

Ecole Supérieure de Mécanique de Marseille

Stage de fin d'études :

Modèle Eléments Finis de Roulement Conique de Boite de Vitesses



Centre Technique de Rueil-Malmaison
Service 66562:
Conception BV Transmission de Puissance
UET : Carters Roulements Etanchéité

Je tiens à remercier tout particulièrement monsieur Alain SAINT JEAN de m'avoir accueilli dans son service, ainsi que messieurs Philippe GOEMAERE, Ivan POUJOL et Eric DAJEAN pour m'avoir fait confiance en m'attribuant cette mission et pour leur présence et leur aide précieuse pendant toute la durée de mon stage.

Merci aussi pour l'aide technique dont j'ai pu bénéficier au près de Philippe KREMPER, Véronique SOYERE, Joël BIHANIC, et Richard MEZIERES.

Enfin, merci à tous les autres membres de mon UET et du service qui m'ont accueilli avec beaucoup de sympathie et de bonne humeur, et qui ont contribué à faire de ce stage une réussite humaine.

Résumé

Lors de la conception ou de la modification d'un carter de boîte de vitesses, on effectue une série de calculs visant à assurer la tenue mécanique et l'étanchéité de la structure sous les chargements les plus sévères. Le carter est alors considéré encastré sur le bloc moteur. Les efforts s'exerçant sur le carter proviennent de la pignonnerie et sont transmis aux paliers par l'intermédiaire des corps roulants des roulements. C'est la répartition des efforts par corps roulants qui fait ici l'objet d'une étude approfondie.

La technique actuelle fait intervenir un calcul annexe (roulementier, outil interne...). Celui-ci établit la distribution des efforts sous les hypothèses de bague rigide, et ne tient pas compte de la présence du logement déformable du carter. On se propose donc de créer un modèle éléments finis de roulement conique, permettant de prendre en compte l'interaction carter/roulement pour le calcul des efforts par corps roulants. Ce modèle sera inséré dans le maillage de la boîte et piloté directement par les efforts aux paliers.

L'étude comporte trois grandes phases :

- Dans un premier temps, la conception et la validation du modèle (géométrie, approche théorique...). Un certain nombre de calculs ont été effectués à cette occasion pour vérifier sa fiabilité en le comparant à des résultats «connus».
- Puis, la réalisation d'une Macro sous Excel permettant de faciliter la création du modèle, et assurant ainsi la généralisation de son utilisation pour tout type de roulement conique.
- Enfin, l'utilisation du modèle EF dans un calcul complet de boîte, afin de comparer les résultats obtenus avec ceux de la méthode actuelle.

Sur le carter que nous avons choisi d'étudier, cette étude nous a permis de constater une modification des efforts par corps roulants supérieure à 10%. Nous avons aussi pu enregistrer une modification locale importante du champ de contraintes sur certaines zones de palier. Les différences que nous avons pu observer - sur notre exemple - ne remettent pas en cause la méthode de calcul habituelle en ce qui concerne la tenue mécanique. Cependant, elles nous invitent à nous interroger plus sérieusement sur leur influence en terme de durée de vie des roulements.

Abstract

During the conception or a modification of a housing of a gearbox, we make a series of calculations in order to insure the mechanical behaviour and the sealing of the structure under the most critical loads. The housing is then considered embeded on the engine block. The strengths on the housing result from the gearing and are distributed in bearings through the rolling bodies. It is the distribution of the strengths by rolling bodies that is the object here of a detailed study.

The current technique uses an annex calculation (provided by bearings manufacturer or intern tools). This one establishes the distribution of the strengths under the hypotheses of stiff ring, and takes no account of the presence of the housing. We thus suggest creating a finite element model of taper bearing, allowing to consider the interaction housing / bearing for the calculation of the strengths by rolling bodies. This model will be included into the meshing of the gearbox and piloted directly by the strengths in bearings.

The study consists in three big phases:

- The conception and the validation of the model (geometry, theoretical approach). Some calculations were made to verify its reliability by comparing it with "known" results.
- Then, the realization of a Macro under Excel allowing to make the creation of the model easier, and so assuring the generalization of its use for any type of taper bearing.
- Finally, the use of the EF model in a complete gearbox calculation, to compare the results obtained with those of the current method.

On the housing which we chose to study, it allowed us to notice a modification of the strengths by rolling bodies superior to 10 %. We were also able to notice an important local modification of stresses field on certain areas of bearing. The differences we observed - on our example - didn't jeopardize the usual method of calculation as regards to the mechanical behaviour. However, they invite us to wonder more seriously about their influence in term of life cycle of the bearings.

Table des matières

1. Présentation de l'entreprise et du service	6
1.1. L'histoire	6
1.2. Le groupe RENAULT	6
1.3. Les chiffres clés	7
1.4. L'Alliance.....	8
1.5. Le service 66562	8
2. Introduction sur le calcul des carters de boîte de vitesses.....	9
3. Qualités exigées pour le modèle	10
4. Etude théorique.....	10
4.1. Choix de la géométrie.....	10
4.2. Equilibre statique du modèle soumis a une force axiale	11
4.3. Calage de la loi de comportement.....	12
5. Calcul en chargement axial pur	13
5.1. Premier essai.....	13
5.2. Recalage de la loi de comportement.....	13
5.3. Remarques	14
6. Introduction du manchon.....	14
6.1. Présentation du modèle dans les conditions expérimentales.....	14
6.2. Essai en chargement axial pur	14
6.3. Conclusion sur le modèle en axial pur.....	15
7. Modèle avec manchon sous sollicitations combinées : axiale + radiale	15
7.1. Evaluation de la nouvelle plage de fonctionnement.....	15
7.2. Propriétés intrinsèques du modèle	16
7.3. Premier essai & introduction des DCOUPS	16
7.4. Etude théorique du chargement radial	17
7.4.1. Modèle analytique simplifié	17
7.4.2. Modèle DAJEAN	20
7.5. Confrontation des Modèles.....	20
7.5.1. 1 ^{er} cas de charge : $F_a = 7500$, $F_r = 10000$	21
7.5.2. 2 ^{eme} cas de charge : $F_a = 8750$, $F_r = 25200$	22
7.5.3. 3 ^{eme} cas de charge: $F_a = 15000$, $F_r = 7000$	23
7.6. Interprétation des résultats.....	24
7.6.1. Lois de comportement des ressorts.....	24
7.6.2. Loi de HOUVERT TRANSLATEE.....	25
7.6.3. Répartition des efforts par corps roulants	27
7.6.4. Déplacements du centre de poussée.....	27
7.7. Conclusion sur le modèle en chargement combiné	28
8. Conclusion sur l'étude du modèle EF.....	29
8.1. Acquis :	29
8.2. Axes de travail, faiblesses du modèle	29
9. Automatisation de la génération du modèle EF	30
9.1. Paramètres d'entrée du programme	30
9.2. Les principales étapes de la génération.....	31
9.3. Exemple de fichier *.inp généré & commenté.....	31
9.4. Informations complémentaires.....	33
10. Exploitation du modèle : calcul de carter JRQ-F4R-1 ^{ere} tirage.....	34
10.1. Préparation du maillage	34
10.2. Recalage du modèle.....	34
10.3. Problèmes numériques liés au changement de modèle	34
10.4. Solutions aux problèmes numériques	35
10.5. Exploitation des résultats sur les paliers du CED	35
10.5.1. Equivalence HOUVERT/RECALE pour le cas de charge étudié	35
10.5.2. Influence du frettage	35
10.5.3. Résultats complets sur le palier 32, avec prise en compte du frettage	37
11. Conclusion générale	47

1. Présentation de l'entreprise et du service

1.1. L'histoire

Née en 1898 avec la Voiturette, la firme RENAULT est rapidement devenue la première industrie manufacturière de France. Moteur d'idées depuis cent ans, la marque au losange a largement contribué, par son talent d'innovation mécanique, conceptuelle et stylistique, au développement du phénomène automobile dans le monde.

L'entreprise d'un homme

L'invention de la prise directe en 1898 assoit la renommée et la fortune de Louis RENAULT. La production passe du stade artisanal au stade industriel avec l'application du taylorisme pour la fabrication en série des taxis qui passeront à la postérité sur le front de la Marne en 1914. Durant la 1^{re} guerre mondiale, la production militaire, notamment de camions, de chars, de moteurs d'avions et même d'avions, fait considérablement évoluer les processus de fabrication et jette les bases de la diversification de l'entreprise. Dans l'entre-deux guerres, RENAULT développe, internationalise et modernise son outil industriel. Concentration verticale des activités et autofinancement assurent son indépendance. Le 2^{eme} conflit mondial et les fabrications de guerre pour l'occupant vont tout bouleverser.

L'entreprise de la Nation

En 1945, l'entreprise devient Régie Nationale des Usines RENAULT. Son premier succès fut la 4 CV, la petite voiture pour tous. L'exportation (elle atteint 55 % en 1975) et le concept de gamme seront les bases de sa politique. R 4 (1961), R 16 (la première berline à hayon du marché -1965), R 5 (1972) et Espace (1984) témoignent de son talent pour l'innovation. Après une grave crise au milieu des années 1980, elle repart sur des bases assainies. La politique de Qualité Totale lancée en 1988 avec la RENAULT 19 lui permet de renouer avec le succès et les bénéfices.

Privatisation et changement de dimension

Devenue Société Anonyme en 1990, l'entreprise est privatisée en 1996. Mégane (1 plate-forme, 7 modèles) et la première gamme complète de monospace du marché (Twingo, Scénic, Espace) annoncent un renouveau en force. Objectif : une croissance rentable basée sur la compétitivité (en termes de qualité, de coûts et de délais), sur le développement d'une identité de marque fondée sur l'innovation et sur l'internationalisation. En 1999 et en 2000, l'Alliance majeure nouée avec le constructeur japonais Nissan (prise de participation de 36,8%), les acquisitions de Dacia (Roumanie) et de Samsung (Corée) ainsi que le rapprochement avec Volvo dans le domaine des poids lourds permettent à RENAULT de changer de dimension en devenant véritablement mondial.

Quelques dates clés

1902 : RENAULT invente le Turbo
1947 : 4 CV
1962 : R4
1972 : RENAULT 5
1984 : Espace
1996 : Scénic
1999 : Avantime
2001 : Vel Satis

1.2. Le groupe RENAULT

Nous ne l'apprenons à personne, RENAULT est une FMN (Firme multinationale), présente dans le monde entier, sur tous les continents de la planète. RENAULT, en lui-même n'est pas présent dans tous les pays (USA, Corée, Mexique,...). Mais, cette présence est assurée par d'autres marques du groupe avec pour les USA et le Mexique, Nissan, et pour la Corée, Samsung Motors.

Mais, RENAULT n'est pas seulement un constructeur automobile, c'est aussi une marque de véhicules Industriels avec RVI, Mack (aux USA), et dernièrement Volvo. N'oublions pas non plus que RENAULT fabrique des tracteurs (RVA), des cycles et des scooters après le partenariat avec Benelli. De sorte, le groupe RENAULT est placé dans les premiers mondiaux en chiffre d'affaire et vente de véhicules. Quelques mots sur les différents partenaires:

Nissan : Le "rachat phare" de RENAULT, pris comme exemple chez les autres constructeurs et groupes, c'est dire la réussite de ce dernier.

Samsung Motor : En rachetant le Coréen au bord du gouffre, mais possédant une usine au top niveau, "fabriquée" parNissan, RENAULT a pu s'implanter en Corée.

Dacia: Qui connaît cette petite marque en France ? Personne, si ce n'est les passionnés et les Roumains. Pourquoi les Roumains ? Parce que c'est LE constructeur local, malheureusement très mal en point avant que RENAULT ne vienne les aider. RENAULT a été préféré à Volkswagen pour ce rachat, car il faut se rappeler que toutes les Dacia reposent sur des bases de.....R12 ! RENAULT possède une très bonne réputation dans ce pays.

RVI : C'est la division poids lourds de RENAULT. Il faut savoir que Louis RENAULT faisait déjà des camions dès ses tous débuts. Fusionnant avec d'autres marques d'époque, la division s'agrandit jusqu'à devenir Saviem après guerre. Après le rachat de Berliet, cette division se nomma RVI. Dans les années 90, RENAULT rachète Mack, le troisième constructeur Américain de poids lourds (Le grand constructeur américain qui s'est fait racheter dans les années 90 par RENAULT, vend aussi des petits camions RENAULT renommés Mack aux USA). En 2001, RENAULT rachète Volvo Truck.

Volvo : Dernièrement allié à RENAULT, le second constructeur de poids lourd, est désormais ancré dans le grand groupe RENAULT.

Autobus (IrisBus) : Inconnu au grand public, il s'agit d'une société commune pour la confection, vente, et construction des autobus RENAULT et Iveco. Mais attention, cette société n'appartiendra bientôt plus qu'à Iveco; suite au rachat de Volvo, RENAULT a été obligé de céder et d'arrêter sa division autobus par les autorités luttant contre les Trust Industriels, après un siècle de présence dans ce domaine.

RENAULT Véhicules Agricoles: Depuis la fin de la première guerre mondiale, RENAULT a décidé d'utiliser sa technologie avec les chars de guerre pour le domaine agricole.

1.3. Les chiffres clés

En 2001, le Groupe RENAULT réalise un chiffre d'affaires de 36 351 millions d'euros, une production de près de 2,4 millions de véhicules et un résultat net de plus de 1 milliard d'euros. RENAULT est aujourd'hui un groupe constitué de trois marques : RENAULT, Dacia et Samsung, dont la part du chiffre d'affaires réalisé à l'international représente 60,8%. La marque RENAULT est pour la quatrième année consécutive la première marque automobile française avec 27,9% part de marché et européenne avec 11,1% du marché.

Au 31 décembre 2001

Données financières en millions d'euros	
Chiffre d'affaires	36 351
Part du C.A. réalisé à l'étranger	60,8%
Résultat net du Groupe	1 051
Marge opérationnelle	473
Capitaux propres	10 051
Investissements corporels et incorporels nets des cessions	2 641
Frais de R&D	1 935
Production et ventes (V.P./V.U.)	
Production	2 375 084 unités*
Ventes	2 409 226 unités*
Ressources humaines	
Effectif total	140 417 personnes

Autres chiffres du groupe RENAULT :

33 sites industriels répartis dans 16 pays, 23 modèles dont un véhicule électrique ; une gamme de 16 moteurs essence, 8 moteurs diesel et 10 boîtes de vitesses manuelles et automatiques déclinés en plusieurs versions selon les modèles et les pays. Un réseau commercial européen de 123 établissements, 1 818 concessions et 9 217 agents au service des clients. 32,9% des ventes totales du Groupe sont réalisées en France, 46,1% en Europe occidentale et 21% dans le reste du monde.

L'ensemble RENAULT-Nissan se place au 5^{ème} rang mondial avec 9,2% de part de marché. RENAULT détient, depuis le 2 janvier 2001, 20% des actions émises par ABVolvo (2^{ème} acteur du secteur poids lourd) et maintient ainsi une présence stratégique dans le secteur du poids lourd.

Mis à jour le 14.02.2002

Constructeurs les plus rentables en 2001

Rang	Marques	Bénéfice (millions euros)
1	Toyota	5.3
2	Nissan	3.42
3	Honda	3.12
4	Volkswagen	2.9
5	BMW	1.9
6	PSA	1.7
7	RENAULT	1.05

Comme d'ordinaire, les Japonais arrivent en tête, suivis par les Allemands, et les Français. RENAULT n'arrive qu'en 7ème position ce qui est assez médiocre, mais Louis Schweitzer l'avait annoncé. Les constructeurs américains sont quant à eux tout simplement absents des 7 premiers. A noter aussi, que PSA comporte Peugeot+Citroën, alors que RENAULT n'inclut ici que RENAULT, Dacia et Samsung Motors. En rassemblant RENAULT et Nissan, (l'Alliance), le groupe se classerait second avec un bénéfice de 4.47 M.

Les six premiers constructeurs mondiaux (en nombre de véhicules vendus) 2001

Rang	Marque
1	GM
2	Ford
3	Toyota
4	Daimler-Benz
5	Volkswagen
6	RENAULT+Nissan

Contrairement au cas précédent, ici ce sont les constructeurs américains qui monopolisent le haut du classement, suivi par Toyota. RENAULT+Nissan arrivent en sixième position.

1.4. L'Alliance

L'Alliance est fondée sur un accord signé le 27 mars 1999 au terme duquel RENAULT est entré dans le capital de Nissan Motor Ltd. à hauteur de 36,8%. Nissan a la possibilité d'entrer dans le capital de RENAULT. Par ailleurs, RENAULT a acquis 22,5% de Nissan Diesel ainsi que 100% des filiales financières de Nissan en Europe.

Son but Une Alliance pour quoi faire ?

L'Alliance vise la croissance rentable et équilibrée de ses deux partenaires, grâce à la constitution d'un puissant groupe binational. Son succès repose sur le respect des cultures d'entreprise et le maintien des identités de chaque marque ; il passe aussi nécessairement par le succès du « Nissan Revival Plan ».

L'Alliance, un partenariat stratégique global qui s'appuie sur deux piliers :

1. La création d'un groupe de taille mondiale, qui permettra de répondre aux défis de l'internationalisation des marchés, de la compétitivité (qualité, coût, délai) et de l'accélération des mutations technologiques : en 2000, RENAULT/Nissan figurent parmi les 6 premiers groupes automobiles mondiaux, avec 8,9% du marché des voitures particulières.
2. Des complémentarités exceptionnelles, notamment dans trois domaines clés : les produits (plates-formes et organes), les achats, les marchés (production et commercialisation). Pour la seule période 2000-2002, les synergies entre les deux partenaires représentent une économie globale de 3,3 milliards de dollars.

1.5. Le service 66562

Le service 66562 (Conception BV Transmission de Puissance) appartient au département Conception et Architecture GMP lui-même sous la tutelle de la Direction de la Mécanique. Il gère tous les composants de la chaîne cinématique participants à la transmission de puissance du moteur vers les roues : embrayage, arbres, pignons, différentiel, carters, roulements, joints... Il possède aussi une compétence d'expertise sur la lubrification et le rendement de boîtes de vitesse. Le service représente 69 personnes réparties sur 2 sites, Rueil et Lardy.

Le service est divisé en 6 UET (Unité Élémentaire de Travail). Et pour ma part, je me trouvais dans l'UET «études carters, roulements, joints».

La mission de cet UET est de travailler sur le dessin des carters et d'en définir les roulements et joints. Ce travail est effectué en avant-projet, donc « sans le souci » de la gestion des problèmes quotidiens liés à

l'industrialisation. Naturellement, l'UET est en relation permanente avec les autres UET du service (pignonnerie, essais, différentiel...), mais aussi avec plusieurs fournisseurs en ce qui concerne les roulements et les joints.

Pour situer mon travail, j'ajouterai, comme nous le verrons par la suite, que l'amélioration du calcul effectué sur les carters peut avoir une incidence directe sur le choix des roulements, le dessin du carter ou encore le choix des joints.

2. Introduction sur le calcul des carters de boîte de vitesses

Lors de la conception d'un carter de boîte de vitesses, ou lors d'une modification visant à faire évoluer un modèle existant, il y a une phase de calcul consistant - le plus souvent - à vérifier la tenue mécanique ainsi que l'étanchéité du nouveau dessin. Cette étude se fait en calcul statique et prend en considération les chargements les plus sévères pouvant être appliqués à la boîte en fonction du moteur et du véhicule auquel elle est accouplée.

Cependant, la méthode qui est utilisée actuellement possède quelques faiblesses, notamment le fait que le chargement qui est appliqué sur les paliers ne tient pas compte de leurs déformations (parce qu'il est calculé sous ces hypothèses).

Ce que nous proposons de faire à travers cette étude, c'est de créer un modèle de roulement Eléments Finis, qui puisse s'insérer directement dans le maillage et tenir compte de la raideur du logement dans le calcul.

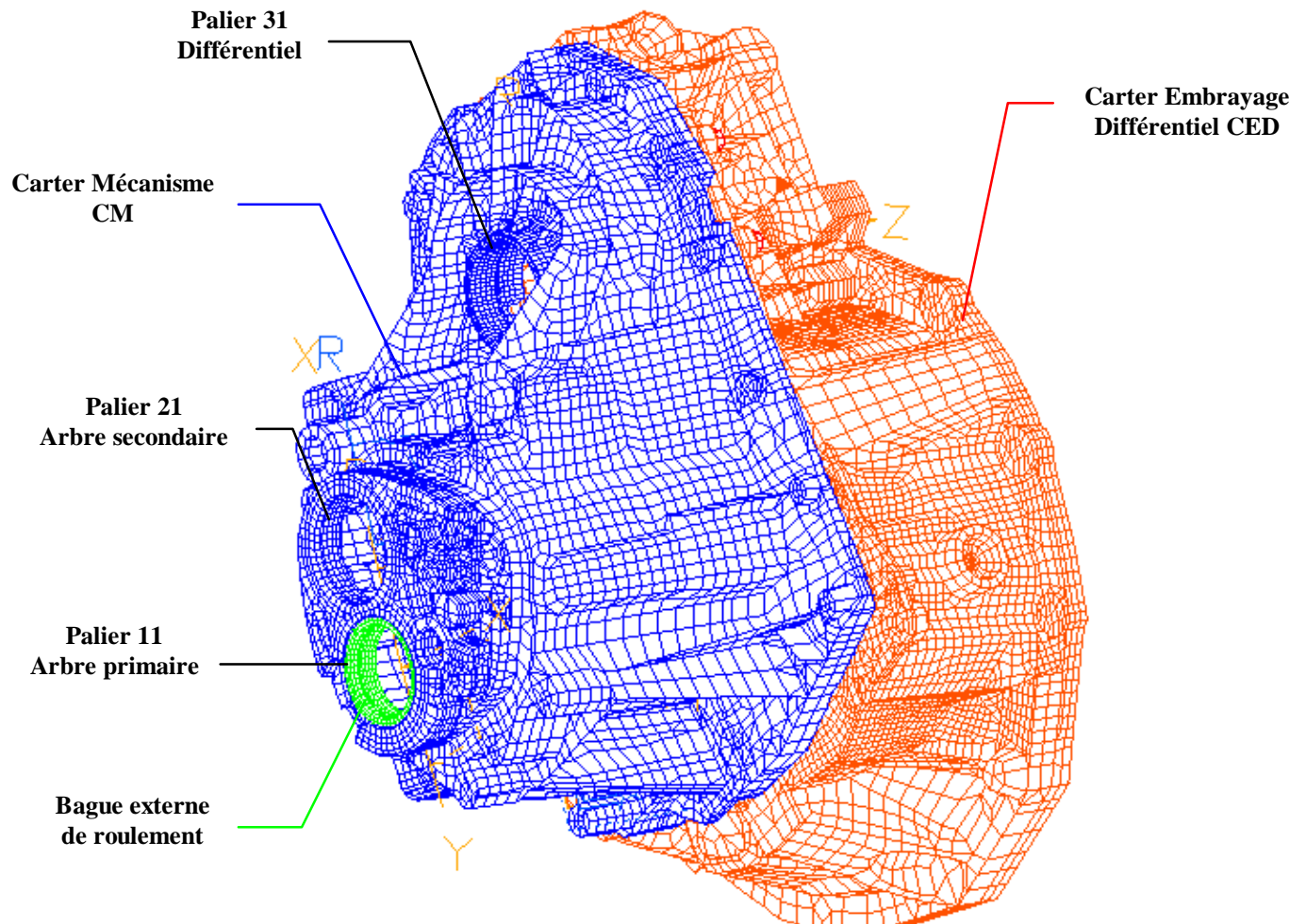


Figure 1 : carters de boîte JRQ

NB : 40000 noeuds / 30000 éléments pour les carters
+ 4000 noeuds / 2000 éléments par roulements

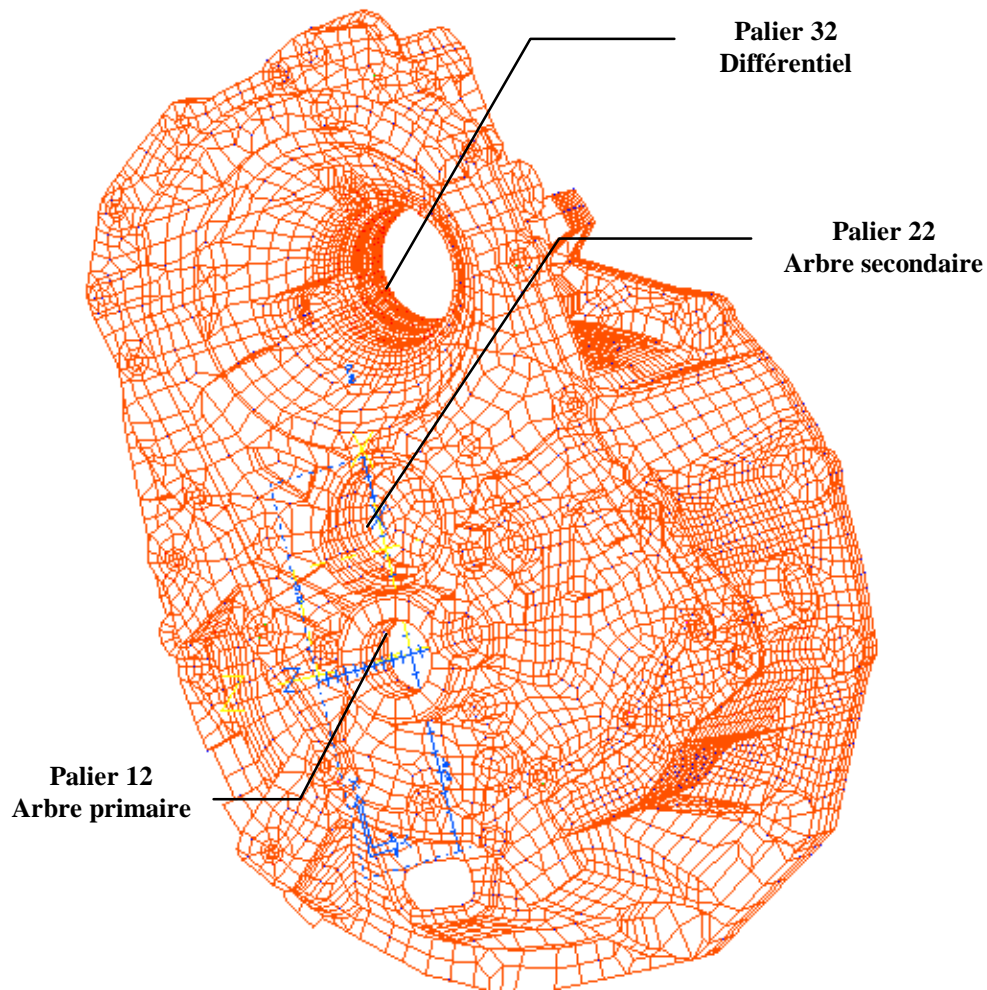


Figure 2 : carter CED de boîte JRQ

3. Qualités exigées pour le modèle

Les objectifs de ce modèle sont multiples :

- D'une part, représenter fidèlement le comportement d'un roulement conique sur sa plage habituelle de fonctionnement en déplacement. Ceci va nous permettre d'effectuer un chargement en déplacement imposé, correspondant à la fermeture des carters...
- D'autre part, il est amené à être inséré dans un modèle complet de boîte de vitesses où il aura la fonction de reproduire le chargement sur le carter (opération qui est actuellement effectuée « manuellement ») à partir de la résultante au palier.
- Enfin, on espère pouvoir améliorer la méthode actuelle en prenant en compte la déformation de la bague dans la répartition des efforts par corps roulants (ICR : interaction carter/roulement).

Pour réaliser cette deuxième fonction il faut nécessairement qu'il soit **reproductible** avec tout type de roulement et surtout qu'il ne soit **pas trop pénalisant numériquement**.

4. Etude théorique

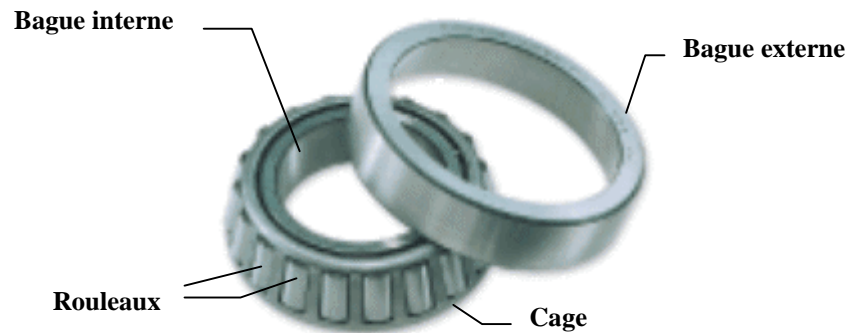
4.1. Choix de la géométrie

Une fois ces critères énoncés, et les objectifs fixés, nous pouvons commencer à penser à la géométrie que nous allons donner à notre modèle.

On s'affranchit des problèmes de contact en remplaçant les corps roulants par des ressorts (qui ont aussi l'avantage d'avoir une grande souplesse d'utilisation...)

Puis, on décide de ne conserver que la bague externe du roulement. En effet, celle-ci est nécessaire et fera office de « filtre » pour rendre compte des efforts transmis dans les carters. **Cf. Annexe : géométrie du roulement.**

A noter que le contact ressort bague extérieure est pour l'instant ponctuel... Physiquement, il paraît évident que sous cette hypothèse nous aurons du mal à rendre compte du contact linéique corps roulant/bague.



Ainsi, voici une première ébauche du modèle :

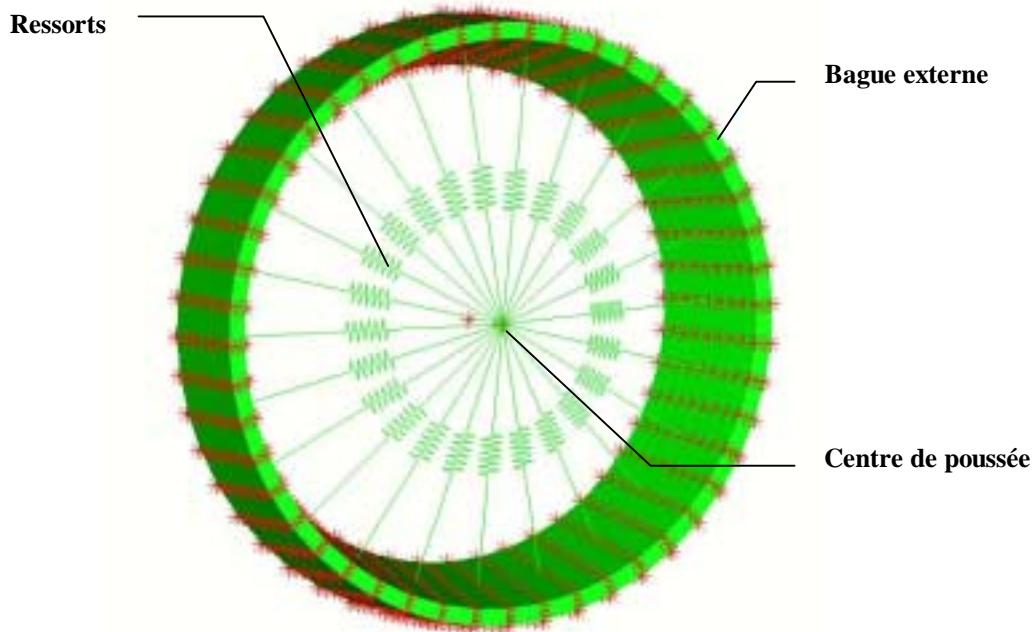
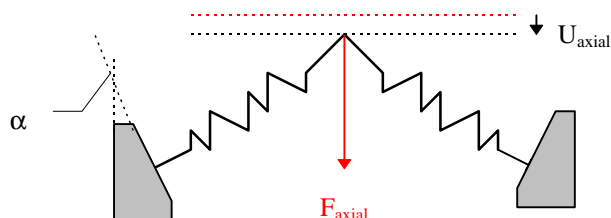


Figure 3 : premier modèle EF

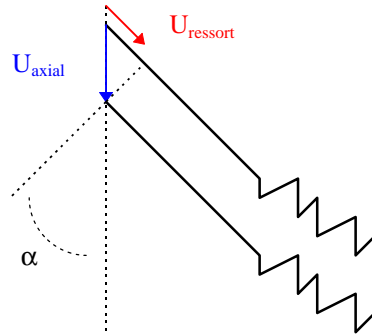
On définit le **centre de poussée** comme étant le lieu où perpendiculaires à la piste issues du milieu des corps roulants (ie : les ressorts) se joignent.

4.2. Equilibre statique du modèle soumis a une force axiale



Le modèle est soumis à une force purement axiale F_{axial} , on note U_{axial} le déplacement du centre de poussée, $U_{ressort}$ la compression des ressorts. Enfin, on se place dans l'hypothèse des petits déplacements, donc α (angle de piste) est considéré constant, ainsi :

NB : l'hypothèse des petits déplacements a été validée ultérieurement.



$$u_{ressort} = \sin(\alpha) \times u_{axial}$$

Equation 1 : compression des ressorts

$$\text{Et } F_{ressort} = \frac{F_{axial}}{N \times \sin(\alpha)}$$

Equation 2 : effort induit dans les ressorts

N est le nombre de ressorts ($N=24$, car le roulement qui nous servira de modèle possède 24 corps roulants). La loi de comportement du ressort est définie par : $U_{ressort} = f(F_{ressort})$

4.3. Calage de la loi de comportement

Parmi les données expérimentales que nous avons en notre possession, il y a notamment un essai de compression sur le roulement : $U_{axial} = f(F_{axial})$.

Nous allons maintenant déterminer la loi de comportement du ressort à partir de la courbe constructeur $U_{axial} = f(F_{axial})$ et des formules déterminées précédemment de manière à ce que le modèle « colle » à la courbe.

Tableau 1 : détermination de la loi de comportement des ressorts

charge axiale F_{axial} (daN)	enfoncement expérimental U_{axial} (μm)	charge axiale/ressort $F_{ressort}$ (daN)	compression du ressort $U_{ressort}$ (μm)
0	0.000	0	0
100	14.89	16.529	3.75
200	24.68	33.0597	6.22
300	33.16	49.589	8.35
...
1800	122.35	297.537	30.84
1900	127.27	314.067	32.08
2000	132.11	330.597	33.30
2500	155.44	413.246	39.18
4200	226.84	694.253	57.18

5. Calcul en chargement axial pur

5.1. Premier essai

Nous pouvons maintenant procéder à la première confrontation entre le roulement et le modèle EF calé pour la compression.

En fait, il s'est avéré que le modèle faisait une erreur que l'on a rapidement identifiée comme étant la déformation de la bague (30% de la déformation totale) et visible sur le modèle non recalé de la **Figure 4**. On modifie donc la loi de comportement en tenant compte du **déplacement de la bague** en son point de contact avec le ressort.

5.2. Recalage de la loi de comportement

La loi est recalé en tenant compte de la déformation de la bague U_{bague} dont la valeur est lue **sur les résultats du premier essai**.

Tableau 2 : calage de la loi de comportement

charge axiale F_{axial} (daN)	enfoncement expérimental U_{axial} (μm)	charge axiale/ressort F_{ressort} (daN)	U_{bague} (μm)	compression du ressort $U_{\text{effectif}} = U_{\text{ressort}} - U_{\text{bague}}$ (μm)
0	0.00	0.000	0	0
100	14.89	15.619	0.65	3.09
200	24.68	31.276	1.31	4.90
300	33.16	46.962	1.97	6.38
...
1100	85.46	173.291	7.25	14.28
1200	91.06	189.174	7.91	15.03
1300	96.52	205.075	8.57	15.75
1400	101.88	220.995	9.23	16.44
1500	107.13	236.932	9.89	17.11
1600	112.29	252.887	10.5	17.75
1700	117.36	268.859	11.21	18.37

Cette fois, le modèle fonctionne, on observe un déplacement identique aux résultats expérimentaux.

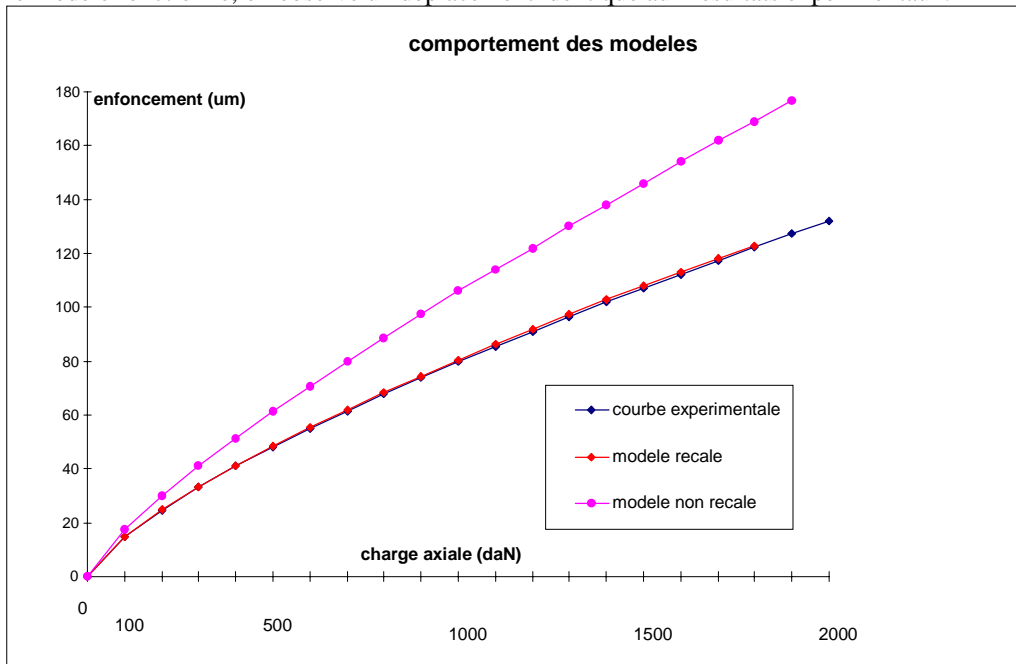


Figure 4 : essai axial

5.3. Remarques

- Plusieurs problèmes ont été rencontrés pour parvenir à faire converger ce modèle. Il a fallu notamment **étendre la plage de fonctionnement du ressort** par rapport à celle qui était prévue au départ. (pour éviter les problèmes numériques).
- l'influence de l'hypothèse des petits déplacements a été quantifiée et légitimée par une étude en **Non Linéaire Géométrique**, dont nous ne parlerons pas ici, mais qui a confirmé les résultats obtenus ci-dessus.
- Enfin des essais ont été menés avec des lois réduites pour les ressorts (moins de points expérimentaux). Elles ont abouti à des résultats toujours similaires. La corrélation sur la rapidité de convergence n'a pas été étudiée.

6. Introduction du manchon

Jusqu'à présent, nous avons encastré le bord extérieur de la bague. Mais lors des essais, celui-ci est serti dans un manchon lui-même déformable.

Nous allons maintenant tenir compte du manchon dans le recalage du modèle.

6.1. Présentation du modèle dans les conditions expérimentales

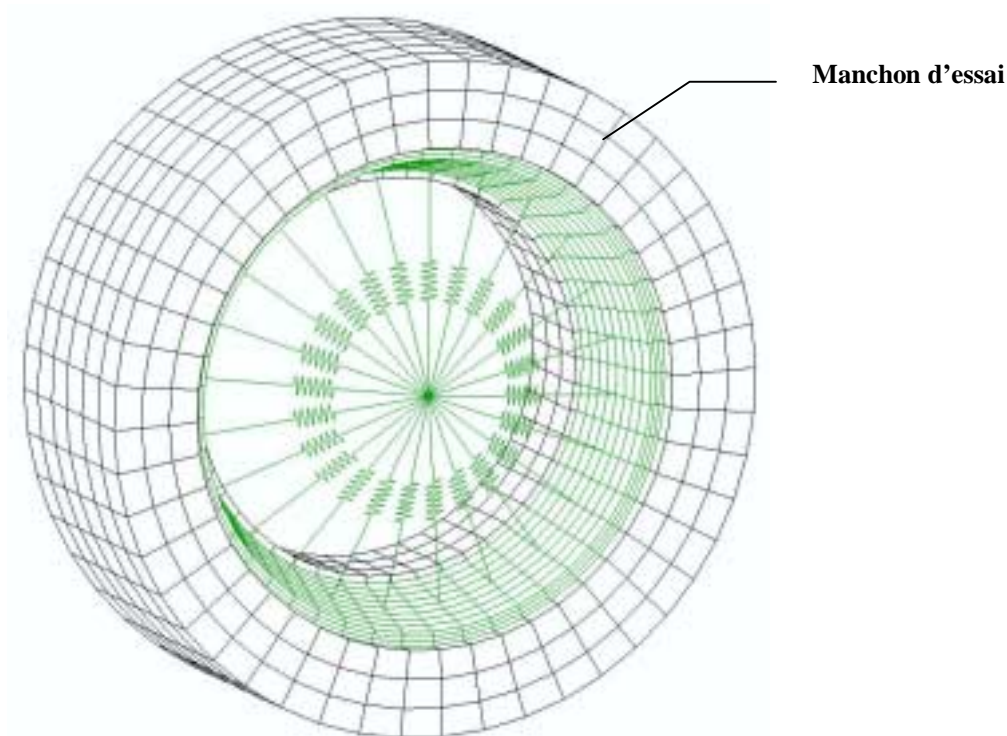


Figure 5 : modèle EF avec manchon

Dans cette nouvelle configuration, la bague externe peut se déformer radialement. Elle peut aussi glisser dans son manchon, il faudra donc se **prévenir des mouvements de corps rigides éventuels** (rotation de la bague dans son manchon). En effet, la divergence numérique est systématique si un mouvement de corps rigide se produit.

6.2. Essai en chargement axial pur

On lance le calcul avec la loi de comportement précédemment établie. Comme on pouvait s'y attendre, il est à nouveau nécessaire de la recalculer en tenant compte de la déformation de la bague qui est modifiée par la présence du manchon.

Une fois le réajustement effectué, en procédant comme nous avons pu le faire au [5.2](#), nous disposons d'un modèle de roulement fonctionnant **dans les conditions expérimentales** et ayant un comportement tout à fait satisfaisant (cf. [Figure 6](#)).

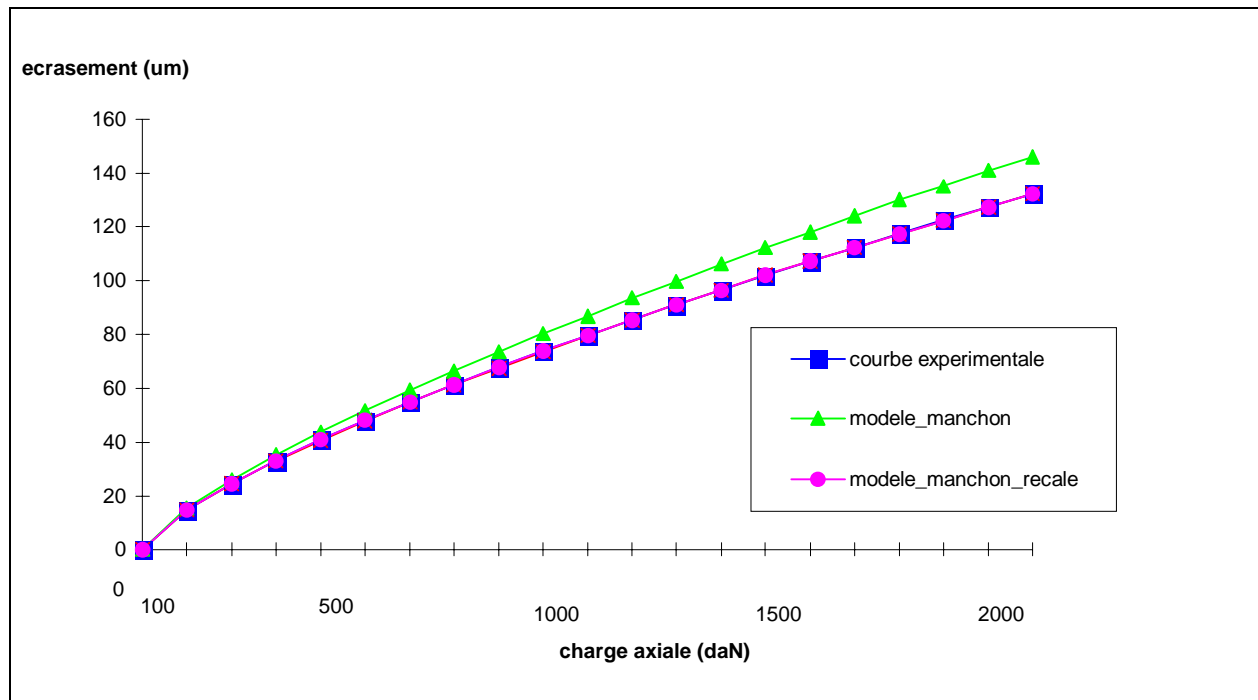


Figure 6 : essai axial en conditions expérimentales

6.3. Conclusion sur le modèle en axial pur

Ayant atteint une précision que l'on juge suffisante pour ce type d'essai, nous mettons terme ici au développement de ce modèle sous l'unique sollicitation axiale.

7. Modèle avec manchon sous sollicitations combinées : axiale + radiale

7.1. Evaluation de la nouvelle plage de fonctionnement

Bien entendu, avant de lancer un calcul, il était nécessaire de revoir la plage de fonctionnement du modèle. En effet, celle-ci était prévue au départ pour une charge globale axiale totale variant dans [0-20000] N, soit [0-3300] N par ressort (corps roulant). Le fait de rajouter une composante radiale nous oblige à reconsidérer cette plage.

On fixe donc la limite de charge par corps roulant à 7000 N, ce qui semble pouvoir satisfaire aux critères réels de fonctionnement. Si l'on considère l'angle de piste qui est dans notre cas de 15,5 °, cela correspond à 6750 N en radial et 1870 N en axial.

Nous rajoutons donc dans la loi de comportement de chaque ressort un point se situant aux alentours de 7000 N.

Le modèle comporte 24 ressorts, il devrait donc grossièrement pouvoir supporter simultanément:

Jusqu'à $24 \cdot 1870 = 44880$ N de charge axiale

Approximativement $6 \cdot 6750 = 40500$ N de charge radiale (cf. étude théorique du chargement radial

$R_0 = F_{\text{radial}}/6$).

7.2. Propriétés intrinsèques du modèle

Il faut néanmoins rajouter une condition à l'utilisation du modèle sous les sollicitations définies précédemment. Cette condition provient de la géométrie du roulement, qui par sa forme conique ne peut pas reprendre des chargements ne vérifiant pas :

$$\frac{F_{radial}}{F_{axial}} \leq \tan(\alpha) = 3.6 \text{ pour le modèle présenté ici.}$$

Equation 3 : limitations intrinsèques du modèle

Autrement dit, $F_{radial} < 3.6 \times F_{axial}$. Le modèle ne peut pas être chargé en radial pur, il doit nécessairement y combiner de l'axial.

Remarques :

- On fixe la raideur des ressorts en tension a une valeur **très faible** de manière à pouvoir représenter le décollement des corps roulants dans le cas d'une sollicitation radiale.
- En pratique, on constate une divergence du modèle pour un ratio F_{radial}/F_{axial} légèrement supérieur à 3 !

7.3. Premier essai & introduction des DCOUPs

Les premiers calculs combinés axial & radial ont laissé apparaître très rapidement une **faiblesse dans le modèle**. En effet, à ce stade, le déplacement des points d'attache des ressorts est désormais de l'ordre de 50 % du déplacement total... Ce qui ne semble plus très raisonnable (cf. **Tableau 3**) !

Tableau 3 : loi de comportement avec manchon

enfoncement axial observe aux points de contact (μm)	enfoncement radial observe aux points de contact (μm)	enfoncement total U_{bague} (μm)	enfoncement axial du roulement théorique (μm)
0.000	0.0000	0.000	0
0.810	-0.2267	0.841	3.754
1.621	-0.4534	1.683	6.221
2.433	-0.6801	2.526	8.359
...
13.787	-3.852	14.315	29.584
14.597	-4.079	15.156	30.842
15.408	-4.305	15.998	32.081
16.219	-4.532	16.840	33.303

Cette aberration provient du contact ponctuel entre le ressort et la piste (**qui provoque un perçage trop important**), par conséquent on décide de le modifier en distribuant l'effort - non pas sur un seul noeud mais - **sur 5 noeuds** répartis sur une ligne appartenant à la piste de la bague externe, avec les coefficients de pondération suivants [0.125,0.25,0.25,0.25,0.125]. Cette opération est réalisée a l'aide d'éléments **DCOUP**.

Remarque : le modèle reste cependant toujours incapable de reprendre du couple au niveau du contact DCOUP/piste. L'élaboration d'un modèle complet {carter-roulement-arbre} n'est pas encore envisageable.

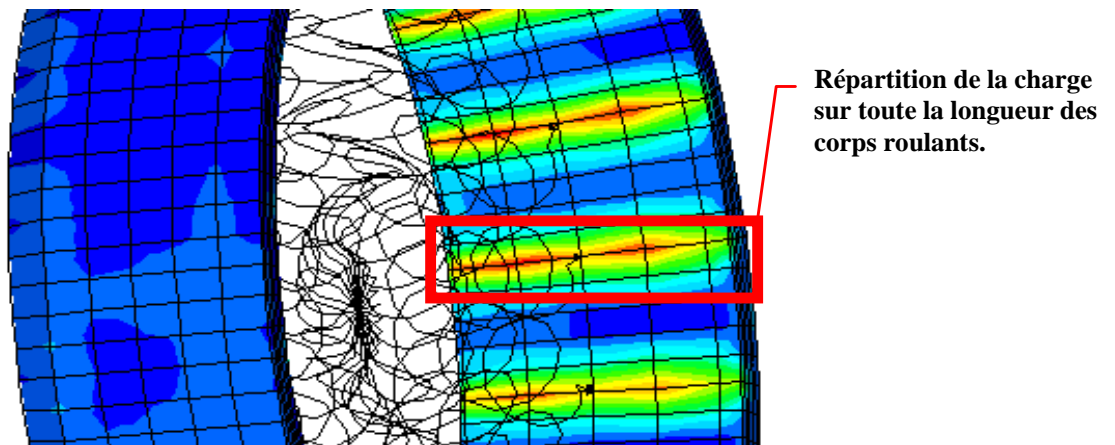


Figure 7 : modification du contact ressort/bague extérieure

On pense ainsi pouvoir mieux représenter le **contact linéique**, mais surtout, permettre de diminuer la pénétration des noeuds de contact dans la bague et donc **réduire le recalage nécessaire**. On constate que le perçage (U_{bague}) est **divisé par 3** (cf. **Tableau 4**).

Tableau 4 : calage de la loi de comportement avec manchon & DCOUPS

enfoncement axial observe (μm)	enfoncement radial observe (μm)	U_{bague} total (μm)	enfoncement axial du ressort théorique (μm)	$U_{\text{ressort effectif}} = U_{\text{ressort theorique}} - U_{\text{bague}}$
0.0000	0.0000	0	0	0
-0.1081	0.2744	0.294	3.754	3.459
-0.2163	0.5498	0.590	6.221	5.630
-0.3245	0.8252	0.886	8.359	7.472
-0.4326	1.1005	1.182	10.309	9.126
...
-1.8382	4.6792	5.027	29.584	24.556
-1.9463	4.9544	5.322	30.842	25.519
-2.0544	5.2296	5.618	32.081	26.462
-2.1625	5.5048	5.914	33.303	27.388
-4.5394	11.559	12.418	57.181	44.763

Il suffit ensuite de remplacer U_{ressort} par $U_{\text{ressort effectif}}$ dans la loi de comportement du ressort.

Ainsi modifié, le modèle donne à nouveau des déformées acceptables. Le déplacement observé au niveau du contact DCOUP/BE représente 20% des valeurs du déplacement du ressort.

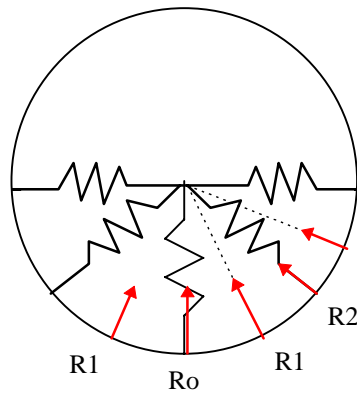
On dispose maintenant d'un modèle numérique EF correct pour entamer l'étude en chargement combiné.

7.4. Etude théorique du chargement radial

Avant de nous lancer dans des calculs, il est intéressant de nous interroger sur les résultats attendus et la façon dont nous allons les interpréter et les analyser.

En gardant toujours à l'esprit les objectifs multiples que nous nous sommes fixés au départ (transmission des efforts), et en raison des outils d'analyse déjà existants, nous allons nous intéresser en premier lieu aux **efforts dans les corps roulants**.

7.4.1. Modèle analytique simplifié



Si on suppose le **problème plan**, on lui applique une force **purement radiale** et on suppose que celle-ci n'est reprise que par les 11 ressorts se situant du côté où l'on exerce la force. Chaque ressort possède une **raideur** notée k considérée **constante**. On note $R_{0..5}$ les réactions de la bague externe sur les ressorts, R_0 étant la réaction centrale, alors :

$$F_{radiale} = R_0 + 2 \times (R_1 \cos(\theta) + R_2 \cos(2\theta) + R_3 \cos(3\theta) + R_4 \cos(4\theta) + R_5 \cos(5\theta))$$

Equation 4 : décomposition de l'effort radial

Où θ représente l'angle entre 2 ressorts consécutifs.

Si de plus on se place dans l'hypothèse des **petits déplacements**, on a :

$$\begin{aligned} R_0 &= k \times u_r \\ R_1 &= k \times u_r \cos(\theta) \\ R_2 &= k \times u_r \cos(2\theta) \\ &\dots \end{aligned}$$

Equation 5 : efforts par corps roulants

Ainsi, en injectant dans **l'équation 4**:

$$F_{radiale} = k \times u_r \times [1 + 2 \cos^2(\theta) + 2 \cos^2(2\theta) + 2 \cos^2(3\theta) + 2 \cos^2(4\theta) + 2 \cos^2(5\theta)] = 6 \times k \times u_r$$

Equation 6 : effort global

Et finalement,

$$\begin{aligned} R_0 &= \frac{F_{radiale}}{6} \\ R_1 &= \frac{F_{radiale}}{6} \times \cos(\theta) \\ R_2 &= \frac{F_{radiale}}{6} \times \cos(2\theta) \\ &\dots \end{aligned}$$

Equation 7 : répartition radiale

Pour finir avec ce modèle simplifié plan, reste à traiter la **force axiale**. Nous considérons qu'elle se répartie uniformément entre les différents corps roulants :

$$R_z^1 = R_z^2 = R_z^i = \frac{F_{axiale}}{N}$$

Equation 8 : répartition axiale

Remarques :

n'oublions pas que ces formules sont établies pour un **chargement purement axial**...Et sous les hypothèses : $k = \text{constante}$, petits déplacements...etc. Elles ne seront par conséquent valables que pour un certain domaine de fonctionnement $F_{\text{radial}} \gg F_{\text{axial}}$.

Exemple d'application:

Tableau 5 : essai combine théorique $F_a=7500$ $F_r=10000$, cf. Annexe : numérotation des corps roulants.

corps roulant	θ	$F_r/6 \cdot \cos(\theta)$	$F_a/24$	effort théorique
1	0	1666.66667	312.5	1695.71
2	15	1609.87638	312.5	1639.926
3	30	1443.37567	312.5	1476.817
4	45	1178.5113	312.5	1219.24
5	60	833.333333	312.5	890.0004
6	75	431.365075	312.5	532.6651
7	90	1.021E-13	312.5	312.5
8	105	0	312.5	312.5
9	120	0	312.5	312.5
10	135	0	312.5	312.5
11	150	0	312.5	312.5
12	165	0	312.5	312.5
13	180	0	312.5	312.5
14	195	0	312.5	312.5
15	210	0	312.5	312.5
16	225	0	312.5	312.5
17	240	0	312.5	312.5
18	255	0	312.5	312.5
19	270	-3.063E-13	312.5	312.5
20	285	431.365075	312.5	532.6651
21	300	833.333333	312.5	890.0004
22	315	1178.5113	312.5	1219.24
23	330	1443.37567	312.5	1476.817
24	345	1609.87638	312.5	1639.926

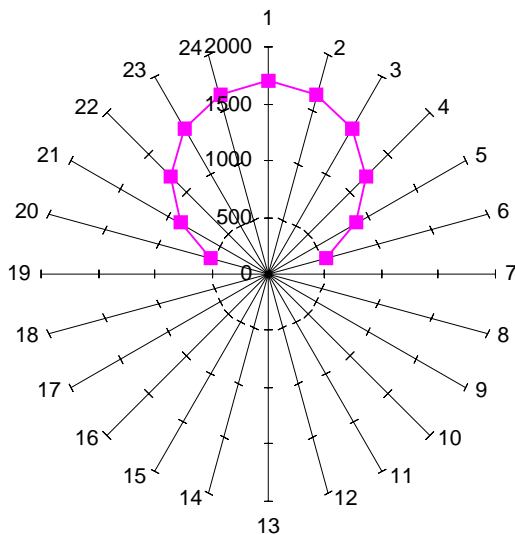


Figure 8 : efforts par corps roulants théoriques

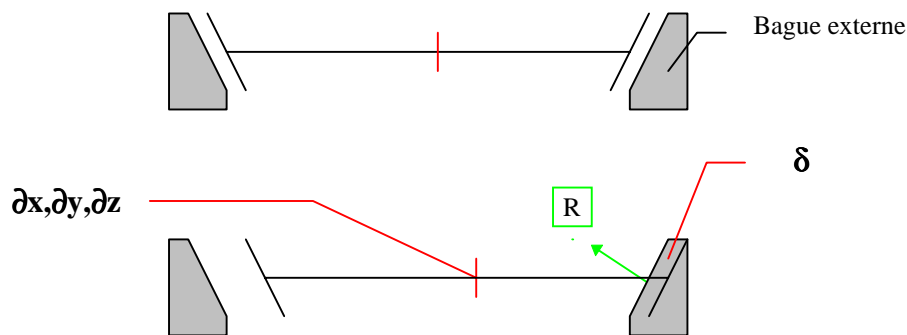
La **Figure 8** donne ainsi une idée de la répartition des efforts par corps roulants pour un chargement à dominante axiale.

Naturellement, il ne s'agit là que d'un **modèle très simplifié**. Nous l'avons perfectionné par la suite en tenant d'abord compte de sa géométrie 3D (angle de piste alpha), et de la répartition non uniforme de la charge axiale (répartition plutôt elliptique)... Mais aucun de ces modèles ne s'est avéré très fidèle, nous ne les présenterons donc pas ici, le but de cette partie étant uniquement de montrer physiquement « **ce qui se passe** » au lecteur.

7.4.2. Modèle itératif

Le modèle dit itératif est un programme itératif inspiré de la littérature (A Uniform Analytical Approach for Ball and Roller Bearings Calculations L.HOUPERT 1997) qui permet de déterminer la répartition des efforts par corps roulant pour un chargement donné ($F_a; F_r$).

Il est basé sur une **cinématique de déformation des corps roulants**: $\delta(dx, dy, dz)$, et une loi de comportement **corrélant** la déformation des corps roulants et leurs **efforts** (cf. **Equation 9**):



$$R = K \times \delta(dx, dy, dz)^n$$

Equation 9 : loi de HOUPERT

avec en unités SI

$$K = 6.39 \cdot 10^{10} \cdot L^{0.991} \cdot D^{0.1034}$$

$$n = 1.1$$

L : longueur du corps roulant (m)

D : diamètre du corps roulant (m)

C'est ce modèle qui est actuellement utilisé pour déterminer les efforts par corps roulants. Il va nous servir de REFERENCE pour confronter nos résultats.

Attention néanmoins, car ce modèle fonctionne sous des hypothèses différentes de celles que nous avons peu à peu développées jusqu'à présent, puisque **la Bague Externe (BE) et l'ensemble {Bague Interne - corps roulants} sont ici considérées comme étant indéformables.**

7.5. Confrontation des Modèles

Pour pouvoir comparer nos résultats au modèle de référence, nous nous plaçons dans l'hypothèse **manchon indéformable**. Nous allons faire plusieurs essais et comparer les résultats obtenus avec :

- le modèle itératif = **REFERENCE**
- le modèle éléments finis avec manchon indéformable et une loi de ressorts recalée dans les conditions expérimentales, c'est-à-dire, avec le manchon déformable = **RECALE**
- le modèle éléments finis avec manchon indéformable et une loi de ressorts déterminée directement à partir de la loi de HOUPERT (comme dans le modèle itératif) = **HOUPERT**.

Remarque : par définition, le modèle HOUPERT n'est pas calé.

7.5.1. 1^{er} cas de charge : $F_a = 7500$, $F_r = 10000$

Tableau 6 : confrontation pour le cas de charge 1

rouleau	θ	R(θ) REFERENCE	modèle RECALE	diff %	modèle HOUPERT	diff %
	0	-				
1	0	2048	2094	2.1	2048	0
2	15	2017	2057	1.9	2017	0
3	30	1926	1949	1.1	1926	0
4	45	1781	1782	0.0	1782	0
5	60	1595	1572	-1.4	1596	0
6	75	1380	1341	-2.9	1381	0
7	90	1153	1107	-4.2	1155	0
8	105	930	890.9	-4.4	931.2	0
9	120	726	704.3	-3.2	727.5	0
10	135	556	556.5	0.06	556.3	0
11	150	428	450.3	4.8	427.8	0
12	165	349	389.6	10.2	348.7	0
13	180	323	368.8	12.4	321.7	0
14	195	349	389.6	10.2	348.7	0
15	210	428	450.3	4.8	427.8	0
16	225	556	556.5	0.0	556.3	0
17	240	726	704.3	-3.2	727.5	0
18	255	930	890.9	-4.4	931.2	0
19	270	1153	1107	-4.2	1155	0
20	285	1380	1341	-2.9	1381	0
21	300	1595	1572	-1.4	1596	0
22	315	1781	1782	0.0	1782	0
23	330	1926	1949	1.1	1926	0
24	345	2017	2057	1.9	2017	0

Pour ce cas de charge, nous constatons deux faits importants :

- Le modèle EF pourvu de la loi de HOUPERT donne des résultats complètement similaires à ceux obtenus avec le modèle REFERENCE itératif.
- Le modèle RECALE donne des résultats différents dans un ordre de 0 à 12 % (en valeur absolue) selon la position des corps roulants. Cependant il est utile de noter que « l'erreur maximum » est commise sur les corps roulants les moins chargés...

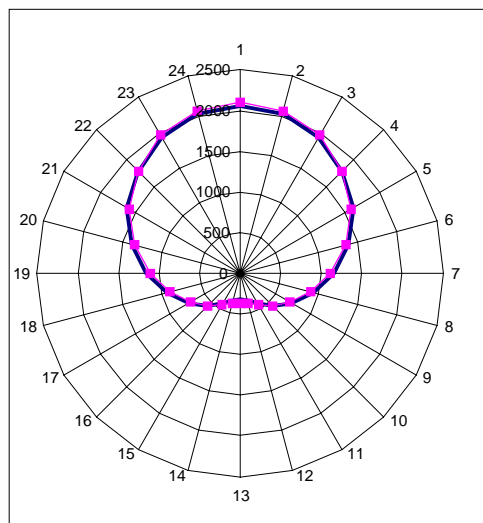


Figure 9 : répartition des efforts pour le cas de charge 1

7.5.2. 2^{ème} cas de charge : $F_a = 8750$, $F_r = 25200$

Tableau 7 : confrontation pour le cas de charge 2

rouleau	θ	R(θ) REFERENCE	modèle RECALE	diff %	modèle HOUPERT	diff %
		-				
1	0	4452	4628	3.7	4451	0
2	15	4284	4412	2.8	4284	0
3	30	3795	3791	-0.1	3795	0
4	45	3029	2893	-4.7	3031	0
5	60	2057	1873	-9.8	2059	0
6	75	978	907	-7.9	976.6	0.2
7	90	0	181.2	100	-3.33E-09	-
8	105	0	-4.13E-08	-	-6.81E-08	-
9	120	0	-1.17E-07	-	-1.29E-07	-
10	135	0	-1.81E-07	-	-1.81E-07	-
11	150	0	-2.31E-07	-	-2.21E-07	-
12	165	0	-2.62E-07	-	-2.46E-07	-
13	180	0	-2.73E-07	-	-2.55E-07	-
14	195	0	-2.62E-07	-	-2.46E-07	-
15	210	0	-2.31E-07	-	-2.21E-07	-
16	225	0	-1.81E-07	-	-1.81E-07	-
17	240	0	-1.17E-07	-	-1.29E-07	-
18	255	0	-4.13E-08	-	-6.81E-08	-
19	270	0	181.2	100	-3.33E-09	-
20	285	978	907	-7.9	976.6	0.2
21	300	2057	1873	-9.8	2059	0
22	315	3029	2893	-4.7	3031	0
23	330	3795	3791	-0.1	3795	0
24	345	4284	4412	2.8	4284	0

Pour ce cas extrême, si l'on excepte les corps roulants déchargés, pour lesquels l'erreur est « artificiellement » de 100%, on peut tirer des **conclusions semblables aux précédentes**. La forme globale de la répartition est bonne. Le modèle HOUPERT donne des résultats semblables à ceux observés avec le modèle de REFERENCE. Pour le modèle RECALE. Les différences sont de l'ordre de 2 à 10%.

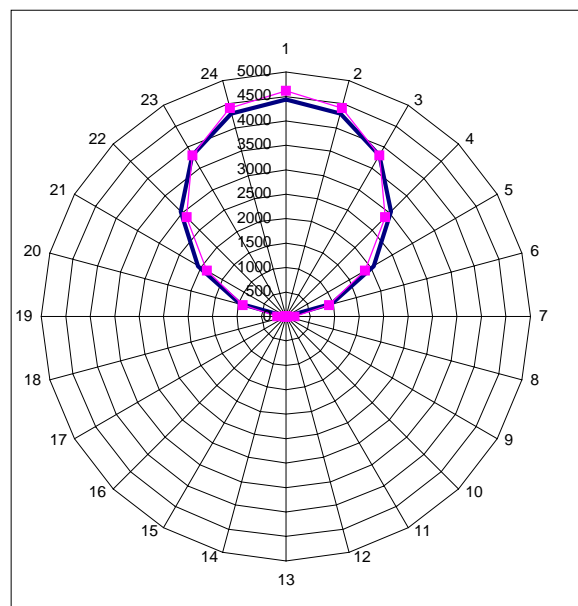


Figure 10 : répartition des efforts pour le cas de charge 2

7.5.3. 3^{ème} cas de charge: $F_a=15000$, $F_r=7000$

Tableau 8 : confrontation pour le cas de charge 3

rouleau	θ	R(θ) REFERENCE	modèle RECALE	erreur %	modèle HOUPERT	erreur %
0	0	-				
1	0	2947	2959	0.3	2947	0
2	15	2926	2936	0.3	2926	0
3	30	2864	2871	0.2	2865	0
4	45	2766	2767	0.0	2767	0
5	60	2639	2634	-0.2	2640	0
6	75	2492	2482	-0.4	2493	0
7	90	2335	2324	-0.4	2335	0
8	105	2178	2169	-0.4	2179	0
9	120	2034	2028	-0.3	2034	0
10	135	1910	1911	0.0	1911	0
11	150	1816	1822	0.3	1816	0
12	165	1757	1767	0.5	1757	0
13	180	1737	1749	0.6	1737	0
14	195	1757	1767	0.5	1757	0
15	210	1816	1822	0.3	1816	0
16	225	1910	1911	0.0	1911	0
17	240	2034	2028	-0.3	2034	0
18	255	2178	2169	-0.4	2179	0
19	270	2335	2324	-0.4	2335	0
20	285	2492	2482	-0.4	2493	0
21	300	2639	2634	-0.2	2640	0
22	315	2766	2767	0.0	2767	0
23	330	2864	2871	0.2	2865	0
24	345	2926	2936	0.3	2926	0

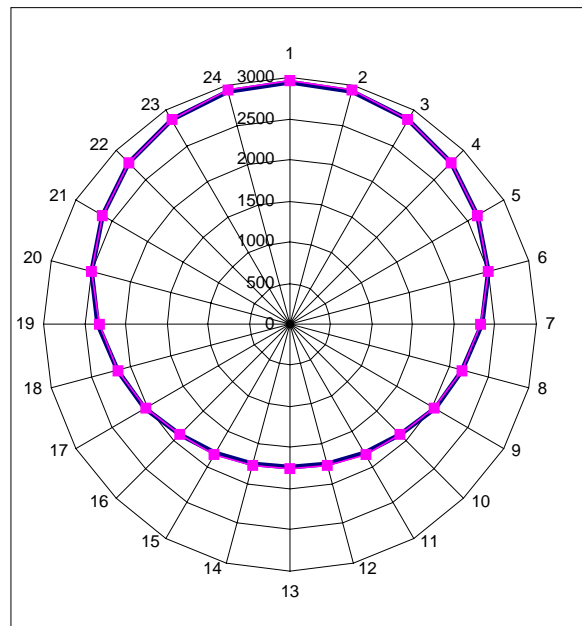


Figure 11 : répartition des efforts pour le cas de charge 3

Pour un chargement moins sévère, $F_r < F_a$ on constate que les 2 modèles donnent **entière satisfaction**, puisque l'erreur est négligeable dans les 2 cas.

7.6. Interprétation des résultats

On peut commencer par remarquer que le modèle EF auquel on a greffé la loi de comportement HOUPERT, reste toujours cohérent avec le modèle de REFERENCE (itératif) quel que soit le cas de charge. Ceci nous permet donc de penser que cette différence provient bien des lois de comportement des corps roulants et non pas d'un problème numérique lié aux éléments finis !

Nous allons donc commencer par détailler ces différentes lois de comportement employées.

7.6.1. Lois de comportement des ressorts

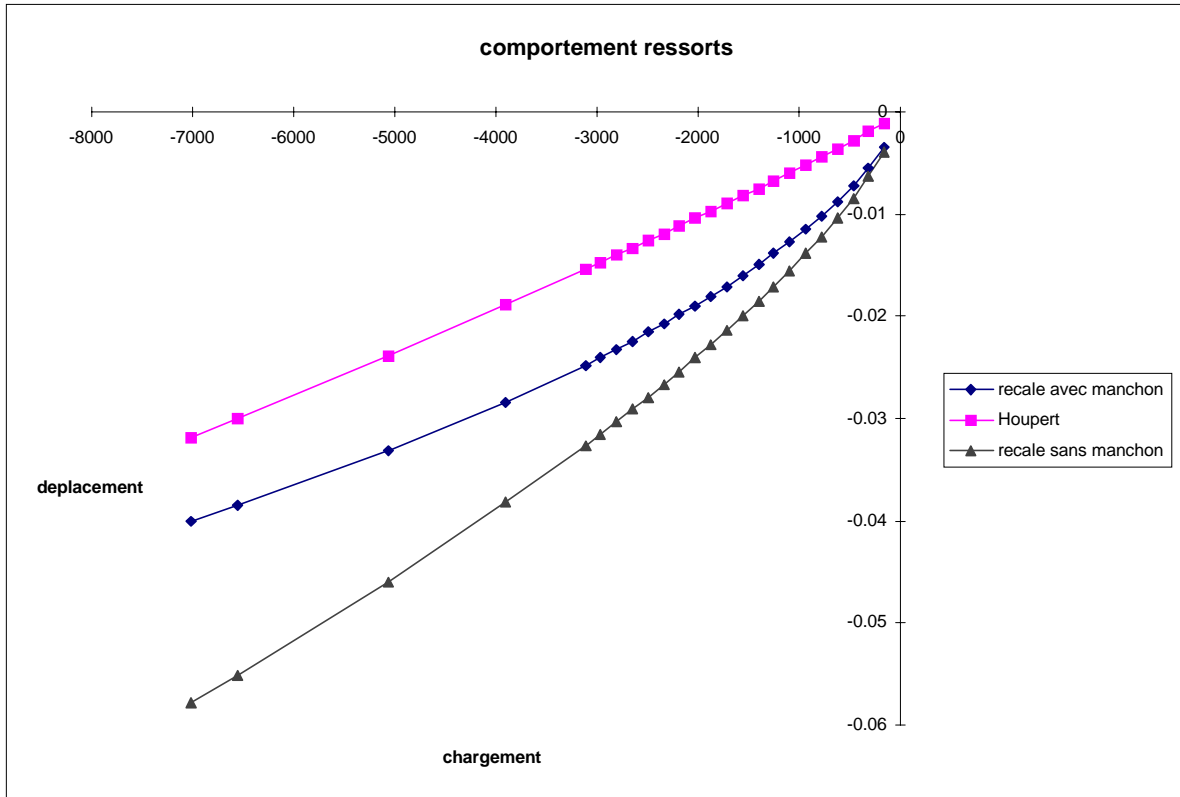


Figure 12 : lois de comportement des ressorts

Ce graphique met en évidence les non linéarités, qui sont beaucoup plus visibles dans la loi de comportement RECALEE que dans celle inspirée de HOUPERT.

Ainsi, lorsque la charge est essentiellement axiale, l'effort se répartit équitablement sur les 24 corps roulants, et les déplacements des corps roulants sont identiques (i.e. **les ressorts fonctionnent tous dans la même plage**). Au final les 2 modèles sont équivalents sur la distribution des efforts bien que les déplacements ne soient pas les mêmes !

Au contraire, lorsque l'effort radial prédomine, les efforts par corps roulant sont distincts et dépendent de leur position angulaire. Chaque ressort fonctionne alors dans une plage de raideur différente. Cette différence est accentuée sur la courbe bleue expliquant ainsi une différence dans la distribution des efforts. Celle-ci n'excède cependant pas 12 % - dans le pire des cas - et sur les corps roulants les **moins chargés** !

7.6.2. Loi de HOUPERT TRANSLATEE

Un essai a été effectué avec une courbe de HOUPERT « TRANSLATEE » (cf. **Figure 13**). Il permet d'étudier l'influence de la forme de la courbe (pente) et sa position (ordonnée à l'origine) sur les résultats.

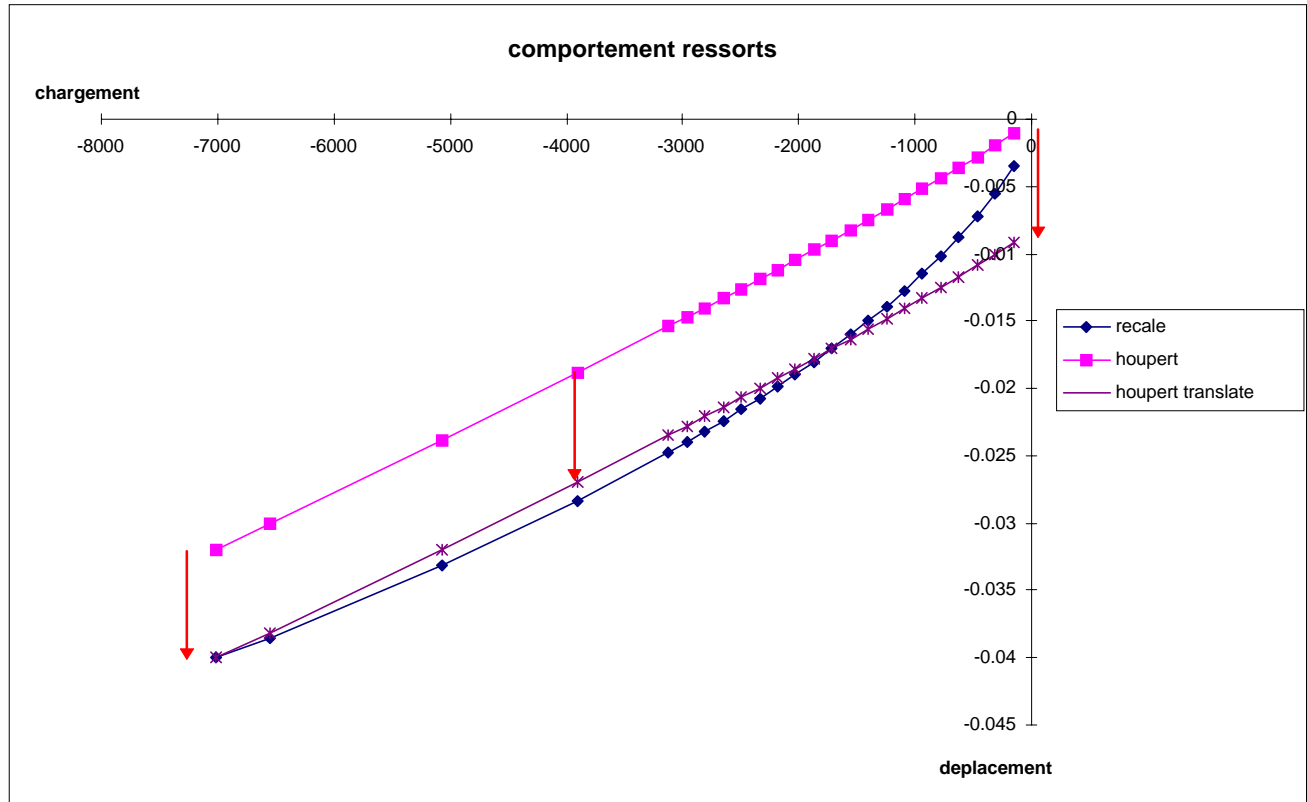


Figure 13 : HOUPERT TRANSLATEE

le tableau suivant présente les déplacements obtenus pour le centre de poussée avec les différents modèles.

Tableau 9 : données du déplacement

Fa	Fr	ROMAX		RECALE		HOUPERT		HOUPERT TRANSLATEE	
		Ur	Uz	Ur	Uz	Ur	Uz	Ur	Uz
7500	10000	5.29	-40.91	7.58	-51.64	5.19	-27.18	5.19	-57.42
8750	25200	23.94	-8.67	32.45	-14.90	26.16	1.04	27.38	-25.70
10000	10000	4.86	-50.77	6.75	-63.67	5.05	-35.55	5.05	-65.80
15000	7000	2.88	-68.89	4.02	-84.60	3.40	-51.78	3.40	-82.02
20000	7000	2.78	-84.56	3.57	-102.20	3.32	-67.40	3.32	-97.64
26000	17500	6.77	-102.52	8.10	-120.30	8.13	-85.52	8.13	-115.80

Ce que l'on peut tirer de ces essais, et dont on pourra s'inspirer plus tard éventuellement si l'on s'intéresse à une manière de « recaler » la loi de HOUPERT, c'est qu'il est possible de diminuer nettement les écarts en déplacement axial Uz et dans une moindre mesure en radial en translatant cette courbe (cf. **Figure 12 et 13, Tableau 9**).

Le fait de translater la courbe ne modifie pas énormément la distribution des charges, mais peut modifier le déplacement (surtout axial) de manière suffisante pour qu'il soit correct vis-à-vis des données constructeur. La modification de la pente de la courbe intervient plus directement sur la distribution des efforts par corps roulants.

Les données sont aussi présentées sur les 2 graphes suivants :

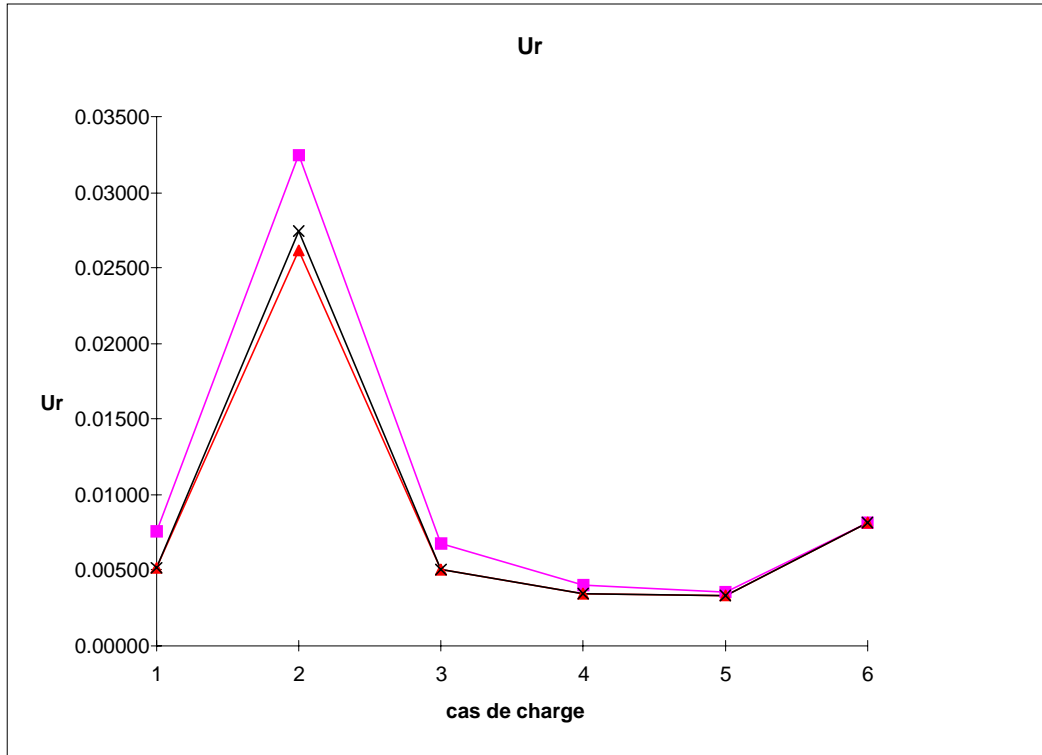


Figure 14 : déplacement radial

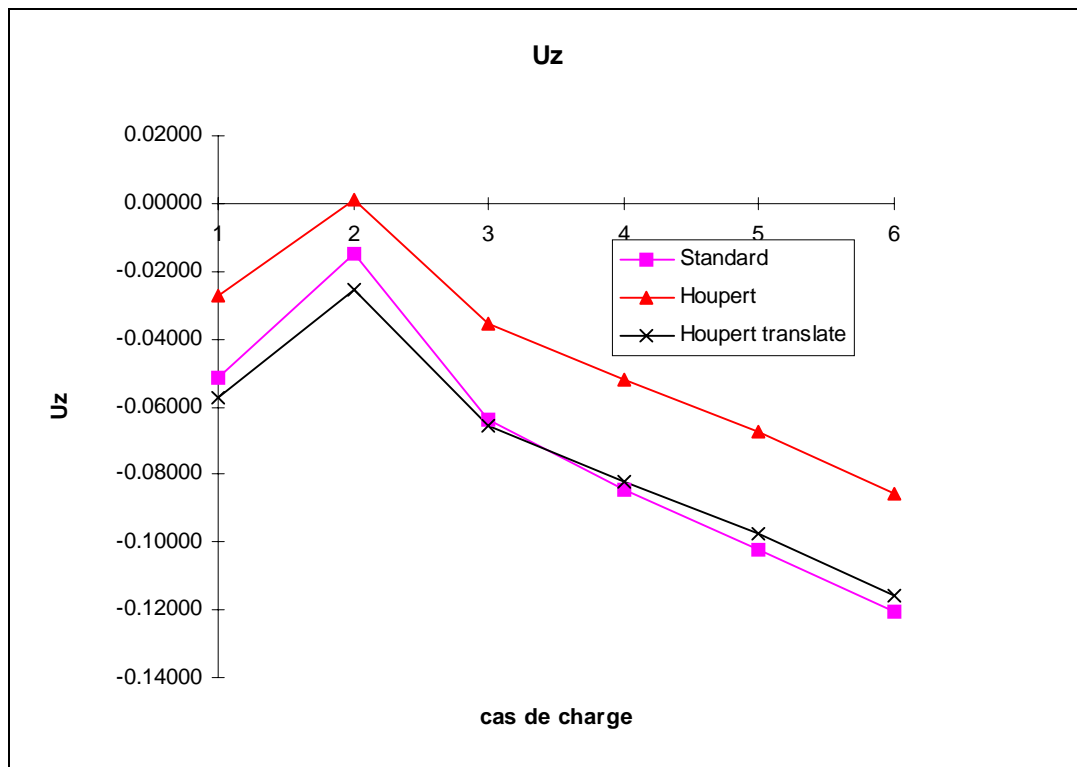


Figure 15 : déplacement axial

7.6.3. Répartition des efforts par corps roulants

Tableau 10 : répartition des efforts par corps roulants

	Fa	Fr	diff moyenne RECALE %	diff moyenne HOUPERT %	ratio Fa/Fr
1er cas	7500	10000	3.36	0.079	0.75
2e cas	8750	25200	24.55	21.47	0.35
autre	10000	10000	1.54	0.0320	1.00
3e cas	15000	7000	0.29	0.0112	2.14
autre	20000	7000	0.18	0.0092	2.86
autre	26000	17500	0.69	0.027	1.49

On rappelle que le modèle EF doté de la loi de comportement HOUPERT donne des résultats tout à fait similaires à ceux obtenus avec la méthode itérative (cf. **Tableau 10**).

D'autre part, on peut dire que le modèle EF RECALE se comporte comme celui de REFERENCE lorsque le chargement respecte la condition : $F_a > F_r$

Cependant, même si cette dernière condition n'est pas respectée, les résultats restent très similaires. **En effet, on constate que l'erreur ne dépasse pas 5 % sur les corps roulants les plus chargés.**

7.6.4. Déplacements du centre de poussée

Tableau 11 : déplacements du centre de poussée

cas de charge	Fa	Fr	modèle RECALE (mm)		modèle HOUPERT (mm)		différence entre les modèles		ratio Fa/Fr
			Ur	Uz	Ur	Uz	Ur %	Uz %	
1er cas	7500	10000	7.58E-03	-5.16E-02	5.19E-03	-2.72E-02	31.56	47.36	0.75
2e cas	8750	25200	3.24E-02	-1.49E-02	2.62E-02	1.04E-03	19.38	106.97	0.35
autre	10000	10000	6.75E-03	-6.37E-02	5.05E-03	-3.56E-02	25.24	44.16	1.00
3e cas	15000	7000	4.02E-03	-8.46E-02	3.40E-03	-5.18E-02	15.33	38.80	2.14
autre	20000	7000	3.57E-03	-0.1022	3.32E-03	-6.74E-02	7.06	34.05	2.86
autre	26000	17500	8.10E-03	-0.1203	8.13E-03	-8.55E-02	-0.40	28.91	1.49

Tableau 12 : déplacement théorique

Fa	Fr	Uz théorique SNR (mm)	différence avec la valeur théorique de Uz %	
			RECALE	HOUPERT
7500	10000	0.0461	-11.79	41.15
8750	25200	0.0224	33.78	104.61
10000	10000	0.0629	-1.17	43.50
15000	7000	0.096	12.64	46.53
20000	7000	0.122	16.67	45.04
26000	17500	0.1375	12.57	37.84

Déplacement théorique à considérer avec « beaucoup de prudence ».

Il est difficile de tirer des conclusions générales sur le modèle à l'aide de ces résultats, cependant on peut tout de même identifier certains comportements qui semblent caractériser les déplacements observés pour le centre de poussée.

Ainsi, la différence entre les 2 modèles a tendance à s'estomper lorsque F_a augmente (on se place plus loin dans la loi de comportement et les non linéarités diminuent) et/ou lorsque le ratio F_a/F_r augmente.

Il est aussi légitime de se demander parmi ces 2 modèles, lequel représente le mieux le cas réel. Dans le **Tableau 12**, on peut avoir une idée de l'erreur commise en déplacement par rapport à une valeur dite « théorique » calculée à partir de données constructeur. Même si, là aussi, il est difficile de tirer une conclusion générale, on peut néanmoins constater que le modèle RECALE est toujours plus proche de la valeur théorique de l'écrasement que le modèle EF empruntant la loi de HOUPERT. **Et c'est légitime, étant donné que celui-ci est conçu pour être calé sur les valeurs expérimentales en axial pur.**

7.7. Conclusion sur le modèle en chargement combiné

Le fait que la répartition des efforts par corps roulants soit identique entre le modèle EF HOUPERT et le modèle itératif REFERENCE est logique (lois de comportement identiques pour les ressorts), et nous conforte dans l'idée que le modèle est bien construit.

Par contre, **les déplacements du centre de poussée enregistrés avec le modèle HOUPERT sont faux**. Un essai en axial pur a été effectué dans les conditions de test expérimentales, les résultats sont présentés ci-dessous cf. **Figure 16**.

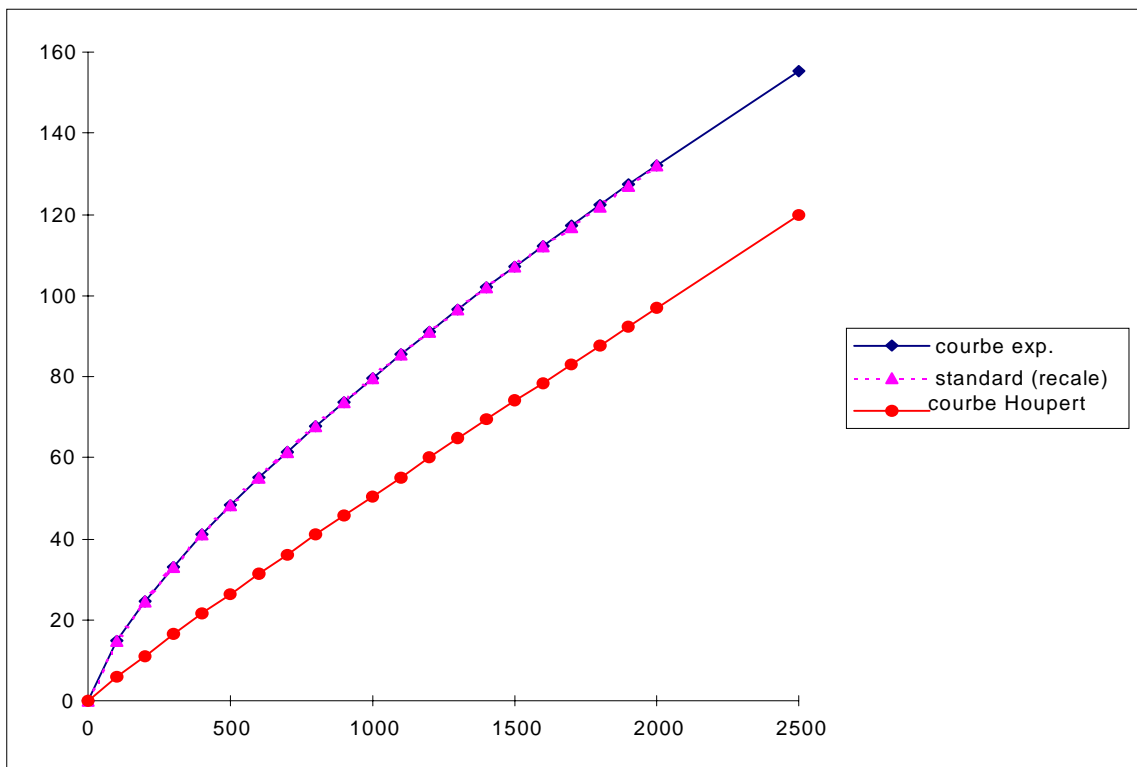


Figure 16 : essai axial

Le modèle EF RECALE dispose de la loi de comportement qui a été calculée de manière à être **calé pour un essai en axial pur**, il est donc « exact » en chargement axial pur.

En ce qui concerne le déplacement du centre de poussée, on peut donc s'attendre à ce que ce modèle RECALE fonctionne mieux. Cette hypothèse semble vérifiée, puisque les déplacements obtenus avec cette loi sont plus proches des valeurs théoriques calculées à l'aide de la courbe du constructeur.

En ce qui concerne la répartition des efforts, grossièrement pour $F_a/F_r > 0,75$ on trouve une répartition équivalente pour les 2 modèles. Par contre pour un ratio inférieur il existe sur certains rouleaux des chargements qui sont différents tout en demeurant du même ordre - inférieure à 5 % sur les corps les plus chargés -. Ces différences peuvent provenir des non linéarités, qui sont plus prononcées dans le cas du modèle recalé.

Comme aucune loi ne fait l'unanimité dans ce domaine, nous ne donnerons pas d'avantage à l'un ou l'autre modèle pour la répartition des efforts.

Remarque : En annexe, on pourra aussi trouver une comparaison avec le logiciel ROMAX (logiciel de calcul en pignonnerie) sur les déplacements du centre de poussée.

8. Conclusion sur l'étude du modèle EF

8.1. Acquis :

- Création d'un modèle EF à partir de la loi de HOUPERT et les données géométriques du roulement. Ce modèle fournit une distribution des efforts par corps roulants identique à celle obtenue à l'aide du modèle itératif REFERENCE. **Mais** le modèle n'est pas exploitable en terme de déplacement.
- Création d'un modèle RECALE en axial à partir d'une **courbe constructeur** et de la géométrie du roulement. Ce modèle donne des résultats légèrement différents en terme de distribution des efforts mais meilleurs en terme de **déplacements**.

8.2. Axes de travail, faiblesses du modèle

- Possibilité de court-circuiter l'étape de recalage, car on ne dispose pas toujours d'une courbe constructeur. Ceci a été abordé en partie avec la translation sur la courbe de HOUPERT. Mais rien ne semble facilement généralisable.
- Automatisation de la génération du maillage à partir des paramètres géométriques. quelle limite de charge par corps roulants ? **cf. Annexe. Ceci constituera la 2^{ème} étape de notre étude.**
- Implémentation dans un carter de boîte de vitesses. **Ce sera la 3^{ème} étape**
- Modèle ne pouvant pas reprendre de basculement, et donc impossibilité d'introduire l'arbre pour le moment...

9. Automatisation de la génération du modèle EF

Nous avons ensuite généralisé les enseignements de l'étude du cas précédent en réalisant un programme sous VBA permettant de créer automatiquement le modèle EF à partir de données sur sa géométrie. Le modèle se présente sous la forme de fichier input et il est muni par défaut de la loi de HOUPERT. Cet outil va nous **permettre par la suite de tester le modèle dans un maillage complet de boîte de vitesses**.

9.1. Paramètres d'entrée du programme

Les paramètres d'entrée qui ont été retenus sont :

Géométrie du roulement

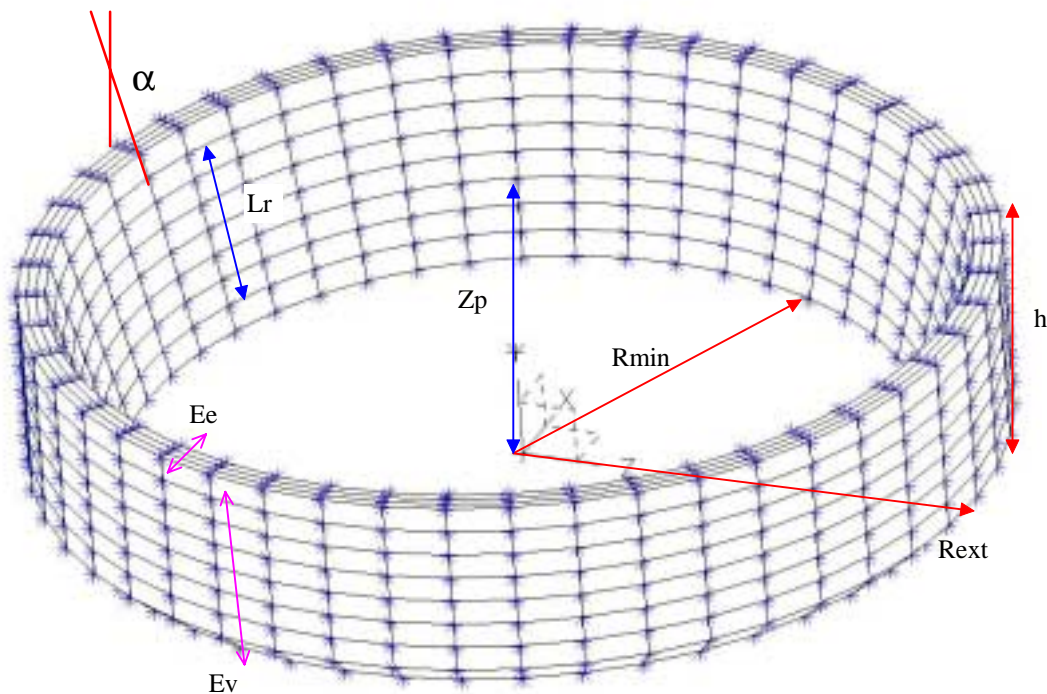
- angle de piste : α (degrés)
- rayon extérieur : R_{ext} (mm)
- rayon intérieur « minimum » : R_{min} (mm)
- hauteur de la bague : h (mm)
- longueur des corps roulants : L_r (mm)
- diamètre du corps roulant : D_r (mm)
- hauteur du centre de pousse : Z_p (mm)
- nombre de corps roulants : N
- nombre mailles entre corps roulants : k
- nombre éléments verticaux désirés : $E_v = p-1$ [2-9]
- nombre éléments désirés dans l'épaisseur : $E_e = q-1$ [2-8]

Position, orientation du maillage

- position du centre du maillage : X_o, Y_o, Z_o (mm)
- angle de rotation du profil : θ (degrés)
- orientation +y ou -y : sens [+1 ou -1]

Numérotation, noms des éléments

- numéro du roulement (palier...) : r_n [souvent 11, 12...]
- offset sur les éléments : of_e
- offset sur les noeuds : of_n



Remarque : l'origine: $X_0; Y_0; Z_0$ est prise dans le plan du fond de la bague.

Accessoirement, le programme fournit les numéros maximum des noeuds et des éléments. Ceci qui peut être utile si on a besoin de créer plusieurs roulements en maîtrisant les offsets.

La plage supérieure de fonctionnement des ressorts est déterminée sur la base d'une contrainte maximale de $\sigma = 4$ Gpa au niveau du contact corps roulants/piste. Le calcul fait intervenir Dr, diamètre du corps roulant et Lr, longueur du corps roulant.

9.2. Les principales étapes de la génération

- A partir des informations sur la géométrie : alpha, Rext, Rmin, h, Zp, le programme commence par placer les noeuds de référence qui se trouvent sur une section de la bague ainsi que le centre de poussée. La numérotation des noeuds tient compte des offsets (ofe, ofn). Tous les groupes générés durant les opérations comportent l'appendice « XXX_Rrn » où rn représente le numéro de palier auquel est associé le roulement. (Cf. **profil de bague en Annexe**).
- La position de ces points est ensuite modifiée en fonction des paramètres : Xo, Yo, Zo, thêta, sens dans le repère global. Ceci permet de générer le roulement dans la « bonne position » pour son insertion dans le maillage.
- Puis, on vient placer des noeuds se trouvant aux extrémités du corps roulant (à l'aide de Lr), ainsi que le futur point de contact du ressort.
- On génère les autres noeuds dans la section en fonction d'Ev et Ee
- On duplique la section par rotation $k*N - 1$ fois
- On crée ensuite des éléments en utilisant les numéros des noeuds. La création se fait en deux étapes, en effet, il faut veiller à « fermer » correctement le maillage.
- Remarque : la fermeture à l'aide de MPC ayant démontré quelques faiblesses, on a choisit de fermer le maillage en insérant directement des éléments entre la dernière et la première section.
- Création des éléments DCOUP, chargés de gérer le contact entre les ressorts et la bague
- Ajout des ressorts
- Attribution des propriétés matérielles aux éléments. Loi de comportement des ressorts (calculée à partir de Lr et Dr). Cf. **Annexe**.
- Création des surfaces extérieures de la bague, qui vont intervenir ensuite dans la gestion des contacts. Ajout de quelques instructions pouvant être utiles (STEP...), et **des groupes utiles pour le post traitement**.

9.3. Exemple de fichier *.inp généré & commenté

```
*****CREATION DES NOEUDS*****
*NODE, NSET=CENTRE_POUSSEE_R11  centre de pousse du roulement R11
4801 , 0 , 14 , 0
**
*NODE, NSET=REFERENCES_R11  noeuds de référence servant pour la construction
1 , 29.6978813453214 , 13.5 , 0
9 , 25.954 , 0 , 0
41 , 31.5 , 13.5 , 0
49 , 31.5 , 0 , 0
2 , 29.175537654151 , 11.616489498362 , 0
8 , 26.2359155169158 , 1.01655451317097 , 0
*NODE, NSET=MAITRES_R11  noeuds d'attache des ressorts
100 , 27.7057265855334 , 6.31652200576647 , 0
*NGEN, NSET=EDGE_IN_R11
2 , 8 , 1
*NGEN, NSET=EDGE_D_R11
41 , 49 , 1
*NSET, NSET=EDGE_G_R11
1 , 9 ,
EDGE_IN_R11 ,
*NFILL, NSET=SECTION_R11  « remplissage » de la section
EDGE_G_R11 , EDGE_D_R11 , 4 , 10
*NCOPY, OLDSET=SECTION_R11, CHANGE NUMBER=100, SHIFT, MULTIPLE=47  copie de la section
0 , 0 , 0
0 , 0 , 0 , 0 , 1 , 0 , 7.5
*NCOPY, OLDSET=MAITRES_R11, CHANGE NUMBER=200, SHIFT, MULTIPLE=23
```

```

0,0,0
0,0,0,0,1,0,15
*****CREATION DES ELEMENTS*****
*ELEMENT,TYPE=C3D8 création du premier élément
1,101,1,2,102,111,11,12,112
*ELGEN,ELSET=ELEM_1_R11 duplication de l'élément
1,8,1,1,3,10,384,47,100,8
*ELEMENT,TYPE=C3D8 premier élément de dernière couche
1153,131,31,32,132,141,41,42,142
*ELGEN,ELSET=ELEM_2_R11
1153,7,1,1,47,100,8
*ELEMENT,TYPE=C3D6 élément du chanfrein
1160,148,138,139,48,38,39
*ELGEN,ELSET=ELEM_3_R11
1160,47,100,8
*****ELEMENTS DE FERMETURE*****
*ELEMENT,TYPE=C3D8 idem mais pour les éléments de fermeture du maillage
377,1,4701,4702,2,11,4711,4712,12
*ELGEN,ELSET=ELEM_4_R11
377,8,1,1,3,10,384
*ELEMENT,TYPE=C3D8
1529,31,4731,4732,32,41,4741,4742,42
*ELGEN,ELSET=ELEM_5_R11
1529,7,1,1
*ELEMENT,TYPE=C3D6,ELSET=ELEM_6_R11
1536,48,38,39,4748,4738,4739
*ELSET,ELSET=ALL_ELEMENTS_R11 groupe contenant tous les éléments de la bague
ELEM_1_R11,ELEM_2_R11,ELEM_3_R11,ELEM_4_R11,ELEM_5_R11,ELEM_6_R11
*****CREATION DES GROUPES*****
*ELSET,ELSET=EL_FACE_EXT_R11,GENERATE éléments de la face externe de la bague
1153,1529,8
[.]
1159,1535,8
*ELSET,ELSET=EL_FACE_FOND_R11,GENERATE
[.]
*NSET,NSET=NOD_FACE_EXT_R11,GENERATE noeuds de la face externe
41,4841,100
[.]
48,4848,100
*NSET,NSET=NOD_FACE_FOND_R11,GENERATE
9,4809,100
[.]
39,4839,100
*****PROPRIETES MATERIELLES*****
*SOLID SECTION,MATERIAL=ACIER,ELSET=ALL_ELEMENTS_R11,ORIENT=CYL
*MATERIAL,NAME=ACIER
*ELASTIC,TYPE=ISOTROPIC
2.06800E+05,2.900000E-01
[.]
**
*ORIENTATION,NAME=CYL,DEFINITION=COORDINATES,SYSTEM=CYLINDRICAL
0,0,0,0,1,0
1,0 orientation cylindrique des éléments (pour les outputs)
**
*****NOEUDS DES DCOUP*****
*NSET,NSET=NDCOUP_1_R11,GENERATE
3,7,1
[...]
*NSET,NSET=NDCOUP_24_R11,GENERATE
4603,4607,1
*****ELEMENTS DCOUP*****
*ELEMENT,TYPE=DCOUP3D,ELSET=ELDCOUP_0_R11 création de l'élément {DCOUP + noeud maître}
1537,100
*DISTRIBUTING COUPLING,ELSET=ELDCOUP_0_R11
NDCOUP_1_R11,2 distribution de l'effort

```



```

2 , 1
8 , 1
[...]
*ELEMENT, TYPE= DCOUP3D, ELSET=ELDCOUP_23_R11
1560 , 4700
*DISTRIBUTING COUPLING, ELSET=ELDCOUP_23_R11
NDCOUP_24_R11 ,2
4602 , 1
4608 , 1
**
*ELSET, ELSET=DCOUPS, GENERATE      groupe des DCOUPS
1537 , 1560 , 1
*****CREATION DES RESSORTS*****
*ELEMENT, TYPE=SPRINGA, ELSET=GROUPE_RESSORT_R11
1561 , 4801 , 100
[...]      création des éléments ressorts entre les DCOUP et le centre de pousse
1584 , 4801 , 4700
*****LOI DE COMPORTEMENT*****
*SPRING, ELSET=GROUPE_RESSORT_R11, NONLINEAR      loi de comportement (HOUPERT par défaut)

-21966.7082886874 , -8.12892832615661E-02
[...]
-42.9037271263425 , -2.79937192376137E-04
0 , 0
100 , 10000
*****GESTION DES CONTACTS*****
*SURFACE, NAME=BAGUE_FOND_R11, TYPE=ELEMENT
EL_FACE_FOND_R11, S5
*SURFACE, NAME=BAGUE_EXT_R11, TYPE=ELEMENT
EL_FACE_EXT_R11, S2      création des surfaces de contact
*****STEP*****
*STEP
*STATIC
*OUTPUT, FIELD, OP=ADD, FREQUENCY=1
*NODE PRINT, NSET=CENTRE_POUSSEE_R11      déplacement du centre de pousse
U,
*EL PRINT, ELSET=GROUPE_RESSORT_R11      efforts dans les corps roulants
S11,
*EL PRINT, ELSET=DCOUPS      efforts détaillés dans les DCOUPS
NFORC,
*OUTPUT, FIELD, OP=ADD, FREQUENCY=1      contraintes et déformations dans les éléments
*ELEMENT OUTPUT, ELSET=ALL_ELEMENTS_R11
E , S
*BOUNDARY
SOUS_COUCHE_EXT_R11, 2      groupe de noeuds bloqués sur theta pour empêcher la rotation de la bague, ils peuvent
aussi servir à appliquer une légère pression sur le roulement pendant le frettage...
*END STEP

```

9.4. Informations complémentaires

Les noeuds de la bague sont compris dans la plage [$1 + ofn ; 100 * k * N + ofn$]
 Les noeuds maîtres de DCOUPS sont les { $100 * k * i + ofn , i = 1..N$ }
 Le centre de pousse [$100 * k * N + 1 + ofn$]
 Les éléments de la bague sont compris entre [$1 + ofe ; (p - 1) * k * N * (q - 1) + ofe$]
 Les éléments des DCOUP sont compris dans
 [$(p - 1) * k * N * (q - 1) + ofe + 1 ; (p - 1) * k * N * (q - 1) + ofe + N$]
 Les éléments SPRINGA sont compris dans
 [$(p - 1) * k * N * (q - 1) + ofe + N + 1 ; (p - 1) * k * N * (q - 1) + ofe + 2 * N$]

10. Exploitation du modèle : calcul de carter JRQ-F4R-1^{ère} tirage

Le modèle étant maintenant « généralisable », l'étape suivante consiste à l'utiliser dans un calcul de carter. Nous allons donc détailler les étapes de cette manipulation ainsi que les difficultés rencontrées.

10.1. Préparation du maillage

On commence par récupérer un maillage (IDEAS ou directement le fichier input) de boîte ainsi que le chargement et les conditions limites qui lui sont associés. On ne s'intéressera naturellement qu'aux boîtes utilisant des roulements de type conique.

Puis, on détruit les chargements et les conditions limites relatives aux bagues que l'on souhaite remplacer par le modèle EF.

Ensuite, il faut soigneusement noter la position géométrique de chaque roulement dans le repère global. Ces données **serviront lors de la création des roulements**, afin que ceux-ci soient directement « a la bonne place ».

On peut ensuite détruire les bagues que l'on souhaite remplacer, puis créer le nouveau fichier input

Une fois cette étape terminée, on procède à la création des nouveaux roulements. Ceci est réalisé à l'aide de la Macro décrite précédemment et grâce aux données que l'on a collectées sur les roulements. **On rappelle au passage qu'il est nécessaire d'avoir un plan détaillé de chaque roulement.**

La dernière étape consiste à importer les nouveaux roulements dans le maillage du carter. Ceci est effectué en venant copier les inputs des roulements dans celui du carter.

Enfin, il faut **modifier les noms des surfaces**, de manière à rétablir les contacts.

10.2. Recalage du modèle

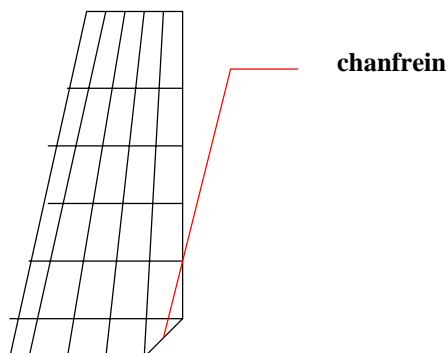
Si l'on souhaite réaliser un recalage, il faut aussi un essai constructeur en chargement axial pur. On commence par établir la correspondance géométrique entre l'essai constructeur et la loi de comportement des ressorts (**Equations 1 et 2**). On met à jour la loi de comportement des ressorts. Enfin il faut modéliser le moyen d'essai, refaire un calcul dans les conditions expérimentales et récupérer le déplacement de la bague. On peut alors effectuer le recalage et remettre à jour la loi de comportement...

10.3. Problèmes numériques liés au changement de modèle

Cette modification peut toutefois poser quelques problèmes...

Tout d'abord, la génération de la bague étant automatisée, le nouveau maillage de la bague externe ne correspond pas nécessairement au maillage du logement (les noeuds des surfaces de contact ne sont plus tout à fait en vis-à-vis), ce qui modifie le calcul de la distance entre ces 2 surfaces...Bien entendu, on peut régler cela en augmentant ou diminuant le nombre d'éléments dans la bague.

Deuxièmement, le modèle génère automatiquement un chanfrein sur le dernier élément de la couche inférieure. Or, celui-ci peut s'avérer trop important, **il sera donc souvent nécessaire d'augmenter le nombre d'éléments dans l'épaisseur, afin de réduire sa taille.**



Profil de bague

Le troisième problème provient de la **position géométrique du roulement dans le maillage**. En pratique, même avec le plus grand soin, cette position diffère légèrement de la position exacte. **Il est nécessaire d'ajuster (*ADJUST) les surfaces lors du calcul.**

10.4. Solutions aux problèmes numériques

Dans l'absolu, ces petits problèmes ne devraient pas remettre en cause la convergence ni les résultats du calcul, dans la pratique malheureusement il est nécessaire de l'adapter légèrement.

- contacts et mouvement de corps rigides :

La première astuce consiste à bloquer la bague (MPC sur quelques points ou BOUNDARY...) pendant le STEP de frettage (=réglage du jeu initial des surfaces), de manière à ce qu'elle ne puisse pas tourner dans son logement. Ce type de mouvement de corps rigide est fréquent, et empêche la convergence du calcul.

On retire ensuite ces artifices lors du STEP de chargement. **Afin de pouvoir réaliser plus facilement cette tâche, un groupe de noeuds supplémentaires a été ajouté à l'input, il permet de bloquer facilement theta pendant le frettage.**

Si cela ne fonctionne toujours pas, on peut aussi rajouter des options de contacts tels que NO SEPARATION entre les bagues et leur logement ou CONTACT CONTROLS, APPROACH permettant de limiter les risques de mouvement parasites en ajoutant de la viscosité dans les contacts pour les stabiliser.

- loi de comportement des ressorts :

Enfin comme nous avons déjà pu le constater dans l'étude préliminaire du modèle, il est nécessaire d'élargir au maximum la plage d'utilisation des ressorts et de placer ainsi un point au delà de la plage théorique d'utilisation. Ceci est géré dans le modèle (avec la loi de HOUPERT) en se basant sur la limite de rupture du contact **cf. Annexe**. Par contre, **il faut le gérer manuellement lors du recalage**. Une technique consiste à employer le dernier point de la loi de HOUPERT, sachant que le modèle ne fonctionnera pas dans cette plage.

10.5. Exploitation des résultats sur les paliers du CED

On souhaite étudier plusieurs aspects :

- Confrontation avec les **résultats du calcul STANDARD=SHARC** (cohérence etc...).
- Etude de l'interaction carter/roulement (gorges de lubrifications...)

Pour cela, on réalise plusieurs calculs. La confrontation est réalisée sur le **carter de boîte JRQ, sous le chargement dit « TIRAGE » en 1^{ère} pour un bloc moteur F4R (2L essence)**. L'étude est effectuée sur le CED de manière à gagner du temps dans les calculs. Celui-ci est encastré au niveau de son plan de joint. Notre étude se limitera donc aux paliers 22 et 32 présents sur cette partie du carter.

Remarque : les résultats obtenus avec le calcul STANDARD seront notés SHARC ou STANDARD

10.5.1. Equivalence HOUPERT/RECALE pour le cas de charge étudié

La première chose à retenir est l'**équivalence des 2 modèles HOUPERT et RECALE**. En effet, lorsque ces 2 modèles sont mis en situation dans un carter, les faibles différences les caractérisant deviennent presque imperceptibles, du moins, en ce qui concerne la distribution des efforts par corps roulants et la déformation du logement. Pour ce qui est du déplacement du centre de poussée, la différence reste notable (heureusement !).

Mais **si l'on décide de ne pas s'intéresser à ce paramètre, le modèle HOUPERT qui ne nécessite pas de recalage est suffisant..** En ce qui nous concerne, nous adopterons ce choix ! Nous nous intéresserons aux efforts vus par les corps roulants et aux perturbations subies par le palier.

Par la suite, afin d'alléger un peu nos graphes seul le modèle HOUPERT sera mis en référence.

10.5.2. Influence du frettage

Pour bien comprendre les résultats du calcul, nous allons commencer par détailler les 2 étapes qui le composent :

- 1^{er} STEP : le frettage, qui consiste à régler la profondeur de pénétration initiale entre la bague (**36 microns** sur le rayon) et le carter. Cela induit un **état de précontrainte de la bague qui est non uniforme**, car il dépend de la raideur du logement. Il permet aussi de bloquer le roulement dans son logement.
- 2^{ème} STEP : le chargement.

Or, il s'est avéré que le frettage avait une certaine influence sur les résultats du calcul. Plus exactement, nous avons désactivé les ressorts pendant le frettage (* MODEL CHANGE) de manière à effectuer la comparaison avec le modèle STANDARD dans les mêmes « conditions de départ ». Cette modification a entraîné une modification non négligeable sur les résultats...

En effet, comme nous pouvons le voir **Figure 17**, le fait de désactiver les ressorts pendant le STEP de frettage, **diminue les variations d'efforts autour de la gorge de lubrification** (ressorts 19 et 16).

Remarque : le modèle noté MODELCHANGE tient compte de la désactivation des ressorts pendant le STEP de frettage.

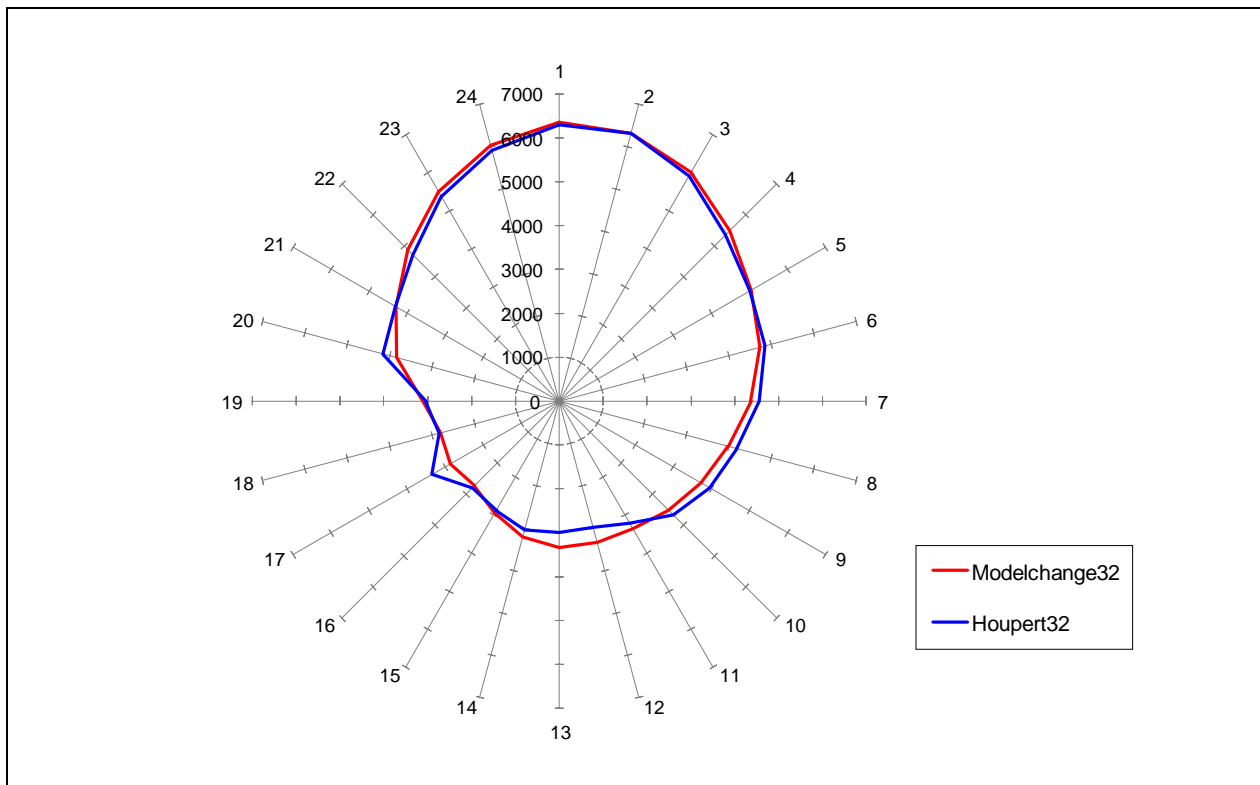


Figure 17 : influence du frettage sur les efforts par corps roulants

La question reste ouverte quant à la « bonne façon » de procéder. Afin de rester le plus près possible de la procédure de calcul STANDARD, nous **avons donc choisi de désactiver les ressorts durant la phase de frettage**.

Remarque : lors du fonctionnement à chaud, le frettage a tendance à diminuer en raison de la dilatation des carters.

La désactivation des ressorts est réalisée en rajoutant ces lignes dans le fichier input :

frettage :

```
*MODEL CHANGE, REMOVE, TYPE=ELEMENT
GROUPE_RESSORT_R22, GROUPE_RESSORT_R32
```

chargement :

```
*MODEL CHANGE, ADD, TYPE=ELEMENT
GROUPE_RESSORT_R22, GROUPE_RESSORT_R32
```

Cependant, l'autre façon de procéder demeure intéressante, car elle permet visiblement de détecter des phénomènes singuliers au niveau de la gorge de lubrification (rouleaux 17 -19).

10.5.3. Résultats complets sur le palier 32, avec prise en compte du frettage

10.5.3.1. Palier 32

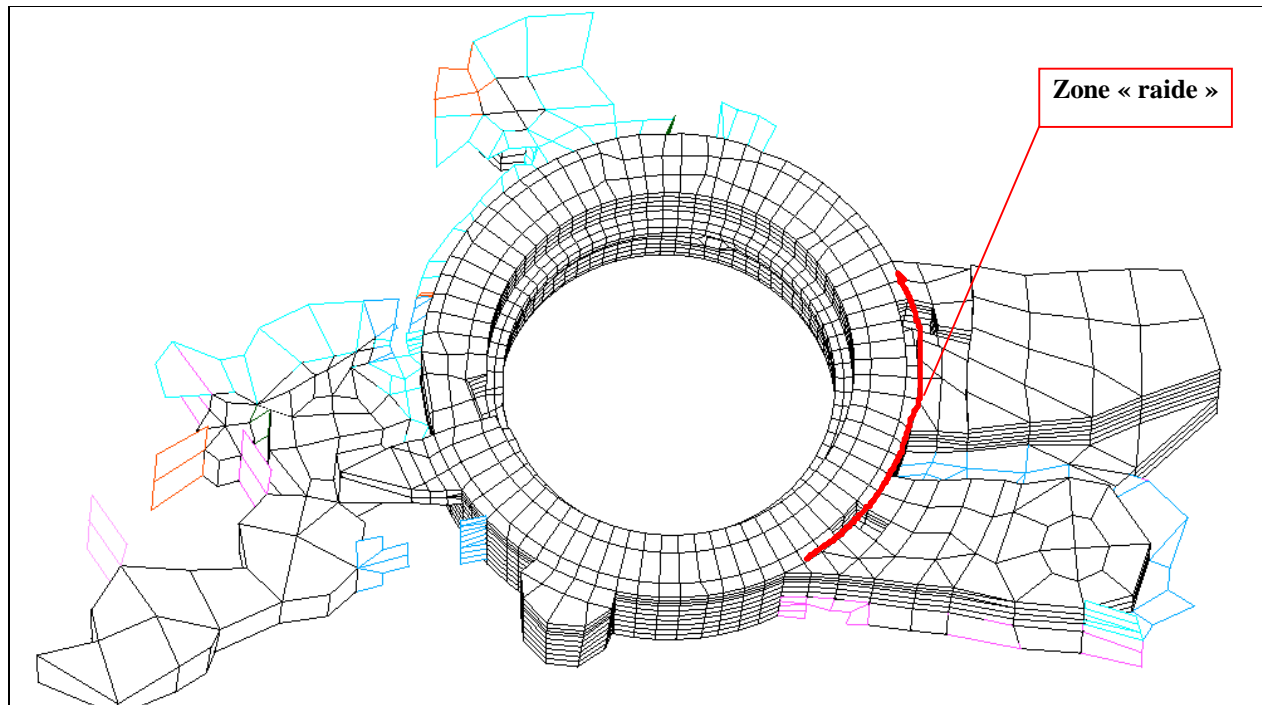


Figure 18 : palier 32

Cette vue, où nous n'avons conservé que les éléments 3D solides, nous permet de présumer des zones les plus raides du carter... **Nous verrons plus loin que cette zone correspond aux corps roulants 4 à 11.**

10.5.3.2. Frettage

Déformations (x200) du logement après le STEP de frettage :

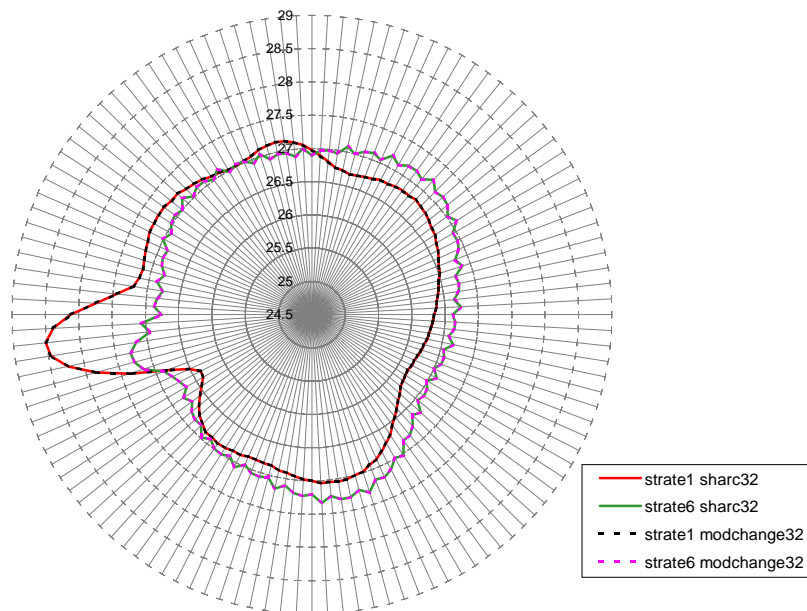


Figure 19 : déformations du STEP de frettage (déplacements x200)

Comme on pouvait s'y attendre, les résultats sont identiques pour nos 2 modèles.

Voyons maintenant ce qu'il advient une fois que le roulement est chargé.

10.5.3.3.Efforts par corps roulants

cf. Annexe : numérotation des corps roulants

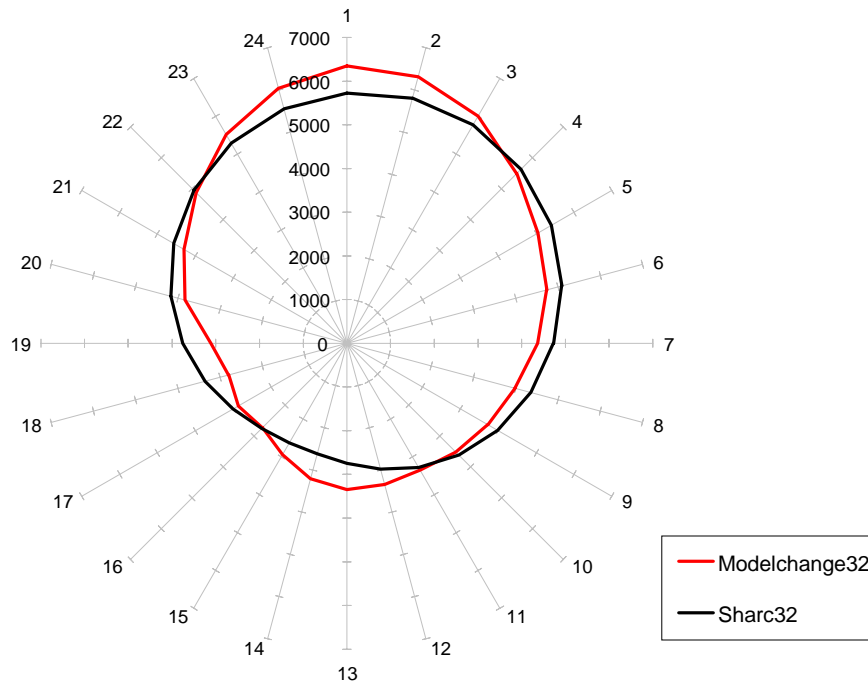


Figure 20 : répartition des efforts par corps roulants (palier 32)

le modèle laisse clairement apparaître des différences notables entre les 2 méthodes :

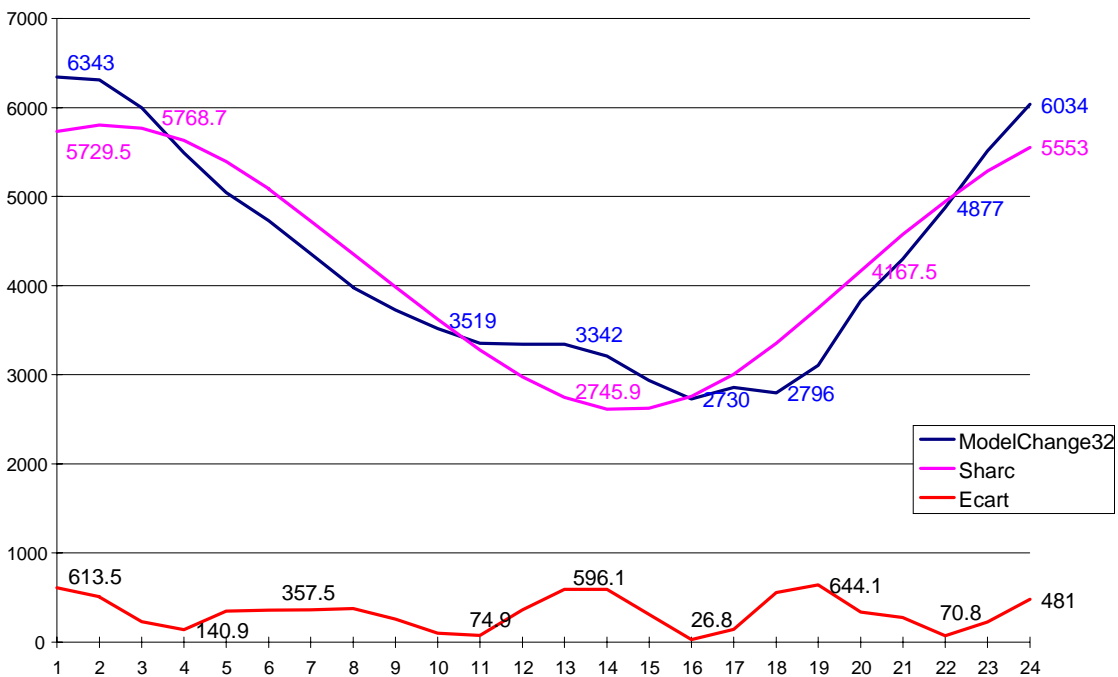


Figure 21 : écarts absolus dans la répartition des efforts (palier 32)

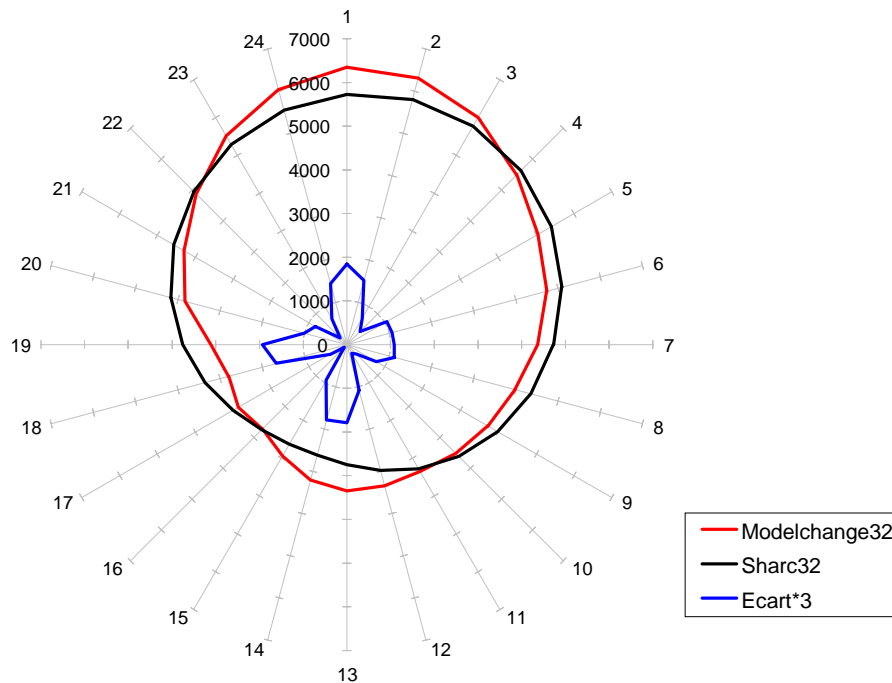


Figure 22 : écarts absolus dans la répartition des efforts (bis)

On distingue **4 zones** dans l'étude des résultats :

ZONE 1 (22-4) : dans toute cette zone, le chargement vu par le modèle EF est plus sévère que celui de SHARC. Avec une pointe à 10% sur le corps roulant le plus chargé (1). De plus, le corps roulant le plus chargé n'est pas le numéro 2 (comme SHARC) mais le 1.

ZONE 2 (4-11) : le modèle EF est légèrement moins sévère que le chargement SHARC (maximum 7 % pour le corps roulant 7). Cette zone correspond aussi à la zone qui semble être la plus raide du carter (présence de beaucoup de matière).

ZONE 3 (11-16) : on observe à nouveau une surcharge. C'est aussi la plus sévère, plus 22% sur le corps roulant 14. Mais il faut noter que cette surcharge intervient dans la zone la moins chargée.

ZONE 4 (16-22) : à nouveau une zone moins sévère. Avec des petits pics sur les ressorts 17 et 20 qui représentent les extrémités de la gorge de lubrification les écarts restent conséquents sur les ressorts 18 et 19 puisqu'ils sont de l'ordre de 17%.

Globalement, on peut résumer cela par 2 phénomènes :

- Ovalisation de la distribution des efforts
- Phénomène local au niveau de la gorge de lubrification

On constate donc clairement que le chargement induit par le modèle EF est différent de celui calculé par SHARC sous les hypothèses de bague indéformable. Cette différence atteint 613 N sur le corps roulant le plus chargé, faisant passer son chargement de 5730 à 6343 N.

Reste à quantifier l'impact de ce changement sur la durée de vie du roulement...On trouvera une note à ce sujet en Annexe : durée de vie des roulements.

Voyons maintenant ce qui se passe en ce qui concerne les déplacements. Nous avons représenté ci-dessous 2 strates correspondantes à la partie supérieure et inférieure du maillage de la bague extérieure.

10.5.3.4. Déplacements de la surface extérieure

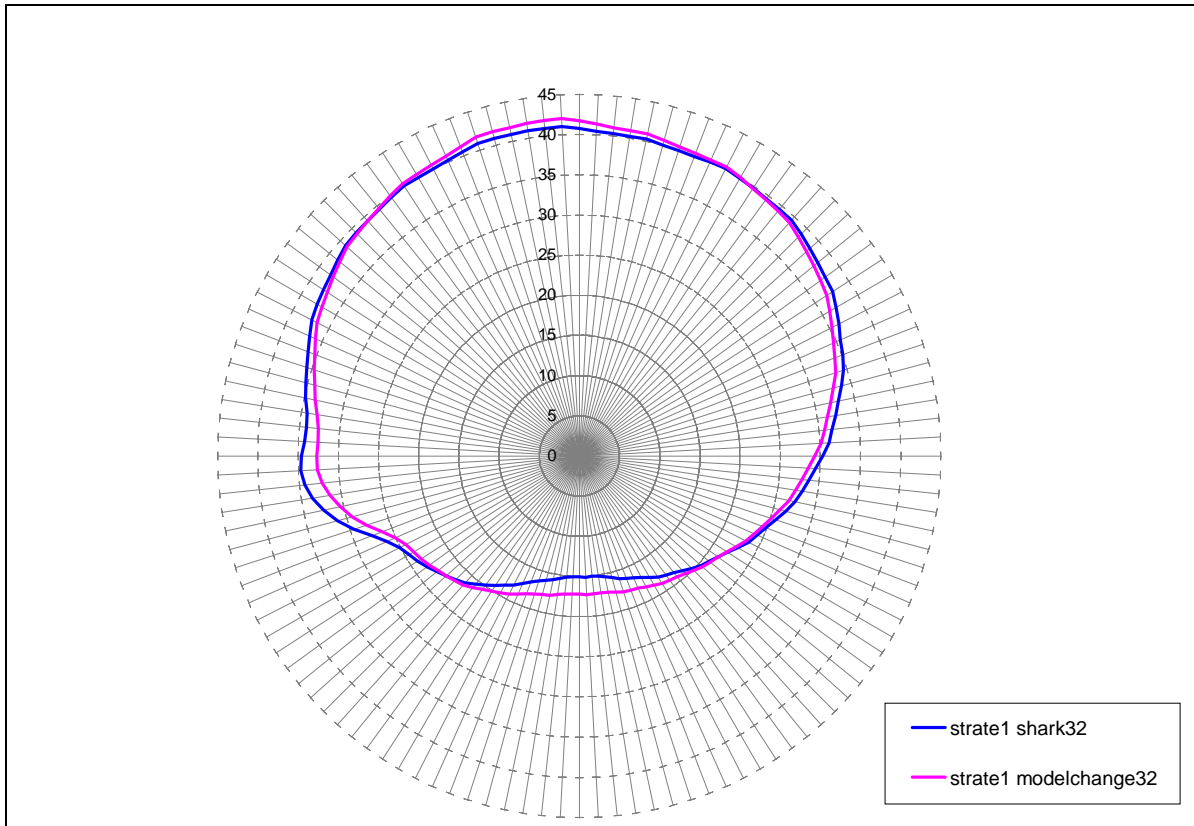


Figure 23 : déplacements palier 32, strate 1 (déplacements x200)

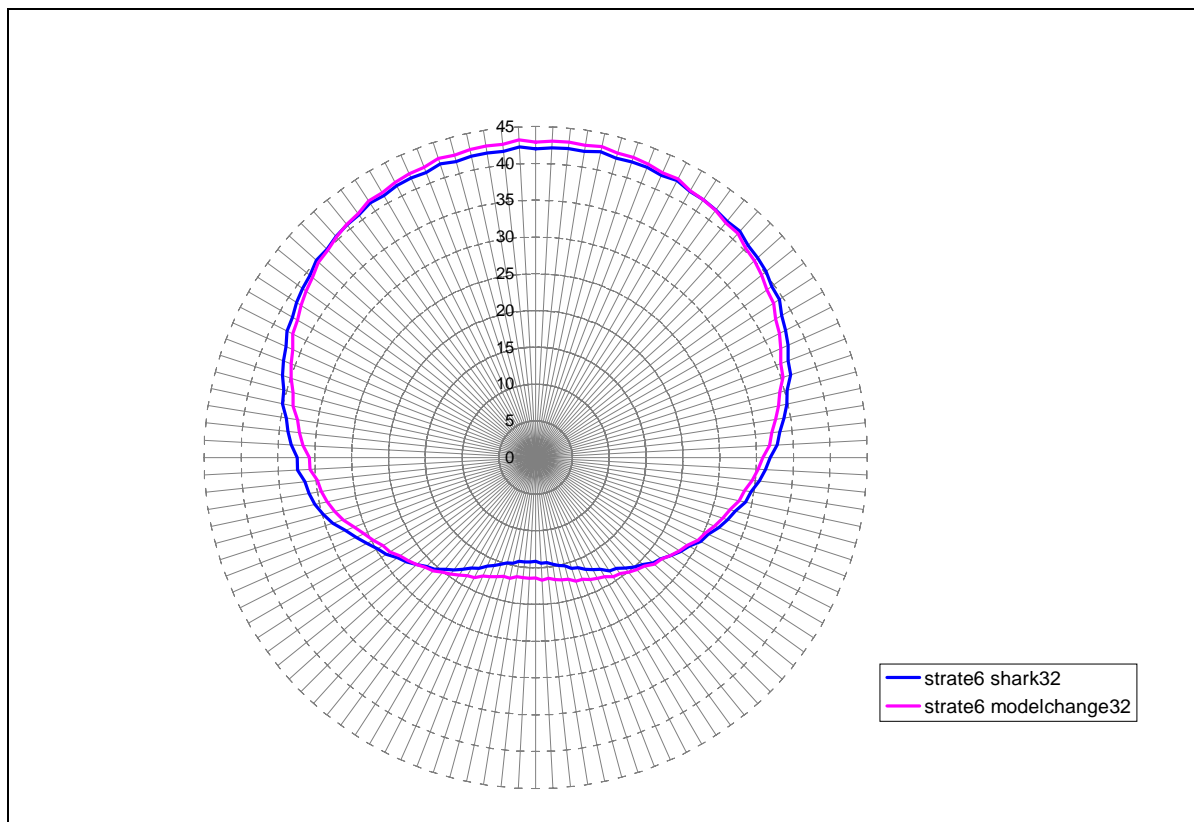


Figure 24 : déplacements palier 32, strate 6 (déplacements x 200)

On retrouve ici les 4 zones que nous avons détaillées précédemment, dans l'étude des efforts.

On remarque aussi que le haut de la bague (strate 1) semble plus affecté par la présence de gorge de lubrification que la base.

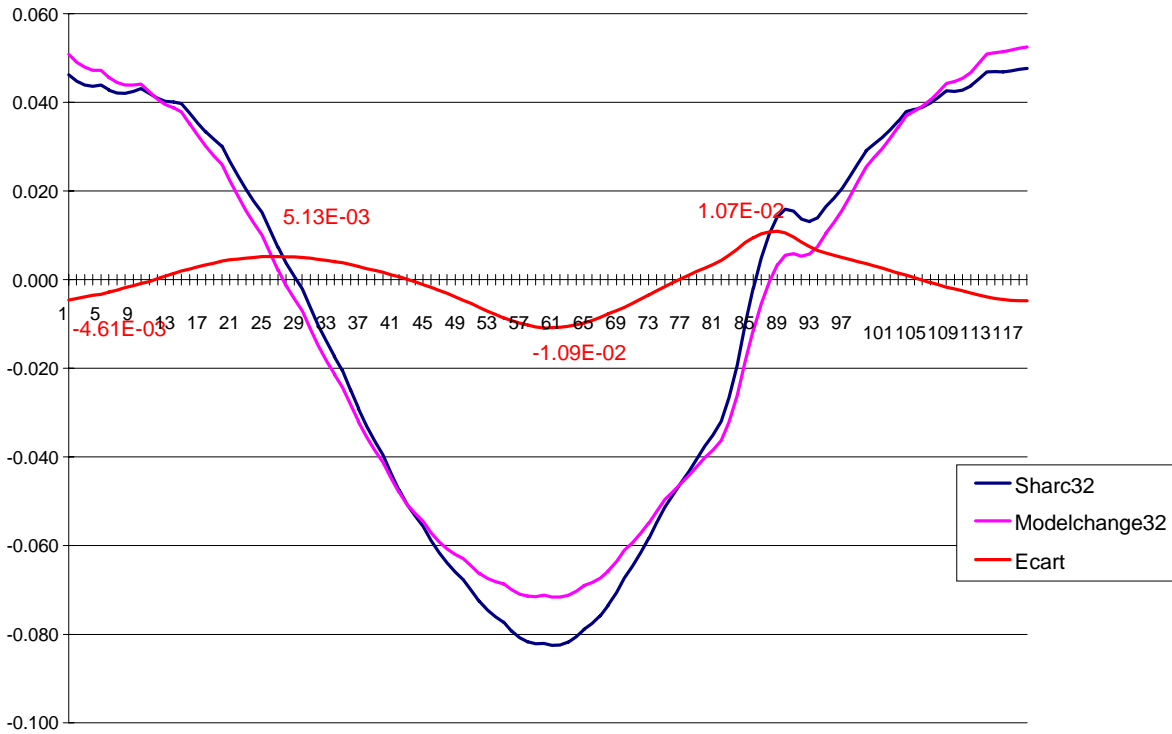


Figure 25 : écart de déplacement strate 1

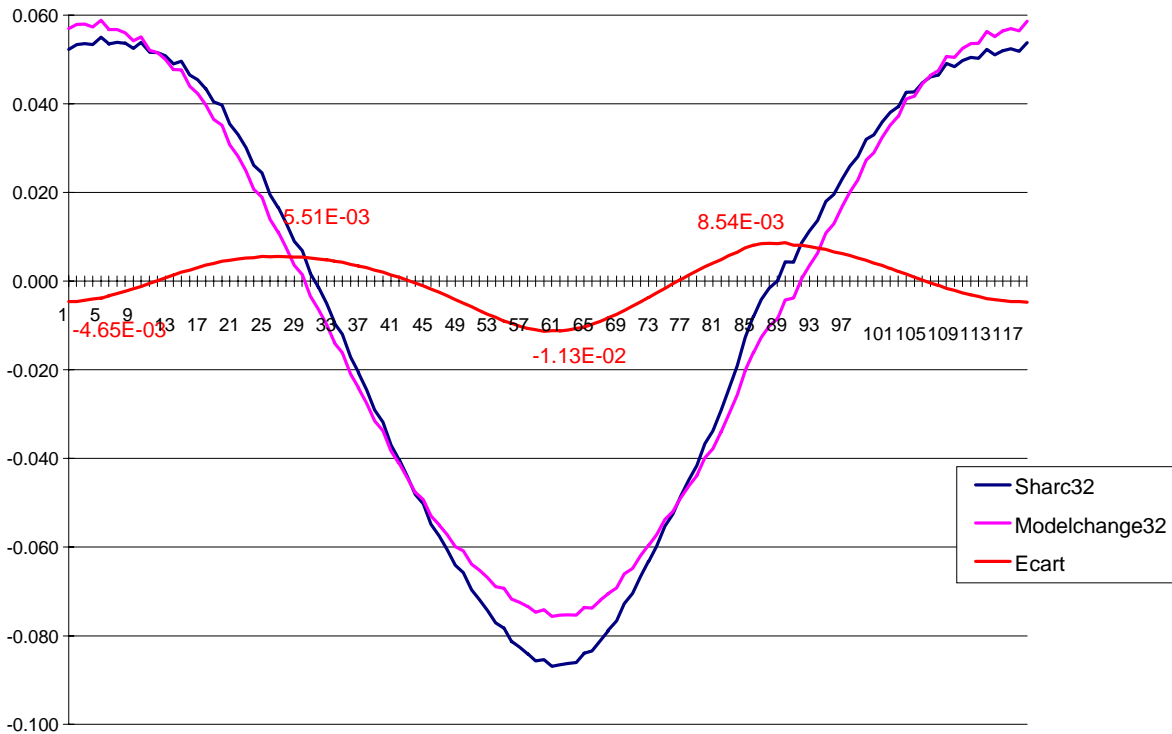


Figure 26 : écart de déplacement strate 6

Si l'on regarde de plus près, on se rend compte que les différences en terme de déplacement sont **relativement faibles**. En effet, elles oscillent dans une bande de **20 microns**, avec un maximum observé dans la zone la moins chargée.

En ce qui concerne les corps roulants les plus chargés, la différence est de 4-5 micron quelle que soit la strate. Cette valeur est cependant cohérente avec la loi des ressorts. En effet, **dans la zone 6000-7000 Newton, un déplacement d'un micron correspond à une augmentation de charge de 200 Newton. Par conséquent, la surcharge de 600 N sur les corps roulant les plus chargés traduit un déplacement de 3 microns sur l'extrémité du ressort.**

Les déplacements entre le haut et le bas de la bague (entre strate 1 et strate6) sont semblables pour les 2 modèles. On observe 10 microns de différence sur la zone 1, avec un déplacement plus important pour le bas de la bague. Il est aussi de 10 microns sur la gorge de lubrification - zone 4 -, mais avec cette fois ci un déplacement plus important pour le haut de la bague.

10.5.3.5.Etat de contrainte

Zone la plus chargée :

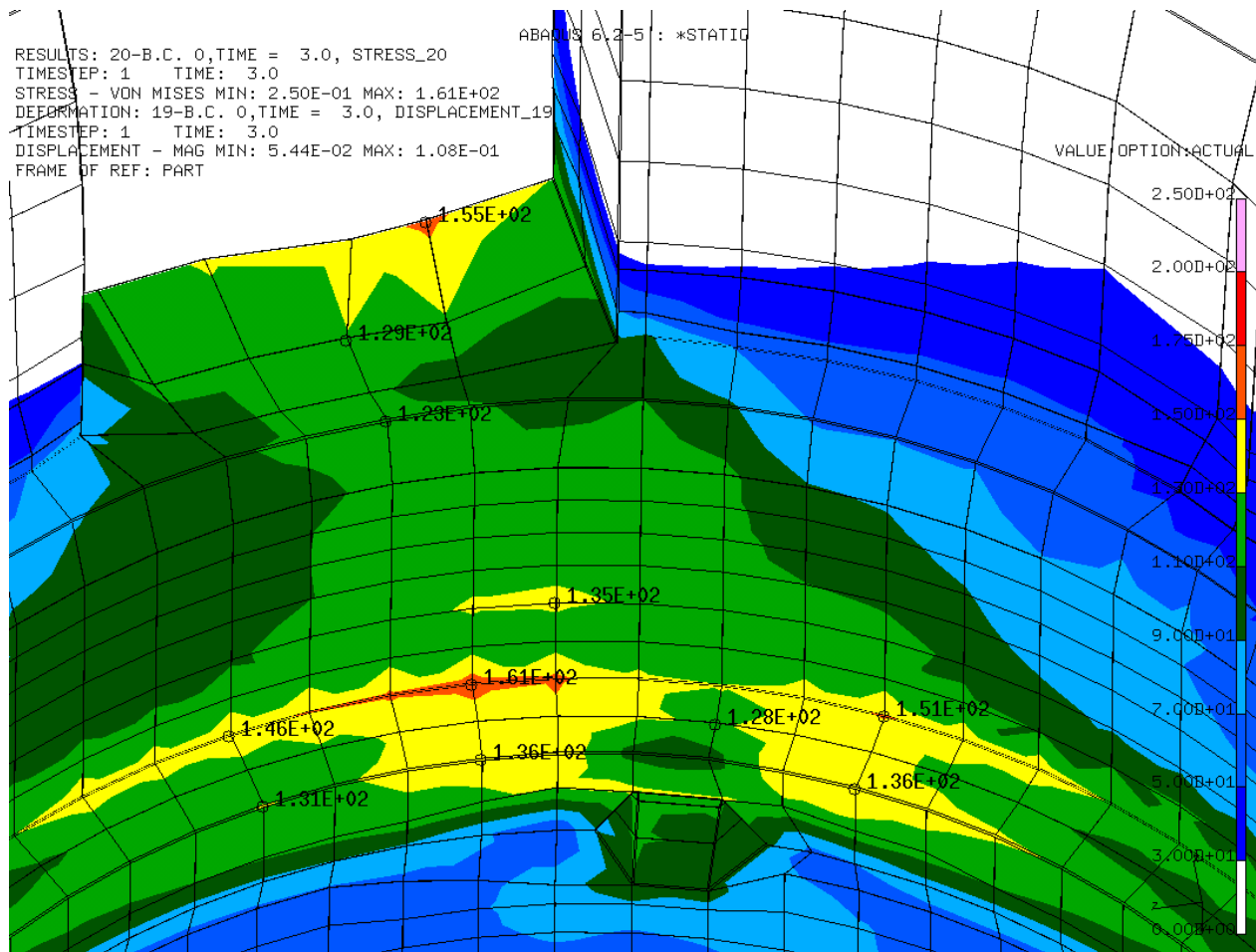


Figure 27 : modèle EF

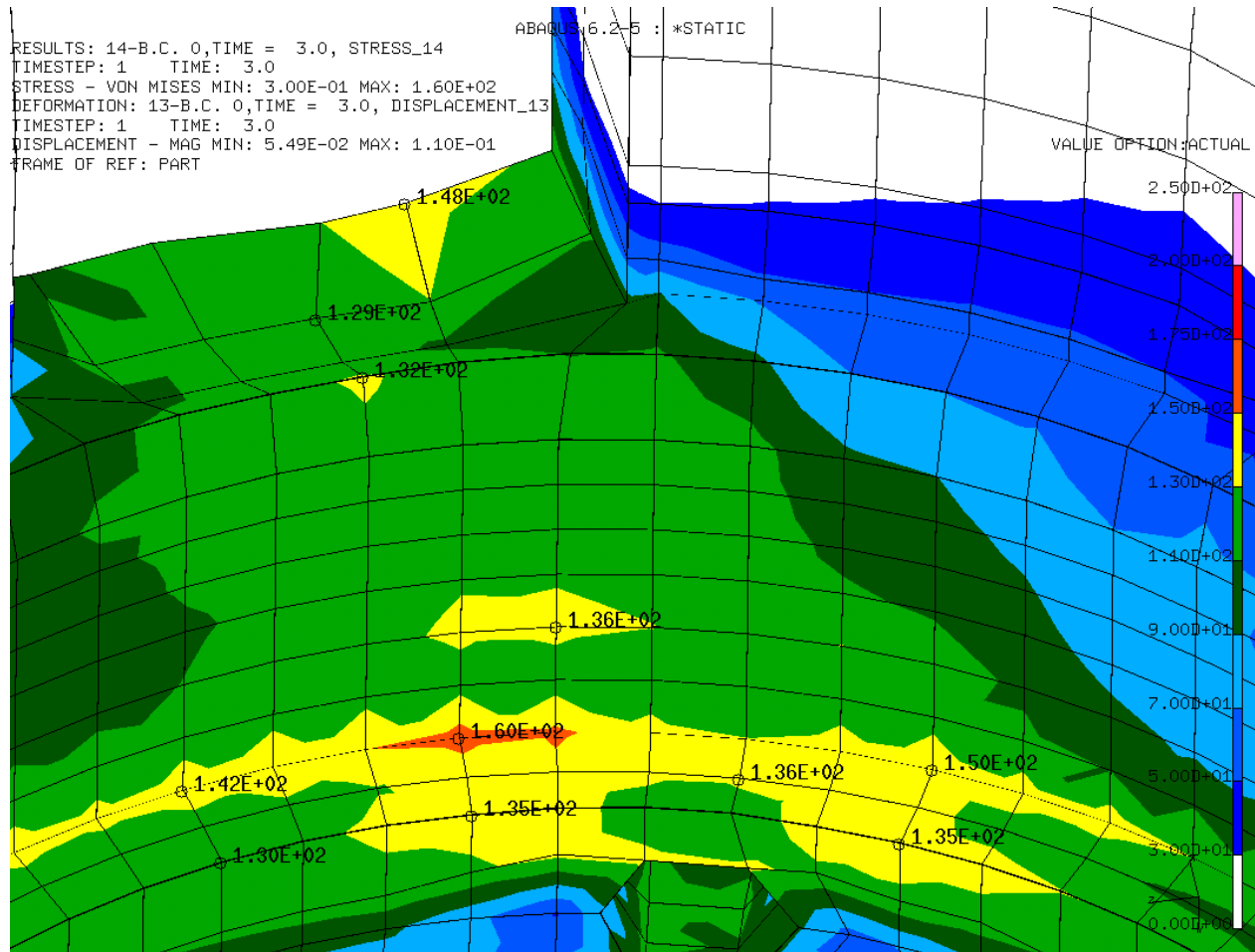


Figure 28 : calcul STANDARD

Malgré la différence relative des efforts observés entre le modèle EF et le calcul STANDARD (jusqu'à 10 %), les contraintes observées au niveau de la zone des corps roulants les plus chargés (**Figure 27** et **Figure 28**) sont assez similaires. En général, on obtient une **surcharge de 1 à 4 MPa** avec le modèle EF. Mais il y a aussi certaines zones qui ne suivent pas cette règle, par exemple la gorge du tachymètre.

On aurait pu s'attendre à trouver de plus fortes disparités entre le modèle EF et le calcul STANDARD dans cette zone où les corps roulants sont sensiblement plus chargés dans le premier cas. Il semblerait que la bague fasse office de filtre.

Pour conclure, dans cette zone le modèle EF se montre globalement plus sévère avec des valeurs ne dépassant pas 5 MPa. Ces modifications ne remettent pas en cause le calcul STANDARD.

Zone de la gorge de lubrification :

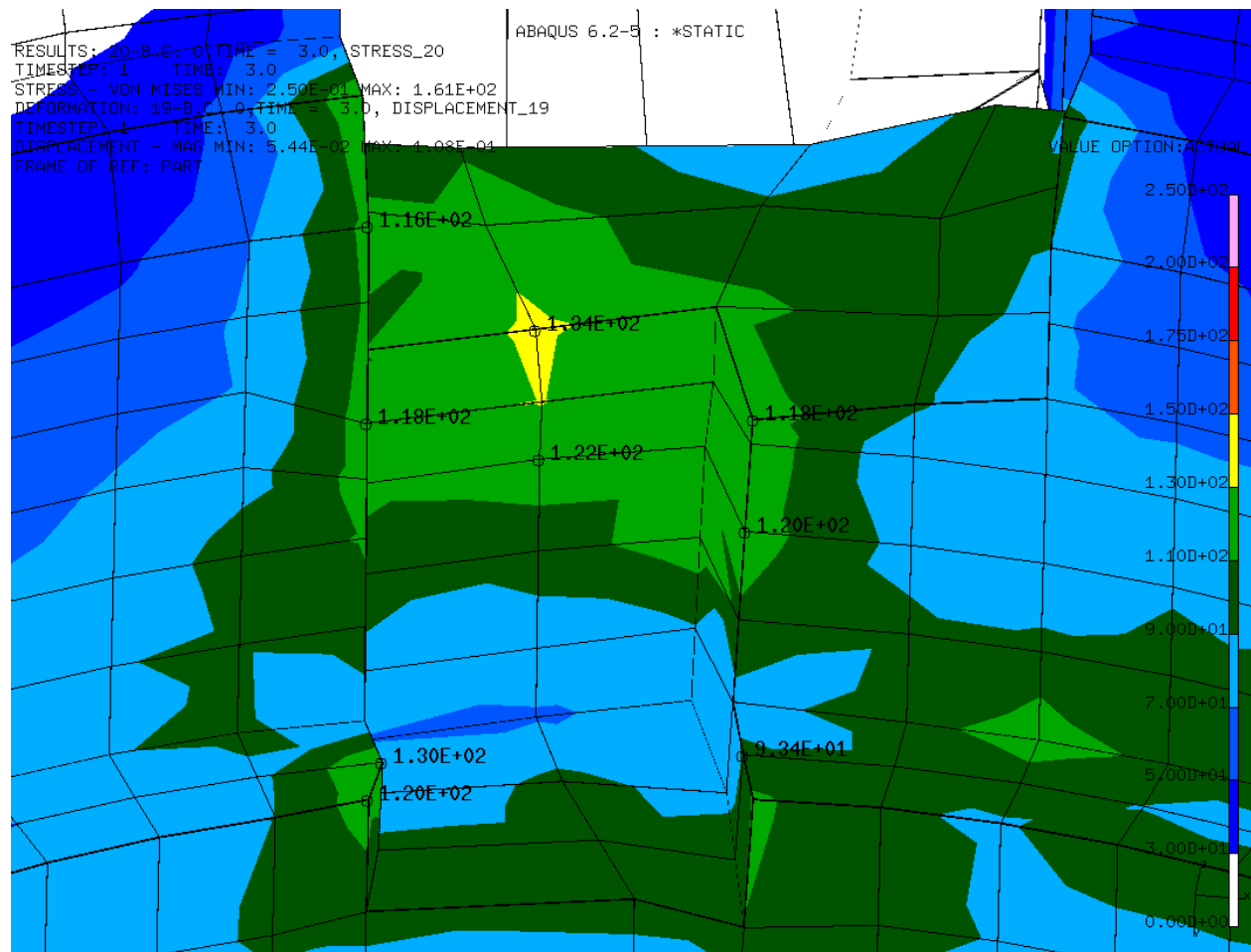


Figure 29 : gorge de lubrification calcul EF

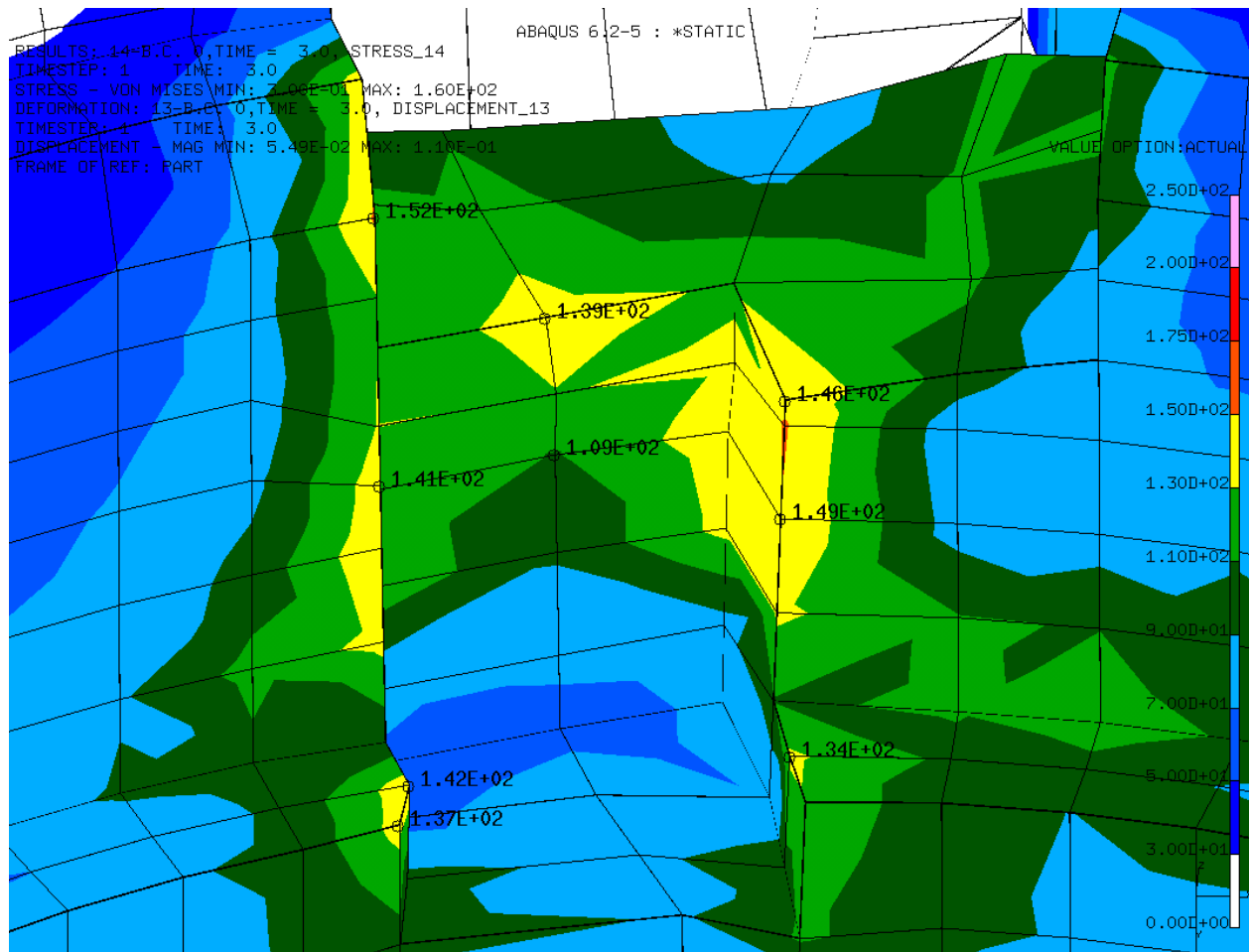
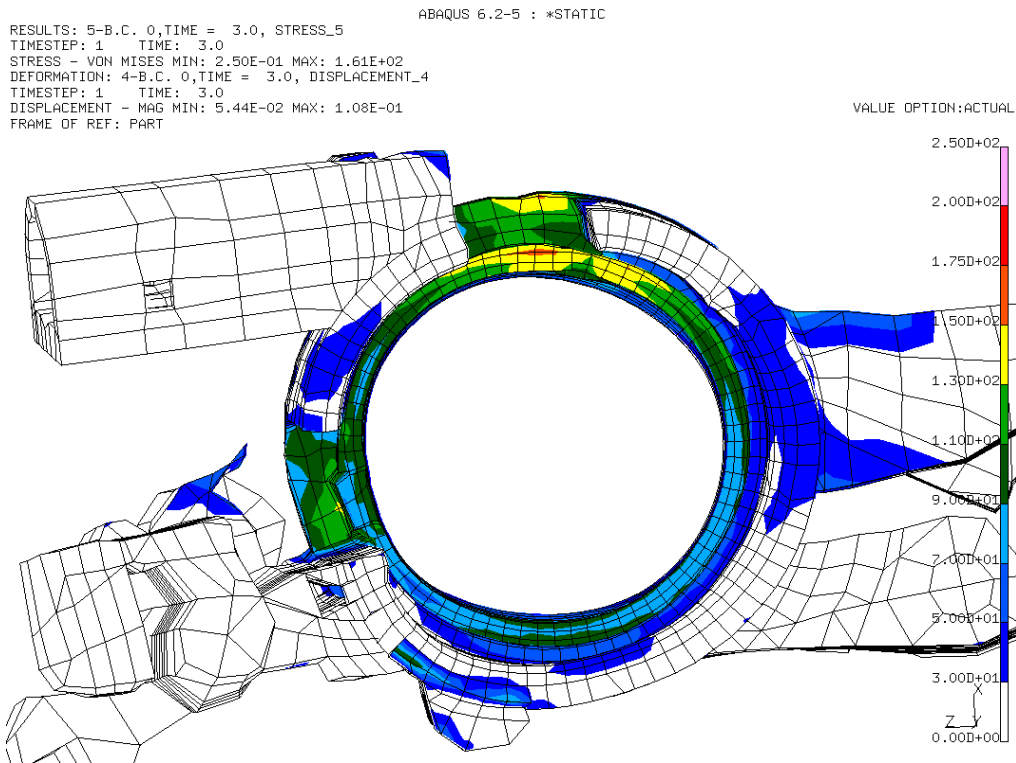
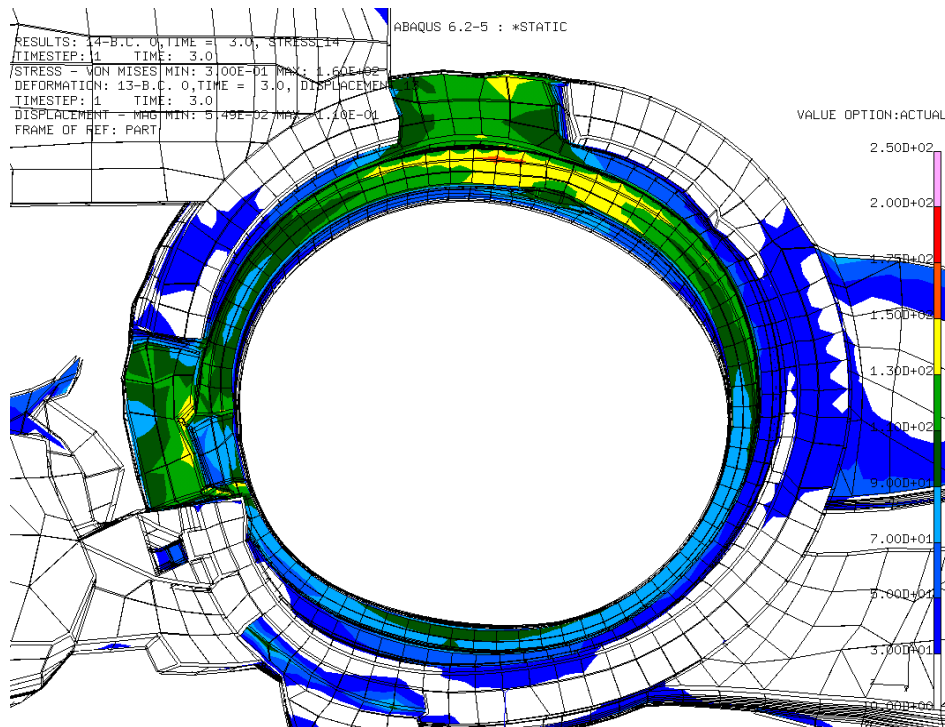


Figure 30 : gorge de lubrification calcul STANDARD

En ce qui concerne la gorge de lubrification, Les écarts en terme d'efforts par corps roulants sont aussi de l'ordre de 600 Newton (**Figure 21**), par contre, nous avons vu que ces écarts donnaient lieu à des différences de déplacements pouvant aller jusqu'à 10 microns.

Et cette fois, l'écart qui en résulte en terme de contraintes est beaucoup plus affirmé. En effet, le modèle STANDARD présente sur toutes les arêtes des risques de plastifications avec des contraintes de Von Mises pouvant monter jusqu'à 140 MPa alors que l'on reste à 120 avec le modèle EF.

D'une manière plus générale, le champ de contrainte obtenu avec le modèle EF est plus uniforme et moins sévère.

Forme générale :**Figure 31 : vue générale calcul EF****Figure 32 : vue générale calcul STANDARD**

Enfin la dernière chose que l'on peut remarquer, c'est la légère surcontrainte que l'on peut observer avec le modèle EF sur la **zone opposée au chargement**. Cela dit, ce phénomène ne présente pas d'intérêt particulier puisque les disparités en contraintes sont faibles et surtout en dessous du seuil de plasticité. (Cf. Annexe)

11. Conclusion générale

La première partie de l'étude nous a permis de développer un modèle de roulement EF dont la géométrie a été simplifiée de manière à l'alléger numériquement.

Le modèle RECALE a été construit de manière à reproduire le comportement expérimental en compression. Il permet de piloter le calcul en déplacement (utile pour le calage de la boîte), mais nécessite un travail préliminaire et des informations du constructeur.

Nous avons aussi développé un modèle muni d'une loi de HOUPERT, facile à générer, non exploitable en déplacement, mais dont le comportement en distribution des efforts s'est avéré très proche du modèle RECALE.

Certains paramètres du modèle n'ont pas été étudiés (finesse du maillage, impact de la distribution des efforts sur les DCOUP...), Cependant toutes les simulations visant à comparer des options ont été effectuées dans des conditions similaires (modèle identique, conditions limites identiques).

La deuxième partie de l'étude a abouti à l'élaboration d'un outil permettant de générer des modèles de roulements en fonction de paramètres géométriques. Cet outil s'est avéré indispensable pour la suite, afin de pouvoir créer plus rapidement les différents types de roulements. Le modèle généré possède par défaut une loi de HOUPERT. Une étape supplémentaire reste nécessaire pour le recalage.

La troisième partie consistait à mettre le modèle en situation. Le calcul a été effectué sur une boîte JRQ accouplée à un moteur F4R avec un chargement 1^{ère} tirage.

La procédure de mise en place des roulements a été écrite. Nous avons ensuite recensé les différents problèmes numériques liés à l'utilisation du modèle et tenté d'y apporter des solutions.

Les calculs ont mis en évidence la similitude des résultats obtenus avec les modèles RECALE et HOUPERT. Ceci nous a amenés à noter la suffisance du modèle HOUPERT pour l'étude de la tenue mécanique.

Enfin, nous avons pu comparer les résultats obtenus avec le modèle EF et le calcul SHARC=STANDARD. On a ainsi pu observer une modification sensible de la répartition des efforts par corps roulants (10%) ainsi qu'une modification locale du champ de contrainte.

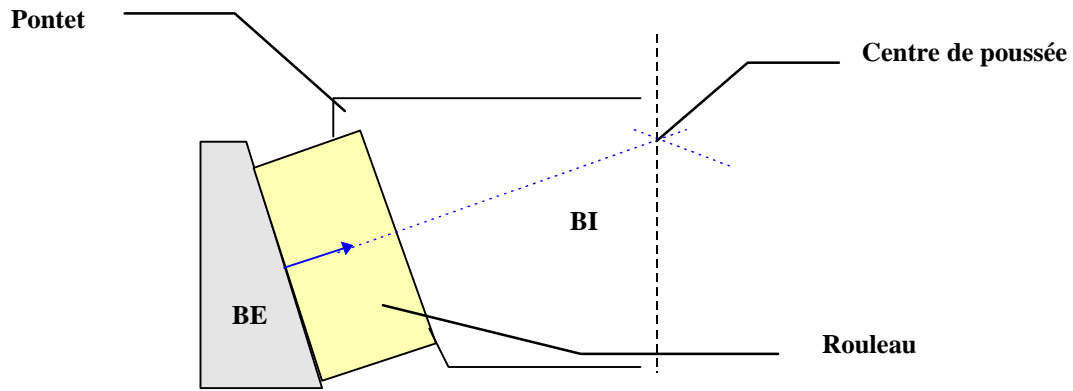
Pour finir, on peut affirmer que **le modèle ouvre de nouvelles perspectives dans le calcul de boîte** : la prise en compte de l'interaction carter/roulement modifie significativement les efforts par corps roulants. Cela entraîne par la même occasion une modification de leur durée de vie.

Bien entendu, il serait maintenant nécessaire d'effectuer d'autres calculs afin de tester le modèle sur différents paliers et en variant les chargement afin de nous faire une idée plus précise sur la portée de ces changements...

Equation 1 : compression des ressorts.....	12
Equation 2 : effort induit dans les ressorts.....	12
Equation 3 : limitations intrinsèques du modèle.....	16
Equation 4 : décomposition de l'effort radial.....	18
Equation 5 : efforts par corps roulants.....	18
Equation 6 : effort global.....	18
Equation 7 : répartition radiale.....	18
Equation 8 : répartition axiale.....	18
Equation 9 : loi de HOUPERT.....	20
Equation 10 : loi empirique pour le roulement.....	52
Figure 1 : carters de boîte JRQ.....	9
Figure 2 : carter CED de boîte JRQ.....	10
Figure 3 : premier modèle EF.....	11
Figure 4 : essai axial.....	13
Figure 5 : modèle EF avec manchon.....	14
Figure 6 : essai axial en conditions expérimentales.....	15
Figure 7 : modification du contact ressort/bague extérieure.....	17
Figure 8 : efforts par corps roulants théoriques.....	19
Figure 9 : répartition des efforts pour le cas de charge 1.....	21
Figure 10 : répartition des efforts pour le cas de charge 2.....	22
Figure 11 : répartition des efforts pour le cas de charge 3.....	23
Figure 12 : lois de comportement des ressorts.....	24
Figure 13 : HOUPERT TRANSLATEE.....	25
Figure 14 : déplacement radial.....	26
Figure 15 : déplacement axial.....	26
Figure 16 : essai axial.....	28
Figure 17 : influence du frettage sur les efforts par corps roulants.....	36
Figure 18 : palier 32.....	37
Figure 19 : déformations du STEP de frettage (déplacements x200).....	37
Figure 20 : répartition des efforts par corps roulants (palier 32).....	38
Figure 21 : écarts absolus dans la répartition des efforts (palier 32).....	38
Figure 22 : écarts absolus dans la répartition des efforts (bis).....	39
Figure 23 : déplacements palier 32, strate 1 (déplacements x200).....	40
Figure 24 : déplacements palier 32, strate 6 (déplacements x 200).....	40
Figure 25 : écart de déplacement strate 1.....	41
Figure 26 : écart de déplacement strate 6.....	41
Figure 27 : modèle EF.....	42
Figure 28 : calcul STANDARD.....	43
Figure 29 : gorge de lubrification calcul EF.....	44
Figure 30 : gorge de lubrification calcul STANDARD.....	45
Figure 31 : vue générale calcul EF.....	46
Figure 32 : vue générale calcul STANDARD.....	46
Tableau 1 : détermination de la loi de comportement des ressorts.....	12
Tableau 2 : calage de la loi de comportement.....	13
Tableau 3 : loi de comportement avec manchon.....	16
Tableau 4 : calage de la loi de comportement avec manchon & DCOUPS.....	17
Tableau 5 : essai combine théorique $F_a=7500$ $F_r=10000$, cf. Annexe : numérotation des corps roulants.....	19
Tableau 6 : confrontation pour le cas de charge 1.....	21
Tableau 7 : confrontation pour le cas de charge 2.....	22
Tableau 8 : confrontation pour le cas de charge 3.....	23
Tableau 9 : données du déplacement.....	25
Tableau 10 : répartition des efforts par corps roulants.....	27
Tableau 11 : déplacements du centre de poussée.....	27
Tableau 12 : déplacement théorique.....	27

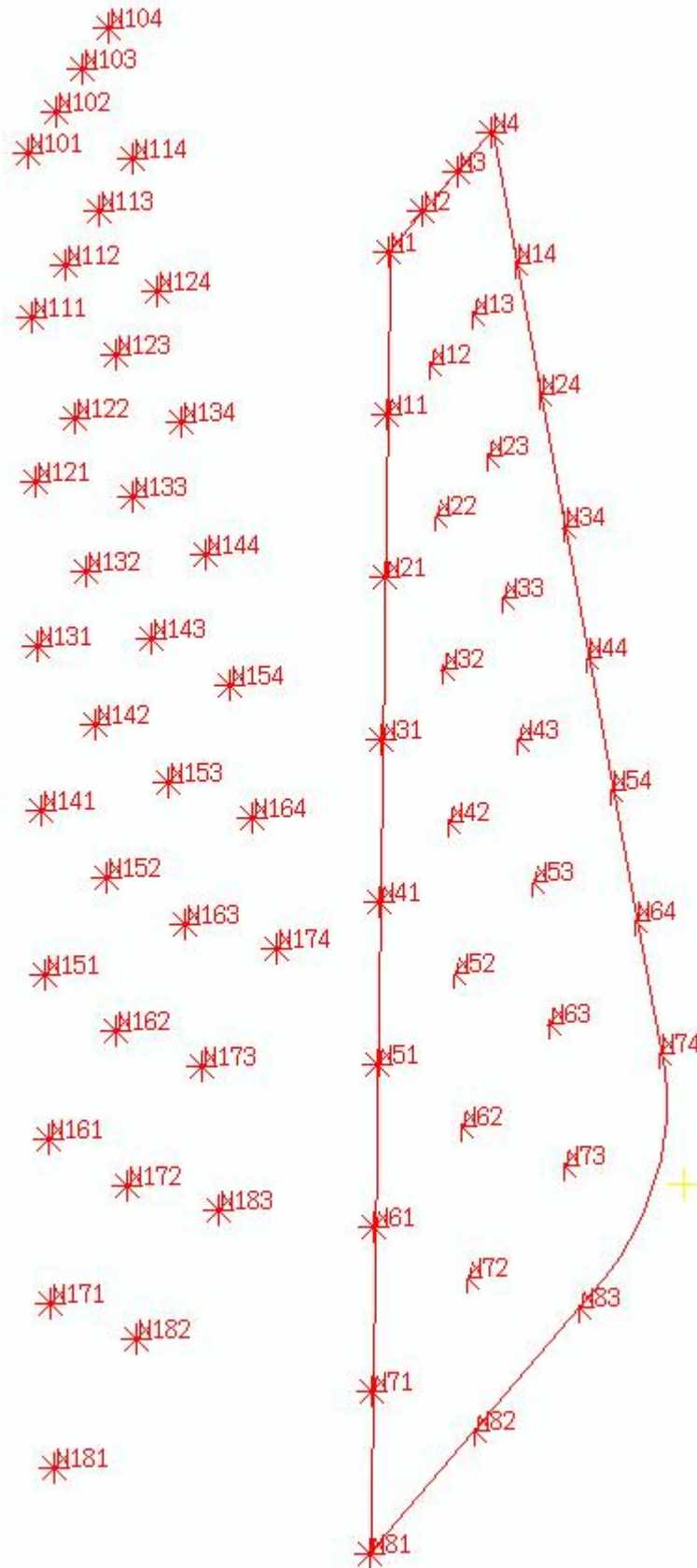
ANNEXE

Choix de la géométrie du roulement

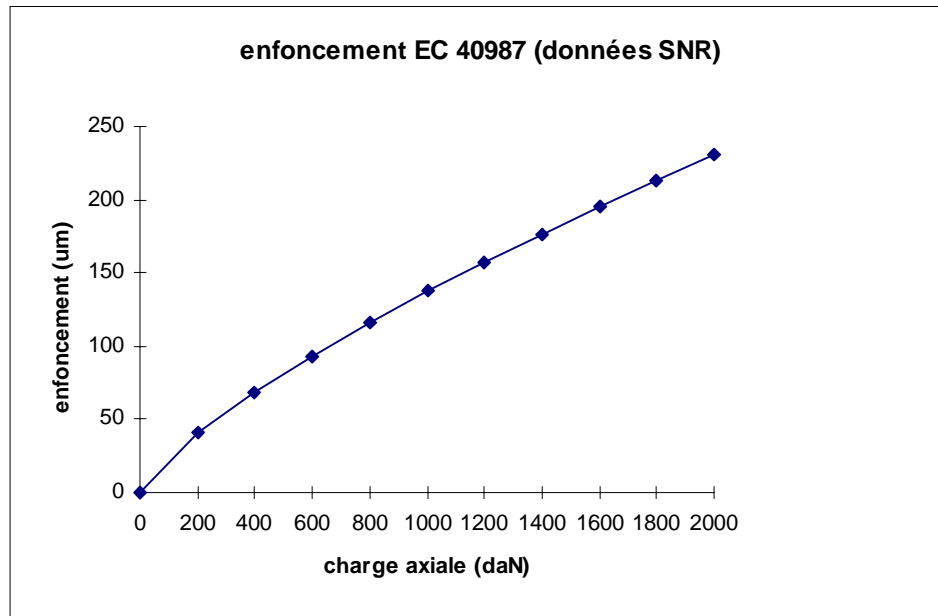


Dans les modèles « classiques » de roulement, on remplace les 3 contacts Rouleau/BE, Rouleau/BI et Rouleau/Pontet par une résultante perpendiculaire à la piste et ayant comme origine le milieu du corps roulant. On définit par la même occasion le centre de poussée (**cf. Schéma**).

Profil de génération de la bague



Courbe expérimentale pour le recalage du roulement



courbe expérimentale SNR

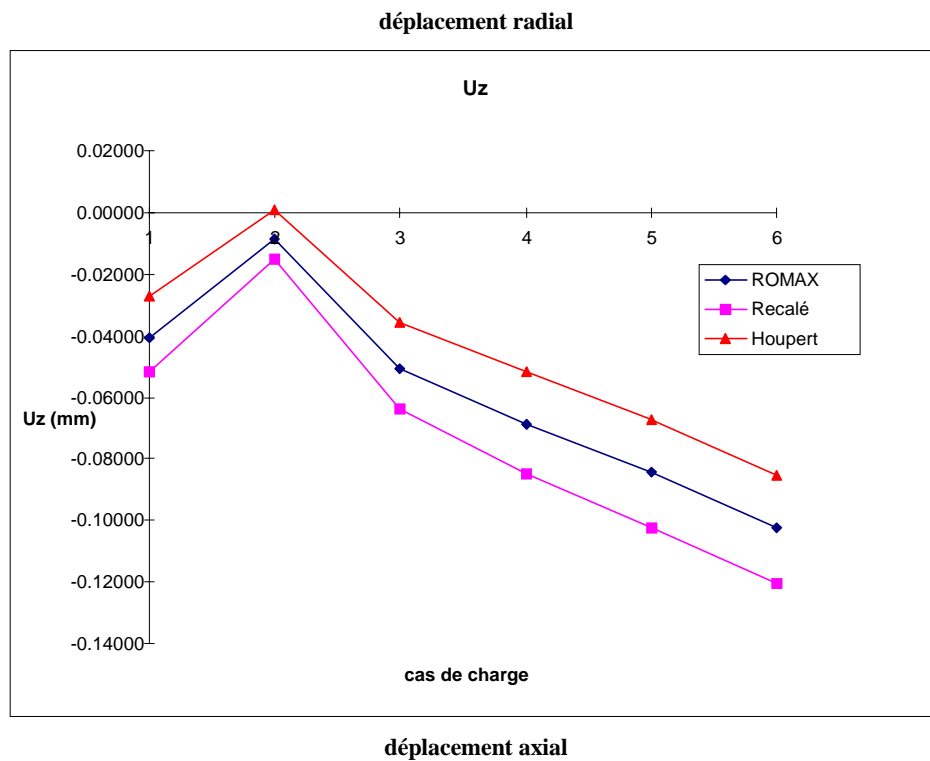
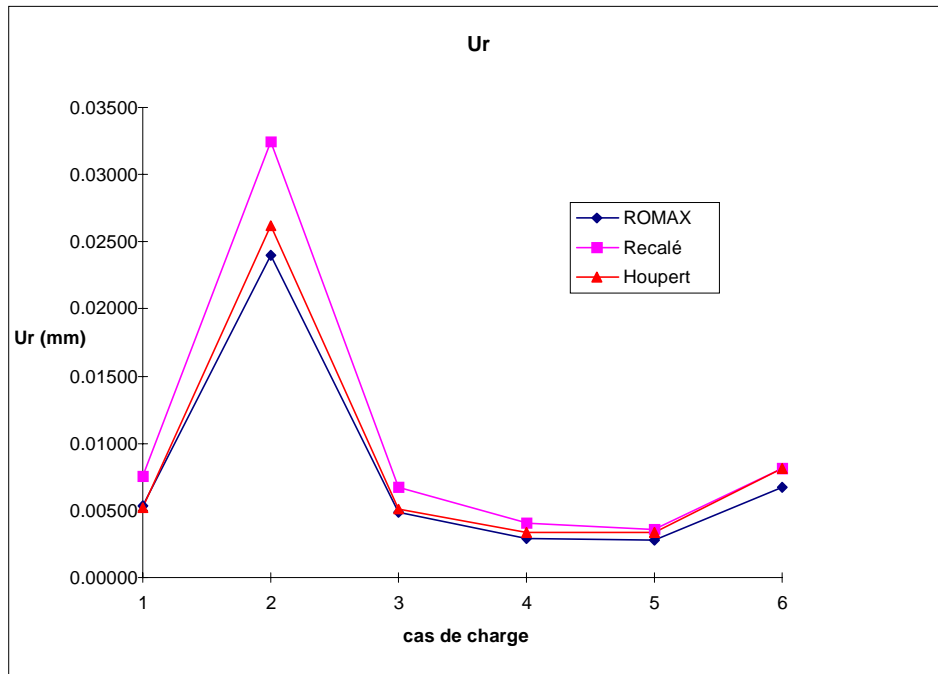
$$y = 0.7652 \times x^{0.7513}$$

Equation 10 : loi empirique pour le roulement

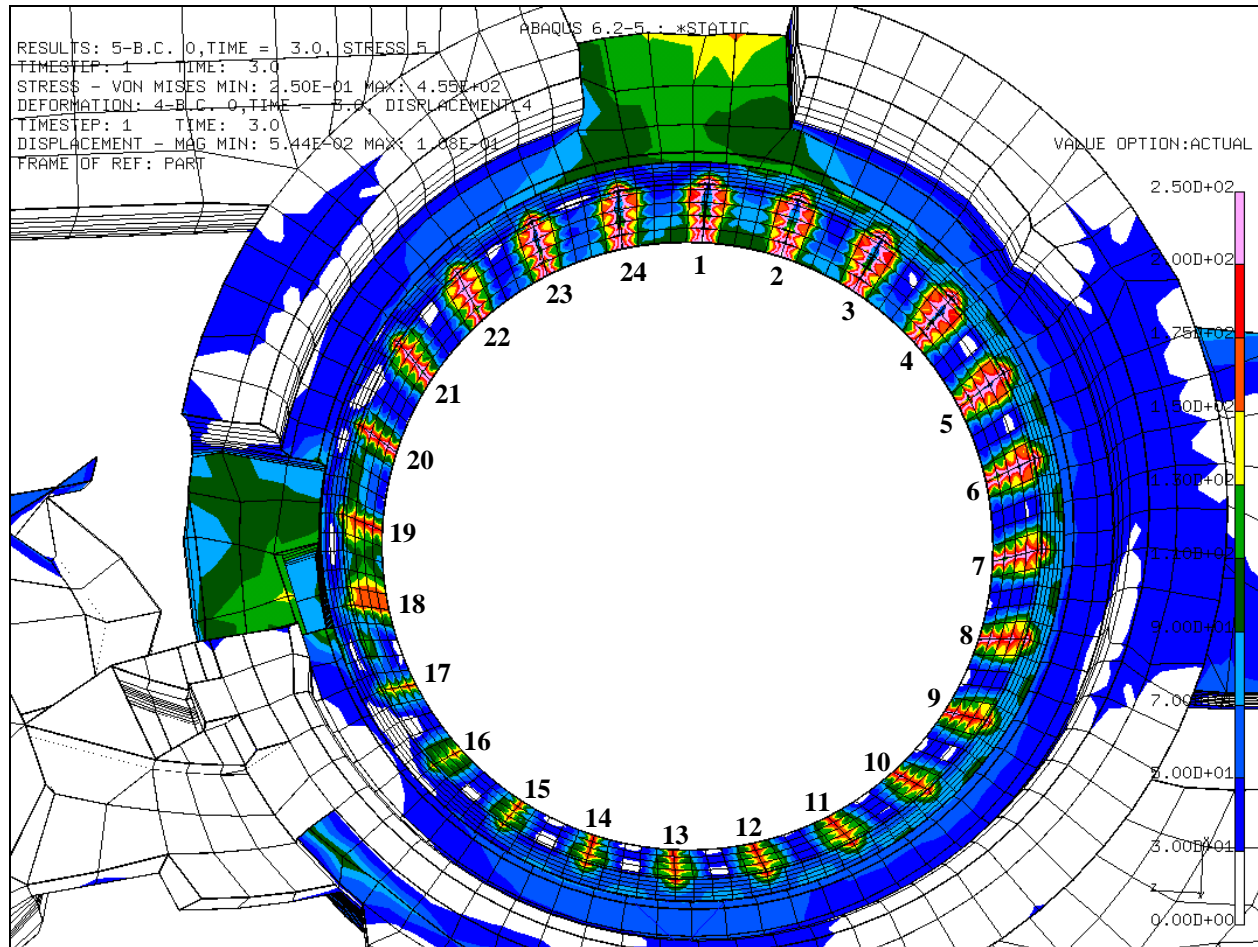
La loi empirique est en fait une régression effectuée sur les résultats d'essais avec une loi du type $y=a.x^n$.

Confrontation du modèle EF avec le logiciel ROMAX en déplacement

Difficile de conclure sur les résultats, mais pour l'instant on peut dire que ROMAX semble plus proche de HOUPERT pour les déplacements radiaux et plus proche du modèle RECALE pour les déplacements axiaux. Sans favoriser l'un des 2 modèles, il nous permet tout de même de penser que nous sommes dans les bons ordres de grandeur.

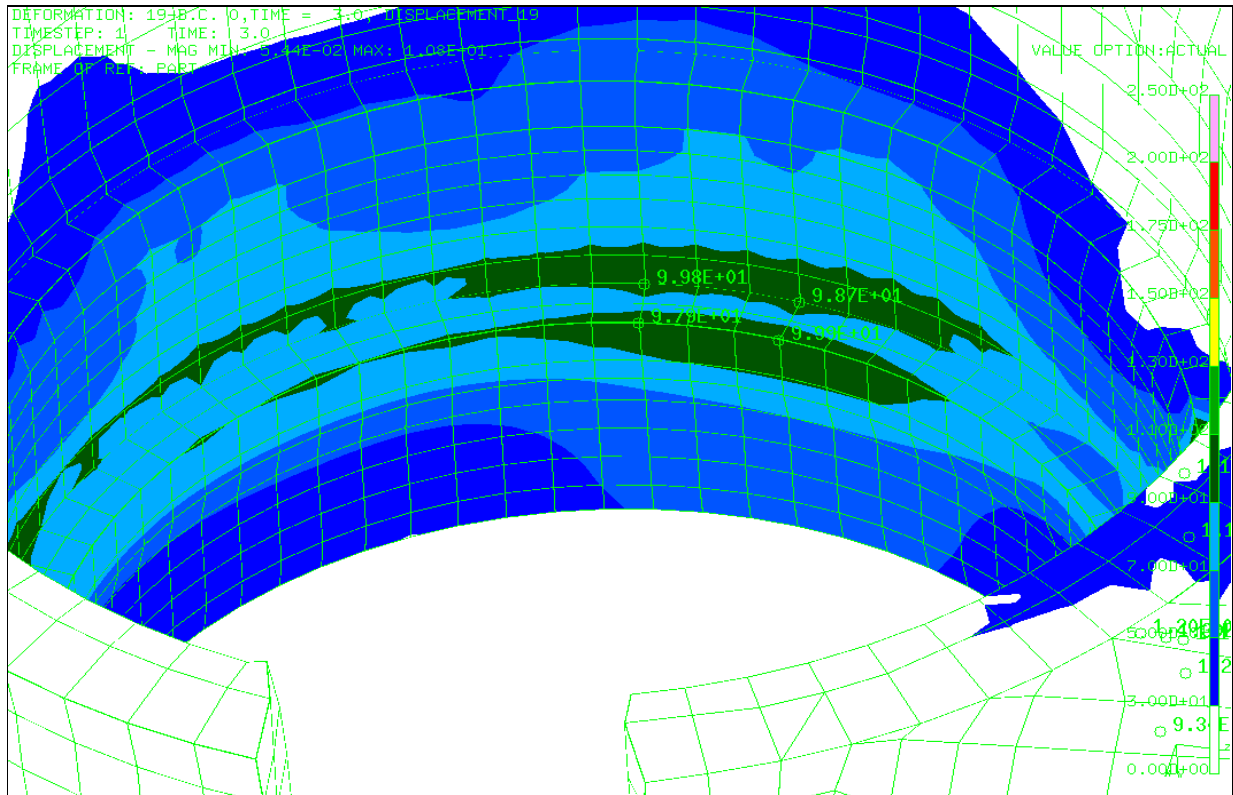


Numérotation des corps roulants

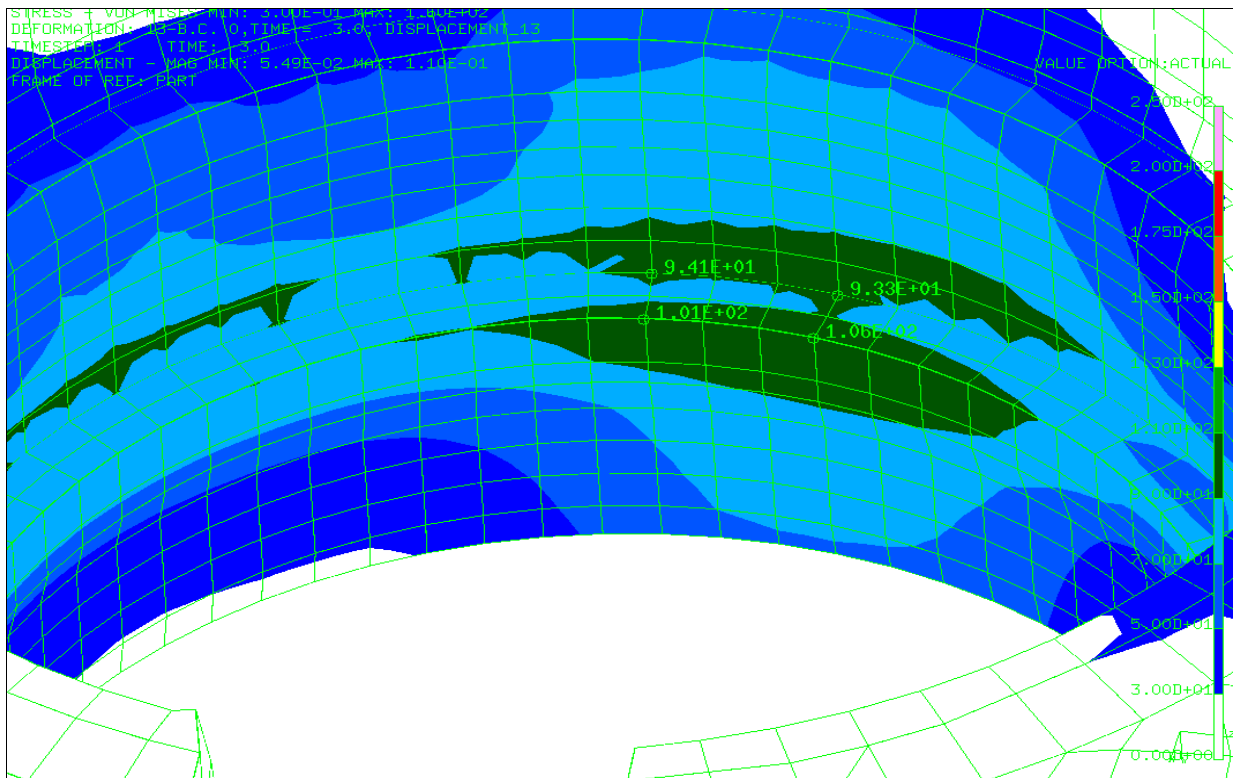


bague externe dans son logement (palier 32)

Zoom sur la zone opposée au chargement



modèle EF



modèle STANDARD

Durée de vie des roulements

La fatigue des roulements est un domaine qui fait encore l'objet de nombreuses études. Le modèle le plus souvent employé, bien que très simple, est celui de LUNDBERG et PALMGREN qui postule que la probabilité de survie d'un volume V est fonction du nombre de cycles N , de l'amplitude τ_0 de la contrainte orthogonale de cisaillement et de la profondeur Z_0 où le maxima d'amplitude est atteint :

$$\ln\left(\frac{1}{S}\right) \propto \tau_0^c \times N^e \times z_0^{-h} \times V$$

c , e et h sont des constantes expérimentales :

e : est proche de 1,5.

les valeurs typiques pour c et h sont 34/3 et 7/3.

Appliqué au cas du roulement conique, cette formule devient :

$$\ln\left(\frac{1}{S}\right) = cte \times Q^{\frac{c-h+1}{2}} \times N^e$$

avec Q : charge appliquée sur le corps roulant

Soit en fixant la probabilité de survie à 90% ($S=0.9$), on obtient le nombre de cycles correspondant :

$$N = cte \times \frac{1}{Q^p}$$

$$p = \frac{c-h+1}{2.e}$$

exemple : **influence d'une augmentation de charge de 10%**.

$$N' = cte \times \frac{1}{(1,1 \times Q)^p} = cte \times \frac{1}{1,1^p} \times \frac{1}{Q^p} = \underbrace{\left(\frac{1}{1,1}\right)^p}_{0.73} \times N$$

On constate donc une **réduction d'1/4 de la durée de vie**.

Remarque : Ce traitement correspond à un essai statique sur un corps roulant...il est évident qu'il ne correspond pas aux conditions réelles de fonctionnement du roulement.

Loi de comportement de HOUPERT

...

'comportement des ressorts

```
ActiveCell.Offset(0, 0).Value = "***"
ActiveCell.Offset(1, 0).Value = "***"
ActiveCell.Offset(2, 0).Value = "*****LOI DE COMPORTEMENT*****"
ActiveCell.Offset(3, 0).Value = "**SPRING, ELSET=GROUPE_RESSORT_R" & rn & ", NONLINEAR"
ActiveCell.Offset(5, 0).Select
```

sigmax = 4000 contrainte max. admissible par le contact rouleau/piste σ_{\max}

$$v = (Zp * \tan(\alpha) + Rmin) * \cos(\alpha) ^ 2$$

$$q_{\max} = 3.1415 ^ 2 * sigmax ^ 2 / 4 * (3.35 * 0.001) ^ 2 * \text{Abs}(Lr) / (2 / Dr + 1 / (v - Dr * \cos(\alpha)))$$

calcul de la charge correspondante a la contrainte max.

$$Q_{\max} = \frac{(3,35 \cdot 10^{-3} \cdot \pi \cdot \sigma_{\max})^2}{4} \times \frac{|L_r|}{\frac{2}{D_r} + \frac{1}{v - D_r \cdot \cos(\alpha)}}$$

```
Sheets("paramètres").Select
Range("H16").Value = qmax
Sheets("input").Select
```

```
For i = 0 To 9
ActiveCell.Offset(i, 0) =
-qmax / 2 ^ (i - 1) & ", " & -(qmax / 2 ^ (i - 1)) / (6.39 * 10 ^ 10 * Abs(Lr * 0.001) ^ 0.991 * (Dr * 0.001) ^
0.01034) ^ (1 / 1.1) * 1000
Next i
```

loi effort/déplacement de HOUPERT (10 points):

effort : $\frac{Q_{\max}}{2^{i-1}}$ déplacement correspondant : $\frac{\frac{Q_{\max}}{2^{i-1}}}{(6,39 \cdot 10^{10} \cdot |L_r| \cdot 0,991 \cdot D_r^{0,01034})^{1/1,1}}$

```
ActiveCell.Offset(10, 0) = 0 & ", " & 0
ActiveCell.Offset(11, 0) = 150 & ", " & 0.5
```

....

Pour la formule de Q_{\max} cf. Rolling Bearing Analysis (ch 5) HARRIS 1984

Macro Excel

```

Function ar(x) As Double
ar = Application.Round(x, 6)
End Function
'
Sub macro()
'-----
' NETTOYAGE DE LA FEUILLE
'-----
'
    Sheets("input").Select
    Cells.Select
    Selection.ClearContents
'-----
' CREATION DES VARIABLES VISUAL
'-----
'
    Sheets("parametres").Select
    sens = Range("C21")
    alpha = Range("C3") * 3.141592654 / 180 * sens
    Rext = Range("C4")
    Rmin = Range("C5")
    N = Range("C6")
    Zp = Range("C7") * sens
    h = Range("C10") * sens
    Lr = Range("C11") * sens
    Dr = Range("C12")
    Ev = Range("C8")
    Ee = Range("C9")
    p = Ev + 1
    q = Ee + 1
    k = Range("C20")
    ofe = Range("C24")
    ofn = Range("C25")
'
    Xo = Range("C16")
    Yo = Range("C18")
    Zo = Range("C17")
    theta = Range("C13") * 3.141592654 / 180
    rn = Range("C23")
'-----
' CREATION DES NOEUDS DU PROFILE
'-----
'
'Centre de poussée
'
    Sheets("input").Select
    Range("A1").Select
    ActiveCell.Offset(0, 0).Value = "*****CREATION DES NOEUDS*****"
    ActiveCell.Offset(1, 0).Value = "***"
    ActiveCell.Offset(2, 0).Value = "***"
    ActiveCell.Offset(3, 0).Value = "*NODE, NSET=CENTRE_POUSSEE_R" & rn
    ActiveCell.Offset(4, 0).Value = 100 * k * N + 1 + ofn & ", " & Xo & ", " & Zp + Yo & ", " & Zo

```

```

ActiveCell.Offset(5, 0).Value = "***"
ActiveCell.Offset(6, 0).Value = "***"
,
'contours
' ActiveCell.Offset(2, 0).Value = " , " & Round(((Rmin + h * Tan(alpha)) * Cos(theta) + Xo), 4)
,
ActiveCell.Offset(6, 0).Select
ActiveCell.Offset(1, 0).Value = "*NODE, NSET=REFERENCES_R" & rn
ActiveCell.Offset(2, 0).Value = (1 + ofn) & " , " & ar((Rmin + h * Tan(alpha)) * Cos(theta) + Xo) & " , " & h +
Yo_
& " , " & ar((Rmin + h * Tan(alpha)) * Sin(theta) + Zo)
ActiveCell.Offset(3, 0).Value = p + ofn & " , " & ar(Rmin * Cos(theta) + Xo) & " , " & Yo & " , " & ar(Rmin *
Sin(theta) + Zo)
ActiveCell.Offset(4, 0).Value = 10 * (q - 1) + 1 + ofn & " , " & ar(Rext * Cos(theta) + Xo) & " , " & h + Yo & " ,
" & ar(Rext * Sin(theta) + Zo)
ActiveCell.Offset(5, 0).Value = 10 * (q - 1) + p + ofn & " , " & ar(Rext * Cos(theta) + Xo) & " , " & Yo & " , " &
ar(Rext * Sin(theta) + Zo)
,
'extrémités du corps roulant
,
ActiveCell.Offset(5, 0).Select
v = (Zp * Tan(alpha) + Rmin) * Cos(alpha) ^ 2
w = Zp - Sin(alpha) * Cos(alpha) * (Zp * Tan(alpha) + Rmin)
ActiveCell.Offset(1, 0).Value = 2 + ofn & " , " & ar((v + Lr / 2 * Sin(alpha)) * Cos(theta) + Xo) _
& " , " & ar(w + Lr / 2 * Cos(alpha) + Yo) & " , " & ar((v + Lr / 2 * Sin(alpha)) * Sin(theta) + Zo)
ActiveCell.Offset(2, 0).Value = p - 1 + ofn & " , " & ar((v - Lr / 2 * Sin(alpha)) * Cos(theta) + Xo) _
& " , " & ar(w - Lr / 2 * Cos(alpha) + Yo) & " , " & ar((v - Lr / 2 * Sin(alpha)) * Sin(theta) + Zo)
,
'centre du corps roulant
,
ActiveCell.Offset(2, 0).Select
ActiveCell.Offset(1, 0).Value = "*NODE, NSET=MAITRES_R" & rn
ActiveCell.Offset(2, 0).Value = 100 + ofn & " , " & ar(v * Cos(theta) + Xo) & " , " & ar(w + Yo) & " , " & ar(v *
Sin(theta) + Zo)
,
'maillage des segments
,
ActiveCell.Offset(3, 0).Select
ActiveCell.Offset(0, 0).Value = "*NGEN, NSET=EDGE_IN_R" & rn
ActiveCell.Offset(1, 0).Value = 2 + ofn & " , " & p - 1 + ofn & " , " & 1
ActiveCell.Offset(2, 0).Value = "*NGEN, NSET=EDGE_D_R" & rn
ActiveCell.Offset(3, 0).Value = 10 * (q - 1) + 1 + ofn & " , " & 10 * (q - 1) + p + ofn & " , " & 1
,
'réunion du segment gauche
,
ActiveCell.Offset(4, 0).Select
ActiveCell.Offset(0, 0).Value = "*NSET, NSET=EDGE_G_R" & rn
ActiveCell.Offset(1, 0).Value = 1 + ofn & " , " & p + ofn & " , "
ActiveCell.Offset(2, 0).Value = "EDGE_IN_R" & rn & " , "
,
'remplissage' du profile
,
ActiveCell.Offset(3, 0).Select
ActiveCell.Offset(0, 0) = "*NFILL, NSET=SECTION_R" & rn
ActiveCell.Offset(1, 0) = "EDGE_G_R" & rn & " , " & "EDGE_D_R" & rn & " , " & q - 1 & " , " & 10
'-----
' COPIE DU PROFILE
'-----

```

```

,
'nombre de copies
,
    ActiveCell.Offset(2, 0).Select
    ActiveCell.Offset(0, 0).Value = "*NCPY, OLDSET=SECTION_R" & rn & ", CHANGE NUMBER=100,
SHIFT, MULTIPLE=" & k * N - 1
,
'translation
,
    ActiveCell.Offset(1, 0).Value = 0 & " , " & 0 & " , " & 0
,
'axe de rotation angle entre chaque copie
,
    ActiveCell.Offset(2, 0).Value = Xo & " , " & Yo & " , " & Zo & " , " & Xo & " , " & Yo + 1 & " , " & Zo _
& " , " & sens * 360 / (k * N)
,
-----
' COPIE DES NOEUDS MAITRES DES DCOUPS
-----
,
'nombre de copies
,
    ActiveCell.Offset(3, 0).Select
    ActiveCell.Offset(0, 0).Value = "*NCPY, OLDSET=MAITRES_R" & rn & ", CHANGE NUMBER=" & k *
100 & " , SHIFT, MULTIPLE=" & N - 1
,
'translation
,
    ActiveCell.Offset(1, 0).Value = 0 & " , " & 0 & " , " & 0
,
'axe de rotation angle entre chaque copie
,
    ActiveCell.Offset(2, 0).Value = Xo & " , " & Yo & " , " & Zo & " , " & Xo & " , " & Yo + 1 & " , " & Zo _
& " , " & sens * 360 / N
,
-----
' COPIE DES ELEMENTS
-----
,
'création du premier élément
,
    ActiveCell.Offset(3, 0).Select
    ActiveCell.Offset(0, 0).Value = "***"
    ActiveCell.Offset(1, 0).Value = "***"
    ActiveCell.Offset(2, 0).Value = "*****CREATION DES
ELEMENTS*****"
    ActiveCell.Offset(3, 0).Value = "*ELEMENT, TYPE=C3D8"
    ActiveCell.Offset(4, 0).Value = 1 + ofe & " , " & 101 + ofn & " , " & 1 + ofn & " , " & 2 + ofn & " , " & 102 + ofn
& _
" , " & 111 + ofn & " , " & 11 + ofn & " , " & 12 + ofn & " , " & 112 + ofn
,
'copie de l'élément pour les q-1 premières couches
,
    ActiveCell.Offset(4, 0).Select
    ActiveCell.Offset(1, 0).Value = "*ELGEN, ELSET=ELEM_1_R" & rn
    ActiveCell.Offset(2, 0).Value = 1 + ofe & " , " & p - 1 & " , " & 1 & " , " & 1 & " , " & q - 2 & " , " & 10 & " , " &
(p - 1) * k * N _
& " , " & k * N - 1 & " , " & 100 & " , " & p - 1

```

'élément de dernière couche

```
ActiveCell.Offset(2, 0).Select
ActiveCell.Offset(1, 0).Value = "*ELEMENT, TYPE=C3D8"
ActiveCell.Offset(2, 0).Value = (q - 2) * k * N * (p - 1) + 1 + ofe & " , " & 10 * (q - 2) + 101 + ofn & " , " _
& 10 * (q - 2) + 1 + ofn & " , " & 10 * (q - 2) + 2 + ofn & " , " & 10 * (q - 2) + 102 + ofn & " , " & 10 * (q - 1) +
101 + ofn _
& " , " & 10 * (q - 1) + 1 + ofn & " , " & 10 * (q - 1) + 2 + ofn & " , " & 10 * (q - 1) + 102 + ofn
```

'copie éléments de dernière couche

```
ActiveCell.Offset(2, 0).Select
ActiveCell.Offset(1, 0).Value = "*ELGEN, ELSET=ELEM_2_R" & rn
ActiveCell.Offset(2, 0).Value = (q - 2) * k * N * (p - 1) + 1 + ofe & " , " & p - 2 & " , " & 1 & " , " & 1 & " , " & k
* N - 1 & " , " _
& 100 & " , " & p - 1
```

'élément du chanfrein

```
ActiveCell.Offset(2, 0).Select
ActiveCell.Offset(1, 0).Value = "*ELEMENT, TYPE=C3D6"
ActiveCell.Offset(2, 0).Value = (q - 2) * k * N * (p - 1) + p - 1 + ofe & " , " & 10 * (q - 1) + p - 1 + 100 + ofn & "
" _
& 10 * (q - 2) + p - 1 + 100 + ofn & " , " & 10 * (q - 2) + p + 100 + ofn & " , " & 10 * (q - 1) + p - 1 + ofn & " , "
& _
10 * (q - 2) + p - 1 + ofn & " , " & 10 * (q - 2) + p + ofn
```

'copie de l'élément du chanfrein

```
ActiveCell.Offset(2, 0).Select
ActiveCell.Offset(1, 0).Value = "*ELGEN, ELSET=ELEM_3_R" & rn
ActiveCell.Offset(2, 0).Value = (q - 2) * k * N * (p - 1) + p - 1 + ofe & " , " & k * N - 1 & " , " & 100 & " , " & p -
1
ActiveCell.Offset(3, 0).Select
```

' ELEMENTS DE FERMETURE

'création du premier élément de fermeture

```
ActiveCell.Offset(0, 0).Value = "***"
ActiveCell.Offset(1, 0).Value = "***"
ActiveCell.Offset(2, 0).Value = "*****ELEMENTS DE FERMETURE*****"
ActiveCell.Offset(3, 0).Value = "*ELEMENT, TYPE=C3D8"
ActiveCell.Offset(4, 0).Value = (k * N - 1) * (p - 1) + 1 + ofe & " , " & 1 + ofn & " , " & 1 + 100 * (k * N - 1) +
ofn & " , " & _
2 + 100 * (k * N - 1) + ofn & " , " & 2 + ofn & " , " & 11 + ofn & " , " & 11 + 100 * (k * N - 1) + ofn & " , " & 12
+ 100 * (k * N - 1) _
+ ofn & " , " & 12 + ofn
```

'copie de l'élément de fermeture pour les q-1 premières couches

```
ActiveCell.Offset(4, 0).Select
ActiveCell.Offset(1, 0).Value = "*ELGEN, ELSET=ELEM_4_R" & rn
```

```
ActiveCell.Offset(2, 0).Value = (k * N - 1) * (p - 1) + 1 + ofe & ", " & p - 1 & ", " & 1 & ", " & 1 & ", " & q - 2
& ", " & 10 & ", " & (p - 1) * k * N
```

```
'élément de fermeture de la dernière couche
```

```
ActiveCell.Offset(2, 0).Select
ActiveCell.Offset(1, 0).Value = "*ELEMENT, TYPE=C3D8"
ActiveCell.Offset(2, 0).Value = (q - 2) * k * N * (p - 1) + (k * N - 1) * (p - 1) + 1 + ofe & ", " & 10 * (q - 2) + 1 +
ofn _
& ", " & 10 * (q - 2) + 1 + 100 * (k * N - 1) + ofn & ", " & 10 * (q - 2) + 2 + 100 * (k * N - 1) + ofn & ", " _
& 10 * (q - 2) + 2 + ofn & ", " & 10 * (q - 1) + 1 + ofn & ", " & 10 * (q - 1) + 1 + 100 * (k * N - 1) + ofn & ", "
_
& 10 * (q - 1) + 2 + 100 * (k * N - 1) + ofn & ", " & 10 * (q - 1) + 2 + ofn
```

```
'copie éléments de dernière couche
```

```
ActiveCell.Offset(2, 0).Select
ActiveCell.Offset(1, 0).Value = "*ELGEN, ELSET=ELEM_5_R" & rn
ActiveCell.Offset(2, 0).Value = (q - 2) * k * N * (p - 1) + (k * N - 1) * (p - 1) + 1 + ofe & ", " & p - 2 & ", " & 1 &
", " & 1
```

```
'élément de fermeture du COIN
```

```
ActiveCell.Offset(2, 0).Select
ActiveCell.Offset(1, 0).Value = "*ELEMENT, TYPE=C3D6, ELSET=ELEM_6_R" & rn
ActiveCell.Offset(2, 0).Value = (q - 1) * k * N * (p - 1) + ofe & ", " & 10 * (q - 1) + p - 1 + ofn & ", " & 10 * (q -
2) + p - 1 + ofn _
& ", " & 10 * (q - 2) + p + ofn & ", " & 10 * (q - 1) + p - 1 + 100 * (k * N - 1) + ofn & ", " & 10 * (q - 2) + p - 1
+ 100 * (k * N - 1) + ofn _
& ", " & 10 * (q - 2) + p + 100 * (k * N - 1) + ofn
```

```
'groupe de tous les éléments
```

```
ActiveCell.Offset(3, 0).Value = "*ELSET, ELSET=ALL_ELEMENTS_R" & rn
ActiveCell.Offset(4, 0).Value = "ELEM_1_R" & rn & ", ELEM_2_R" & rn & ", ELEM_3_R" & rn & ",
ELEM_4_R" & rn & ", ELEM_5_R" & rn & ", ELEM_6_R" & rn & ""
ActiveCell.Offset(5, 0).Select
```

```
'-----
' CREATION DES GROUPES D'ELEMENTS ET DE NOEUDS POUR LES FACES
'-----
```

```
ActiveCell.Offset(0, 0).Value = ""
ActiveCell.Offset(1, 0).Value = ""
ActiveCell.Offset(2, 0).Value = "*****CREATION DES GROUPES*****"
ActiveCell.Offset(3, 0).Value = "*ELSET, ELSET=EL_FACE_EXT_R" & rn & ", GENERATE"
ActiveCell.Offset(3, 0).Select
For i = 1 To p - 2
ActiveCell.Offset(i, 0).Value = (q - 2) * k * N * (p - 1) + i + ofe & ", " & (q - 2) * k * N * (p - 1) + (k * N
- 1) * (p - 1) + i + ofe _
& ", " & p - 1
Next i
ActiveCell.Offset(p - 1, 0).Value = "*ELSET, ELSET=EL_FACE_FOND_R" & rn & ", GENERATE"
ActiveCell.Offset(p - 1, 0).Select
For i = 1 To q - 2
ActiveCell.Offset(i, 0).Value = (p - 1) + k * N * (p - 1) * (i - 1) + ofe & ", " & (p - 1) * k * N + k * N * (p
- 1) * (i - 1) + ofe _
& ", " & p - 1
```

```

    Next i
    ActiveCell.Offset(q - 1, 0).Select
    ActiveCell.Offset(0, 0).Value = "*NSET, NSET=NOD_FACE_EXT_R" & m & ", GENERATE"
    For i = 1 To p - 1
        ActiveCell.Offset(i, 0).Value = 10 * (q - 1) + i + ofn & " , " & 10 * (q - 1) + i + k * N * 100 + ofn & " , " &
100
    Next i
    ActiveCell.Offset(p, 0).Select
    ActiveCell.Offset(0, 0).Value = "*NSET, NSET=NOD_FACE_FOND_R" & m & ", GENERATE"
    For i = 1 To q - 1
        ActiveCell.Offset(i, 0).Value = p + 10 * (i - 1) + ofn & " , " & p + 10 * (i - 1) + k * N * 100 + ofn & " , " &
100
    Next i
    ActiveCell.Offset(q, 0).Select
,
,
'GROUPE DES NOEUDS DE CONTACT
,
    ActiveCell.Offset(0, 0).Value = "***"
    ActiveCell.Offset(1, 0).Value = "***"
    ActiveCell.Offset(2, 0).Value = "*NSET, NSET=CONTACT_R" & m & ", GENERATE"
    ActiveCell.Offset(3, 0).Value = 100 + ofn & " , " & 100 + ofn + 100 * k * (N - 1) & " , " & k * 100
,
,
,
-----
' PROPRIETES MATERIELLES
-----
,
    ActiveCell.Offset(4, 0).Select
    ActiveCell.Offset(0, 0).Value = "***"
    ActiveCell.Offset(1, 0).Value = "***"
    ActiveCell.Offset(2, 0).Value = "*****PROPRIETES MATERIELLES*****"
    ActiveCell.Offset(3, 0).Value = "*SOLID SECTION, MATERIAL=ACIER,ELSET=ALL_ELEMENTS_R" & m
& " , ORIENT=CYL"
    ActiveCell.Offset(4, 0).Value = "*MATERIAL, NAME=ACIER"
    ActiveCell.Offset(5, 0).Value = "*ELASTIC, TYPE=ISOTROPIC"
    ActiveCell.Offset(6, 0).Value = "2.06800E+05, 2.900000E-01"
    ActiveCell.Offset(7, 0).Value = "*DENSITY"
    ActiveCell.Offset(8, 0).Value = "7.8200E-09,"
    ActiveCell.Offset(9, 0).Value = "*EXPANSION, TYPE=ISO, ZERO=21.85"
    ActiveCell.Offset(10, 0).Value = "1.17000E-05,"
    ActiveCell.Offset(11, 0).Value = "*CONDUCTIVITY, TYPE=ISO"
    ActiveCell.Offset(12, 0).Value = "1.17000E-05,"
    ActiveCell.Offset(13, 0).Value = "***"
,
'choix du repère pour les outputs...
,
    ActiveCell.Offset(14, 0).Value = "*ORIENTATION, NAME=CYL,
DEFINITION=COORDINATES,SYSTEM=CYLINDRICAL"
    ActiveCell.Offset(15, 0).Value = Xo & " , " & Yo & " , " & Zo & " , " & Xo & " , " & Yo + 1 & " , " & Zo
    ActiveCell.Offset(16, 0).Value = 1 & " , " & 0
    ActiveCell.Offset(17, 0).Select
,
,
-----
' GROUPES DE NOEUDS POUR LES DCOUPS
-----
,

```

```

ActiveCell.Offset(0, 0).Value = "***"
ActiveCell.Offset(1, 0).Value = "***"
ActiveCell.Offset(2, 0).Select
ActiveCell.Offset(0, 0).Value = "*****NOEUDES DES DCOUP*****"
For i = 0 To N - 1
    ActiveCell.Offset(2 * i + 1, 0).Value = "*NSET,NSET=NDCOUP_" & (i + 1) & "_R" & m &
",GENERATE"
    ActiveCell.Offset(2 * (i + 1), 0).Value = 3 + 100 * k * i + ofn & ", " & p - 2 + 100 * k * i + ofn & ", " & 1
Next i
,
,
-----
' CREATION DES DCOUPS
-----
,
ActiveCell.Offset(2 * N + 1, 0).Select
ActiveCell.Offset(0, 0).Value = "***"
ActiveCell.Offset(1, 0).Value = "***"
ActiveCell.Offset(2, 0).Select
ActiveCell.Offset(0, 0).Value = "*****ELEMENTS DCOUP*****"
For j = 0 To N - 1
    ActiveCell.Offset(6 * j + 1, 0).Value = "*ELEMENT, TYPE= DCOUP3D, ELSET=ELDCOUP_" & j &
"_R" & m
    ActiveCell.Offset(6 * j + 2, 0).Value = ((p - 1) * k * N * (q - 1) + 1 + j + ofe) & ", " & (100 + j * 100 * k +
ofn)
    ActiveCell.Offset(6 * j + 3, 0).Value = "*DISTRIBUTING COUPLING, ELSET=ELDCOUP_" & j &
"_R" & m
    ActiveCell.Offset(6 * j + 4, 0).Value = "NDCOUP_" & (j + 1) & "_R" & m & ",2"
    ActiveCell.Offset(6 * j + 5, 0).Value = 2 + 100 * k * j + ofn & ", 1"
    ActiveCell.Offset(6 * (j + 1), 0).Value = p - 1 + 100 * k * j + ofn & ", 1"
Next j
,
'groupe des dcoups
ActiveCell.Offset(6 * N + 1, 0).Select
ActiveCell.Offset(0, 0).Value = "*ELSET, ELSET=DCOUPS, GENERATE"
ActiveCell.Offset(1, 0).Value = (p - 1) * k * N * (q - 1) + 1 + ofe & ", " & (p - 1) * k * N * (q - 1) + N + ofe & ",
" & 1
,
-----
' CREATION DES RESSORTS
-----
,
ActiveCell.Offset(2, 0).Select
ActiveCell.Offset(0, 0).Value = "***"
ActiveCell.Offset(1, 0).Value = "***"
ActiveCell.Offset(2, 0).Value = "*****CREATION DES RESSORTS*****"
,
ActiveCell.Offset(2, 0).Select
ActiveCell.Offset(1, 0).Value = "*ELEMENT, TYPE=SPRINGA, ELSET=GROUPE_RESSORT_R" & m
For i = 0 To N - 1
    ActiveCell.Offset(i + 2, 0) = (p - 1) * k * N * (q - 1) + 1 + N + i + ofe & ", " & 100 * k * N + 1 + ofn & ",
"
    & 100 + i * 100 * k + ofn
Next i
ActiveCell.Offset(N + 2, 0).Select
,
'comportement des ressorts
,

```



```

ActiveCell.Offset(0, 0).Value = "***"
ActiveCell.Offset(1, 0).Value = "***"
ActiveCell.Offset(2, 0).Value = "*****LOI DE COMPORTEMENT*****"
ActiveCell.Offset(3, 0).Value = "*SPRING, ELSET=GROUPE_RESSORT_R" & rn & ", NONLINEAR"
ActiveCell.Offset(5, 0).Select
sigmax = 4000
qmax = ar(3.1415 ^ 2 * sigmax ^ 2 / 4 * (3.35 * 0.001) ^ 2 * Abs(Lr) / (2 / Dr + 1 / (v - Dr * Cos(alpha))))

Sheets("parametres").Select
Range("H16").Value = qmax
Sheets("input").Select

For i = 0 To 9
  ActiveCell.Offset(i, 0) = ar(-qmax / 2 ^ (i - 1)) & ", " & _
  ar(-((qmax / 2 ^ (i - 1)) / (6.39 * 10 ^ 10 * Abs(Lr * 0.001) ^ 0.991 * (Dr * 0.001) ^ 0.01034)) ^ (1 / 1.1) *
1000)
Next i

ActiveCell.Offset(10, 0) = 0 & ", " & 0
ActiveCell.Offset(11, 0) = 150 & ", " & 0.5

'sélection de la dernière cellule
ActiveCell.Offset(12, 0).Select

'-----
' GESTION DES CONTACTS
'-----

ActiveCell.Offset(0, 0).Value = "***"
ActiveCell.Offset(1, 0).Value = "***"
ActiveCell.Offset(2, 0).Value = "*****GESTION DES CONTACTS*****"
ActiveCell.Offset(3, 0).Value = "*SURFACE, NAME=BAGUE_FOND_R" & rn & ", TYPE=ELEMENT"
ActiveCell.Offset(4, 0).Value = "EL_FACE_FOND_R" & rn & ", S5"
ActiveCell.Offset(5, 0).Value = "*SURFACE, NAME=BAGUE_EXT_R" & rn & ", TYPE=ELEMENT"
ActiveCell.Offset(6, 0).Value = "EL_FACE_EXT_R" & rn & ", S2"
ActiveCell.Offset(7, 0).Value = "***"

'-----
' CHANGEMENT DE REPERE POUR LES SURFACES EXT ET INF ET LES NOEUDS DE LA SOUS-
COUCHE...
'-----

ActiveCell.Offset(8, 0).Select
ActiveCell.Offset(0, 0).Value = "***"
ActiveCell.Offset(1, 0).Value = "***"
ActiveCell.Offset(2, 0).Value = "*****CHGT DE REPERE*****"
ActiveCell.Offset(3, 0).Value = "*TRANSFORM, NSET=NOD_FACE_EXT_R" & rn & ", TYPE=C"
ActiveCell.Offset(4, 0).Value = Xo & ", " & Yo & ", " & Zo & ", " & Xo & ", " & Yo + 1 & ", " & Zo

ActiveCell.Offset(5, 0).Value = "*NSET, NSET=SOUS_COUCHE_EXT_R" & rn & ", GENERATE"
For i = 1 To p - 1
  ActiveCell.Offset(i + 5, 0).Value = 10 * (q - 2) + i + ofn & ", " & 10 * (q - 2) + i + k * N * 100 + ofn & ",
" & 100
Next i
ActiveCell.Offset(p + 5, 0).Select

```

```
ActiveCell.Offset(0, 0).Value = "*TRANSFORM, NSET=SOUS_COUCHE_EXT_R" & m & ", TYPE=C"
ActiveCell.Offset(1, 0).Value = Xo & ", " & Yo & ", " & Zo & ", " & Xo & ", " & Yo + 1 & ", " & Zo
```

```
'-----
' STEP DE CALCUL
'-----
```

```
ActiveCell.Offset(2, 0).Select
ActiveCell.Offset(0, 0).Value = "***"
ActiveCell.Offset(1, 0).Value = "***"
ActiveCell.Offset(2, 0).Value = "*****STEP*****"
ActiveCell.Offset(3, 0).Value = "*STEP"
ActiveCell.Offset(4, 0).Value = "*STATIC"
ActiveCell.Offset(5, 0).Value = "*BOUNDARY"
ActiveCell.Offset(6, 0).Value = "NOD_FACE_FOND_R" & m & ", 2"
ActiveCell.Offset(7, 0).Value = "NOD_FACE_FOND_R" & m & ", 3"
ActiveCell.Offset(8, 0).Value = "NOD_FACE_EXT_R" & m & ", 1"
ActiveCell.Offset(9, 0).Value = "NOD_FACE_EXT_R" & m & ", 2"
ActiveCell.Offset(10, 0).Value = "SOUS_COUCHE_EXT_R" & m & ", 2"
ActiveCell.Offset(11, 0).Select
ActiveCell.Offset(0, 0).Value = "*CLOAD"
ActiveCell.Offset(1, 0).Value = "CENTRE_POUSSEE_R" & m & ", 2, " & -sens * 1000
ActiveCell.Offset(2, 0).Value = "*OUTPUT, FIELD, OP=ADD, FREQUENCY=1"
ActiveCell.Offset(3, 0).Value = "*NODE PRINT, NSET=CENTRE_POUSSEE_R" & m
ActiveCell.Offset(4, 0).Value = "U,"
ActiveCell.Offset(5, 0).Value = "*EL PRINT, ELSET=GROUPE_RESSORT_R" & m
ActiveCell.Offset(6, 0).Value = "S11,"
ActiveCell.Offset(7, 0).Value = "*EL PRINT, ELSET=DCOUPS"
ActiveCell.Offset(8, 0).Value = "NFORC,"
ActiveCell.Offset(9, 0).Value = "*OUTPUT, FIELD, OP=ADD, FREQUENCY=1"
ActiveCell.Offset(10, 0).Value = "*ELEMENT OUTPUT, ELSET=ALL_ELEMENTS_R" & m
ActiveCell.Offset(11, 0).Value = "E , S"
ActiveCell.Offset(12, 0).Value = "*ELEMENT OUTPUT, ELSET=DCOUPS"
ActiveCell.Offset(13, 0).Value = "NFORC,"
ActiveCell.Offset(14, 0).Value = "*EL FILE, FREQUENCY=1"
ActiveCell.Offset(15, 0).Value = "E , S, "
ActiveCell.Offset(16, 0).Value = "*NODE FILE, FREQUENCY=1"
ActiveCell.Offset(17, 0).Value = "U , "
ActiveCell.Offset(18, 0).Value = "*MONITOR, NODE=" & 100 * k * N + 1 + ofn & ", DOF=2"
ActiveCell.Offset(19, 0).Value = "*NODE PRINT, NSET=CONTACT_R" & m
ActiveCell.Offset(20, 0).Value = "U,"
ActiveCell.Offset(21, 0).Value = "*NODE PRINT, NSET=NOD_FACE_EXT_R" & m
ActiveCell.Offset(22, 0).Value = "U,"
ActiveCell.Offset(23, 0).Value = "*END STEP"
```

```
Range("A1").Select
Columns("A:A").Select
```

```
'-----
' INFOS COMPLEMENTAIRES
'-----
```

```
MsgBox "input crée"
```

```
End Sub
```