



Utilisation de MECAmaster :
Calculs des efforts dans les liaisons
d'un véhicule FS

MECAmaster

Maxime Proriol
maxime.proriol@ecl17.ec-lyon.fr

5 Décembre 2018

Sommaire

1	Remerciements	2
2	Objectifs	2
3	Modélisation du véhicule	2
3.1	Création des liaisons	3
3.2	Création des efforts extérieurs et adaptation du modèle	6
3.2.1	Poids du véhicule	6
3.2.2	BRAKING 2G	6
3.2.3	INVERSE BRAKING 0,5G	8
3.2.4	BUMP 3G	8
3.2.5	RIGHT TURN 2G	9
3.2.6	RIGHT TURN 1G + BRAKING 1G	10

1 Remerciements

Avant de commencer cette formation, je souhaite tout d'abord remercier Paul Clozel, de nous avoir prêté son logiciel MECAmaster et de nous avoir donné de nombreux conseils dans la modélisation de notre véhicule.

Pour les futurs membres de l'écurie, n'hésitez pas à contacter Mr Clozel, professeur à Centrale, il peut vous donner d'excellents conseils pour la conception et la fabrication de votre véhicule

2 Objectifs

Lors de la phase de conception détaillée, le dimensionnement des systèmes impose de connaître les efforts appliqués sur ces derniers. Il est donc important d'employer une méthode de calcul adaptée pour connaître les différents cas de charges en fonction des diverses phases de fonctionnement du véhicule.

Le logiciel MECAmaster permet directement sous CATIA, de modéliser les liaisons d'un système et de connaître les efforts appliqués dans ces dernières par un calcul statique dans les différents cas de charges imposés au système.

Ce guide s'adresse particulièrement au département LASMECA pour connaître les efforts dans les portes moyeux, inserts de triangles, basculeurs de suspensions et tout autres constituants de la liaison au sol. Néanmoins, la méthode de modélisation est transposable et utilisable à tout système. En effet, cette méthode de calcul peut être généralisée à tout système contenant des liaisons (pédalier, guillotine, etc).

3 Modélisation du véhicule

Avant de commencer, Il faut savoir que plus votre véhicule sera bien modélisé et surtout bien organisée, plus vous obtiendrez de bons résultats sans perdre de temps.

Pour modéliser la liaison au sol du véhicule, le plus simple est d'utiliser un filaire de la LAS comme si dessous sur la figure 1. Les triangles, amortisseurs ont été laissés apparents pour une meilleure visualisation des systèmes (préférence personnelle). Il est important de définir les points de liaisons pour créer ces dernières grâce à MECAmaster.

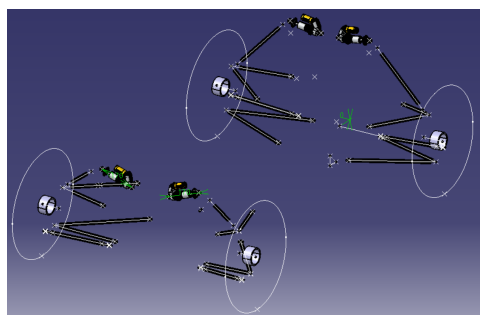


FIGURE 1 – Filaire de la LAS de Optimus

3.1 Création des liaisons

Il existe deux manières de modéliser le système. En effet, il est possible de modéliser la voiture complète mais aussi de modéliser un seul coter du véhicule et de faire différentes hypothèses de symétries. Les deux cas marchent très bien, cela dépends du temps que vous souhaitez investir dans la modélisation.

Pour avoir un modèle le plus précis possible, l'ensemble des liaisons doivent être choisies de telle sorte que le système soit le plus proche de la réalité possible.

Figure 2 et 3, la modélisation du véhicule Optimus STUF2019.

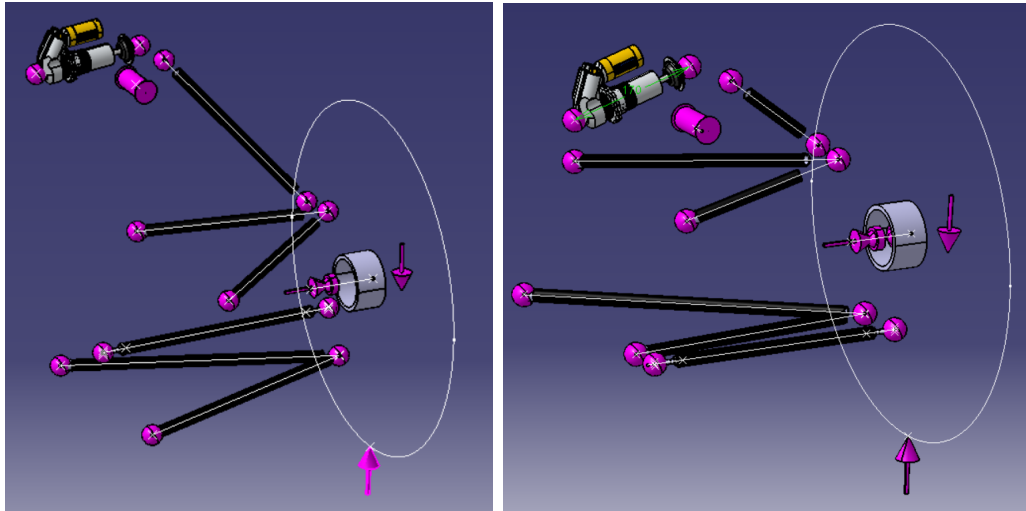


FIGURE 2 – A gauche : Front Right Suspension - A droite : Rear Right Suspension

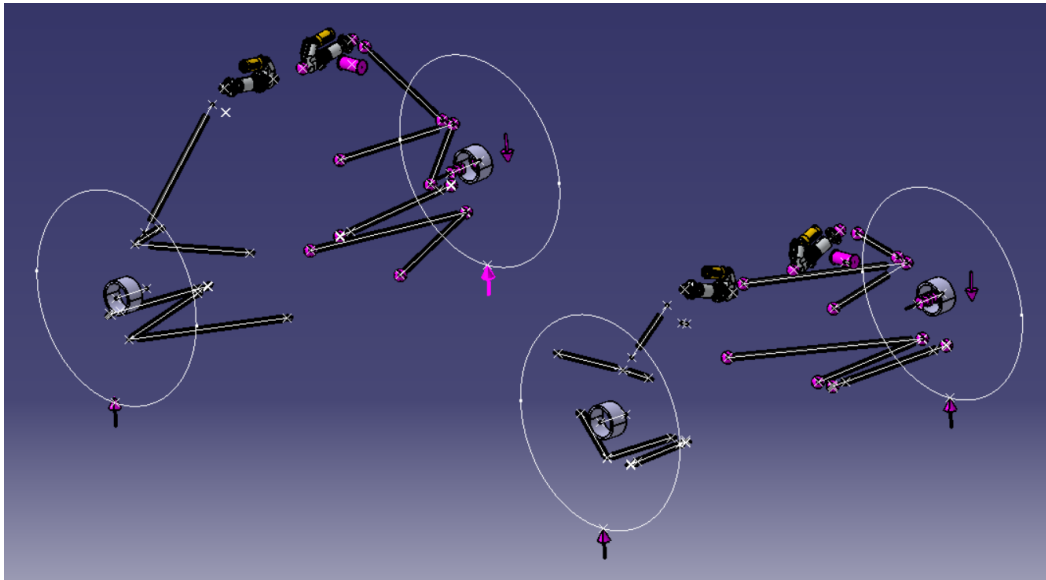


FIGURE 3 – Vue globale de la modélisation du véhicule

Lors de la création d'une liaison divers paramètres sont à renseigner : nom, type de liaison, pièces concernés, point, direction. Ce travail de création de liaison demande une grande rigueur dans l'identification de toutes les liaisons permettant ainsi une meilleure facilité d'interprétation des résultats.

Pour le choix des pièces concernés, la création de pièces virtuelles permet de rendre plus clair la modélisation. Lors de la création d'une pièce, une rotule entre *SOL* et *ROUE* permet de créer un objet virtuel *SOL* et *ROUE*. Ces objets peuvent être réutilisés ultérieurement pour modéliser d'autres liaisons.

Pour être bien organisé, le nom des pièces et des liaisons doivent être compréhensibles et les abréviations faciles à déchiffrer. Le véhicule STUF2018 Vulcanix a opté pour une identification normalisée facilement utilisable comme sur la figure 4 ci dessous.

	Nom Meca Master	Type	Part 1	Part 2
REAR SUSPENSION	BJ_Rear UF	BJ	rear uf a-arm	frame
	BJ_Rear UR	BJ	rear ur a-arm	frame
	BJ_Rear LR	BJ	rear lr a-arm	frame
	BJ_Rear LF	BJ	rear lf a-arm	frame
	BJ_Rear UF Outboard	BJ	rr upright	rear uf a-arm
	BJ_Rear UR Outboard	BJ	rr upright	rear ur a-arm
	BJ_Rear LR Outboard	BJ	rr upright	rear lr a-arm
	BJ_Rear LF Outboard Spherical	BJ	rr upright	rear lf a-arm
	BJ_RR Tie-rod	BJ	rr tie-rod	frame
	BJ_RR Outboard Tie-rod	BJ	rr upright	rr tie-rod
	BJ_Lower Push-rod	BJ	rr upright	rr push-rod
	BJ_Upper Push-rod	BJ	rr push-rod	rr rocker
	BJ_Outboard Shock Spherical	BJ	rr rocker	rr ohlins
	BJ_Inboard Shock	BJ	rr ohlins	frame
	PI_RR Rocker Pivot	PI	rr rocker	frame
	PO-Z_RR Brake Force	PO	rr wheel	rr upright
	SS-XZ_RR Outer Bearing	SS	rr wheel	rr upright
	SS-XZ_RR Inner Bearing	SS	rr wheel	rr upright
	PO-Y_RR Inner Bearing	PO	rr wheel	rr upright
	PO-Z_Fz - RR	PO	sol	rr wheel
	PO-Z_Fz - RL	PO	sol	frame
FRONT SUSPENSION	BJ_Front UF	BJ	front uf a-arm	frame
	BJ_Front UR	BJ	front ur a-arm	frame
	BJ_Front LR	BJ	front lr a-arm	frame
	BJ_Front LF	BJ	front lf a-arm	frame
	BJ_Front LF Outboard	BJ	fr upright	front lf a-arm
	BJ_Front LR Outboard	BJ	fr upright	front lr a-arm
	BJ_Front UR Outboard	BJ	fr upright	front ur a-arm
	BJ_Front UF Outboard	BJ	fr upright	front uf a-arm
	BJ_FR Pull-Rod	BJ	fr upright	fr pull-rod
	BJ_FR Inboard Pull Rod	BJ	fr pull-rod	fr rocker
	BJ_Outboard FR Ohlins	BJ	fr rocker	fr ohlins
	BJ_Inboard FR Ohlins	BJ	fr ohlins	frame
	BJ_Outboard FR Tie-rod	BJ	fr upright	fr tie-rod
	BJ_Inboard FR Tie-rod	BJ	fr tie-rod	frame
	SS-XZ_FR Inner bearing	SS	fr wheel	fr upright
	SS-XZ_FR Outer bearing	SS	fr wheel	fr upright
	PO-Y_FR Wheel Axial Force	PO	fr wheel	fr upright
	PO-Z_FR Brake Force	PO	fr wheel	fr upright
	PI_FR Rocker Pivot	PI	fr rocker	frame
	PO-Z_Fz-FL	PI	sol	frame
	PO-Z_Fz-FR	PI	sol	fr wheel

FIGURE 4 – Exemple de noms de liaisons et de pièces virtuelles

Chaque pièce est nommé par sa position dans l'espace. Par exemple, *rear uf a-arm* est la bras du triangle supérieur (u :upper), avant (f :front) situé sur la suspension arrière (rear). Dans MECAMaster, la convention est prise de telle sorte que les efforts sont dirigés de la *Part 1* sur la *Part 2*.

Première remarque : Quatre liaisons ponctuelles au point de contact sol/roues permettent de bloquer la translation suivant l'axe z.

Deuxième remarque : Une liaison ponctuelle sur chaque roues coté droit permet de connaître l'effort de freinage au niveau des étriers. Cette liaison doit être placée à un rayon égale au rayon moyen du disque de frein.

Troisième remarque : Les roulements sont modélisés par deux linéaires annulaires (à gauche et à droite) et une ponctuelle (à gauche). Attention, le placement des ces liaisons dépend des types de roulements utilisés. Dans le cas d'Optimus, l'emploi de roulement à contact oblique impose une modélisation des liaisons au centre de poussé des roulements. Ainsi, les différentes liaisons ne sont pas placé en centre du roulement mais au centre de poussé identifié par la côte a décrite sur la figure 5. En fonction du montage des roulement (en O ou en X) veuillez à bien placer ces liaisons.

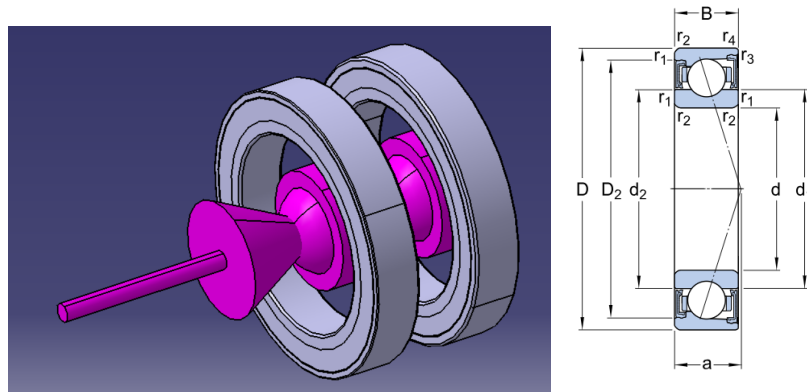


FIGURE 5 – Modélisation des deux roulements et extraits de la fiche technique des roulements

Quatrième remarque : On considère que chaque triangle est composé de deux branches. On modélise une branche grâce à deux rotules de part et d'autre. En conséquence, à l'intersection des branches deux rotules sont présentes (pas de panique).

3.2 Création des efforts extérieurs et adaptation du modèle

Pour connaître l'effort maximale dans les différents constituants de la liaison au sol, il est important de diviser l'étude pour balayer les différents modes de fonctionnement du véhicule.

Les modes de fonctionnement étudiés dans le cas de Vulcanix et Optimus sont :

- Freinage 2G (BRAKING 2G) ;
- BUMP 3G ;
- Virage à gauche 2G (LEFT TURN 2G) ;
- Virage à droite 2G (RIGHT TURN 2G) ;
- Combiné virage à gauche 1G + freinage 1G (LEFT TURN 1G + BRAKING 1G) ;
- Combiné virage à droite 1G + freinage 1G (RIGHT TURN 1G + BRAKING 1G) ;
- Accélération 0,5G (INVERSE BRAKING 0,5G).

Ces différents mode de fonctionnement sont extrêmes et difficilement atteignables avec le véhicule. Ils permettent ainsi de connaître les efforts les plus importants dans le pire des cas dans les différentes liaisons.

Remarque importante : Si vous modélisez l'ensemble des liaisons du véhicule (coté gauche et droit), il n'est pas nécessaire de réaliser les modes de fonctionnement des deux cotés. On se contentera donc d'un seul virage et d'un seul combiné.

3.2.1 Poids du véhicule

Le poids du véhicule avec pilote doit être inclus dans le modèle. Il doit être placé au centre de gravité. Pour cela, il est important de calculer une approximation du poids du véhicule (bilan de masse), de la répartition de masse et de la hauteur du centre de gravité.

Données Optimus :

- Poids : 2800N (210kg de véhicule + 70kg de pilote) ;
- Répartition de masse : 50/50 (Donné vérifiée numériquement sur Vulcanix) ;
- Hauteur du centre de gravité : 35cm (Donné vérifiée numériquement sur Vulcanix) ;

3.2.2 BRAKING 2G

Train avant : Pour modéliser le cas de freinage en 2G, il est nécessaire de placer de chaque coté du train avant, une liaison ponctuelle dirigée vers l'arrière au point de contact avec le sol. Chacune des deux ponctuelles créées un critère que l'on nomme sur le dernier menu déroulant $K_BrakeFR$ pour le coté droit et $K_BrakeFL$ pour le coté gauche.

Train arrière : Placer de chaque coté une force dirigée vers l'arrière située au point de contact avec le sol prenant en paramètre la valeur de l'effort de la ponctuelle située à l'avant. Pour cela, écrire sur le dernier menu déroulant le nom du critère créé initialement à l'avant. La norme de la force représente le coefficient de proportionnalité entre la charge sur la ponctuelle et la norme de la force.

Cette opération permet de modéliser la répartition de freinage.

Données Optimus :

— Répartition : 65% avant, 35% arrière

Le coté droit est décrit sur le figure 6 ci dessous.

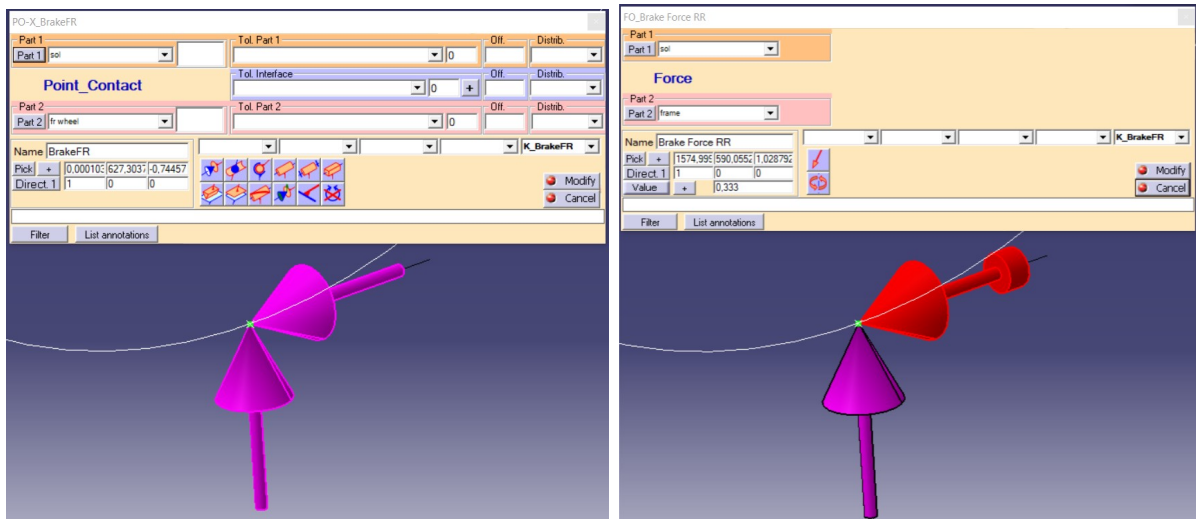


FIGURE 6 – A gauche : Front Right Wheel - A droite : Rear Right Wheel

Ensuite, il est nécessaire de créer comme décrit sur la figure 8 une force d'inertie au centre de gravité égale à deux fois le poids du véhicule dirigée dans le sens d'avancement de ce dernier.

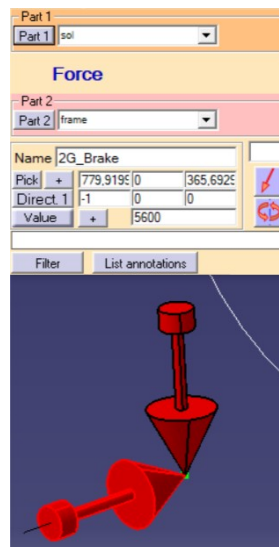


FIGURE 7 – Création de la force d'inertie de freinage au centre de gravité

Lancement du calcul : Si tout se passe bien, on tombe sur un degrés d'hyperstaticité. Ce dernier provient du fait que la voiture est reposée sur quatre appuis. L'hypothèse à faire dans ce cas est d'invoquer la symétrie longitudinale du problème. Ainsi, on suppose que les efforts dans les ponctuelles verticales situées au contact avec le sol sont identiques. Lorsque l'on lance le calcul, le logiciel indique que le problème est hyperstatique de degré 1. Pour lever l'hyperstatisme (représenté par des petits cylindres rouges), il suffit de cliquer sur *Relation* puis sur les deux cylindres verticaux aux points de contact avec le sol pour leur affecter une relation d'égalité.

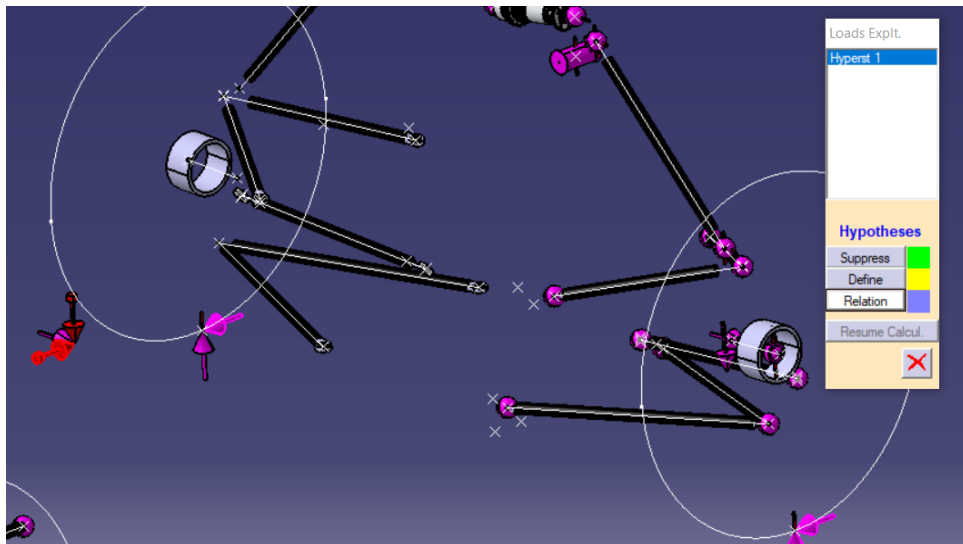


FIGURE 8 – Hyperstaticité sur le train avant

3.2.3 INVERSE BRAKING 0,5G

Ce mode de fonctionnement est très simple. Il consiste à ajouter en plus du poids une force d'inertie dans le sens de la marche de 0,5 fois le poids du véhicule. On lève l'hyperstaticité en invoquant encore une fois l'hypothèse de symétrie longitudinale.

3.2.4 BUMP 3G

Ce mode de fonctionnement est très simple. Il consiste à multiplier la norme du poids du véhicule par trois et de lancer le calcul. On lève l'hyperstaticité en invoquant encore une fois l'hypothèse de symétrie longitudinale.

3.2.5 RIGHT TURN 2G

Pour modéliser le cas en courbe à droite en 2G, il est nécessaire de modéliser l'adhérence des pneus dans le sens transversal.

Sur chaque roue : Placer sur chaque roue une force dirigée vers la droite modélisant l'effort transversal du pneu sur la route. Cette force est proportionnelle à l'effort normal sur la roue d'un facteur 1,1 (Données pneus). On réalisera cette proportionnalité avec la méthode vue précédemment.

Au centre d'inertie : Placer au centre de gravité une force d'inertie vers la gauche de 2G modélisant le transfert de charge vers la gauche.

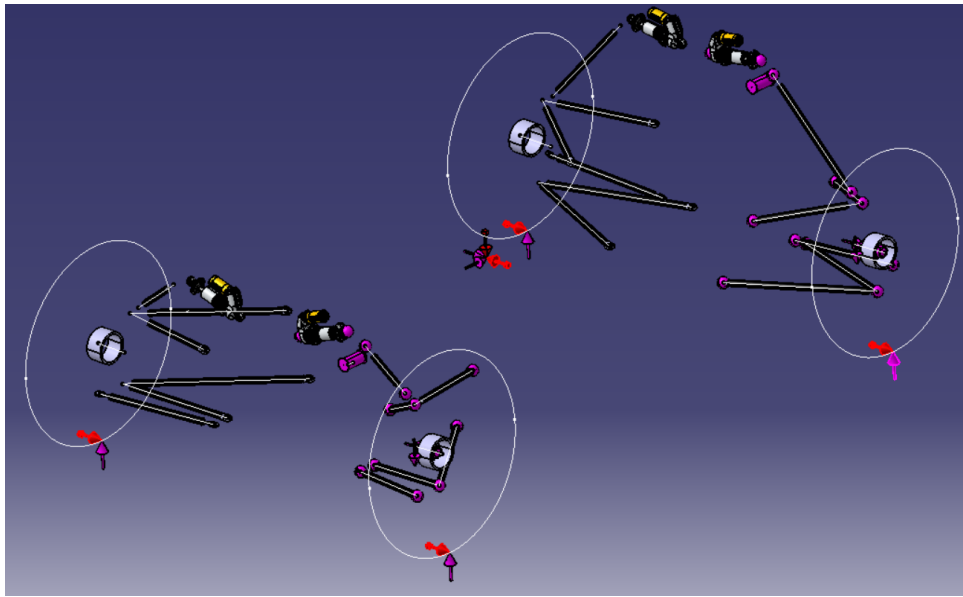


FIGURE 9 – Modèle utilisé lors d'un virage à droite

Lancement du calcul : Si tout se passe bien, on tombe sur un degrés d'hyperstaticité. Ce dernier provient du fait que la voiture est reposée sur quatre appuis. L'hypothèse à faire dans ce cas est que la roue arrière intérieure ne touche pas la sol. Dans le cas du virage à droite on suppose alors que la roue arrière droite a quitté le sol.

Concrètement, on utilise la fonction *Define* et on attribut à l'effort normal sur la roue intérieure arrière une valeur nulle.

3.2.6 RIGHT TURN 1G + BRAKING 1G

Pour réaliser ce cas de charge combiné, il est nécessaire de mettre en commun les deux méthodes vue précédemment : BRAKING 2G et RIGHT TURN 2G. Dans ce cas, on place les efforts d'inerties à 1G.

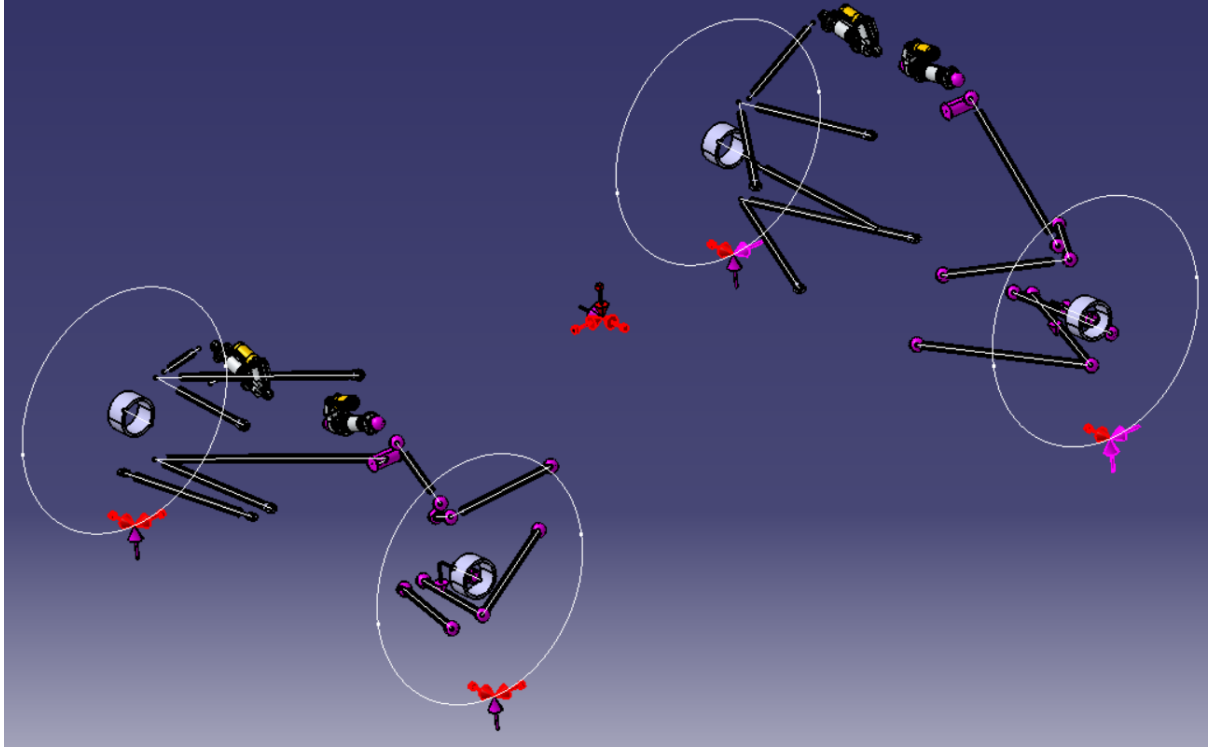


FIGURE 10 – Combiné virage à droite et freinage

Lancement du calcul : Pour lever l'hyperstatisme dans ce type de cas de charges, on superpose les deux modèles précédents :

- **Symétrie longitudinale** : Égalité des efforts normaux sur le train avant ;
- **Décollement de roue** : Effort normal nul sur la roue intérieure arrière ;

Pour réaliser les deux cas de charges LEFT TURN 2G et LEFT TURN 1G + BRAKING 1G, il suffit d'inverser le sens des forces d'inerties créées lors du cas RIGHT TURN 2G.