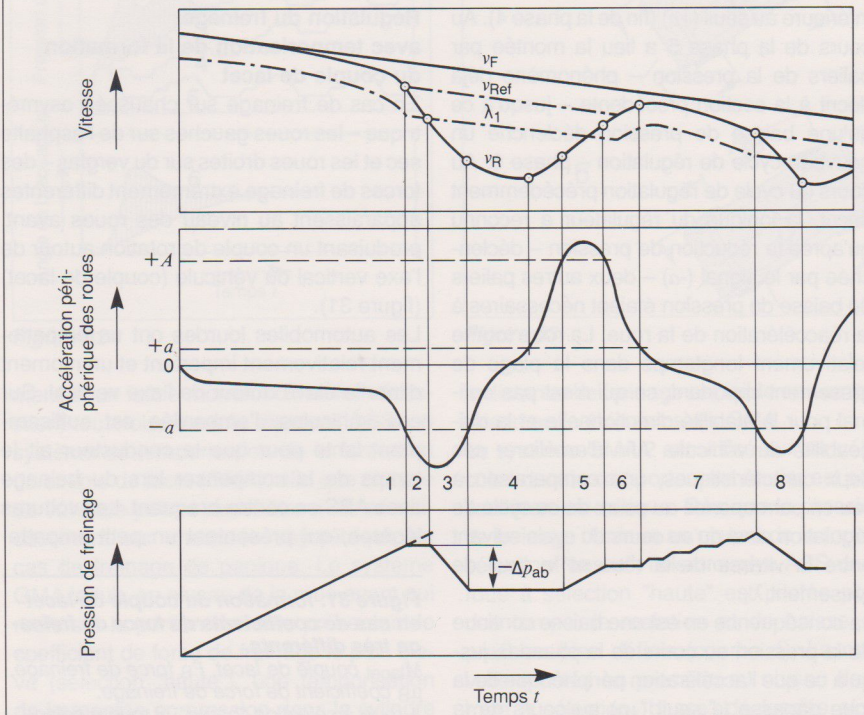


Figure 28



**Régulation du freinage pour des coefficients importants de force de freinage.**

$v_F$  vitesse du véhicule,  $v_{ref}$  vitesse de référence,  $v_R$  vitesse périphérique des roues,  $\lambda_1$  seuil de glissement,  $+A$ ,  $+a$  seuils d'accélération périphérique des roues,  $-a$  seuil de décélération périphérique des roues,  $-\Delta p_{ab}$  baisse de la pression de freinage.


**Figure 29**

cieuse sur revêtement adhérent, précisément pour des vitesses initiales élevées.

**Grandeurs réglées pour roues motrices**

Si le premier ou le second rapport est enclenché au moment du freinage, le moteur agit sur les roues motrices et augmente leur moment d'inertie  $\Theta_R$  de manière considérable, c'est-à-dire que les roues se comportent comme si elles étaient beaucoup plus lourdes. La sensibilité de la décélération périphérique des roues par rapport à des variations du couple de freinage dans la zone instable de la courbe de coefficient de force de freinage/glisserment diminue dans les mêmes proportions.

Le comportement contradictoire très net des roues menées entre la zone stable et la zone instable de la courbe du coefficient de force de freinage/glisserment s'en trouve lissé dans des proportions telles que la décélération périphérique des roues n'est souvent pas suffisante, en tant que grandeur réglée, pour capter le glissement avec un frottement optimal. Il est donc indispensable d'avoir recours à une grandeur réglée comparable au glissement au freinage et de la combiner de manière appropriée avec la décélération périphérique des roues.

A titre de comparaison, la figure 28 montre le processus de freinage d'une roue menée et d'une roue motrice. Dans cet exemple, l'inertie du moteur augmente le moment d'inertie efficace de la roue du facteur 4. Dans le cas de la roue menée, un seuil de décélération périphérique défini  $(-a)_1$  est dépassé très rapidement une fois sorti de la zone stable de la courbe de coefficient de force de freinage/glisserment. Compte tenu de la multiplication par 4 du moment d'inertie de la roue motrice, il faut atteindre une quadruple différence des deux moments

$$\Delta M_2 = 4 \cdot \Delta M_{R1}$$

avant que le seuil  $(-a)_2$  ne soit dépassé. La roue motrice peut alors déjà se trouver dans la plage instable de la courbe de coefficient de force de freinage/glisserment, ce qui nuit à la stabilité directionnelle du véhicule.

**Cycles de régulation typiques**
**Régulation du freinage sur route adhérente (coefficient de force de freinage élevé)**

Si la régulation du freinage intervient sur route adhérente (revêtement induisant un

coefficient de force de freinage élevé), la vitesse de la montée en pression doit être réduite du facteur 5 à 10 par rapport à la phase de freinage pour éviter des résonances parasites des essieux. De ces conditions résultent l'évolution, représentée à la figure 29, de la régulation du freinage pour des coefficients de force de freinage élevés.

Au moment du freinage, la pression dans le cylindre de frein de roue et la décélération périphérique des roues augmentent.

A la fin de la phase 1, la décélération périphérique dépasse le seuil prédéterminé  $(-a)$ . Par conséquent, l'électrovalve correspondante passe en position "maintien de la pression". La pression de freinage ne doit pas encore baisser, car le seuil  $(-a)$  pourrait déjà être dépassé dans la plage stable de la courbe du coefficient de force de freinage/glisserment et que ceci conduirait à "gaspiller" la distance de freinage. La vitesse de référence diminue simultanément selon une pente prédéfinie. La valeur pour le seuil de glissement  $\lambda_1$  est déduite de cette vitesse de référence.

A la fin de la phase 2, la vitesse périphérique devient inférieure au seuil  $\lambda_1$ . L'électrovalve passe alors sur "chute de pression", ce qui conduit à une baisse de la pression de freinage jusqu'à ce que la décélération périphérique des roues ait dépassé le seuil  $(-a)$ .

A la fin de la phase 3, la valeur est à nouveau inférieure au seuil  $(-a)$  et une phase de maintien de la pression intervient pendant une durée déterminée. Pendant ce temps, l'accélération périphérique a augmenté de telle manière que le seuil  $(+a)$  est dépassé. La pression continue de rester constante.

A la fin de la phase 4, l'accélération périphérique dépasse le seuil  $(+A)$  relativement élevé. La pression de freinage augmente alors tant que le seuil  $(+A)$  est dépassé.

Au cours de la phase 6, la pression de freinage est à nouveau maintenue constante, car le seuil  $(+a)$  est dépassé. A la fin de cette phase, l'accélération périphérique devient inférieure au seuil  $(+a)$ . Cela signifie que la roue est entrée dans la plage stable de la courbe du coefficient de force de freinage/glisserment et que le freinage est légèrement trop faible.

La pression de freinage est maintenant établie par paliers (phase 7), jusqu'à ce que la décélération périphérique dépasse le seuil  $(-a)$  (fin de la phase 7). Cette fois, la pression de freinage est annulée immédiatement, sans qu'un signal  $\lambda_1$  ait été généré.

### Régulation du freinage sur route glissante (coefficient de force de freinage faible)

Contrairement à ce qui se passe sur chaussée adhérente, une légère pression sur la pédale de frein suffit au blocage des roues sur route glissante. Celles-ci mettent beaucoup plus de temps pour sortir d'une phase de glissement important et pour réaccélérer. Le circuit logique du calculateur identifie l'état momentané de la chaussée et y adapte les caractéristiques de l'ABS. La figure 30 montre une régulation de freinage typique pour des coefficients de force de freinage faibles.

Au cours des phases 1 et 2, la régulation du freinage se comporte comme en cas de coefficient de force de freinage important.

La phase 3 débute par un stade de maintien de la pression de courte durée. Puis est effectuée une brève comparaison entre la vitesse des roues et le seuil de glissement  $\lambda_1$ . Etant donné que la vitesse des roues est inférieure à la valeur du seuil de glissement, la pression de freinage diminue pendant une courte durée définie. Suit une nouvelle brève phase de maintien de la pression. Ensuite est effectuée une nouvelle comparaison entre la vitesse des roues et le seuil de glissement  $\lambda_1$  qui conduit à une baisse de la pression pendant une durée courte et fixe. Au

cours de la phase consécutive de maintien de la pression, la roue réaccélère et sa vitesse périphérique dépasse le seuil ( $+a$ ). Ceci entraîne un nouveau maintien de la pression jusqu'à ce que la valeur redevienne inférieure au seuil ( $+a$ ) (fin de la phase 4). Au cours de la phase 5 a lieu la montée par paliers de la pression – phénomène déjà décrit à la section précédente – jusqu'à ce qu'une baisse de pression déclenche un nouveau cycle de régulation – phase 6. Au cours du cycle de régulation précédemment décrit, la logique du régulateur a reconnu qu'après la réduction de pression – déclenchée par le signal ( $-a$ ) – deux autres paliers de baisse de pression étaient nécessaires à la réaccélération de la roue. La roue tourne relativement longtemps dans la plage de glissement important, ce qui n'est pas optimal pour la stabilité directionnelle et la dirigeabilité du véhicule. Afin d'améliorer ces deux caractéristiques, une comparaison a lieu en permanence au cours de ce cycle de régulation ainsi qu'au cours du cycle suivant entre la vitesse de la roue et le seuil de glissement  $\lambda_1$ .

La conséquence en est une baisse continue de la pression au cours de la phase 6, jusqu'à ce que l'accélération périphérique de la roue dépasse le seuil ( $+a$ ) au cours de la phase 7. Compte tenu de la baisse continue

de la pression, la roue ne tourne que brièvement avec un glissement important, ce qui améliore la stabilité directionnelle et la dirigeabilité par rapport au premier cycle.

### Régulation du freinage avec temporisation de la formation du couple de lacet

En cas de freinage sur chaussée asymétrique – les roues gauches sur de l'asphalte sec et les roues droites sur du verglas – des forces de freinage extrêmement différentes apparaissent au niveau des roues avant, produisant un couple de rotation autour de l'axe vertical du véhicule (couple de lacet) (figure 31).

Les automobiles lourdes ont un empattement relativement important et un moment d'inertie élevé autour de l'axe vertical. Sur ces véhicules, l'embarquée est suffisamment lente pour que le conducteur ait le temps de la compenser lors du freinage avec ABS en contre-braquant. Les voitures légères, qui présentent un petit empatte-

**Figure 31: formation du couple de lacet en cas de coefficients de force de freinage très différents.**

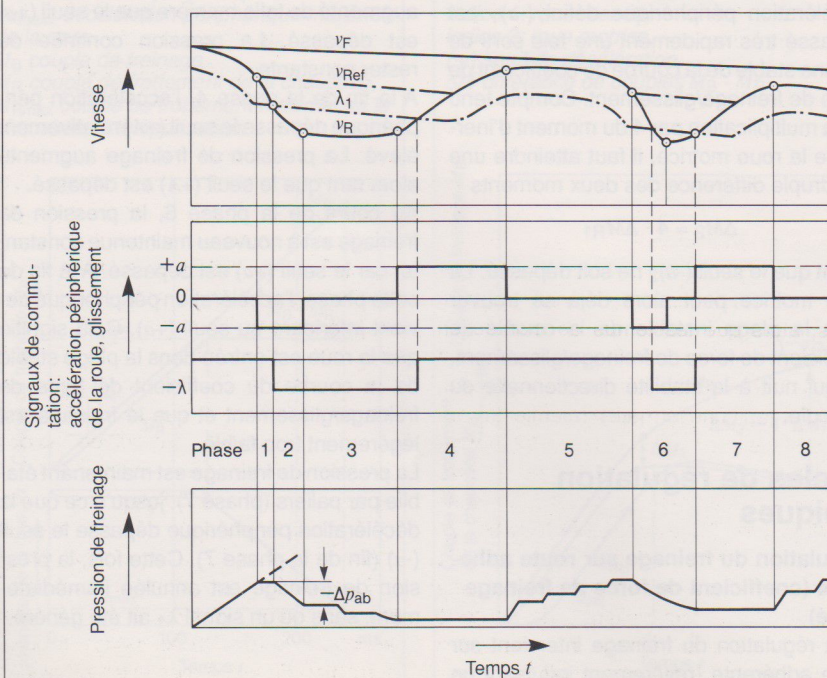
$M_{\text{lacet}}$  couple de lacet,  $F_B$  force de freinage,  $\mu_B$  coefficient de force de freinage. 1 roue à sélection "haute", 2 roue à sélection "basse".

**Figure 30**

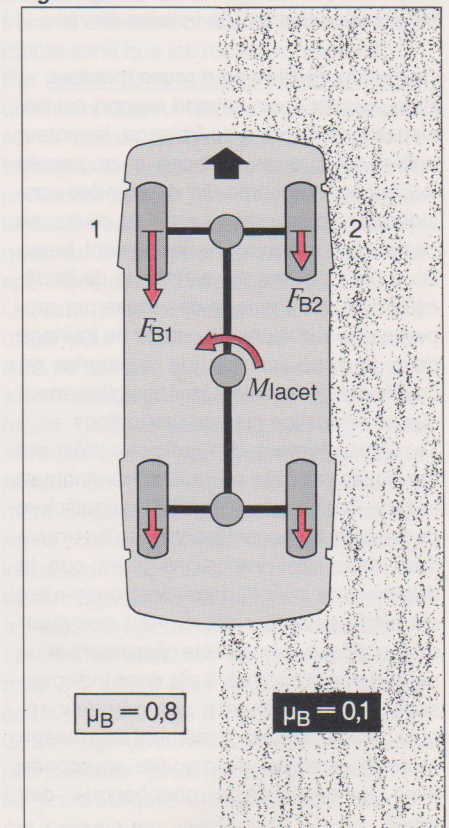
#### Régulation du freinage en cas de faibles coefficients de force de freinage.

$v_F$  vitesse du véhicule,  $v_{\text{ref}}$  vitesse de référence,  $v_R$  vitesse périphérique de la roue,  $\lambda_1$  seuil de glissement.

Signaux de commutation:  $+a$  accélération périphérique de la roue,  $-a$  décélération périphérique de la roue,  $\lambda$  glissement,  $-\Delta p_{\text{ab}}$  baisse de la pression de freinage.



**Figure 31**





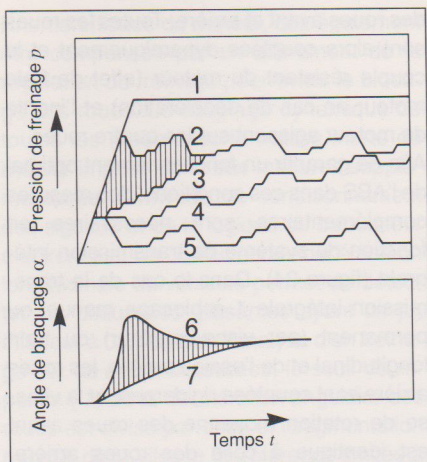


Figure 32

ment et un faible moment d'inertie, nécessitent toutefois, outre le dispositif ABS, un système de temporisation de la formation du couple de lacet (GMA), afin que ce type de véhicule puisse aussi être maîtrisé efficacement sur chaussée asymétrique en cas de freinage de panique. Le système GMA induit, au niveau de la roue avant qui roule sur la portion de route présentant le coefficient de force de freinage le plus élevé (sélection "haute"), une temporisation de la montée en pression dans le cylindre du frein de roue.

La figure 32 illustre le principe du système GMA: la courbe 1 montre la pression dans le maître-cylindre de frein  $p_{HZ}$ . En cas d'absence de GMA, la roue tournant sur l'asphalte présente rapidement la pression  $p_{haute}$  (courbe 2), la roue tournant sur la glace la pression  $p_{basse}$  (courbe 5); chaque roue freine respectivement avec la temporisation maximale possible (régulation individuelle).

Le système GMA 1 est utilisé sur les véhicules dont le comportement routier est moins critique. La pression augmente par paliers sur la roue à sélection "haute" pendant la phase de freinage (courbe 3), dès que la roue à sélection "basse" subit sa première baisse de pression suite à une tendance au blocage. Lorsque la pression de freinage de la roue à sélection "haute" a atteint son niveau de blocage, elle n'est plus influencée par les signaux de la roue à sélection "basse", mais régulée individuellement, si bien que la force de freinage maximale possible est appliquée à cette roue. Cette mesure permet de garantir, pour le type de véhicule cité, une dirigeabilité satisfaisante en cas de freinage de panique sur chaussée asymétrique. Etant donné que la pression de freinage maximale s'établit relativement vite (750 ms) sur la roue à sélection "haute", l'allongement de

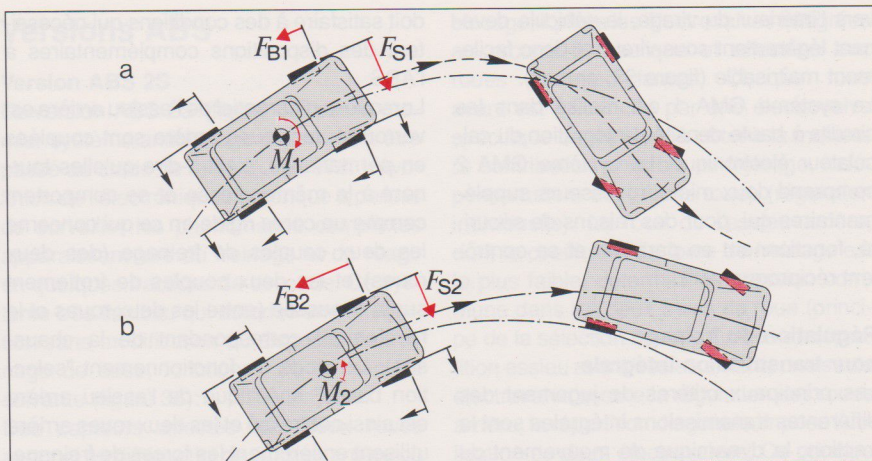


Figure 33

la distance de freinage est faible en comparaison aux véhicules sans GMA.

Le système GMA 2 est utilisé sur les véhicules dont le comportement routier est particulièrement critique. Dès que la pression de freinage diminue au niveau de la roue à sélection "basse", l'électrovalve ABS de la roue à sélection "haute" est pilotée pour des temps de maintien et de baisse de pression bien définis (courbe 4). La nouvelle montée en pression au niveau de la roue à sélection "basse" déclenche alors une montée en pression par paliers sur la roue à sélection "haute", les temps de montée en pression étant plus longs - à raison d'un facteur prédéfini - que ceux appliqués à la roue à sélection "basse". Ce dosage de la pression n'intervient pas uniquement au cours du premier cycle de régulation, mais pendant l'ensemble du freinage.

Les effets du couple de lacet sur la dirigeabilité sont d'autant plus critiques que la vitesse du véhicule est élevée lors du freinage. Dans le cas du système GMA 2, la vitesse du véhicule est subdivisée en quatre plages. Des temporisations différentes de la formation du couple de lacet interviennent dans ces quatre plages. En cas de vitesse élevée du véhicule, les temps de montée en pression au niveau de la roue à sélection "haute" sont raccourcis de plus en plus, alors que les temps de montée en pression au niveau de la roue à sélection "basse" sont prolongés progressivement, afin d'obtenir une formation ralentie du couple de lacet. Le bas de la figure 32 montre également l'évolution des angles de braquage lors du freinage aussi bien sans GMA (courbe 6) qu'avec GMA (courbe 7). La temporisation optimale du couple de lacet est un compromis entre une bonne dirigeabilité et une distance de freinage aussi courte que possible. Elle est déterminée par Bosch en collaboration avec les

**Figure 32: évolution de la pression de freinage et de l'angle de braquage en cas de temporisation de la formation du couple de lacet.**

1 pression du maître-cylindre  $p_{HZ}$ ,  
2 pression de freinage  $p_{haute}$  sans GMA,  
3  $p_{haute}$  avec GMA 1, 4  $p_{haute}$  avec GMA 2,  
5  $p_{basse}$ , 6 angle de braquage  $\alpha$  sans GMA,  
7 angle de braquage  $\alpha$  avec GMA.

**Figure 33: comportement en cas de freinage en virage à des vitesses critiques avec/sans GMA.**

a) GMA opérante (pas de régulation individuelle), véhicule survireur, b) GMA inopérante (régulation individuelle), véhicule légèrement sous-vireur.  $F_B$  force de freinage,  $F_S$  force latérale,  $M$  couple de rotation.

constructeurs automobiles pour chaque type de véhicule.

Un autre critère important pour l'application du GMA est le comportement au freinage en virage. Si le conducteur freine à vitesse élevée dans un virage, le GMA génère une charge dynamique sur l'essieu avant et un délestage dynamique de l'essieu arrière. Ceci entraîne une augmentation des forces latérales au niveau des roues avant et une baisse au niveau des roues arrière. Il en résulte un couple de rotation dirigé vers l'intérieur du virage, le véhicule quittant la trajectoire vers l'intérieur et n'étant plus que difficilement maîtrisable par contrebraquage (figure 33, en haut).

Afin d'éviter cette situation de freinage critique, le système GMA dispose également d'un contacteur d'accélération transversale qui met le dispositif hors circuit en cas d'accélération transversale supérieure à  $0,4 \cdot g$ . Il en résulte, pendant le freinage en virage, une force de freinage élevée au niveau de la roue avant située sur la trajectoire extérieure, force de freinage provoquant un couple de rotation dirigé vers l'extérieur du virage. Ce couple de rotation compense le couple de rotation dû aux forces latérales dirigées

vers l'intérieur du virage, le véhicule devenant légèrement sous-vireur et donc facilement maîtrisable (figure 33, en bas).

Le système GMA 1 est réalisé dans les circuits à haute densité d'intégration du calculateur électronique. Le système GMA 2 comprend deux microprocesseurs supplémentaires qui, pour des raisons de sécurité, fonctionnent en parallèle et se contrôlent réciproquement.

### Régulation du freinage pour transmission intégrale

Les principaux critères de jugement des différentes transmissions intégrales sont la traction, la dynamique de mouvement du véhicule et le comportement au freinage. Dès que les blocages des différentiels sont enclenchés, la régulation de freinage ABS

doit satisfaire à des conditions qui nécessitent des dispositions complémentaires à l'ABS.

Lorsque le différentiel de l'essieu arrière est verrouillé, les roues arrière sont couplées en permanence, c'est-à-dire qu'elles tournent à la même vitesse et se comportent comme un corps rigide en ce qui concerne les deux couples de freinage (des deux roues) et les deux couples de frottement sur la chaussée (entre les deux roues et le revêtement correspondant de la chaussée). Le mode de fonctionnement "selection basse" spécifique de l'essieu arrière est ainsi neutralisé et les deux roues arrière utilisent entièrement les forces de freinage. Dès que le blocage longitudinal est enclenché, le système provoque une adaptation forcée de la vitesse de rotation moyenne

des roues avant et arrière. Toutes les roues sont alors couplées dynamiquement et le couple résistant du moteur (effet de frein moteur en cas de décélération) et l'inertie du moteur agissent sur les quatre roues.

Afin de garantir un fonctionnement optimal de l'ABS dans ces conditions, des mesures complémentaires sont nécessaires en fonction du système de transmission intégrale (figure 34). Dans le cas de la transmission intégrale 1 à blocage manuel ou permanent (par visco-coupleur) du train longitudinal et de l'essieu arrière, les roues arrière sont couplées rigidement et la vitesse de rotation moyenne des roues avant est identique à celle des roues arrière. Comme cela a déjà été dit, la conséquence du blocage de l'essieu arrière est que le mode "selection basse" n'est plus efficace, mais que la force de freinage maximale est utilisée pour chaque roue arrière. En cas de freinage sur chaussée asymétrique, cette différence de force de freinage au niveau des roues arrière engendre un moment de lacet qui altère de manière critique la stabilité directionnelle du véhicule. Si la différence maximale de force de freinage apparaissait également rapidement au niveau des roues avant, il ne serait plus possible de maintenir le véhicule sur sa trajectoire. Cette transmission intégrale nécessite un système GMA au niveau des roues avant, afin de garantir la stabilité et la dirigeabilité en cas de conditions fortement asymétriques de la chaussée entre les roues droites et gauches.

Afin de conserver les fonctions ABS sur chaussée glissante, il est nécessaire de réduire le couple résistant du moteur qui agit sur toutes les roues en cas de transmission intégrale. On y parvient en augmentant le nombre de tours au ralenti ou à l'aide d'une régulation du couple résistant du moteur qui induit l'accélération juste nécessaire à la suppression de l'effet de frein moteur trop important. La sensibilité réduite des roues aux variations des couples de frottement sur chaussée glissante, dues à

Figure 34

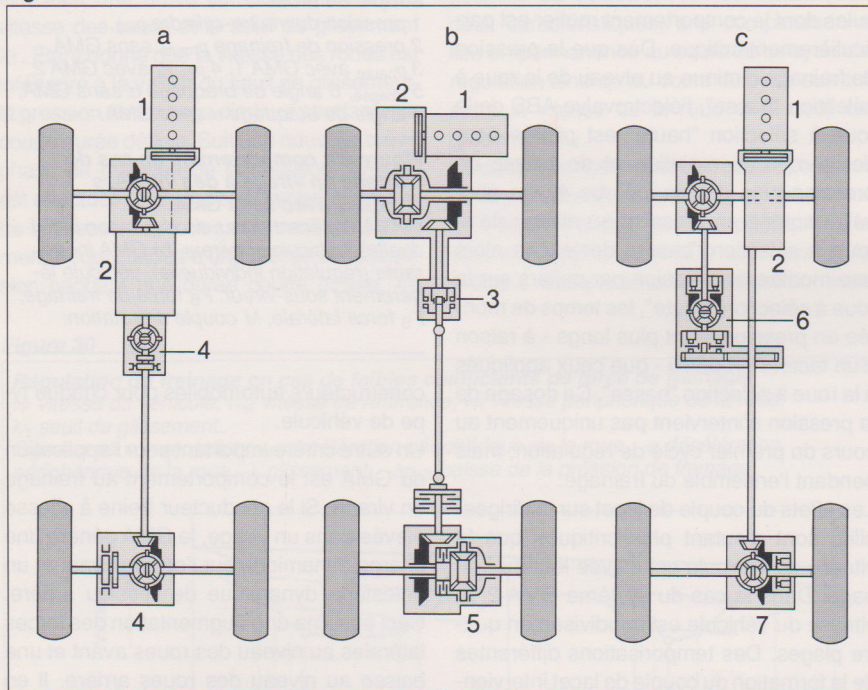


Figure 35

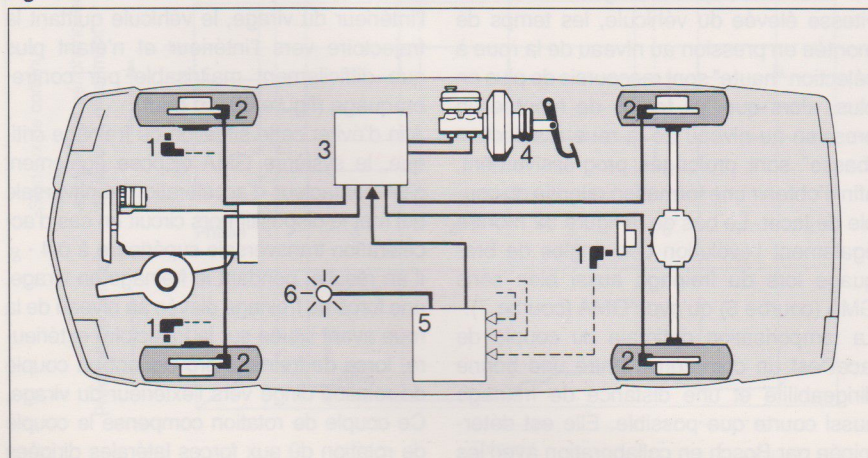


Figure 34: Systèmes de transmission intégrale.

a, b, c) transmissions intégrales 1, 2, 3.  
1 moteur, 2 boîte de vitesses, 3 roue libre et visco-coupleur, 4...7 différentiel avec: blocage manuel commutable ou blocage par visco-coupleur (4), blocage en pourcentage (5), coupleur et blocage (6), blocage automatique (7).

Figure 35: automobile avec ABS 2S.

1 capteur de vitesse, 2 cylindre de frein de roue, 3 groupe hydraulique, 4 maître-cylindre, 5 calculateur, 6 témoin lumineux de sécurité.

l'inertie efficace du moteur, doit également être compensée par un affinement de la régulation du freinage pour éviter le blocage des roues. Le couplage dynamique de toutes les roues avec la masse inerte du moteur impose donc des mesures supplémentaires au niveau du conditionnement des signaux et de la logique du calculateur électronique. Un contacteur de décélération longitudinale du véhicule permet de détecter les chaussées glissantes ayant un  $\mu_g$  inférieur à 0,3. Lors de l'analyse d'un freinage sur de telles chaussées, le seuil de réponse (-a) de la décélération angulaire des roues est divisé par deux et l'augmentation ralentie de la vitesse de référence limitée à des valeurs déterminées relativement faibles. Ceci permet de détecter précocement et avec précision la tendance des roues au blocage. Dans le cas des véhicules à transmission intégrale, une accélération puissante sur chaussée glissante peut provoquer le patinage de toutes les roues. Dans cette situation, des mesures spéciales au niveau du conditionnement des signaux permettent de faire en sorte que la vitesse de référence ne peut suivre les roues qui patinent qu'en fonction de l'accélération maximale possible du véhicule. En cas de freinage consécutif, la première baisse de pression ABS est déclenchée par un signal (-a) et par une faible différence prédéfinie de la vitesse des roues.

Compte tenu de la possibilité de patinage de toutes les roues dans le cas de la transmission intégrale 2 (visco-coupleur et roue libre dans le train longitudinal, blocage en pour cent de l'essieu arrière), il est nécessaire d'avoir recours aux mêmes mesures pour le conditionnement des signaux. Aucune autre disposition ne s'impose pour garantir la fonction ABS, car une roue libre découple les roues lors du freinage. Mais elle peut encore être améliorée grâce à la régulation du couple résistant du moteur. Les mesures précitées pour le conditionnement des signaux sont également indispensables au type de transmission intégrale 3 (blocage automatique) en cas de patinage de toutes les roues. S'y ajoute un déverrouillage automatique des différentiels à chaque début de freinage. Aucune autre mesure ne s'impose pour garantir la fonction ABS.

**Figure 36: modulation de la force de freinage.**

a) montée en pression, b) maintien de la pression, c) baisse de la pression.  
 1 capteur de vitesse, 2 cylindre de frein de roue, 3 groupe hydraulique, 3a électrovalve, 3b accumulateur, 3c pompe de retour, 4 maître-cylindre, 5 calculateur.

## Versions ABS

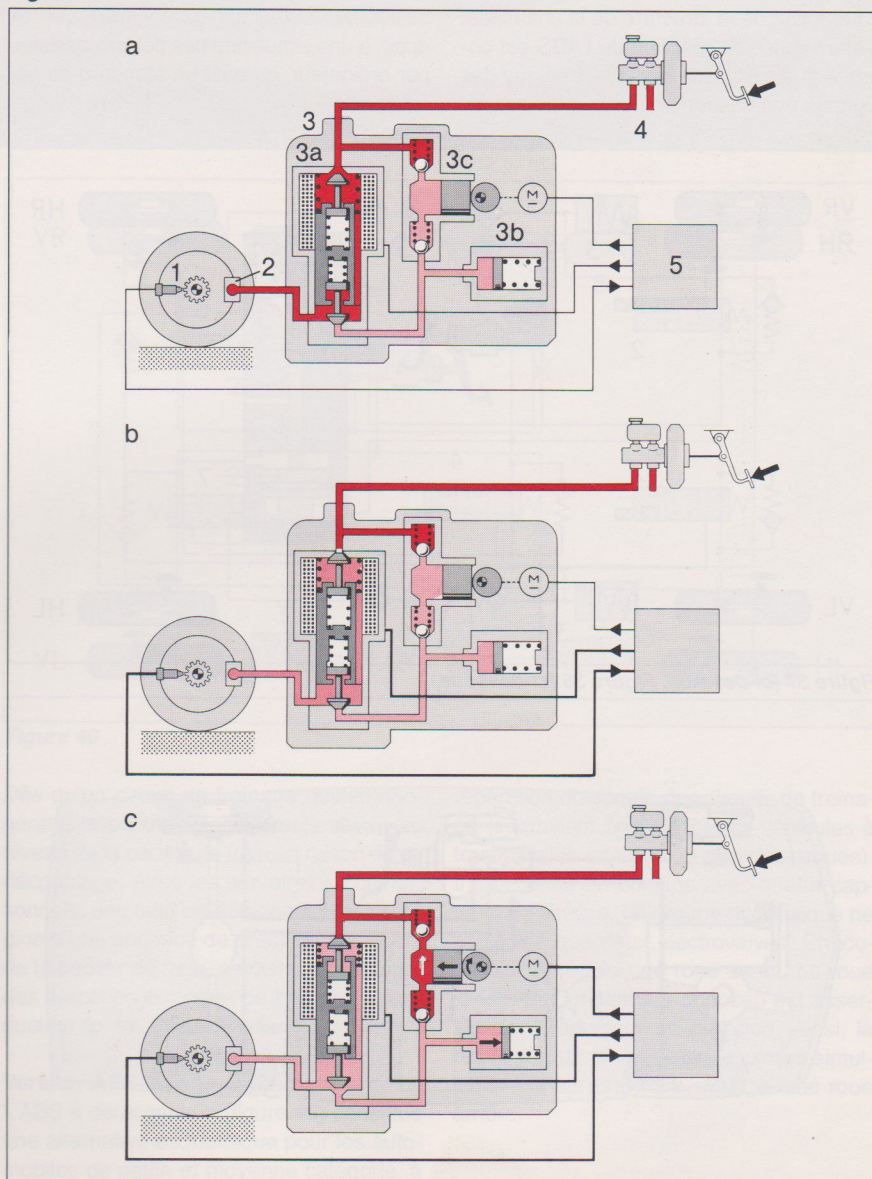
### Versión ABS 2S

La version ABS 2S (figure 35) est le premier système antiblocage des roues à être passé au stade de la série en 1978. L'évolution de l'électronique numérique a permis de surveiller les phénomènes complexes apparaissant lors du freinage et de réagir en quelques fractions de seconde. Ce système très flexible, qui autorise une intégration sans modification du dispositif de freinage de base, fonctionne de la manière suivante (figure 36):

Des capteurs affectés aux deux roues avant et au différentiel de l'essieu arrière ou aux quatre roues mesurent la vitesse de rotation des roues. Si, à partir des signaux reçus, le calculateur détecte un risque de

blocage, il pilote les électrovalves intégrées au groupe hydraulique et affectées aux roues correspondantes. Chaque roue avant est influencée par une électrovalve spécifique de manière à obtenir la meilleure contribution possible au freinage, indépendamment des autres roues (régulation individuelle). La roue de l'essieu arrière, dont le coefficient de force de freinage est le plus faible, détermine la pression commune dans les deux freins de roue (principe de la sélection basse). En cas de répartition essieu avant/essieu arrière, une seule électrovalve assure la régulation des roues arrière; la répartition diagonale impose l'utilisation de deux électrovalves. Ce principe de régulation suppose l'acceptation volontaire d'une légère augmentation de la distance de freinage, car le gain de stabilité

**Figure 36**



directionnelle compense largement cette légère augmentation. Le calculateur commute les électrovalves suivant trois positions différentes:

La première position (sans courant) relie le maître-cylindre et le cylindre de frein de roue; la pression de freinage des roues peut augmenter.

La seconde position (excitation avec la moitié du courant maximal) sépare le frein de roue du maître-cylindre et du retour, la pression de freinage restant constante.

La troisième position (excitation à courant maximal) sépare le maître-cylindre et relie simultanément le frein de roue et le retour si bien que la pression de freinage diminue. Ainsi, la pression de freinage peut être établie ou abaissée non seulement en continu, mais également par paliers (donc modérément) par pilotage cyclique. 4 à 10 cycles de régulation sont effectués à la seconde, en fonction de la structure de la chaussée. Cette vitesse de réaction de l'ABS est obtenue grâce au traitement électronique des signaux et à des temps de réponse courts.

Au début du trajet et après chaque arrêt du véhicule, le calculateur réalise un cycle de test qui vérifie le régulateur, le circuit de sécurité et l'ensemble des périphériques. Ce test permet de contrôler les composants du circuit qui ne sont pas actifs lorsque le système de régulation est déconnecté et dont la défaillance n'apparaîtrait donc qu'en cas de régulation du freinage en présence d'une éventuelle situation critique. Le test automatique du circuit de surveillance est une fonction essentielle du cycle de test. Ce test automatique simule des défauts et analyse la réaction du circuit, y compris les pistes de déconnexion. Ce test prévient tout défaut "latent" du circuit de surveillance et garantit donc un haut niveau de sécurité.

Dès qu'un défaut est détecté, l'ABS est déconnecté et le témoin lumineux de sécurité du tableau de bord informe le conducteur que seul le dispositif de freinage de base est disponible. Ce circuit de sécurité, qui fait appel à une simulation des défauts assistée par ordinateur, garantit un standard de sécurité élevé.

### Version ABS 2E

La version ABS 2E constitue un modèle économique "ABS intégral" conçu à partir de la version ABS 2S afin d'étendre la diffusion du système ABS à d'autres types de véhicules. Le système offre la même sécurité et remplit les mêmes fonctions que le système ABS 2S avec des restrictions minimales du confort au niveau de la rétro-action de la pédale de frein et du bruit, les deux modèles ayant pour base le même système modulaire. Cette solution permet d'obtenir des avantages au niveau des coûts, sans minimisation du nombre de fonctions.

La figure 37 représente le système hydraulique de la version ABS 2E pour une répartition diagonale des circuits de freinage. En cas de freinage normal sans ABS, le liquide de frein passe de l'électrovalve de l'essieu arrière à la roue arrière droite (HR) et de l'électrovalve centrale à la roue arrière gauche (HL). En cas de freinage avec ABS, les deux électrovalves disposées à gauche régulent chacune un frein de l'essieu avant. L'électrovalve de l'essieu arrière agit directement sur la roue arrière droite. Lorsque le calculateur donne l'instruction correspondante à l'essieu arrière, l'électrovalve spécifique passe en position "maintien de la pression".

Si la pression augmente dans la chambre inférieure - reliée directement au maître-cylindre - du piston flotteur par rapport à la pression régnant dans la chambre supérieure - qui communique avec l'électrovalve de l'essieu arrière -, il en résulte un déséquilibre déplaçant le "piston flotteur" vers le haut et fermant l'électrovalve centrale. Si la pression de freinage diminue dans le frein de la roue arrière droite (HR), le piston flotteur continue de monter jusqu'à compensation des forces, c'est-à-dire jusqu'à ce que les pressions de freinage soit à peu près équivalentes dans les freins des roues arrière. C'est ainsi que l'on parvient à assurer la régulation à sélection basse des deux roues arrière au moyen d'une seule électrovalve.

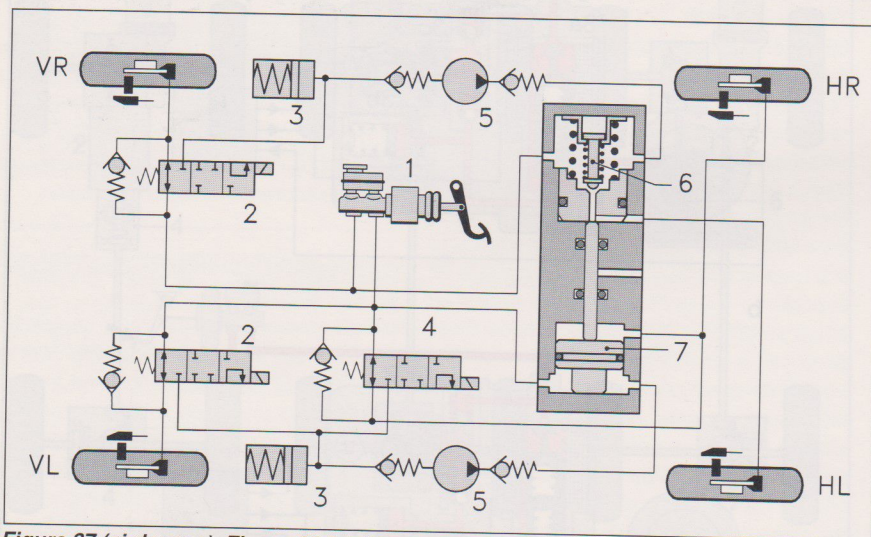


Figure 37 (ci-dessus), Figure 38 (ci-dessous)

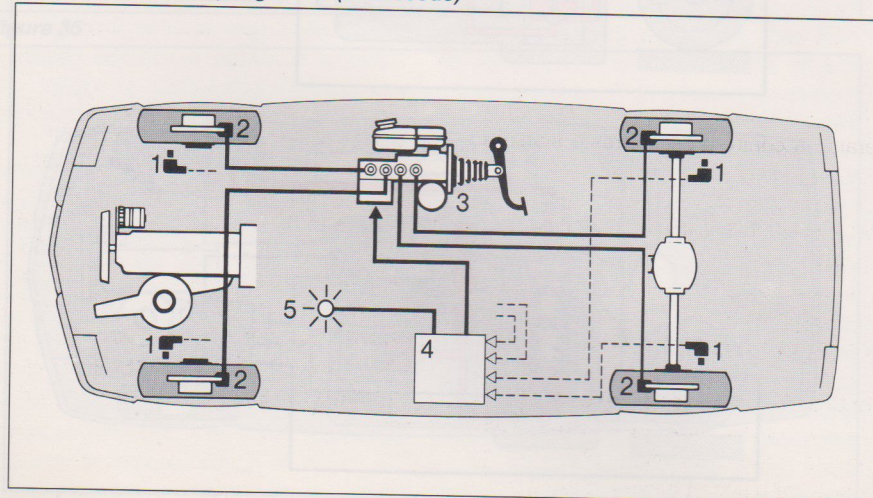


Figure 37: système hydraulique ABS 2E pour répartition diagonale des circuits de freinage.

1 servofrein, 2 électrovalves, 3 chambres d'accumulation, 4 électrovalve de l'essieu arrière, 5 pompe de refoulement à double circuit, 6 soupape centrale, 7 piston flotteur. V avant, H arrière, R droite, L gauche.

Figure 38: automobile avec ABS 3.

1 capteur de vitesse, 2 cylindre de frein de roue, 3 groupe hydraulique avec maître-cylindre, 4 calculateur, 5 témoin lumineux de sécurité.

## Composants du système ABS



Figure 39 (ci-dessus): circuit Bosch servant aux essais de conduite avec ABS et ASR.

Figure 40: système hydraulique ABS à deux canaux.

1 servofrein, 2 électrovalve, 3 chambres d'amortissement, 4 pompe de retour à deux circuits, 5 chambres d'accumulation. V avant, H arrière, R droite, L gauche.

### Version ABS 3

Sur la version ABS 3 (figure 38), le servofrein hydraulique et le bloc d'électrovalves ABS forment une unité compacte. Etant donné que les deux sous-systèmes sont reliés aussi bien du point de vue fonctionnel que du point de vue de leur construction, on parle d'ABS "intégré". Outre un encombrement réduit dans le compartiment moteur, ce système présente également l'avantage de pouvoir sélectionner la caractéristique du servofrein.

Contrairement aux servofreins conventionnels (systèmes séquentiels), les pistons du maître-cylindre sont découplés de la pédale de frein. Il est donc possible de dimensionner les diamètres des pistons du maître-cylindre de manière à ce qu'en cas de panne supposée de l'alimentation en pression, il soit permis d'obtenir, pour un effort identique sur la pédale, des pressions de freinage supérieures et donc des freinages plus efficaces qu'en cas de panne des servofreins conventionnels ("saut de transmission").

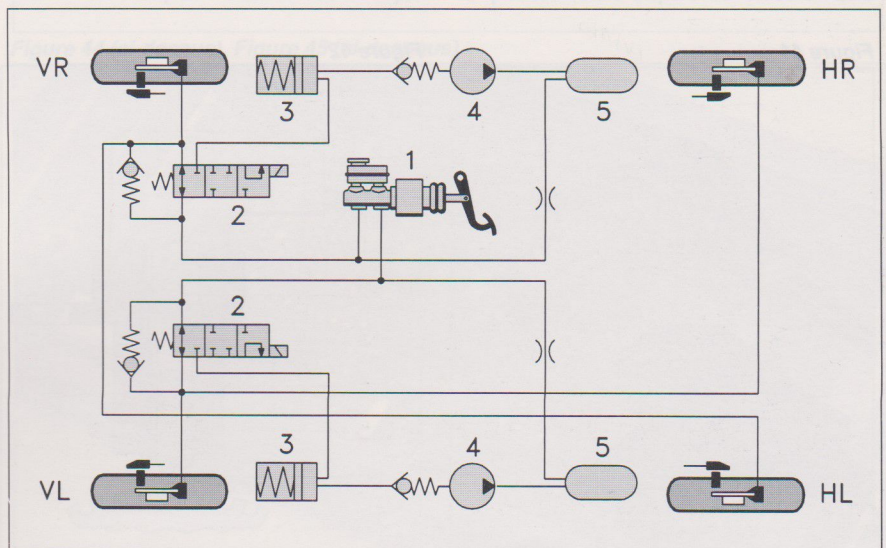


Figure 40

Dès qu'un circuit de freinage devient inopérant, la contre-pression reste stable au niveau de la pédale de frein en raison de ce découplage. Avec les servofreins conventionnels, une telle situation peut être à l'origine d'une absence de pression au niveau de la pédale de frein, ce qui peut entraîner des réactions erronées de la part du conducteur (p. ex. freinage retardé).

### Version ABS à deux canaux

L'ABS à deux canaux (figure 40) constitue une alternative économique pour les automobiles de petite et moyenne catégorie, à

répartition diagonale des circuits de freinage (il convient également aux véhicules à transmission intégrale et aux deux-roues). Il fonctionne en principe avec quatre capteurs de vitesse. Le groupe hydraulique ne comporte que deux électrovalves. Chacune d'elles régule une roue avant. La roue arrière diagonalement opposée est asservie à un réducteur de pression. Ainsi, la régulation de pression agit toujours simultanément sur une roue avant et une roue arrière.

# Composants du système ABS

## Capteur de vitesse

Le capteur de vitesse (figures 41 et 42) signale la fréquence de rotation de la roue au calculateur électronique.

La tige polaire (5) entourée d'un enroulement (4) du capteur se trouve directement au-dessus du disque cible (6), une couronne dentée solidaire du moyeu de roue (dans certains cas particuliers, le capteur de vitesse est intégré au différentiel). La tige polaire est reliée à un aimant permanent (2) dont le champ s'étend jusque dans le disque cible. Lors de la rotation de la roue, la tige polaire se trouve alternativement en face d'une dent et d'un entretoit. Ceci provoque une variation du champ magnétique et induit une tension dans l'enroulement, tension prélevée aux extrémités de l'enroulement. La fréquence de la tension sert de référence pour la vitesse momentanée de la roue.

Les tiges polaires peuvent avoir différentes formes pour tenir compte des conditions de montage à proximité de la roue. Le pôle orthogonal pour montage radial, positionné à la verticale du disque cible, est le plus

répandu. Le pôle en losange pour montage axial est disposé tangentiellement au disque cible. Ces deux types de pôles nécessitent, lors du montage, un ajustement précis par rapport au disque cible. La tige polaire ronde permet d'éviter un alignement précis sur le disque cible; celui-ci doit toutefois avoir un diamètre suffisant grand ou présenter un nombre de dents réduit (figure 43).

Le capteur de vitesse et le disque cible ne sont séparés que par un entrefer d'environ 1 mm avec des tolérances précises afin de garantir le captage parfait des signaux. En outre, les capteurs bénéficient d'une fixation stable de manière à éviter la dénaturation des signaux par les vibrations apparaissant au niveau du frein de roue. Les emplacements de montage étant exposés à la boue et aux projections d'eau, les capteurs sont enduits de graisse avant leur mise en place.

### Capteur de vitesse DF2

Le capteur DF2 (figure 42a) se compose de différents modules contrôlables. Il est entouré d'une douille en acier inoxydable, sur laquelle est soudée une patte de fixation

avec perçage. Un joint assure l'étanchéité entre la tête enrobée de plastique - avec connexion - et le boîtier. Chaque capteur traverse un bain d'eau après le montage afin d'en vérifier l'étanchéité.

Le capteur DF2 est utilisé sur les versions ABS 2S, ABS 3 et ABS à deux canaux.

### Capteur de vitesse DF3

Le capteur DF3 (figure 42b), une version optimisée du point de vue des coûts, a une structure interne très proche du capteur DF2 et fonctionne aussi selon le principe de l'induction. L'élément de mesure logé dans un boîtier en plastique est entièrement enrobé de résine pour le protéger des influences extérieures. Une douille de laiton intégrée au boîtier sert à la fixation du capteur. Le capteur DF3 est utilisé sur le type ABS 2E et parfois sur la version ABS à deux canaux.

## Calculateur électronique

Le calculateur électronique reçoit, amplifie et filtre les signaux transmis par les capteurs. Il mesure et différencie les vitesses

Figure 41

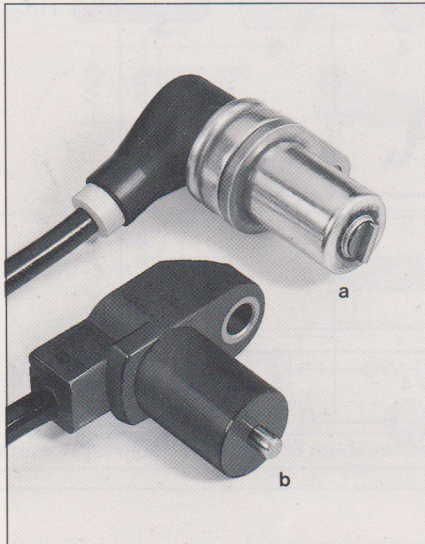


Figure 41: capteurs de vitesse (vue générale). a) DF2, b) DF3.

Figure 42: capteurs de vitesse (coupe).

a) capteur DF2 à tige polaire orthogonale, b) capteur DF3 à tige polaire ronde. 1 câble électrique, 2 aimant permanent, 3 boîtier, 4 enroulement, 5 tige polaire, 6 disque cible.

Figure 43: modes de montage et formes de la tige polaire des capteurs de vitesse. a) montage radial, captage radial par tige orthogonale, b) montage axial, captage radial par tige en losange, c) montage radial, captage axial par tige ronde.

Figure 42

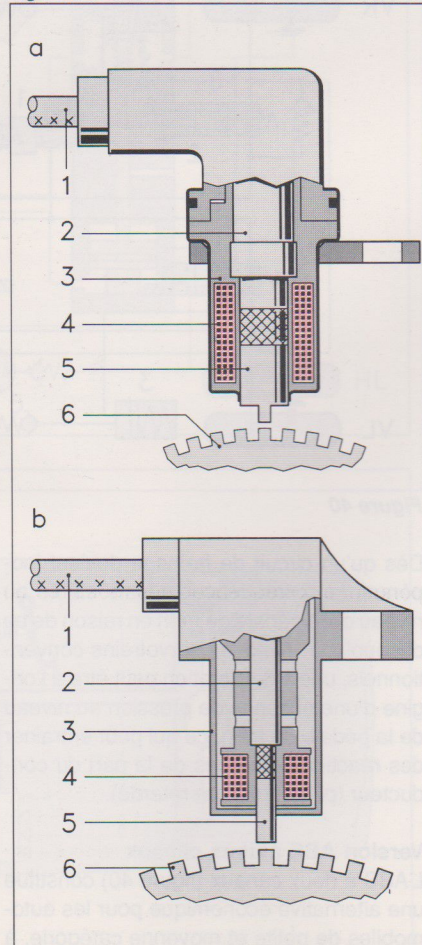
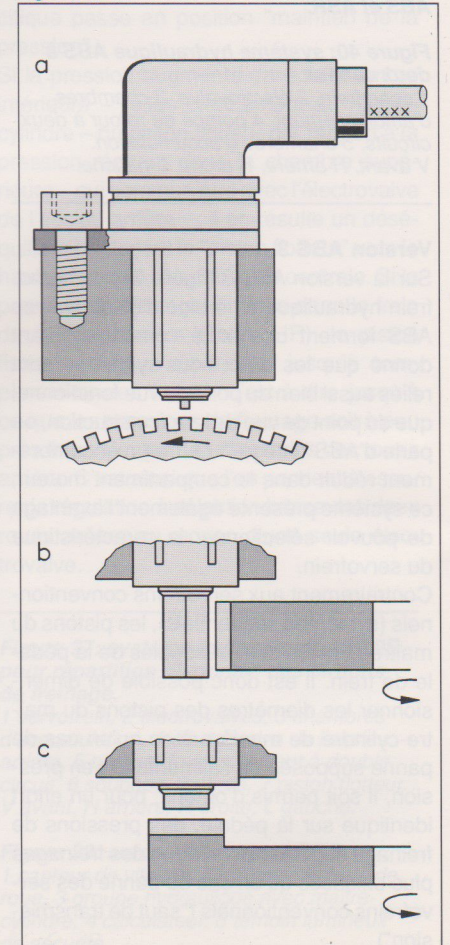


Figure 43



détectées, calcule le glissement au freinage et la décélération ou l'accélération périphérique des roues.

### Calculateur pour ABS 2S

Le calculateur électronique est de conception très compacte. Une platine d'environ 140 cm<sup>2</sup> ne reçoit que 60 composants. Les différents blocs fonctionnels, réalisés en technologie hybride, présentent un degré d'intégration élevé et sont optimisés en fonction des exigences spécifiques de chaque type de véhicule. Le régulateur numérique, réalisé à partir de deux circuits numériques à haute intégration, réunit p. ex. 16000 fonctions transistorisées sur une puce de surface d'environ 37 mm<sup>2</sup>. Ces composants sont complétés par des éléments semi-conducteurs discrets pour le filtrage, l'adaptation des niveaux, la génération des impulsions et le déparasitage, ainsi que par des transistors de puissance destinés au pilotage des électrovalves (figure 45).

L'emplacement de montage préférentiel du calculateur électronique est l'habitacle côté passager, qui offre une excellente protection contre les températures élevées et les projections d'eau. Les calculateurs montés dans le compartiment moteur doivent être équipés pour faire face aux contraintes plus sévères auxquelles ils sont soumis. La figure 44 montre un synoptique fonctionnel de l'architecture d'un calculateur électronique d'un système à 4 canaux:

#### Circuit d'entrée

Le circuit d'entrée comprend un filtre passe-bas et un amplificateur d'entrée pour la suppression des parasites et l'amplification de l'ensemble des signaux transmis par les capteurs de vitesse (canaux 1 à 4). Ce circuit transforme les tensions alternatives sinusoïdales des capteurs de vitesse en signaux de sortie rectangulaires et pilote, par ces signaux ainsi conditionnés, les deux circuits à haute intégration du régulateur numérique.

#### Régulateur numérique

Le régulateur se compose de deux circuits intégrés numériques, autonomes, qui traitent en parallèle les informations de respectivement deux roues (canal 1+2 ou 3+4) et qui réalisent les opérations logiques. Cette formule permet d'obtenir une séparation des canaux, excluant les défauts centraux dans cette partie du circuit. Elle permet également de limiter les "temps morts" lors du traitement des signaux, ce qui se traduit positivement sur la qualité de la régulation. Les étages d'entrée des deux

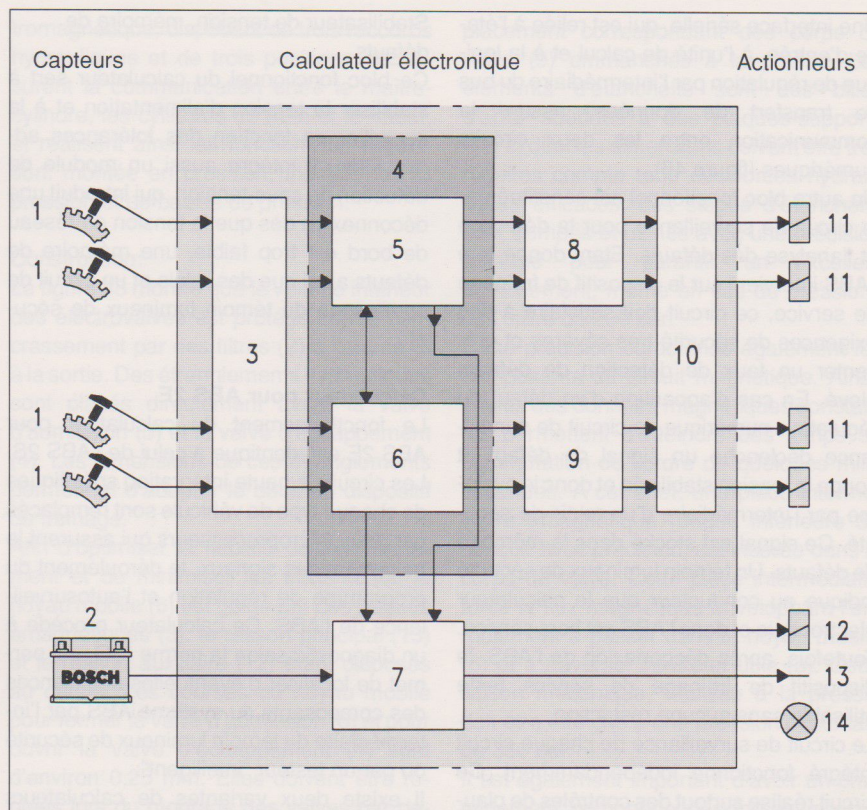
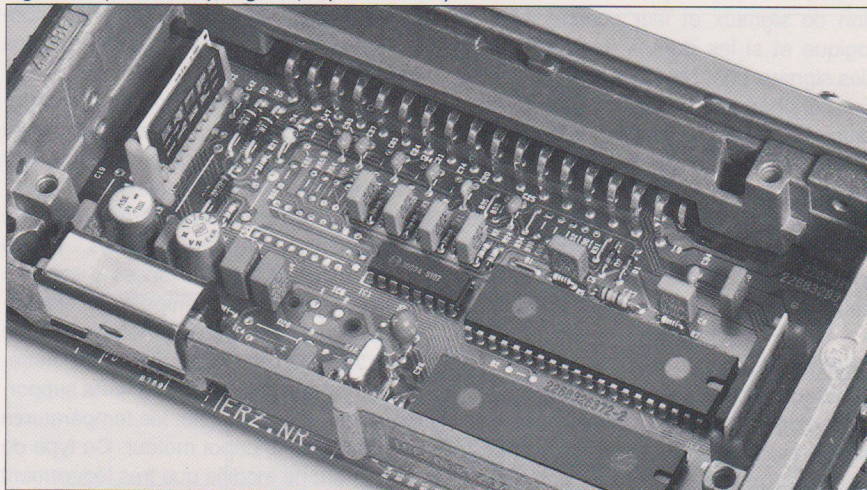


Figure 44 (ci-dessus), Figure 45 (ci-dessous)



circuits intégrés transforment les signaux rectangulaires analogiques, qui correspondent aux fréquences des roues, en un "mot" numérique de 10 bits. Les perturbations dues aux vibrations des essieux ou aux irrégularités de la chaussée sont filtrées à ce stade.

A partir de la fréquence de roue ainsi conditionnée, une unité de calcul en série, placée en aval, détermine les grandeurs réglées "glissement" et "décélération et accélération périphériques" des roues. Une logique de régulation complexe, capable de s'adapter aux différentes fonctions, c'est-à-dire disposant d'une auto-adapta-

#### Figure 44: calculateur pour ABS 2S.

1 capteur de vitesse (fréquences des roues), 2 batterie, 3 circuit d'entrée, 4 régulateur numérique, 5 circuit à haute intégration 1, 6 circuit à haute intégration 2, 7 stabilisateur de tension/mémoire de défauts, 8 circuit de sortie 1, 9 circuit de sortie 2, 10 étage de sortie, 11 électrovalves, 12 relais de sécurité, 13 tension stabilisée de la batterie, 14 témoin lumineux de sécurité.

#### Figure 45: calculateur pour ABS 2S (ouvert) pour montage séparé.

tion aux conditions variables du système asservi, transforme ces signaux en des instructions de pilotage des électrovalves.

## Composants du système ABS

Une interface série, qui est reliée à l'étage d'entrée, à l'unité de calcul et à la logique de régulation par l'intermédiaire du bus de transfert de données, assure la communication entre les deux circuits numériques (figure 46).

Un autre bloc fonctionnel est constitué par le circuit de surveillance pour la détection et l'analyse des défauts. Etant donné que l'ABS intervient sur le dispositif de freinage de service, ce circuit doit satisfaire à des exigences de sécurité très sévères et présenter un taux de détection de défauts élevé. En cas d'apparition d'un défaut du régulateur numérique, le circuit de surveillance déclenche un signal de défaut et coupe la tension stabilisée et donc le système par l'intermédiaire d'un relais de sécurité. Ce signal est stocké dans la mémoire de défauts. Un témoin lumineux de sécurité indique au conducteur que le calculateur électronique et donc l'ABS est hors service. Toutefois, après déconnexion de l'ABS, le dispositif de freinage de service reste utilisable sans aucune restriction.

Le circuit de surveillance de chaque circuit intégré fonctionne indépendamment. Ce circuit réalise surtout des contrôles de plausibilité, c'est-à-dire qu'il vérifie si l'apparition de signaux et leur combinaison est logique et si les durées de commutation des signaux sont physiquement possibles. Les périphériques du système, tels les capteurs de vitesse, les relais et le faisceau de câbles, ainsi que les composants électriques des éléments hydrauliques sont également intégrés à cette surveillance. Un module d'analyse des défauts décide si le système doit être mis hors circuit canal par canal ou intégralement.

### Circuits de sortie

Les deux circuits de sortie font appel à la technologie hybride et sont réalisés en liaison avec des transistors de puissance. Ils servent de régulateurs de courant aux canaux 1+2 et 3+4 et réceptionnent les instructions venant des deux circuits intégrés pour le pilotage des électrovalves. La régulation du courant permet de maintenir les forces magnétiques et les durées de commutation des électrovalves à l'intérieur de tolérances étroites sur l'ensemble des plages de tensions et de températures.

### Etage de sortie

L'étage de sortie module, sous l'influence des régulateurs de courant des deux circuits de sortie, les courants respectivement nécessaires au pilotage des électrovalves.

### Stabilisateur de tension, mémoire de défauts

Ce bloc fonctionnel du calculateur sert à stabiliser la tension d'alimentation et à surveiller en fonction des tolérances admissibles. Il intègre aussi un module de détection de sous-tension, qui introduit une déconnexion dès que la tension du réseau de bord est trop faible, une mémoire de défauts ainsi que des relais et un circuit de commande du témoin lumineux de sécurité.

### Calculateur pour ABS 2E

Le fonctionnement du calculateur pour ABS 2E est identique à celui de l'ABS 2S. Les circuits à haute intégration spécifiques de chaque type de véhicule sont remplacés par deux microprocesseurs qui assurent le traitement des signaux, le déroulement du programme de régulation et l'autosurveillance de l'ABS. Ce calculateur procède à un diagnostic selon la norme ISO, qui permet de localiser d'éventuelles défaillances des composants du système ABS par l'intermédiaire du témoin lumineux de sécurité ou par un testeur "intelligent".

Il existe deux variantes de calculateurs pour ABS 2E:

Une première variante destinée au montage séparé des autres composants, dans l'habitacle du véhicule.

La seconde variante fait appel à la technologie hybride; elle est solidaire du groupe hydraulique, les deux composants formant une unité compacte. Une platine en aluminium supporte un substrat céramique et les composants électriques. Les pistes conductrices et les résistances y sont imprimées, les autres composants électroniques étant collés. La technologie hybride assurant une dissipation thermique nettement meilleure, le calculateur peut supporter, malgré sa sensibilité, les températures régnant sous le capot moteur. Ce type de calculateur ne modifie que très légèrement le volume du groupe hydraulique. L'augmentation de poids ne représente qu'un septième du poids d'un calculateur séparé. En outre, l'importance du faisceau de câbles ABS est considérablement réduite, car aucun câblage n'est nécessaire entre le groupe hydraulique et le calculateur. Ceci se concrétise par un gain en fiabilité de l'ensemble du système.

### Calculateur pour ABS 3

Outre les extensions pour la surveillance du servofrein (alimentation, panne du circuit, absence d'énergie), les fonctions du calculateur ABS 3 correspondent pour l'essentiel à celles du calculateur ABS 2.

### Calculateur pour ABS à deux canaux

L'ABS à deux canaux met à profit la technologie hybride qui permet d'intégrer le calculateur au groupe hydraulique. Deux microprocesseurs traitent les signaux et le programme de régulation parallèlement et se surveillent mutuellement. En cas de panne éventuelle du système, un diagnostic effectué conformément à la norme ISO permet de localiser les défauts. Etant donné que l'ABS à deux canaux ne fait appel qu'à deux électrovalves, deux étages de sortie sont suffisants pour commander celles-ci. Le calculateur est légèrement moins volumineux que celui de l'ABS 2E.

### Groupe hydraulique

Le groupe hydraulique transforme les instructions du calculateur et module les pressions au niveau des freins de roue par l'intermédiaire d'électrovalves, indépendamment du conducteur. Il assure la liaison hydraulique entre le maître-cylindre de frein et les cylindres de roue. Il se trouve dans le compartiment moteur afin de limiter la longueur des conduites hydrauliques vers le maître-cylindre et les cylindres de frein.

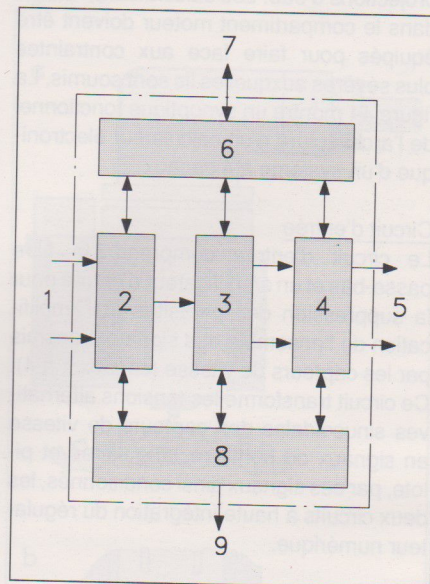


Figure 46: circuit à haute intégration du régulateur.

- 1 fréquences des roues captées par le circuit d'entrée,
- 2 étage d'entrée (circuit de régulation des fréquences),
- 3 unité de calcul,
- 4 logique de régulation,
- 5 instructions de pilotage des électrovalves au circuit de sortie,
- 6 transmission des données,
- 7 interface,
- 8 circuit de surveillance,
- 9 signal de défaut.



### Groupe hydraulique pour ABS 2S

Le groupe hydraulique pour ABS 2S comprend une pompe de retour, une chambre d'accumulation par circuit de freinage et les électrovalves (figure 47):

#### Pompe de retour

La pompe de retour refoule le liquide de frein, qui reflue des cylindres de frein de roue lors de la baisse de pression, vers le maître-cylindre par l'intermédiaire de l'accumulateur correspondant.

#### Accumulateurs

La fonction des accumulateurs est d'emmagasiner provisoirement le liquide de frein arrivant subitement lors de la baisse de la pression.

#### Electrovalves 3/3

Les électrovalves 3/3 voies assurent la modulation de la pression dans les cylindres de frein de roue au cours de la régulation ABS. Une électrovalve 3/3 voies est affectée à chaque roue (système à 4 canaux) ou à chaque roue avant et aux deux roues arrière en commun (système à 3 canaux). Il s'agit de distributeurs à commande élec-

tromagnétique, disposant de trois raccords hydrauliques et de trois positions. Ils assurent la communication entre le maître-cylindre, les cylindres de frein et le retour, et réalisent ainsi les fonctions de régulation: montée en pression, maintien de la pression et de baisse de pression.

#### Construction:

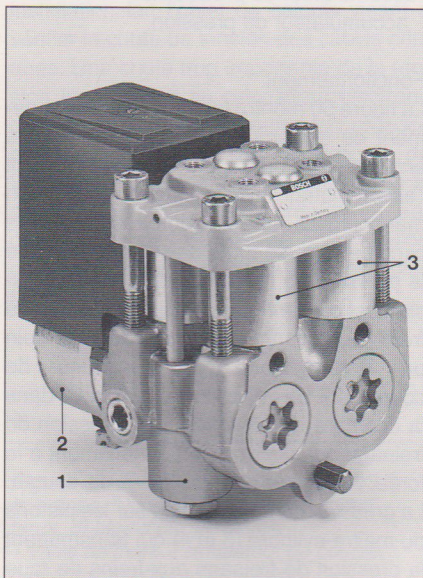
La figure 48 montre que le volume intérieur des électrovalves est protégé contre l'encrassement par des filtres (2) à l'entrée et à la sortie. Des étranglements hydrauliques sont placés directement avant la valve d'admission (5) et la valve d'échappement (4). Les dimensions de ces étranglements permettent d'adapter le débit au dispositif de freinage.

Afin d'optimiser la fiabilité de fonctionnement et de minimiser les frottements, le noyau mobile (6) est guidé par des bagues magnétiques (3), le ressort principal (13) et le ressort auxiliaire (12) étant disposés au centre. Les courses du noyau mobile pour fermer la valve d'admission (5) et pour ouvrir la valve d'échappement (4) sont d'environ 0,25 mm. Elles doivent être réglées lors du montage des valves par dé-

placement correspondant des corps de valve (9) emmanchés à la presse. Les éléments d'étanchéité sont des billes d'acier soudées à des plaques-supports (11) et dont les dimensions doivent être très réduites compte tenu des forces hydrauliques efficaces. Les sièges d'étanchéité sont trempés et usinés avec une précision extrême pour garantir un excellent étanchement, même en cas de pressions de l'ordre de 200 bar.

Cette précision caractérise également les composants du circuit magnétique. Ainsi, seules des données magnétiques constantes permettent d'atteindre des temps de commutation de l'ordre de quelques millisecondes. A cet effet, une pièce intermédiaire amagnétique (bague inférieure 3), conçue avec précision, est insérée dans le corps de valve. Cette pièce intermédiaire force le flux magnétique enveloppant l'enroulement à passer dans le noyau mobile (6) et à traverser l'entrefer utile (a). Cette liaison mécanique, réalisée à la presse, doit être étanche à une pression maximale de 350 bar.

Il est également important d'avoir un cheminement homogène des forces magné-



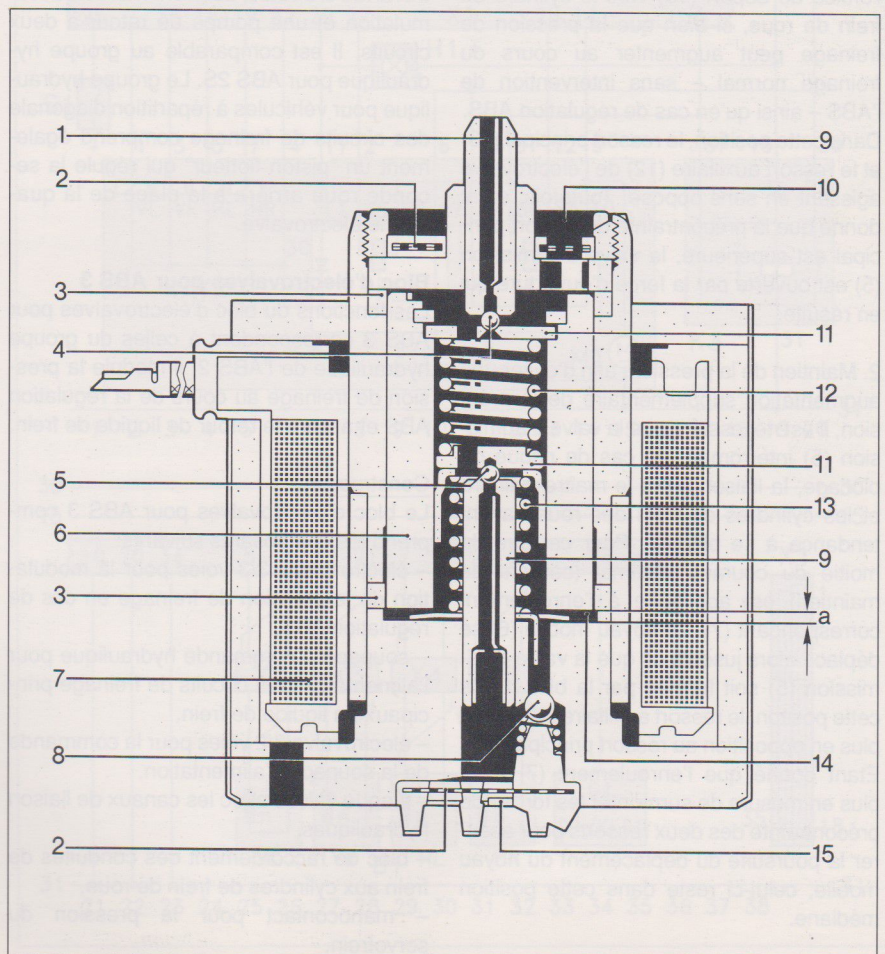
**Figure 47: groupe hydraulique pour ABS 2S.**

1 accumulateur, 2 pompe de retour, 3 électrovalves.

#### Figure 48 (à droite):

#### électrovalve 3/3 voies pour ABS 2S.

1 vers le retour, 2 filtre, 3 bague de guidage amagnétique, 4 valve d'échappement, 5 valve d'admission, 6 noyau mobile, 7 enroulement, 8 clapet antiretour, 9 corps de valve, 10 vers le cylindre de frein de roue, 11 plaque support, 12 ressort auxiliaire, 13 ressort principal, 14 volume de détente, 15 venant du maître-cylindre, a entrefer.



tiques sur l'ensemble de la course du noyau mobile. Ceci est obtenu à l'aide d'un volume de détente (14) au niveau de l'entrefer, dans lequel plonge la face avant du noyau mobile. La figure 49 montre l'évolution de la force magnétique du courant de maintien et du courant maximal en fonction de la course du noyau mobile. L'enroulement (7) est enrobé de plastique à titre de protection contre une éventuelle humidification par le liquide de frein agressif.

Un clapet antiretour (8) est disposé parallèlement à la valve d'admission (5). Ce clapet antiretour s'ouvre lors du desserrage du frein et réalise une liaison supplémentaire, de section plus importante, entre le cylindre de frein de roue et le maître-cylindre. Ceci permet d'obtenir une baisse rapide de la pression et le desserrage du frein reste possible, même en cas de d'incident théoriquement envisageable (p. ex. rupture du ressort principal, blocage du noyau mobile).

#### Fonctionnement:

1. Montée en pression: à l'état non excité, c'est-à-dire sans courant, l'orifice d'arrivée (15) du maître-cylindre communique avec l'orifice de départ (10) vers le cylindre de frein de roue, si bien que la pression de freinage peut augmenter au cours du freinage normal – sans intervention de l'ABS – ainsi qu'en cas de régulation ABS. Dans cette position, le ressort principal (13) et le ressort auxiliaire (12) de l'électrovalve agissent en sens opposé. Toutefois, étant donné que la précontrainte du ressort principal est supérieure, la valve d'admission (5) est ouverte par la force d'ouverture qui en résulte.

2. Maintien de la pression: afin d'éviter une augmentation supplémentaire de la pression, il est nécessaire que la valve d'admission (5) interrompe, en cas de risque de blocage, la liaison entre le maître-cylindre et les cylindres de frein des roues ayant tendance à se bloquer. Pour ce faire, la moitié du courant maximal (courant de maintien) est appliquée à l'enroulement correspondant (7). Le noyau mobile (6) se déplace alors jusqu'à ce que la valve d'admission (5) soit fermée par la bille. Dans cette position, le ressort auxiliaire (12) n'agit plus en opposition au ressort principal (13). Étant donné que l'enroulement (7) n'est plus en mesure de surmonter les forces de précontrainte des deux ressorts pour assurer la poursuite du déplacement du noyau mobile, celui-ci reste dans cette position médiane.

Les trois orifices ne communiquent plus. Une "course de recouvrement" (figure 49) garantit la fermeture de la valve d'admission (5) avant que la soupape d'échappement (4) puisse s'ouvrir.

3. Baisse de la pression: si la pression de freinage est trop élevée, sa réduction s'impose. Pour ce faire, il est nécessaire d'établir une liaison entre le cylindre de frein de roue correspondant et le retour (1) ou l'accumulateur. A cet effet, le courant maximal est appliqué à l'enroulement (7). Le noyau mobile (6) est maintenant en mesure de surmonter la force des deux ressorts (12 et 13) et d'ouvrir la valve d'échappement (4). Dès que la baisse de pression est suffisante dans le cylindre de frein de roue, l'électrovalve retourne, selon le besoin, en position de maintien de la pression ou en position normale sans courant pour la montée en pression.

#### Groupe hydraulique pour ABS 2E

Le groupe hydraulique pour ABS 2E destiné aux véhicules à répartition parallèle des circuits de freinage (répartition essieu avant/essieu arrière) comprend trois électrovalves 3/3 voies, deux chambres d'accumulation et une pompe de retour à deux circuits. Il est comparable au groupe hydraulique pour véhicules à répartition diagonale des circuits de freinage comprend également un "piston flotteur" qui régule la seconde roue arrière à la place de la quatrième électrovalve.

#### Bloc d'électrovalves pour ABS 3

Les fonctions du bloc d'électrovalves pour ABS 3 correspondent à celles du groupe hydraulique de l'ABS 2: il module la pression de freinage au cours de la régulation ABS et assure le retour de liquide de frein.

#### Construction

Le bloc d'électrovalves pour ABS 3 comprend les composants suivants:

- électrovalves 3/3 voies pour la modulation de la pression de freinage en cas de régulation ABS,
- soupape à commande hydraulique pour l'alimentation des circuits de freinage principaux en liquide de frein,
- électrovalve 3/2 voies pour la commande de la soupape d'alimentation,
- plaque valves avec les canaux de liaison hydrauliques,
- bloc de raccordement des conduites de frein aux cylindres de frein de roue,
- manostat pour la pression du servofrein,

#### Forces au niveau de l'électrovalve.

$F_{MH}$  force magnétique courant maintien,  $F_{MM}$  force magnétique courant maximal,  $F_V$  force réglage,  $H_A$  course échappement,  $H_E$  course admission,  $H_U$  course recouvrement, 1 force ressort principal moins force ressort auxiliaire ("montée en pression"), 2 force ressort principal ("maintien de pression"), 3 force ressort principal plus force ressort auxiliaire ("baisse de pression").

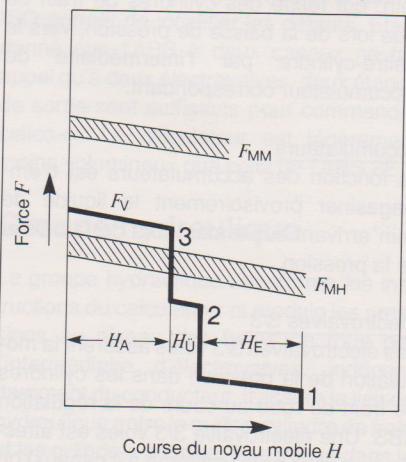


Figure 49

- capteur de pression pour la charge de l'accumulateur de pression et
- accumulateur de pression.

#### Fonctionnement

La figure 50 montre le mode de fonctionnement du système. Une pompe à pistons entraînée par un moteur électrique remplit l'accumulateur hydraulique à piston. Un manostat met la pompe en ou hors circuit et signale toute baisse anormale de la pression de l'accumulateur. Cette pression est présente au niveau de la valve de frein (1), actionnée par la pédale de frein par l'intermédiaire d'un simulateur de course (2). La valve de frein module dans la chambre du servofrein une pression de freinage qui varie proportionnellement à la force du ressort du simulateur de course. La pression de freinage agit sur les pistons du maître-cylindre (3 et 4) qui transmettent la pression de freinage aux freins de roue (11) (circuit de freinage fermé) par l'intermédiaire de la soupape d'alimentation (9) et des électrovalves ABS 3 (10) ouvertes. Ces électrovalves sont basées sur le même principe que celles de l'ABS 2.

#### Groupe hydraulique pour ABS à deux canaux

La construction du groupe hydraulique pour ABS à deux canaux est dérivée de la version pour ABS 2E mais ne possède que deux électrovalves 3/3 voies. Chacune de ces deux électrovalves régule une roue

avant. La roue arrière diagonalement opposée est asservie par l'intermédiaire d'un réducteur de pression. Ainsi, la régulation de la pression agit toujours simultanément sur une roue avant et une roue arrière. Le volume des chambres d'amortissement et des éléments de pompage ayant pu être réduit, le sous-ensemble ainsi réalisé - avec ses deux électrovalves - présente un encombrement nettement plus faible.

### Circuit électrique

La figure 51 représente le schéma du circuit électrique d'un système ABS à 4 canaux avec quatre capteurs de vitesse et quatre électrovalves.

Les différentes liaisons entre les composants électriques sont rassemblés dans un faisceau de câbles. Le faisceau de câbles doit être protégé pour éviter, d'une part, la détérioration des composants par l'eau et, d'autre part, l'apparition de résistances de contact dues à la corrosion, susceptibles d'altérer le fonctionnement et de provoquer une panne du système.

Afin de garantir le bon fonctionnement du système, le faisceau de câbles de chaque installation fait l'objet de calculs visant à vérifier la chute de tension des câbles critiques. Une chute trop importante de la tension (par rapport au calculateur électronique) conduit à une déconnexion précoce du système ou à des altérations du fonctionnement des électrovalves et de la pompe de retour. Ces incidents se traduisent par des durées de commutation plus longues et un débit de pompage plus faible.

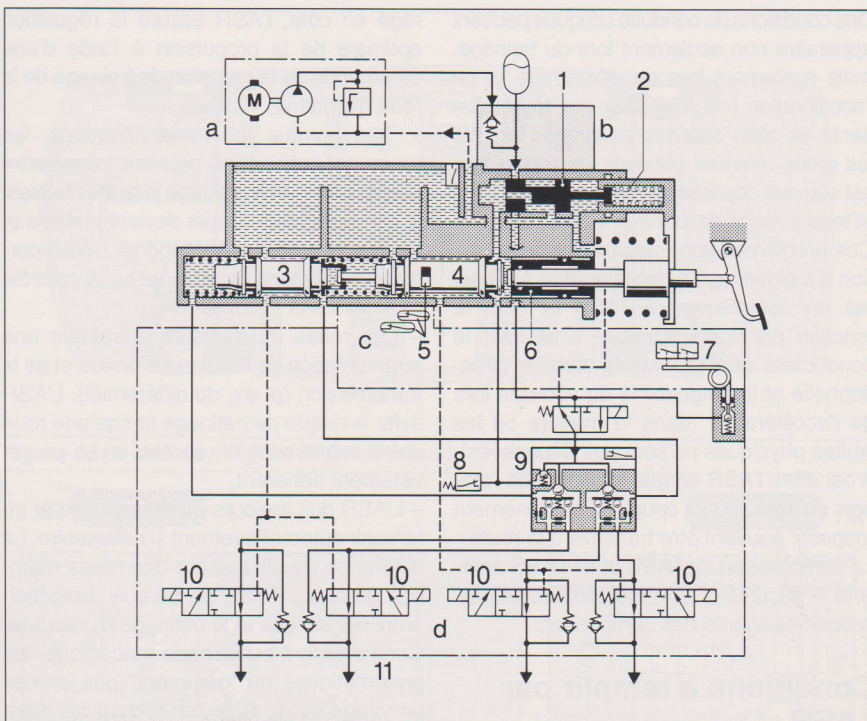


Figure 50 (ci-dessus), Figure 51 (ci-dessous)

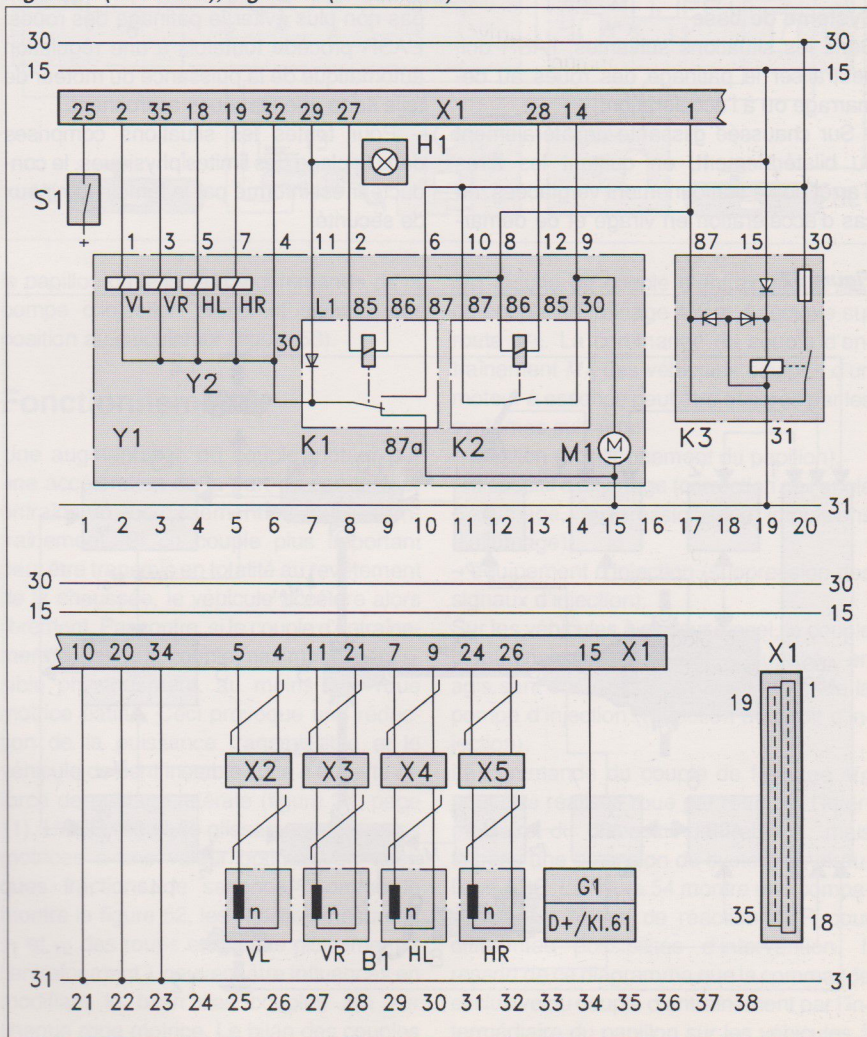
Figure 50: système hydraulique ABS 3.

a) pompe, b) servofrein, c) bloc de capteurs, d) bloc d'électrovalves.

1 valve de frein, 2 simulateur de course, 3 et 4 pistons du maître-cylindre, 5 contacteur de course des pistons, 6 piston d'arrêt, 7 manocontact de l'accumulateur, 8 manocontact, 9 soupape d'alimentation, 10 électrovalve, 11 freins de roue.

Figure 51: schéma électrique ABS 2 (4 canaux).

B1 capteur de vitesse, G1 alternateur, H1 témoin lumineux de sécurité, K1 relais des électrovalves, K2 relais du moteur de pompe, K3 relais de protection de l'électronique, M1 pompe de retour, S1 contacteur de feux stop, Y1 groupe hydraulique, Y2 électrovalves, X1 connecteur du calculateur, X2...X5 connecteurs des capteurs de vitesse.



# Régulation d'antipatinage à l'accélération ASR

Des conditions de conduite critiques peuvent apparaître non seulement lors du freinage, mais également lors du démarrage et de l'accélération (en particulier sur route glissante en côte) ou dans les virages lorsque les roues motrices patinent. Le conducteur est souvent dépassé par ce type de situation et tend à réagir de manière inopportune. Ces problèmes sont résolus par la régulation d'antipatinage à l'accélération ASR qui est un complément à l'ABS et dont la fonction principale consiste à assister le conducteur et à garantir la stabilité directionnelle et la dirigeabilité du véhicule lors de l'accélération (dans la mesure où les limites physiques ne sont pas dépassées). A cet effet, l'ASR adapte le couple de rotation du moteur au couple d'entraînement respectif pouvant être transmis à la route. La combinaison de l'ASR et de l'ABS améliore la sécurité et autorise une double utilisation intelligente des composants.

## Conditions à remplir par l'ASR

### Système de base

Dans les situations suivantes, l'ASR doit neutraliser le patinage des roues au démarrage ou à l'accélération :

- Sur chaussée glissante unilatéralement ou bilatéralement, en quittant les aires d'arrêt ou de stationnement verglacées, en cas d'accélération en virage et de démar-

rage en côte, l'ASR assure la régulation optimale de la propulsion à l'aide d'une commande de la pression de freinage de la roue qui patine.

- Tout comme les roues bloquées, les roues qui patinent ne peuvent transmettre que des forces de guidage latérales faibles: le comportement routier devient instable et l'arrière du véhicule se déporte. L'ASR permet de maintenir le véhicule sous contrôle et améliore la sécurité.

- Les roues qui patinent entraînent une augmentation de l'usure des pneus et de la transmission (p. ex. du différentiel). L'ASR évite le risque de patinage lorsqu'une roue entre subitement en contact avec un revêtement adhérent.

- L'ASR doit toujours être disponible et intervenir automatiquement si nécessaire. La différence de glissement des roues motrices permet à l'ASR de faire la distinction entre les virages et le patinage d'une roue. Contrairement au blocage mécanique, les pneumatiques ne "gomment" pas en cas de virage serré. Si le conducteur accélère trop, les blocages de différentiel ne peuvent pas non plus éviter le patinage des roues. L'ASR procède toutefois à une régulation automatique de la puissance du moteur de telle sorte que les roues accrochent.

- Pour toutes les situations comprises dans la plage des limites physiques, le conducteur est informé par le témoin lumineux de sécurité.

### Régulation du couple résistant du moteur MSR

Le système ASR peut être complété par une régulation supplémentaire du couple résistant du moteur MSR. Lorsque l'on rétrograde ou en cas de décélération brutale sur chaussée glissante, les roues motrices peuvent présenter un patinage excessif dû à l'effet de frein moteur. Le système MSR doit donc augmenter légèrement le couple moteur par accélération modérée, afin de limiter la décélération des

### Figure 52: régulation ASR.

1 calculateur ABS/ASR, 2 calculateur Motronic, 3 calculateur EMS, 4 moteur, embrayage, boîte, 5 différentiel, 6 alimentation en pression ASR, 7 groupe hydraulique ASR, 8 maître-cylindre, 9 frein de roue, 10 roue 1, 11 roue 2, 12 capteur de vitesse, 13 revêtement de la chaussée roue 1, 14 revêtement de la chaussée roue 2, 15 masse du véhicule  $m_F$ ,  $p$  pression de freinage,  $v$  vitesse des roues,  $v_F$  vitesse du véhicule,  $\lambda$  glissement,  $\Theta_R$  moment d'inertie des roues,  $M_A$  couple d'entraînement,  $M_B$  couple de freinage,  $M_R$  bilan des couples des roues motrices,  $M_S$  couple de la route, indices 1, 2: roue 1, 2.

### Figure 53: régulation électronique de la puissance du moteur EMS pour ASR.

1 calculateur ABS/ASR, 2 calculateur EMS, 3 pédale d'accélérateur, 4 servomoteur, 5 papillon ou 6 pompe d'injection diesel.

### Figure 54: comparaison des temps de réaction ASR.

ASR avec 1 intervention sur papillon, 2 intervention sur papillon/allumage, 3 intervention sur papillon/frein de roue.

Figure 52

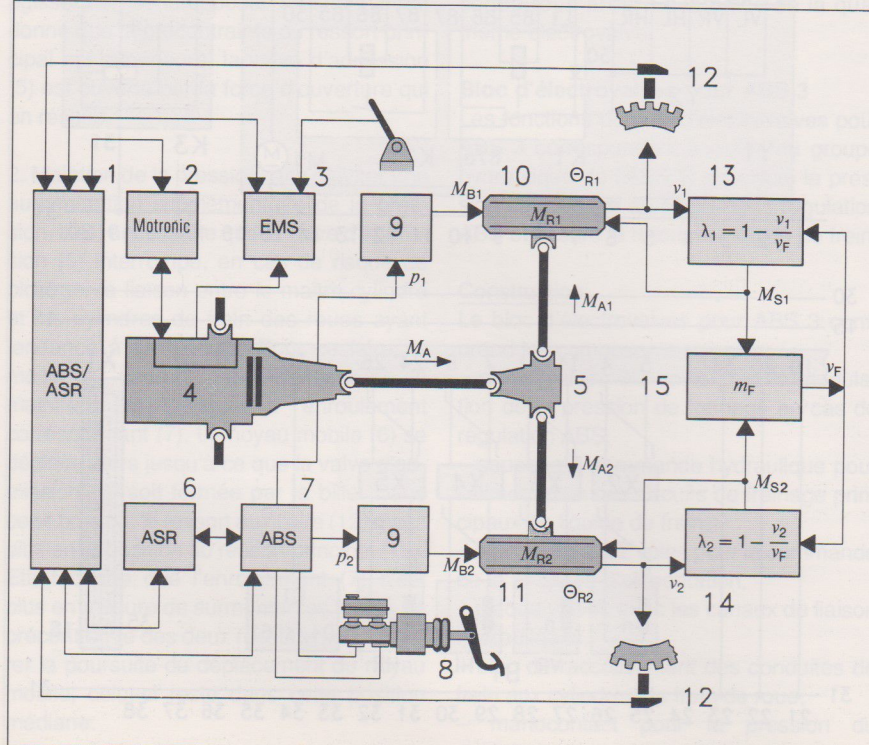


Figure 53

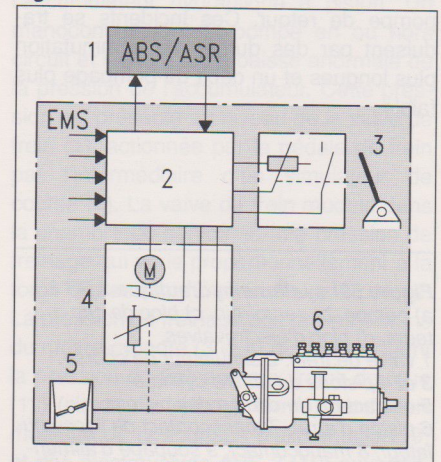
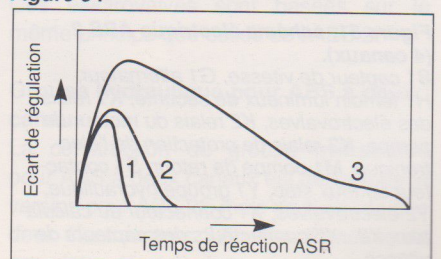


Figure 54



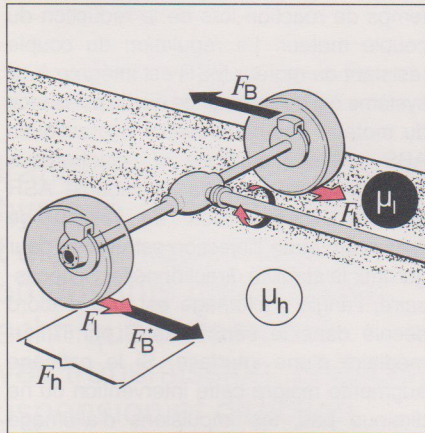


Figure 55

**Figure 55: effet de blocage de différentiel par intervention sur les freins.**

$F_B$  force de freinage,  $F_B^*$  force de freinage rapportée aux rayons actifs,  $\mu_l$  faible coefficient de force de freinage,  $\mu_h$  coefficient important de force de freinage,  $F_l$  force d'entraînement transmissible à  $\mu_l$ ,  $F_h$  force d'entraînement transmissible à  $\mu_h$ .

**Figure 56: ASR avec intervention au niveau du papillon et des freins.**

1 capteur de vitesse, 2 groupe hydraulique ABS, 3 groupe hydraulique ASR, 4 calculateur ABS/ASR, 5 calculateur EMS, 6 papillon.

**Figure 57: hydraulique ASR2S-DKB.**

1 roues motrices, 2 accumulateur, 3 pompe de retour, 4 amortisseur, 5...8 électrovalves ABS, 9 valve asservie à la charge, 10 limiteur de pression, 11 valve d'inversion ASR, 12 manocontact, 13 maître-cylindre, 14 pompe de charge, 15 accumulateur. V avant, H arrière, R droite, L gauche.

roues à une valeur optimale pour la stabilité du véhicule.

**Commande électronique de la puissance du moteur EMS**

Afin que l'ASR puisse intervenir indépendamment de l'accélérateur commandé par le conducteur, la liaison mécanique entre la pédale d'accélérateur et le papillon du moteur à essence ou entre la pédale et le levier de commande de la pompe d'injection diesel doit être remplacée par une commande électronique de la puissance du moteur EMS ("accélérateur électronique"). Le système EMS traite les instructions de réglage de l'ASR (et de la MSR) avec priorité par rapport aux commandes du conducteur.

La position de l'accélérateur est transformée en un signal électrique par un capteur de course. Le calculateur EMS convertit ce signal électrique en une tension de commande destinée au servomoteur électrique, en tenant compte de paramètres pré-programmés et de signaux provenant d'autres capteurs (p. ex. température, nombre de tours du moteur). Ce servomoteur pilote

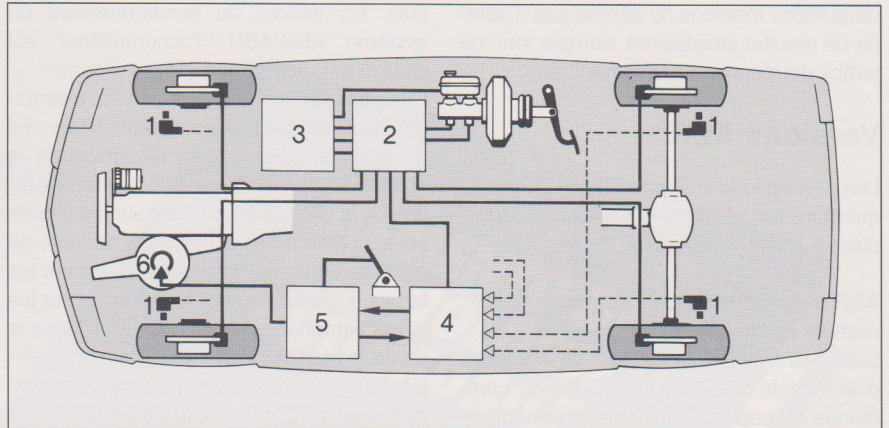
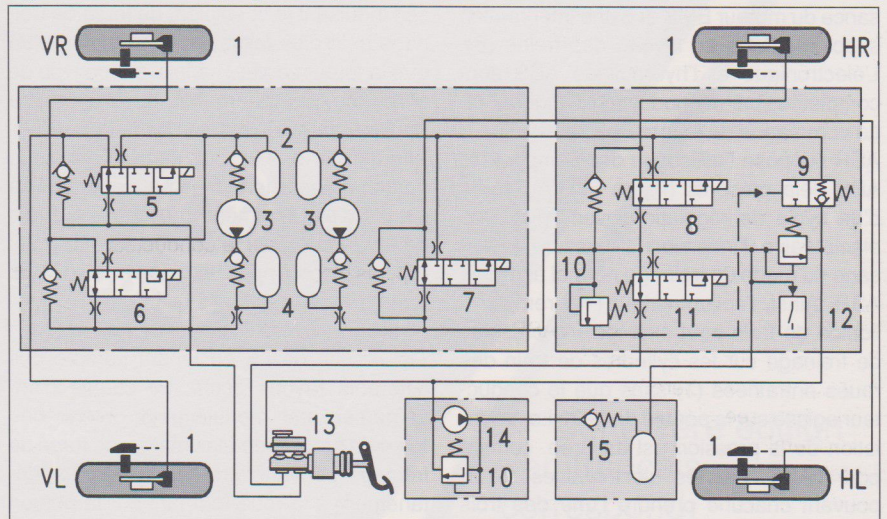


Figure 56 (ci-dessus), Figure 57 (ci-dessous)



le papillon ou le levier de commande de la pompe d'injection diesel et signale leur position au calculateur (figure 53).

**Fonctionnement**

Une augmentation du couple moteur par une accélération de la part du conducteur entraîne un accroissement du couple d'entraînement. Si ce couple plus important peut être transmis en totalité au revêtement de la chaussée, le véhicule accélère alors librement. Par contre, si le couple d'entraînement dépasse le couple maximal transmissible physiquement, au moins une roue motrice patine. Ceci provoque une réduction de la puissance transmissible et le véhicule devient instable suite à la perte de force de guidage latérale (figure 24, page 11). L'ASR régule le glissement des roues motrices à une valeur optimale en quelques fractions de seconde. Comme le montre la figure 52, les vitesses mesurées  $v_1$  et  $v_2$  des roues et donc le glissement à l'entraînement  $\lambda$  peuvent être influencés en modifiant le bilan des couples  $M_R$  sur chaque roue motrice. Le bilan des couples

$M_R$  résulte du couple d'entraînement  $M_A$ , du couple de freinage  $M_B$  et du couple sur route  $M_S$ . La commande du couple d'entraînement  $M_A$  des véhicules équipés d'un moteur à essence peut être assurée par les systèmes suivants:

- papillon (positionnement du papillon),
- dispositif d'allumage (correction de l'angle d'allumage, suppression des impulsions d'allumage),
- équipement d'injection (suppression des signaux d'injection).

Sur les véhicules à moteur diesel, le couple d'entraînement  $M_A$  est influencé en agissant sur le levier de commande de la pompe d'injection (réduction du débit d'injection).

La commande du couple de freinage  $M_B$  peut être réalisée roue par roue par l'intermédiaire du dispositif de freinage, mais impose une extension du système hydraulique ABS. La figure 54 montre une comparaison des temps de réaction ASR pour différentes possibilités d'intervention. Il ressort de ce diagramme que la commande exclusive du couple d'entraînement par l'intermédiaire du papillon sur les véhicules à

# Régulation d'antipatinage à l'accélération ASR

deux roues motrices ne permet pas d'obtenir un résultat satisfaisant, compte tenu du temps de réaction relativement long.

## Versions ASR

Les descriptions suivantes concernent uniquement les versions destinées aux véhicules à moteur à essence.

### ASR avec intervention au niveau du moteur et des freins

Cette version (ASR2S-DKB) se compose d'un module ABS2S et de l'ASR avec commande du papillon (DK) par l'intermédiaire de la commande électronique de la puissance du moteur EMS et d'une intervention supplémentaire au niveau des freins (B). L'électronique et l'hydraulique ABS sont complétées par un module ASR (figure 56). La commande de la force de freinage pour ASR suppose l'utilisation des composants ABS déjà présents (figure 57). Au cours d'un cycle de régulation avec ASR, une électrovalve d'inversion (11) assure le passage du mode de freinage normal au mode ASR. Ainsi, l'accumulateur (15) rempli de liquide de frein peut exercer une pression de freinage sur les cylindres de frein des roues entraînées (1) sans que le conducteur agisse sur la pédale de frein. La modulation de la pression est assurée, comme pour l'ABS, par les électrovalves (5...8) pouvant chacune prendre l'une des trois positions "montée en pression", "maintien de la pression" et "baisse de la pression". Le pilotage par impulsions de ces électrovalves est assuré par le calculateur ABS/ASR lorsque la régulation détecte une tendance au patinage des roues motrices. Au cours de la régulation ASR, la pompe de retour (3) fonctionne en permanence, afin d'autoriser la baisse de pression dans les cylindres de frein des roues motrices. Le liquide de frein retourne à l'accumulateur

(15). En dehors du fonctionnement du système ABS/ASR, l'accumulateur est chargé par une pompe (14).

L'intervention au niveau des freins a simultanément un effet de blocage de différentiel et entraîne, outre une amélioration de la stabilité et de la dirigeabilité, une amélioration de la propulsion, surtout sur les chaussées induisant des coefficients de force de freinage différents. La figure 55 montre les forces agissant en sens longitudinal sur les roues entraînées. La roue, qui tourne sur la partie de la chaussée induisant le coefficient de force de freinage  $\mu_h$  le plus important, peut transmettre la force élevée  $F_h$ . La roue, qui tourne sur la partie de la chaussée induisant le coefficient de force de freinage  $\mu_l$  le plus faible, ne peut transmettre que la force réduite  $F_l$ . Mais, sur ce type de chaussée, le différentiel ne permet de transmettre qu'une force totale de  $2 \cdot F_l$ . Afin d'éviter que la roue se trouvant sur la portion à coefficient  $\mu_l$  ne patine en cas de couple d'entraînement trop élevé, la force de freinage  $F_B$  est appliquée à cette roue. Ainsi, la force de propulsion maximale transmissible est:

$$F_t = F_h + F_l = 2 \cdot F_l + F_B^*$$

$F_B^*$  résulte de  $F_B$  en tenant compte des différents rayons actifs. Le couple d'entraînement est modulé pour obtenir une force de propulsion maximale, une force de freinage pouvant être appliquée momentanément à la roue tournant sur la portion de la chaussée à coefficient  $\mu_h$ .

### ASR avec intervention au niveau du moteur

Cette version (ASR2-DKZ/MSR) se compose d'un module ABS2S et de l'ASR avec commande de papillon (DK) par l'intermédiaire de la commande électronique de la puissance du moteur EMS et une intervention supplémentaire au niveau de l'allumage et de l'injection (Z), afin de diminuer le

temps de réaction lors de la réduction du couple moteur. La régulation du couple résistant du moteur MSR est intégrée à ce système qui ne commande que la puissance du moteur. Les composants hydrauliques ABS restent inchangés et l'électronique ABS est complétée par le module ASR (fig. 58). L'intervention au niveau de l'allumage et de l'injection est utilisée pour garantir la stabilité directionnelle. Si nécessaire, l'angle d'allumage est tout d'abord décalé dans le sens "retard" par l'intermédiaire d'une interface. Si le patinage augmente malgré cette intervention ou ne diminue pas, les impulsions d'allumage sont supprimées de manière ciblée, avec interruption simultanée de l'injection. Lors du retour des impulsions, l'angle d'allumage se rapproche à nouveau du point de fonctionnement optimal pour améliorer le confort de la conduite. Afin que le calculateur ASR puisse échanger des données avec les systèmes EMS et Motronic, il faut avoir recours à une interface complexe (fig. 59). Un circuit de sécurité surveille les câbles qui relient les calculateurs.

### Figure 58: ASR avec intervention au niveau du papillon et de l'allumage/injection (Motronic).

1 capteur de vitesse, 2 groupe hydraulique ABS, 3 calculateur ABS/ASR, 4 calculateur EMS, 5 calculateur Motronic, 6 papillon.

### Figure 59: vue d'ensemble des interfaces.

Calculateur EGS (commande électrohydraulique de boîte), calculateur EMS, calculateur ABS/ASR, calculateur Motronic. 1 kick-down, 2 positions conduite/programme, 3 point d'allumage, 4 durée d'injection, 5 température du moteur, 6 contacteur de feux stop/pédale d'accélérateur, 7 pilotage du papillon, 8/9 réduction/augmentation de l'angle du papillon, 10 intervention au niveau du moteur, 11 contact de pleine charge, 12 contact de ralenti (coupure en décélération), 13 augmentation du régime de ralenti (pas de coupure en décélération), 14 suppression de l'allumage, 15 allumage, courant primaire.

Figure 58

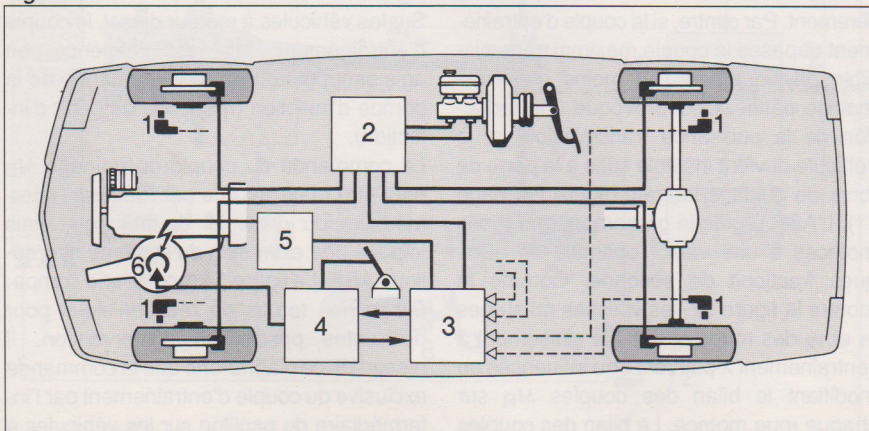
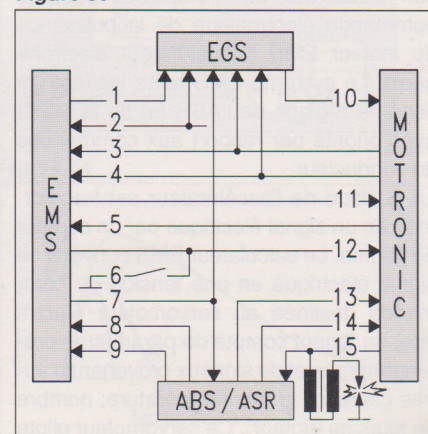


Figure 59



Un ouvrage technique de référence édité pour la première fois en français.

## Livre spécialisé

Grandeurs, unités, mathématiques, physique. Electrotechnique et électronique. Matériaux et composants mécaniques. Technique automobile avec transmission, châssis, suspension et direction. Carrosserie et équipements pour carrosserie. Caractéristiques et tableaux.



Cette 1ère édition en français correspond au 20e tirage en langue allemande.

Cette première édition en langue française du Mémento de Technologie Automobile est la publication d'un ouvrage de référence sans cesse actualisé, qui fait autorité depuis longtemps et fournit à un large cercle d'intéressés des informations fiables et exhaustives sur les technologies actuelles de l'industrie automobile.

Cet ouvrage, qui se veut essentiellement pratique, est dû aux efforts conjugués d'éminents spécialistes de Bosch et de l'industrie automobile qui, ensemble, apportent leur contribution au développement des véhicules modernes. Ces connaissances sur l'automobile et ses dérivés sont présentées de manière précise et concise sous la forme d'un condensé pratique. Des sujets techniques d'intérêt général, des caractéristiques techniques et de nombreux tableaux complètent ce mémento.

### A titre d'orientation:

- Généralités, grandeurs et unités
- Notions de mathématiques, l'informatique, technologie des commandes
- Physique avec électrotechnique et électronique
- Matériaux
- Eléments mécaniques
- Dynamique des véhicules à moteur
- Propulsion et moteurs alternatifs
- Refroidissement
- Alimentation en air et systèmes de suralimentation
- Dosage du carburant
- Allumage, alimentation en énergie électrique, démarreurs
- Gaz d'échappement
- Transmissions et boîtes de vitesses
- Suspension, direction et freins
- Equipement de freinage
- Types de véhicules routiers
- Carrosseries pour voitures et utilitaires

- Symboles graphiques
- Eclairage
- Dispositifs de signalisation et d'alarme
- Vitres et nettoyage des vitres
- Chauffage et climatisation
- Systèmes d'information et de communication
- Systèmes de confort et de sécurité
- Hydraulique et pneumatique auto
- Conditions d'environnement des équipements automobiles
- Caractéristiques des véhicules
- Code de la route en vigueur en Allemagne fédérale (extraits)
- Divers
- Index alphabétique.

### Présentation:

Format livre de poche, plus de 700 pages, avec de nombreuses illustrations.

ISBN 2-86944-020-0