

Les différentiels à glissement limité

La fonction du différentiel entre les deux roues motrices et ses réalisations techniques sont en général bien connues, il s'agit dans ce document de développer les fonctions particulières du différentiel comme les montages inter-ponts sur les véhicules à 4 roues motrices (avec ou sans répartition de couple) et les fonctions de "blocage" permettant d'améliorer la motricité. Je veux parler des systèmes nommés "autobloquant" ou à "glissement limité".

Au delà des réalisations technologiques ce sont les incidences sur les autres fonctions du véhicule (motricité, freinage, direction et guidage) qui seront abordées ; les représentations resteront schématiques et limitées car la documentation sur ce sujet est relativement abondante.

Rappel : le différentiel

L'explication la plus souvent rencontrée pour justifier ce système est la nécessité d'autoriser des vitesses de roues différentes entre l'extérieur et l'intérieur d'un virage. Ceci est conforme à la réalité mais reste un peu réducteur. La réalité du problème est qu'il faut maîtriser les efforts moteurs de chacune des roues pour assurer correctement la motricité du véhicule.

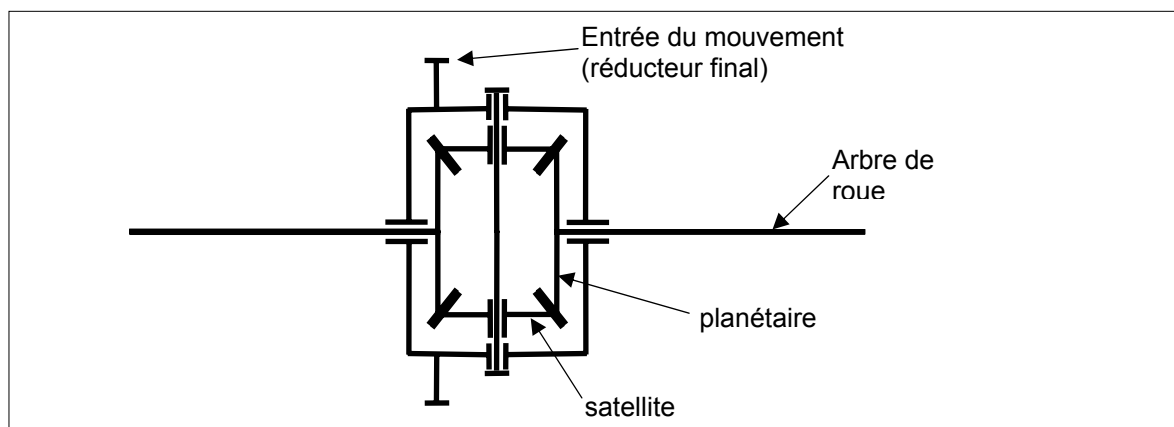
Le pneumatique ayant la propriété de produire un effort moteur uniquement si son glissement circonférentiel est non nul (cet effort croissant avec le glissement)⁽¹⁾ il ne faut pas lui imposer une vitesse de rotation uniforme. Par exemple si un arbre rigide relie les deux roues d'un même essieu, en ligne droite les glissements respectifs seront différents pour de multiples raisons :

- La longueur développée du profil de la route ne sera pas exactement la même à droite et à gauche
- Les longueurs développées par les pneumatiques à chaque tour seront légèrement différentes également (différence de charge, de pression de gonflage, d'usure, ...)

De plus les réponses de chacun des pneumatiques au glissement seront différentes (différence de raideur de ceinture, d'adhérence, ...)

Nous comprenons que les efforts ne seront jamais symétriques même en situation de ligne droite. Le contrôle des efforts étant impossible en transmettant une vitesse de rotation à chaque roue il est préférable de transmettre un couple déterminé. Les vitesses deviennent alors quelconques et dépendent des situations de roulage.

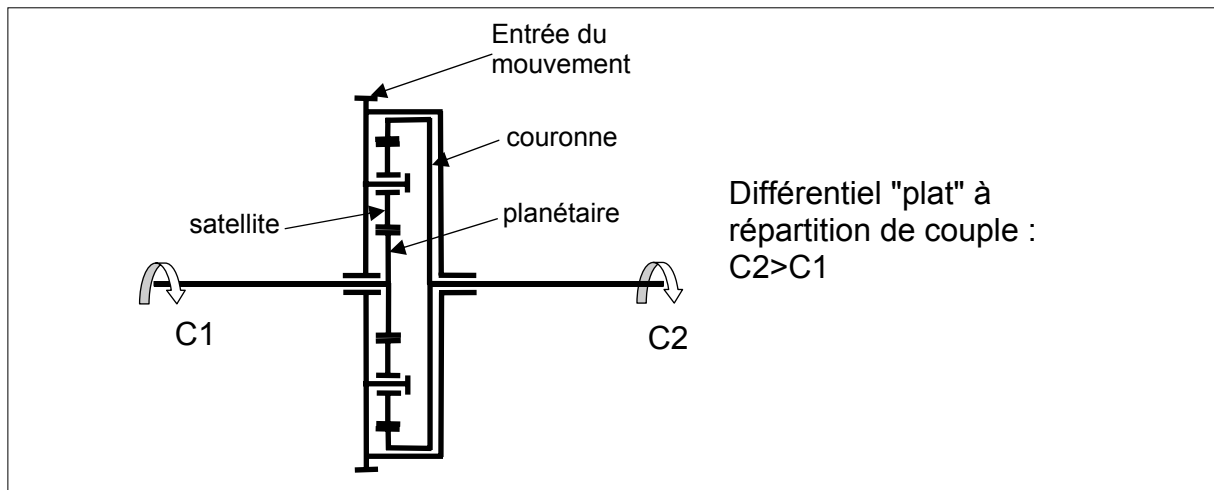
La solution quasiment universelle est réalisée par 4 engrenages coniques



⁽¹⁾ voir les INFOTECH précédentes concernant le pneumatique pour ces contenus.

En réalisant l'équilibre mécanique d'un satellite il est facile de montrer que les couples sur les arbres de sortie sont strictement égaux (aux frottements prêts) Nous remarquons que les termes "satellite" et "planétaire" sont une terminologie courante pour les trains épicycloïdaux : le différentiel commun peut être considéré comme un train épicycloïdal à axes non parallèles.

Il suffit d'imaginer une augmentation de diamètre sur un planétaire (qui devient une couronne) et une réduction sur l'autre pour arriver à un train épicycloïdal classique. Ce type de train assure également une fonction de différentiel mais avec une répartition de couple différente sur les deux arbres.

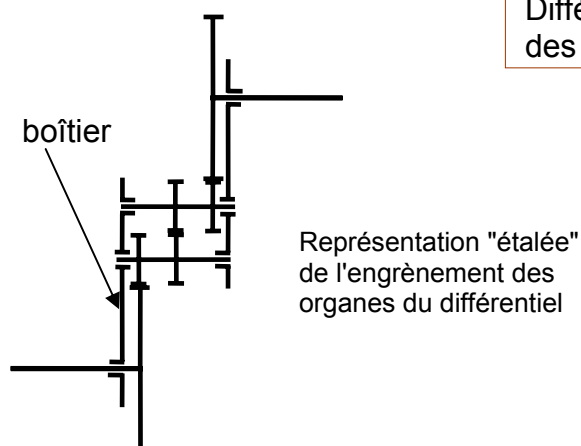


Il est utilisé en différentiel "inter-ponts" puisque là aussi la maîtrise des couples transmis impose de laisser libre les valeurs de vitesse de rotation (pour les mêmes raisons que celles énoncées précédemment).

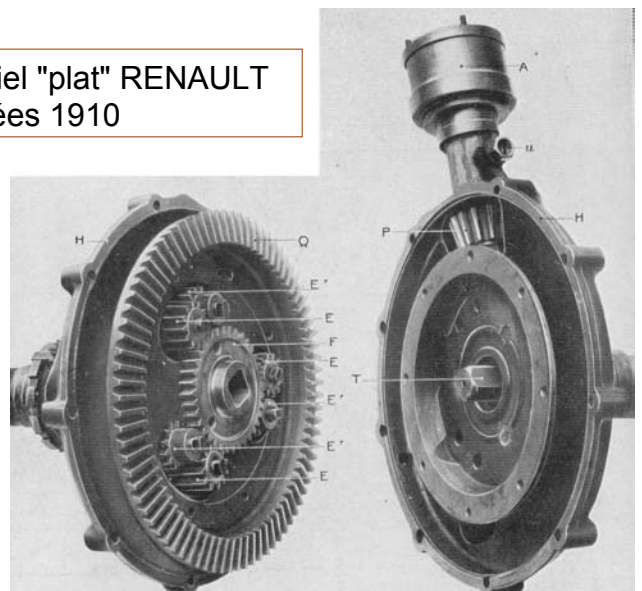
Dans cette configuration nous n'avons plus égalité des couples mais $C2/C1 = \text{nbre de dents de la couronne} / \text{nbre de dents du planétaire}$.

Cette répartition permet de solliciter chaque essieu en fonction de son potentiel d'adhérence qui est déterminé par la charge supportée.

Remarque : la réalisation d'un différentiel à engrenages cylindriques qui garde une identité des couples sur les 2 arbres est également possible même si elle n'est plus utilisée. Cette solution n'est pas nouvelle puisqu'en voici un exemple qui remonte aux débuts de l'automobile.



Différentiel "plat" RENAULT des années 1910



Le couple total transmis

Qu'en est il du couple total (CT) transmis aux roues et servant à propulser le véhicule ? *Sachant que $C1 = C2$ pour un différentiel classique et que $CT = C1 + C2$*

Il faut comprendre que le couple appliqué sur une roue ne peut pas dépasser son potentiel d'adhérence (fonction de sa charge et du coefficient d'adhérence) : lorsque cette limite est atteinte sur une roue elle prend de la vitesse sans que le couple augmente (aux effets d'inertie près).

Nous pouvons dire que C1 et C2 prennent comme valeur maxi le minimum des deux potentiels d'adhérence (noté $C1 = C2 = \text{mini}[C1, C2]$) car c'est l'égalité des deux couples qui impose cette condition.

Nous obtenons $CT = 2 \cdot \text{mini}[C1, C2]$; la conséquence est que si une des deux roues perd son potentiel d'adhérence et que son couple tend vers 0 alors CT tend lui aussi vers 0 malgré la possibilité d'adhérence de l'autre roue.

Dans des situations moins limites si une roue perd 50% de son potentiel et que l'autre le conserve à 100% la réduction de CT sera de 50% ce qui montre bien la mauvaise exploitation des possibilités de motricité par le véhicule.

Le potentiel est influencé par le coefficient de frottement roue/sol mais il faut penser également que les accélérations latérales du véhicule créent une forte dissymétrie de charges sur les roues ce qui réduit le potentiel de la roue intérieure et pénalise la motricité du véhicule en virage⁽²⁾.

Le problème évoqué ci-dessus se retrouve à l'identique avec un différentiel inter-ponts à répartition de couple.

Dans le cas du schéma de la page 2 :

$$C2 = k \cdot C1 \quad (k > 1) \quad \text{donc} \quad CT = k \cdot C1 + C1 = C1 \cdot (k+1)$$

Si C1 tend vers zéro alors CT tend aussi vers zéro (même effet sur C2 évidemment).

Conclusion en forme de paradoxe : imaginons un véhicule 4 roues motrices équipé de 3 différentiels classiques. Si une seule roue parmi les 4 perd tout son potentiel d'adhérence, l'essieu auquel elle appartient voit sa motricité chuter à zéro et donc l'autre essieu devient lui aussi incapable de transmettre le moindre effort moteur. Ce véhicule 4*4 pourrait alors se trouver en difficulté avec 3 roues en situation adhérente !

La fonction "différentiel" est donc nécessaire pour gérer la motricité du véhicule mais il faut parfois l'assortir de mécanismes qui limitent son action sinon elle perturbe la motricité elle-même.

Introduction d'un couple de frottement dans le différentiel

Les solutions les plus courantes pour réaliser un différentiel à glissement limité consistent à créer un couple de frottement (par exemple entre 1 planétaire et le boîtier de différentiel) qu'il faudra vaincre pour que le mouvement des pièces soit possible.

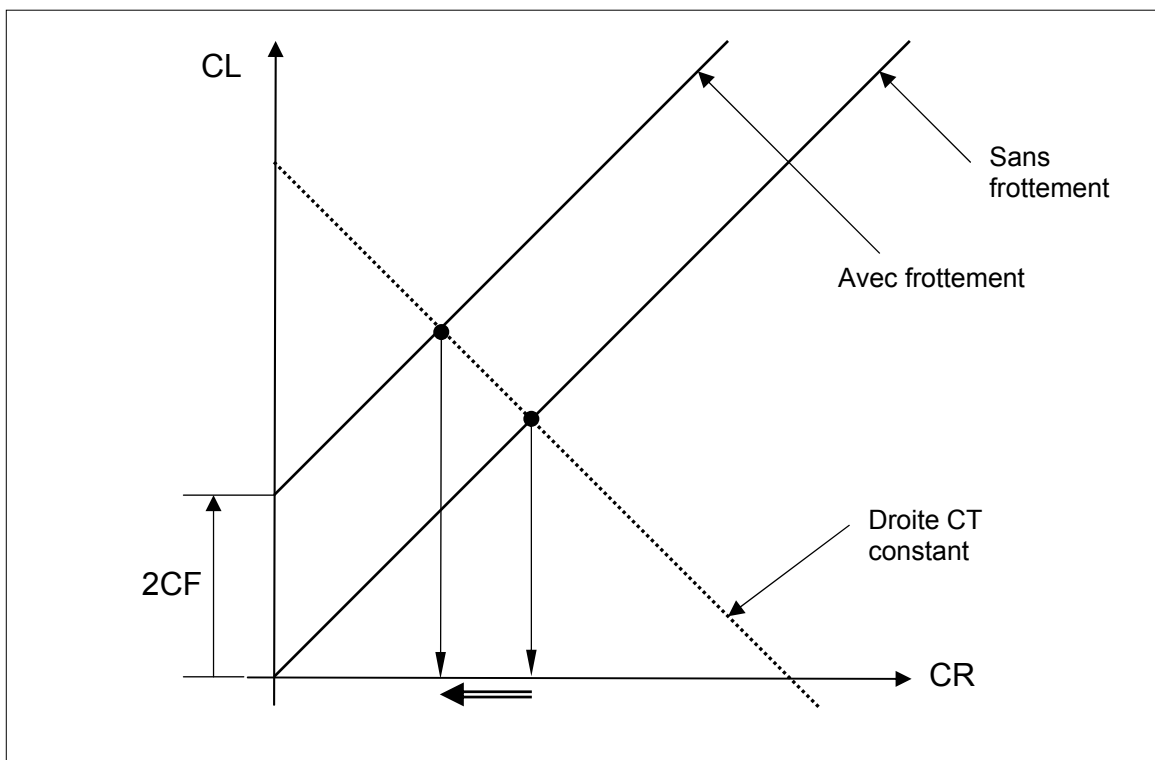
⁽²⁾ ce défaut peut être compensé par des réglages anti-roulis adaptés : relisez l'INFOTECH n°3 ou vous trouverez des exemples de cette situation

Conséquence : dès qu'une rotation apparaît dans le différentiel, un arbre se met à tourner plus vite que le boîtier alors que l'autre tourne moins vite.

Le couple de frottement (CF) crée un effet d'entraînement sur la roue la plus lente car il s'ajoute à la valeur $CT/2$ transmise par le satellite. Le couple sortant sur la roue lente (noté CL) prend la valeur $CL = CT/2 + CF$.

Le couple de frottement a par contre un effet retardateur sur la roue la plus rapide car le boîtier est plus lent que l'arbre. Le couple sortant sur la roue la plus rapide (noté CR) prend la valeur $CR = CT/2 - CF$.

Nous obtenons une dissymétrie de couple $CL - CR = 2.CF$ ce qui répond bien au besoin exprimé puisque si une roue n'a plus de couple transmissible, elle accélère et CL tend vers zéro, mais cette fois CT tend vers $2.CF$ ce qui préserve un minimum de motricité.



Ce graphe synthétise cette explication en visualisant le décalage entre les deux couples produit par le couple de frottement et le fait que **c'est toujours la roue la plus lente qui reçoit le couple le plus élevé.**

La droite nommée "CT constant" est le lieu des points où la somme $CR + CL$ est constante, elle met en évidence que le différentiel avec frottement interne peut passer le même couple total malgré un potentiel d'adhérence diminué sur une roue (diminution représentée par la flèche double) ce qui est bien la vocation d'un différentiel à glissement limité.

"Tarage" d'un différentiel à glissement limité

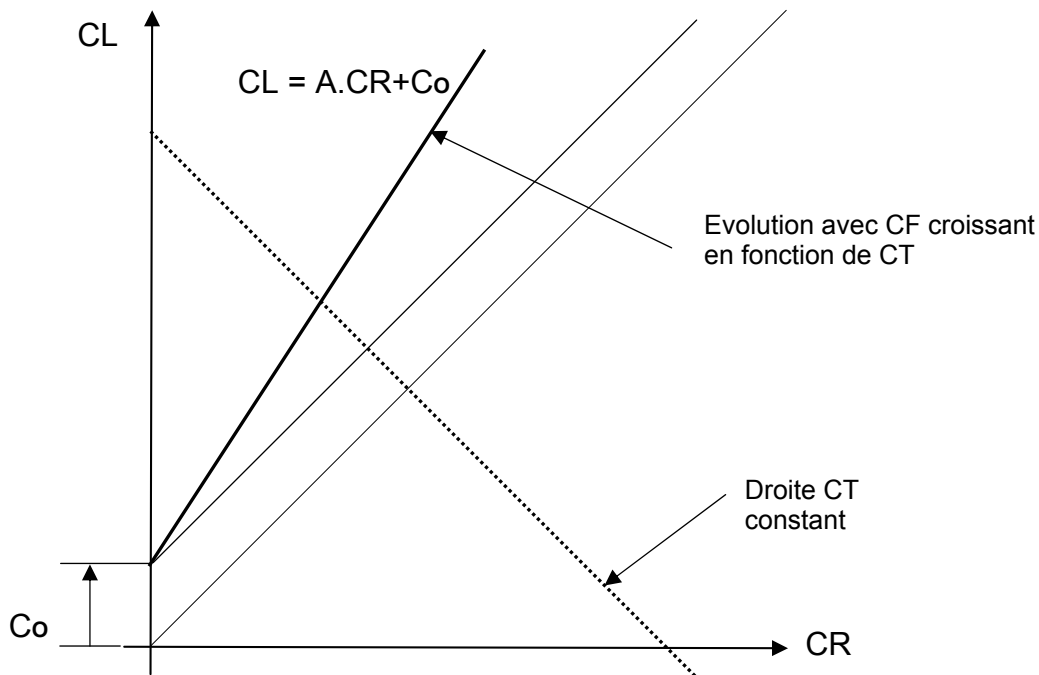
Définition : le pourcentage de blocage du différentiel, souvent nommé "tarage" et exprimé en pourcentage, se calcule comme suit :

$$T\% = 100.(CL - CR)/CT$$

Cette valeur doit pouvoir être adaptée à l'utilisation du véhicule et l'introduction d'un couple de frottement constant n'est pas satisfaisant pour cette adaptation.

Pour des véhicules commerciaux de grande diffusion les valeurs sont de l'ordre de 20 à 30 % mais pour des véhicules de compétition sur piste elle peut atteindre plus de 80 %. De tels tarages nécessiteraient des valeurs de CF tellement élevées que la fonction "différentiel" serait totalement annulée pour les faibles valeurs de CT (nous arriverions à $CT < CF$).

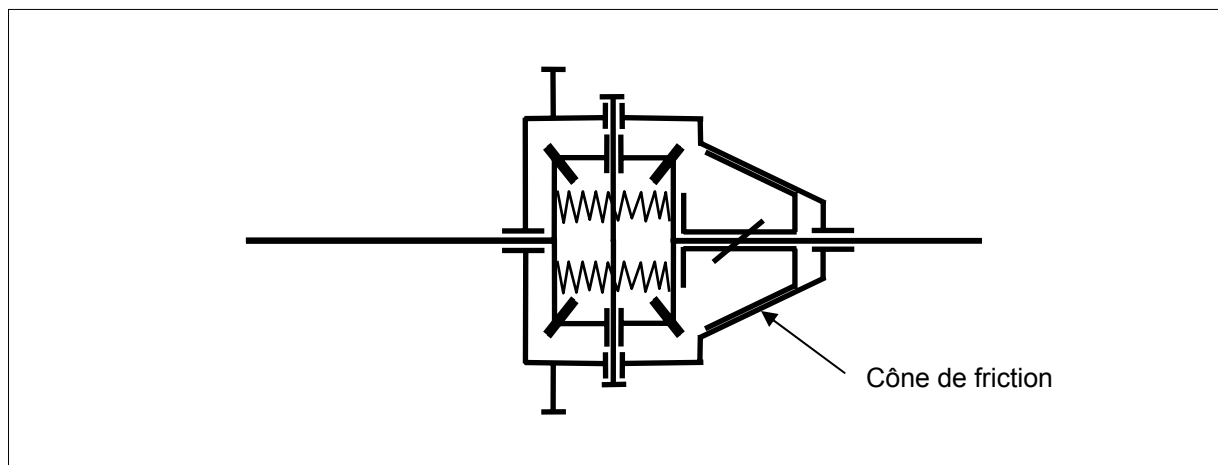
Il faut des solutions techniques qui introduisent un CF raisonnable à l'origine et qui fassent croître la valeur de CF avec CT.



De fortes dissymétries entre CR et CL peuvent être obtenues avec des couples de frottements à l'origine plus acceptables et les techniciens disposent de 2 paramètres de réglage (A et Co) pour adapter cette caractéristique à l'utilisation du véhicule.

Voici quelques solutions constructives qui ont déjà été utilisées (liste non exhaustive)

Différentiel PEUGEOT (à cône de friction)



Des ressorts écartent les planétaires et l'un d'entre eux prend appui sur un cône de friction qui génère un couple de frottement assez important sur le boîtier grâce à sa faible conicité.

L'augmentation de CF en fonction de CT va se faire simplement grâce à l'angle de pression⁽³⁾ des engrenages coniques qui aura pour effet de repousser le planétaire lorsque CT augmente. Le cône reçoit alors un effort presseur proportionnel au couple appliqué sur le boîtier et le CF produit évolue de même.

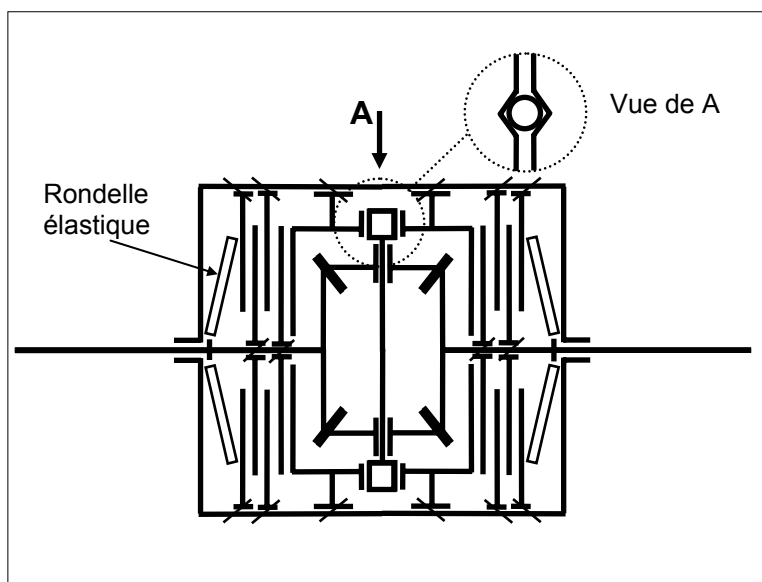
Cette solution a le mérite de la simplicité mais ne dispose que de l'angle du cône comme moyen de réglage (et marginalement les ressorts) car le taillage des pignons est figé. Il est impossible d'atteindre des tarages élevés sinon les pressions de contact génèrent des problèmes de grippage entre le cône et le boîtier.

Variante avec embrayage multi-disques

Une autre application qui a été assez répandue consiste à installer un petit embrayage multi-disques à l'emplacement du cône (ex. sur Jeep "Cherokee"). Une série de rondelles de friction, alternativement solidaires du boîtier et de l'arbre de roue, est comprimée par une grosse rondelle Belleville assurant le tarage initial. Le comportement de l'embrayage est le même que le cône mais la multiplication des disques permet d'envisager des valeurs de CF plus élevées. En usage intensif l'usure cumulée de tous les disques entraîne un jeu entre dents des pignons excessifs qui peut les dégrader rapidement. Cette solution est à éviter sur les applications à tendance sportive.

Découplage de l'embrayage et du différentiel

Cette solution **développée par ZF** permet de gérer la fonction embrayage indépendamment de l'engrènement des pignons. Elle est suffisamment robuste pour atteindre des tarages élevés et passer des puissances importantes.



Le montage est nettement plus complexe (donc onéreux) et il permet beaucoup de possibilité de réglages par les choix :

⁽³⁾ Angle entre la direction des efforts dent sur dent et le plan tangent aux surfaces primitives

- Du nombre de disques sachant que leur usure n'a plus d'impact sur l'engrènement
- De la raideur des rondelles élastiques (type Belleville)
- De l'angle des pentes entraînant l'axe porte satellite (voir schéma en étiquette), des pentes faibles permettant d'obtenir des tarages très élevés

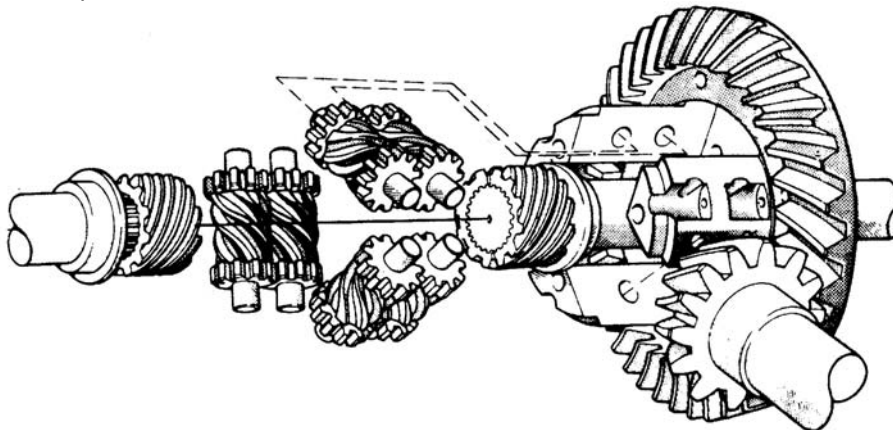
Remarque : des plans de construction détaillés sont consultables dans un sujet CAPET interne génie mécanique sur la transmission MERCEDES "4 MATIC" (si vous en disposez dans les archives de votre établissement).

Utilisation d'engrenages hélicoïdaux

Cette application est plus connue sous la dénomination de **différentiel TORSEN**.

Dans ce cas le frottement est généré directement entre les engrenages grâce à des angles d'hélices très importants. Ce qui est recherché c'est un mauvais rendement de transmission du mouvement entre les 2 arbres de roues.

Nous pouvons identifier une architecture similaire au différentiel plat évoqué en bas de la page 2 mais ici les pignons satellites ont pivoté de 90 degrés par rapport aux arbres ce qui impose une transmission du mouvement par denture hélicoïdale (*les satellites sont toujours liés entre eux par des engrenages cylindriques à dentures droites*).



Les 3 paires de satellites permettent d'augmenter la résistance du système.

Le tarage d'un différentiel Torsen dépend avant tout de l'angle des hélices entre pignons et satellites ce qui nécessite une fabrication exactement adaptée à chaque application et rend ce système assez onéreux.

Son principal avantage est de permettre des tarages très élevés en conservant une bonne robustesse et une grande stabilité de ses caractéristiques dans le temps. Il est donc adapté à des utilisations sportives de puissances élevées.

Conclusion

Nous arrêtons là cette énumération, d'autres concepts sont présents sur le marché mais les exemples cités couvrent la plus grande partie des applications commerciales.

Nous pouvons retenir les principales caractéristiques communes à tous ces systèmes à base de frottement "solide".

➤ **Le couple transmis sur la roue la plus lente est toujours le plus élevé.**

➤ La valeur de CL évolue telle que $CL = A.CR + C_0$ (A, pente de la droite du graphe de la page 5, dépend des choix constructifs et C_0 du réglage de la friction à vide du différentiel)

Sachant que $CT = CR + CL = CR.(A+1) + C_0$

Le tarage étant défini par $T(\%) = 100.(CL - CR)/CT$ nous arrivons à :

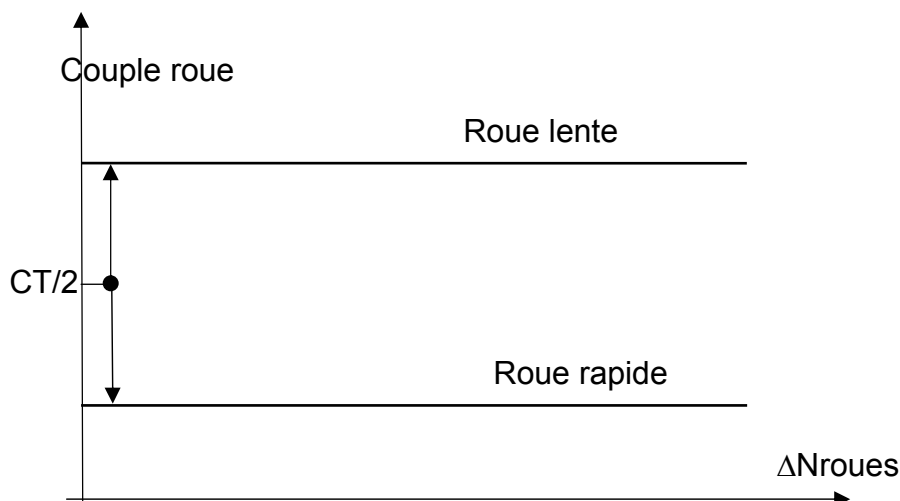
$$T(\%) = \frac{CR(A - 1) + C_0}{CR(A + 1) + C_0} \cdot 100 \quad \text{Si } C_0 \text{ est très faible devant les valeurs des}$$

couples échangés et que nous le négligeons nous avons alors :

$$T(\%) = \frac{(A - 1)}{(A + 1)} \cdot 100 \quad \text{ce qui devient une constante caractérisant l'équipement.}$$

Par exemple si $CL = 2.CR$ alors le tarage est de 33% et pour arriver à un tarage de 60% il faut que $CL = 4.CR$.

➤ La différence de couple (CL-CR) est totalement indépendante de la différence de vitesse des deux roues (NR-NL) et les effets de "l'auto-blocage" vont se faire sentir dès le plus petit défaut de synchronisme des deux roues.

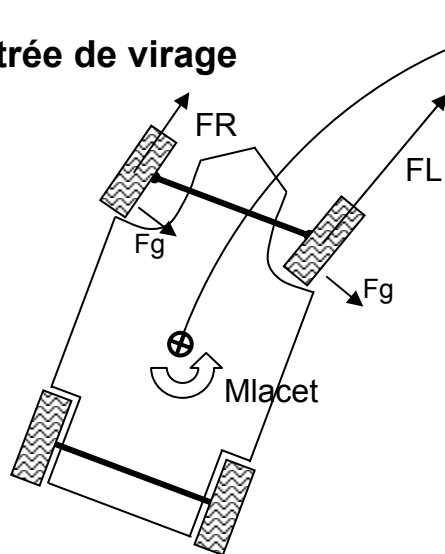


Cette caractéristique est à l'origine de réactions dynamiques qui vont perturber la fonction guidage, la fonction direction et la fonction freinage.

Le conducteur devra adapter sa conduite au nouveau comportement de son véhicule, nous allons aborder ce sujet au paragraphe suivant.

Incidence de l'auto-bloquant sur le guidage

En entrée de virage



Dès que le conducteur braque les roues pour inscrire son véhicule dans le virage, la roue extérieure devient plus rapide que la roue intérieure.

La roue intérieure, par l'effet de blocage du différentiel, reçoit un couple plus élevé et exerce un effort de traction plus important que la roue extérieure.

Un moment par rapport au centre de gravité se trouve créé par ces efforts moteurs et il est à l'opposé de celui qui est nécessaire dans la zone d'envirage (revoir INFOTECH n°4 pour ces notions)

Le moment de lacet appliqué au véhicule est la somme de ce moment et de celui généré par les efforts de guidage (Fg) dus au braquage. Les deux moments sont antagonistes : la valeur résultante sera très faible.

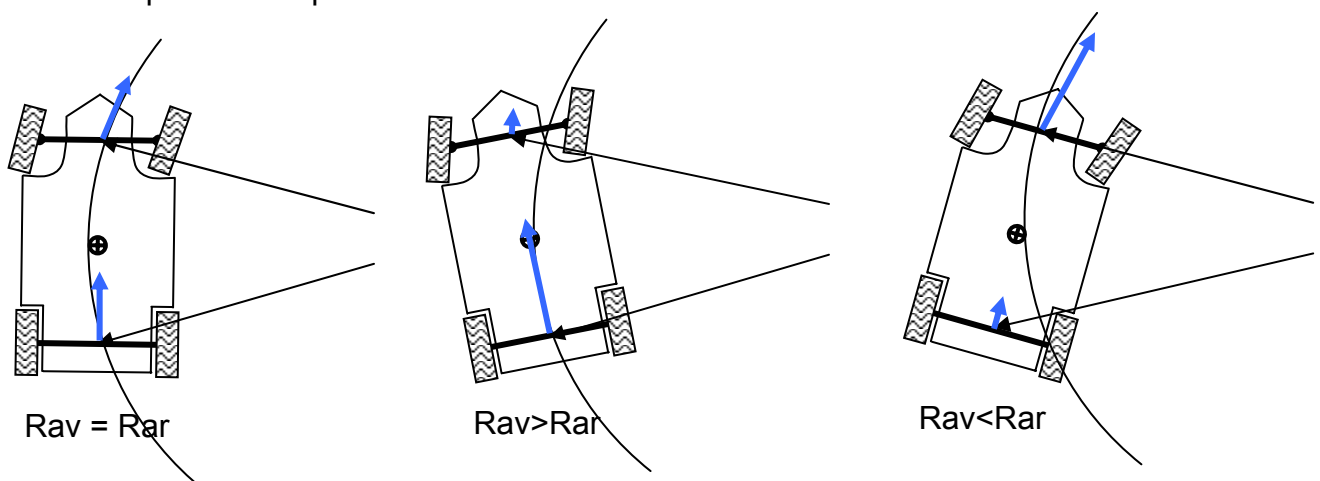
La zone transitoire où le véhicule s'inscrit par son lacet en virage va s'en trouver allongée, le conducteur a la **sensation que le véhicule refuse de tourner**.

Si le tarage est très important (utilisation sportive) le conducteur doit avoir une conduite plus "incisive" en entrée de virage, c'est-à-dire donner un coup de volant brusque pour délester la roue intérieure et accélérer. L'appui dynamique étant faible sur la roue intérieure c'est elle qui va décrocher et accélérer : l'effort maxi sera à l'extérieur et le moment de lacet bien orienté pour inscrire le véhicule en virage. Le moment de lacet résultant sera la somme du moment des efforts moteur et celui des efforts de guidage : sa valeur élevée rendra le véhicule extrêmement vif et difficile à contrôler.

Il est facile de comprendre que cette situation est à réserver à la conduite sur circuit et que des véhicules commerciaux se trouveront limités en terme de tarage de différentiel pour conserver des comportements acceptables par tous.

En virage stabilisé (cas des 4 roues motrices)

Nous envisageons le cas d'un véhicule 4RM avec différentiel inter-pont et effet de blocage. Regardons les rayons moyens des trajectoires des centres des trains AV et AR. 3 cas peuvent se présenter :



Premier cas : $R_{av} = R_{ar}$, les deux essieux sont en synchronisme et nous supposerons que les efforts AV et AR sont identiques (pas de répartiteur de couple).

Deuxième cas : $R_{av} > R_{ar}$, c'est le cas habituel d'un véhicule en situation de sous-virage. La vitesse de rotation moyenne des roues AV est alors supérieure à la vitesse moyenne des roues AR. C'est l'essieu AR qui reçoit les efforts moteurs les plus importants (car c'est le plus lent) et le conducteur a les sensations de conduite d'un véhicule à roues motrices AR.

Troisième cas : $R_{av} < R_{ar}$, c'est le cas d'un véhicule en situation de sur-virage. Cette fois c'est l'essieu AV qui est le plus lent et qui reçoit les efforts les plus importants. Le conducteur retrouve les sensations d'un véhicule à roues motrices à l'AV.

Conclusion : dans un virage à vitesse stabilisé les réactions du véhicule peuvent varier instantanément en fonction des situations de dérive des essieux et des actions au volant du conducteur. Celui-ci aura du mal à anticiper les mouvements du véhicule et risque d'avoir un mauvais ressenti de l'équilibre général.

Il est habituel de dire qu'un véhicule sportif à 4 roues motrices a un potentiel de vitesse de passage en virage supérieur à un 2 roues motrices (les sollicitations des pneumatiques sont mieux réparties) ; en réalité le conducteur exploite rarement ce potentiel à cause de ce mauvais ressenti dû à la répartition de motricité variant aléatoirement.

On constate que les conducteurs exploitent plutôt les meilleures capacités d'accélération et de freinage (voir chapitre suivant) et réduisent la phase de mise en appui au minimum. Le résultat est plutôt une vitesse de passage en courbe diminuée avec une plus forte décélération en entrée de virage et une plus forte accélération en sortie de virage.

Incidence de l'auto-bloquant sur le freinage

Imaginons un freinage où la roue gauche sur la chaussée adhère et la roue droite se bloque sur une partie glissante proche du bas-côté. La roue droite qui présente une tendance au blocage va voir sa vitesse diminuer rapidement par rapport aux autres roues qui restent adhérentes et cette différence de vitesse sollicite le différentiel.

Dans cette situation les couples appliqués aux arbres et au boîtier de différentiel ont changé de sens mais les couples de frottement entre les arbres et le boîtier ont conservé le sens qu'ils avaient en motricité.

La répartition du couple retardateur appliqué au boîtier, dû au frein moteur, va donc se faire à l'inverse de la motricité : **la roue la plus rapide va recevoir plus de frein moteur que la roue lente**. Cette répartition « soulage » la roue qui avait un ralentissement et s'oppose à sa tendance au blocage.

Si le conducteur débraye et supprime le frein moteur il reste une dissymétrie de couple due à la valeur C_0 du frottement interne, la roue la plus adhérente se comporte comme si elle avait un effet d'entraînement sur la roue la plus lente.

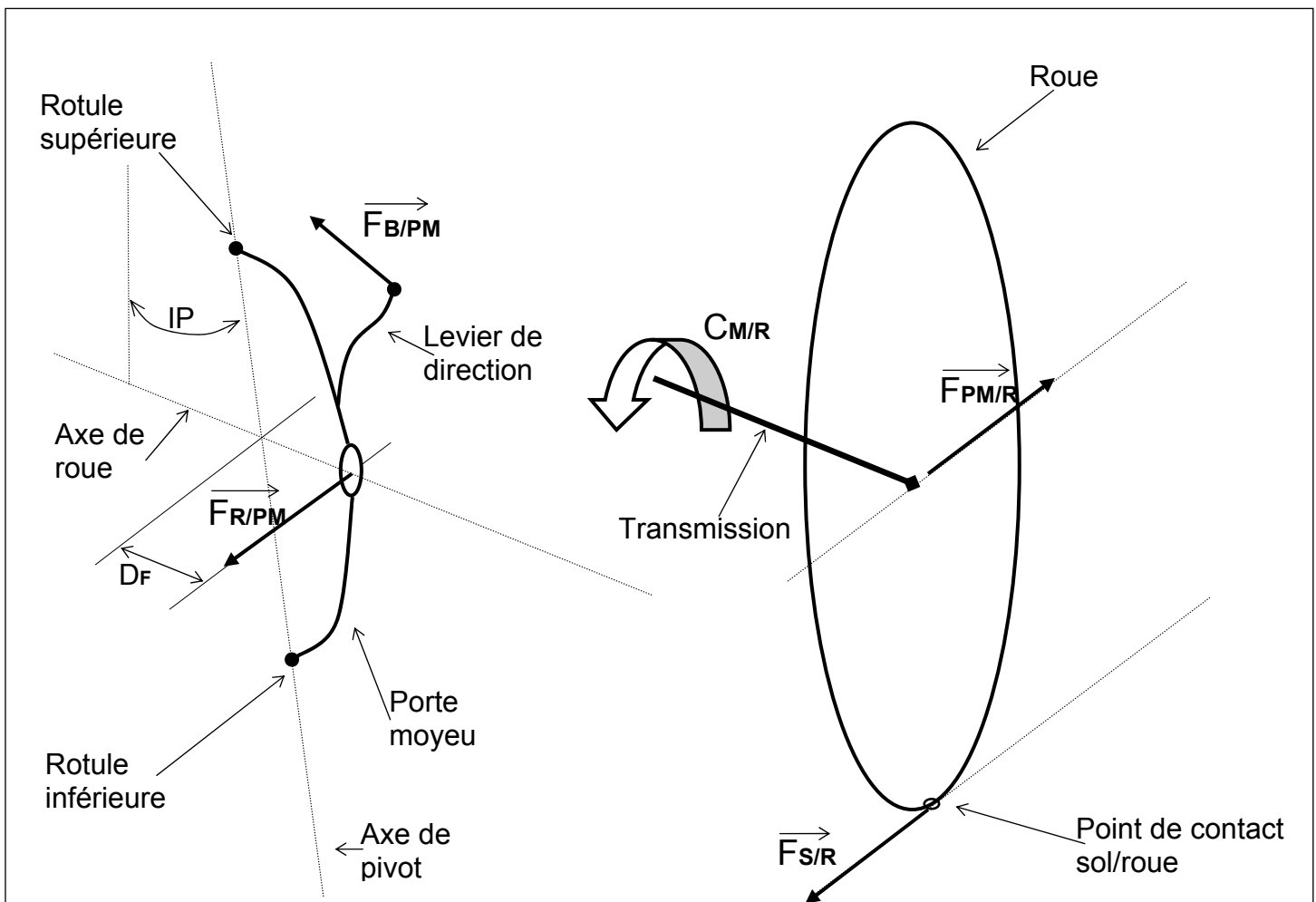
Conclusion : L'effet expliqué ci-dessus se retrouve aussi entre deux essieux par le différentiel inter-ponts. Cet effet d'entraînement d'une roue lente par les roues adhérentes joue alors le rôle d'un « ABS » mécanique et explique les excellentes performances des véhicules à transmission intégrale au freinage.

Paradoxalement ce comportement rend le montage d'un vrai ABS électronique difficile car les fluctuations de couples échangés entre les roues perturbent totalement les stratégies du calculateur qui se fait facilement prendre à défaut⁽⁴⁾. Ces véhicules ont profité plus tardivement des options ABS et ceci grâce à l'ajout d'un capteur de décélération du véhicule qui permet une corrélation avec la vitesse moyenne des roues.

Ce capteur évite par exemple le cas de blocage synchrone des 4 roues qui peut se produire en faible adhérence avec 3 différentiels à glissement limités et que le calculateur ne saurait pas détecter sans l'information décélération.

Incidence de l'auto-bloquant sur la direction

Nous avons vu que l'effet de l'autobloquant est de créer des dissymétries d'efforts moteurs et que cette dissymétrie peut évoluer très rapidement. Les roues motrices étant en majorité à l'AV, que ressent le conducteur au volant ?



Séparons « mécaniquement » la roue de son porte moyeu pour voir les effets des efforts moteurs sur la direction. Ces deux éléments sont représentés ci-dessus, pour éclaircir ce schéma certains efforts n'ont pas été représentés : la charge sur la roue et

⁽⁴⁾ Même sans ABS la fonction de répartition de freinage peut être perturbée entre l'AV et l'AR ce qui explique certains montages (anciens) avec une roue libre interdisant l'apport de couple de l'AR vers l'AV au freinage (par exemple GOLF SYNCHRO)

les efforts correspondants entre roue et porte moyeu ainsi que les efforts des triangles supérieur et inférieur sur les rotules car les moments qu'ils génèrent par rapport à l'axe de pivot sont nuls et n'ont pas d'incidence sur la fonction direction.

Les notations utilisées sont :

- $F_{S/R}$ effort moteur sol sur roue
- $F_{PM/R}$ effort porte moyeu sur roue
- $F_{B/PM}$ effort de la biellette de direction sur le porte moyeu
- $C_{M/R}$ couple moteur appliqué à la roue par la transmission
- D_f déport à la fusée (à ne pas confondre avec le déport frontal au niveau du sol)
- IP angle d'inclinaison de pivot

Conséquences :

La roue est en équilibre sous l'action de deux forces et un couple et nous pouvons en conclure que $F_{PM/R}$ dépend uniquement de la valeur de $C_{M/R}$.

C'est le moment ($F_{R/PM} \cdot D_f \cdot \cos IP$) qui génère l'effort sur la biellette qui sera appliqué en bout de crémaillère. Ce qui veut dire que pour une dissymétrie donnée des valeurs de $C_{M/R}$ droite et gauche, la dissymétrie des efforts en bout de crémaillère sera d'autant plus grande que la valeur de D_f sera élevée.

En conclusion lorsque un différentiel autobloquant est installé sur un véhicule le conducteur devra appliquer un couple au volant pour équilibrer la crémaillère dès que le différentiel agit. Ce couple au volant augmente avec le tarage du différentiel mais aussi avec la valeur du déport à la fusée.

La solution d'architecture **de train avant Mac-Pherson**, la plus répandue actuellement, présente le défaut d'imposer des déports à la fusée très importants à cause de l'inclinaison de la jambe de force (inclinaison accentuée par des montes de pneumatiques plus larges) ; **le tarage de différentiel acceptable est donc très faible** si l'on veut éviter des réactions brutales au volant

Pour passer des puissances élevées sur un train avant il faut changer d'architecture et passer à des solutions à double triangulation ou faire évoluer le Mac-Pherson avec un pivot auxiliaire qui sépare l'axe de pivot de la jambe de force. La nouvelle 407, par exemple, mélange ces deux solutions pour optimiser les fonctions direction et suspension et n'aura aucun mal à gérer l'implantation d'un différentiel à glissement limité si un modèle de la gamme l'exige.

conclusion

Il apparaît des analyses qui précèdent, que les solutions basées sur un **frottement solide** entre les pièces présentent des défauts en terme de brutalité de comportement ce qui peut imposer un type de conduite inadapté aux véhicules de grande diffusion.

La fonction glissement limité reste néanmoins nécessaire pour des fortes puissances et des applications à transmission intégrale devant assurer la motricité en faible adhérence.

Une deuxième famille de système offre alors des possibilités intéressantes ce sont les applications où l'effet de blocage est généré par un **frottement visqueux**.

Ce sujet sera abordé dans une prochaine INFOTECH.