

Numérisation de la théorie de Hertz, application aux roulements à billes

Simon Hadba | 5 octobre 2010

1. JESA

2. Terminologie, roulement étudié

3. Étude du contact bille – chemin de billes

3.1. Modèle et résultats analytiques selon Hertz

3.2. Modèle et résultats ANSYS

3.3. Comparatif des résultats

4. Étude des contacts d'un galet chargé

4.1. Modèle et résultats analytiques

4.2. Modèle et résultats ANSYS

4.3. Comparatif des résultats

5. Perspectives

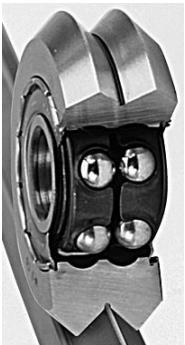


Fondée en 1969 par Josef Egger

136 employés à Fribourg, 20 à Jesa Shanghai

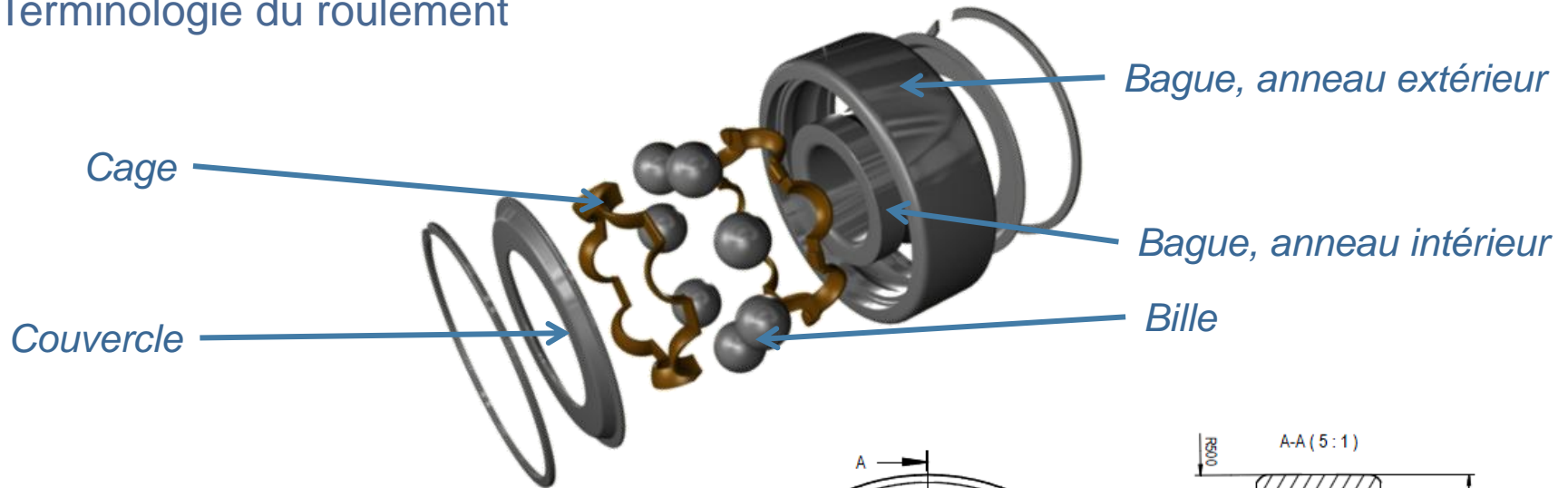
Savoir-faire de JESA:

- Design et production de roulements spéciaux avec surmoulage en polymère techniques.
- Production de roulements de haute précision, de formes standards et spéciales.
- Combinaisons de matériaux dans des solutions complexes et innovantes suivant notre stratégie de « Spinning Solution ».



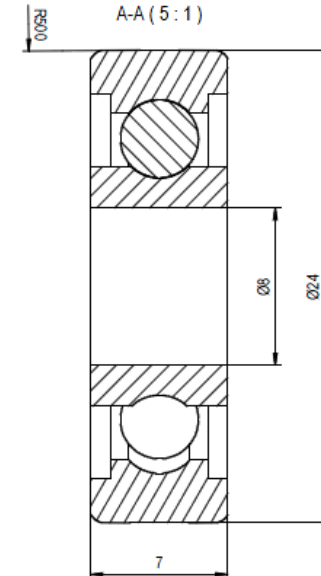
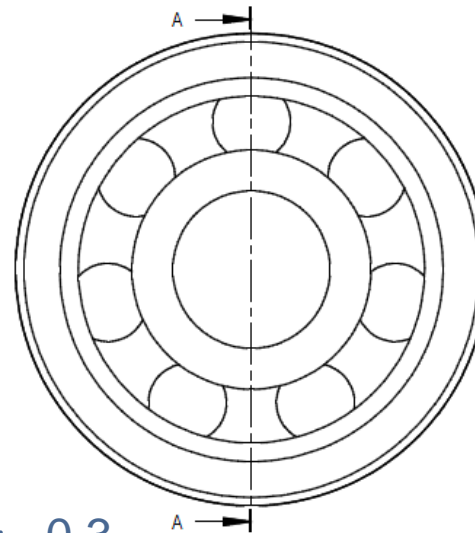
2. Terminologie, roulement étudié

- Terminologie du roulement



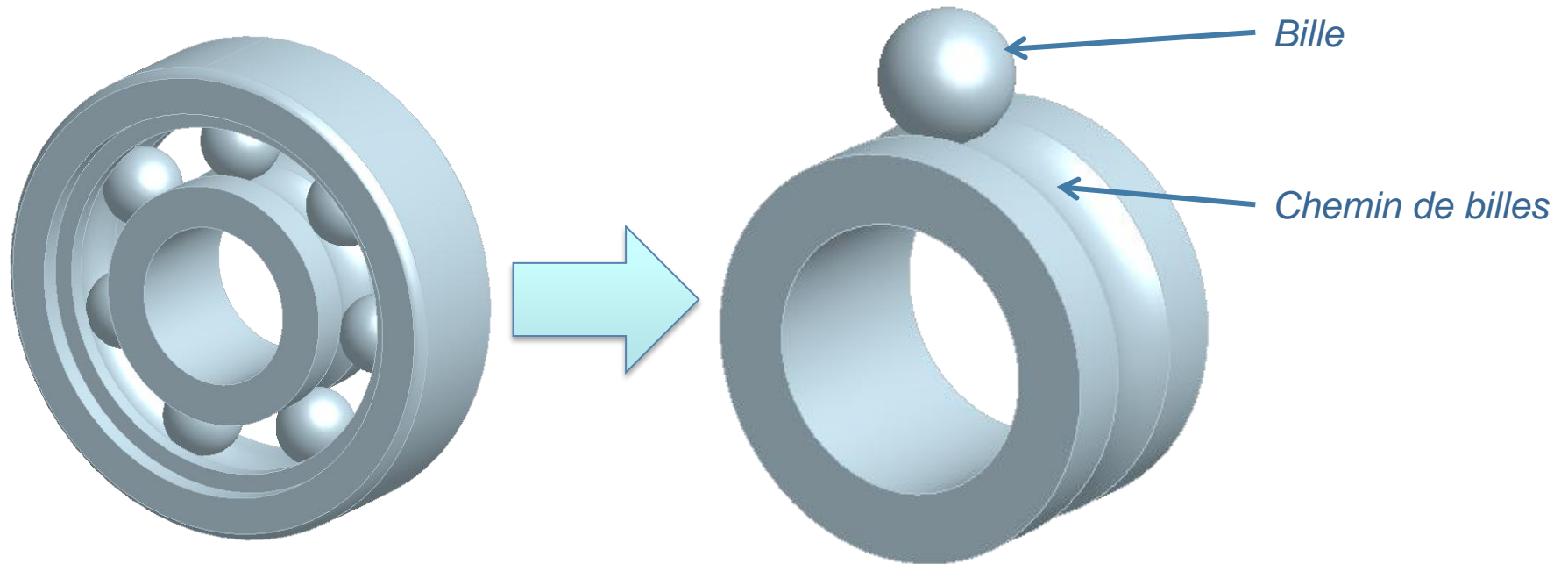
- Roulement étudié : adaptations spéciales pour utilisation en galet

- Matières:
acier standard $E = 200'000 \text{ N/mm}^2$, $\nu = 0.3$



3. Étude du contact bille - chemin de billes

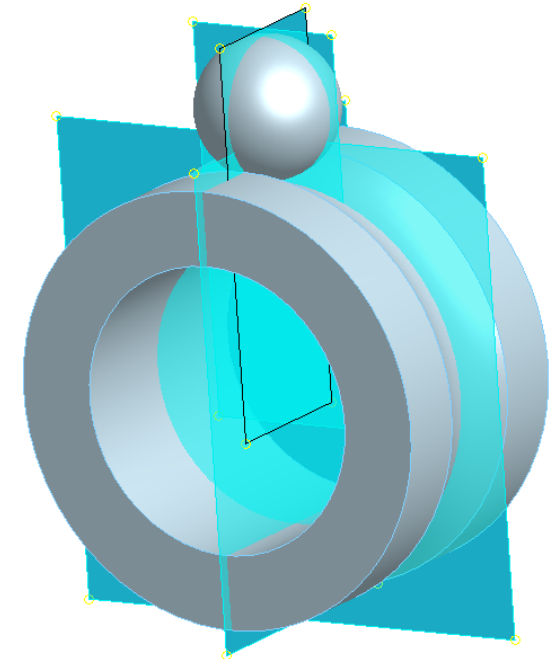
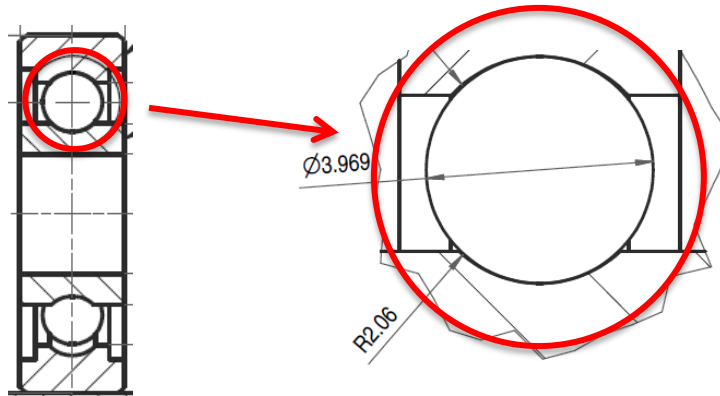
- Domaine d'étude : entre bille et chemin de billes



- Étude statique du contact
- Effets de la graisse et des contacts entre la bille et la cage sont négligés

3.1. Modèle et résultats analytiques selon Hertz

• Dimensions



• Hypothèses du modèle de Hertz

- Petites déformations
- Solides parfaitement élastiques, linéaires, homogènes et isotropes
- Contact sans frottement et sans mouvement relatif
- Effort de contact normal à la surface de contact
- Les rayons de courbure des deux solides sont dans les mêmes directions

3.1. Modèle et résultats analytiques selon Hertz

• Déroulement du calcul de Hertz et résultats

Géométrie interne

Corps 1 BILLES

Rayon 11

r11 1.9844 [mm]

Rayon 12

r12 1.9844 [mm]

Module d'élasticité

E1 200000 [N/mm²]

Coef. de contraction

v1 0.3 []

Corps 2 Bague AI

Rayon 21

r21 -2.0599 [mm]

Rayon 22

r22 5.5156 [mm]

Module d'élasticité

E2 200000 [N/mm²]

Coef. de contraction

v2 0.3 []

Force normale

Fn 931.96 [N]

Angle entre les plans de courbures

phi 0 [rad]

Calculs intermédiaires

1/r rayon réduit

1/r réd 0.7037

Module d'élasticité réduit

Er 219780.2198

Aire de l'empreinte (ellipse)

A 0.3489 [mm²]

Paramètre w

w 0.2624

Paramètre auxiliaire C1

C1 0.0000

Paramètre auxiliaire C2

C2 0.6668

Paramètre auxiliaire cos delta

delta 0.9475

Dimension ellipse

a 1.0638 [mm]

Dimension ellipse

b 0.1044 [mm]

Coefficient m

m 4.0533 []

Coefficient n

n 0.3978 []

Cos teta (livre technique INA p.134)

teta 0.588 []

Résultats

Pression max

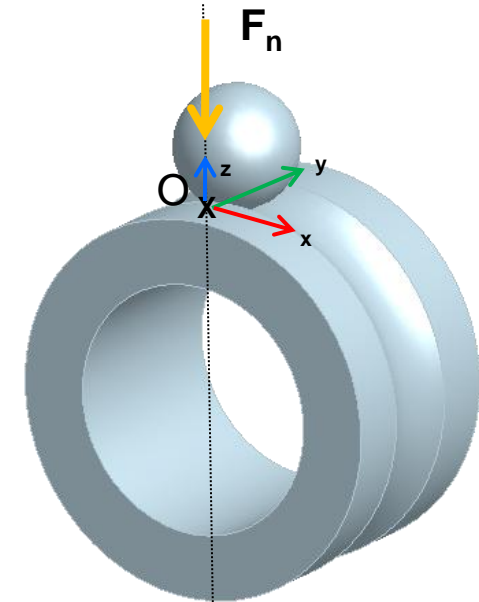
Pm 4007 [N/mm²]

Rapprochement des 2 solides (sphériques) EIF

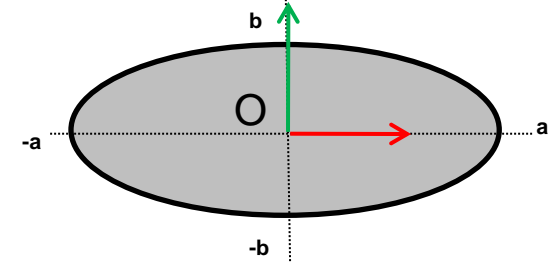
ΔZ tot 0.0611 [mm]

Déformation corps 2 INA

ΔZ 0.0143 [mm]

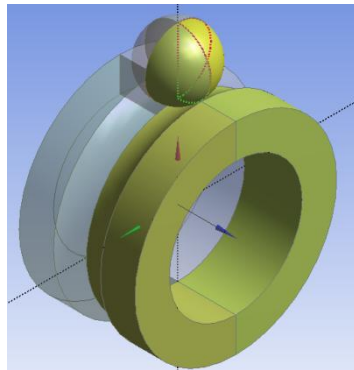


Empreinte de contact

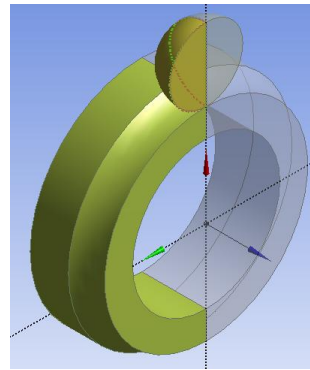


3.2. Modèle et résultats ANSYS - Modélisation

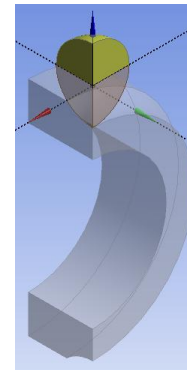
- Simplification du modèle ANSYS



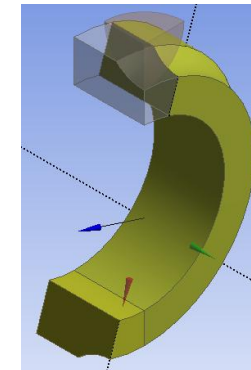
½ roulement



¼ de roul.

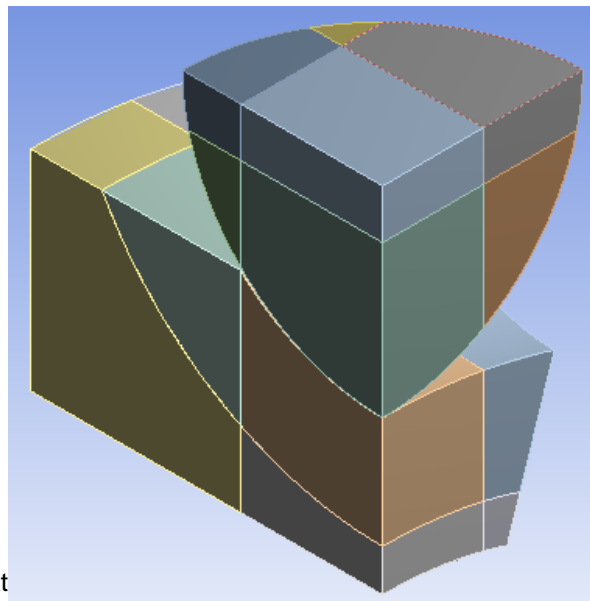


½ bille

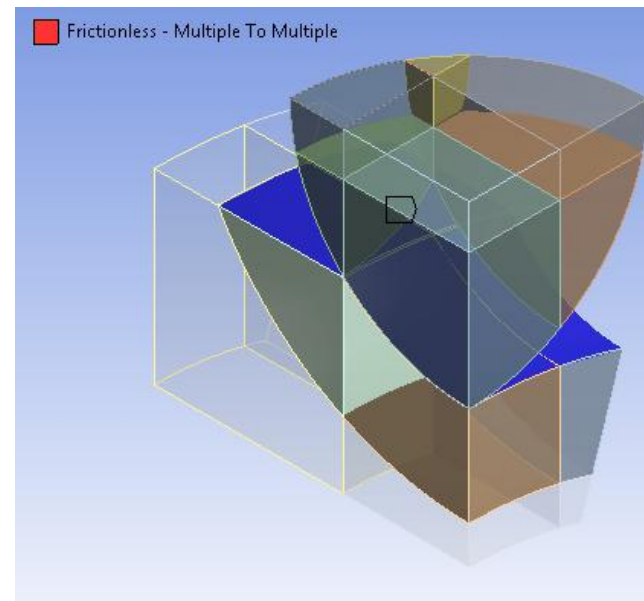


Section angulaire

> Découpe raffinement de maillage



> Contact défini frictionless



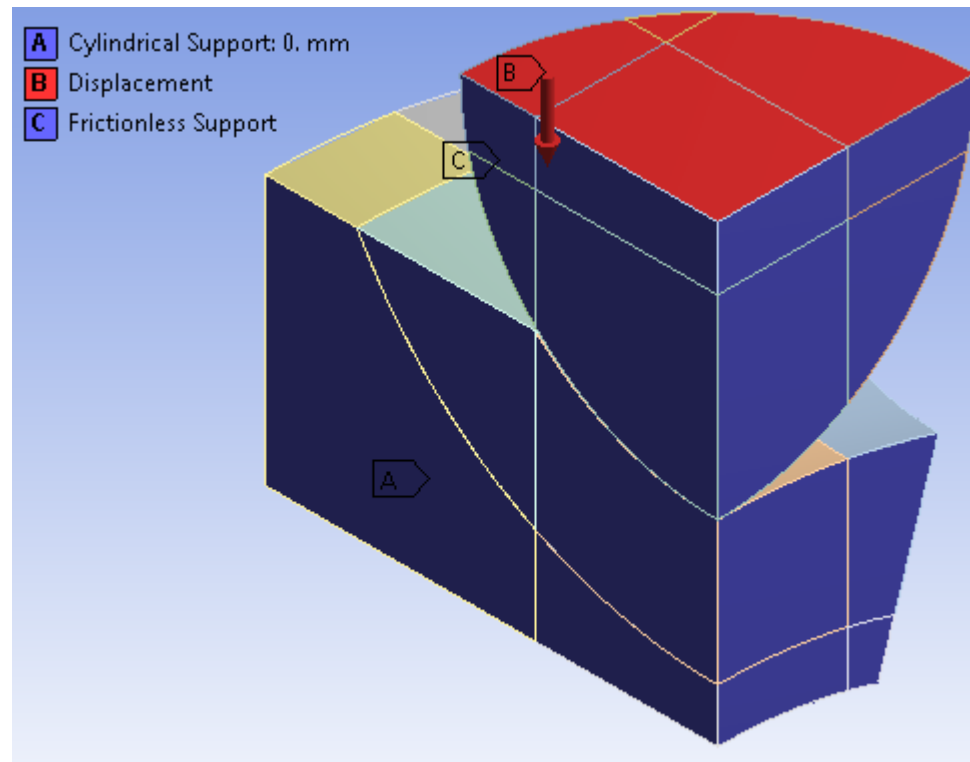
3.2. Modèle et résultats ANSYS - Conditions limites

- Conditions de symétrie
- Anneau intérieur fixe
- Chargement de la bille

Frictionless support

Cylindrical support

Displacement



3.2. Modèle et résultats ANSYS - Vers un résultat optimisé

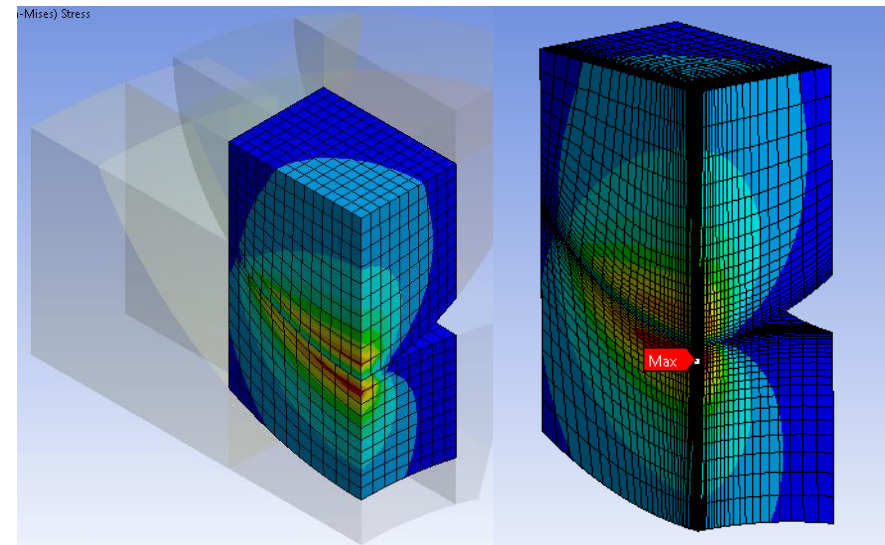
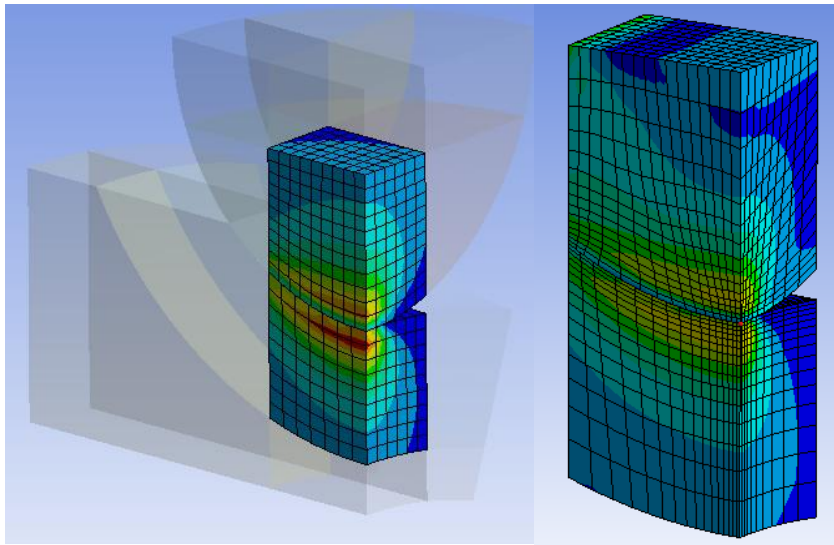
- Utilisation du sub-modeling + Commandes APDL  Commands (ANSYS)



- Découpe du modèle loin des grandes variations de résultats de contrainte

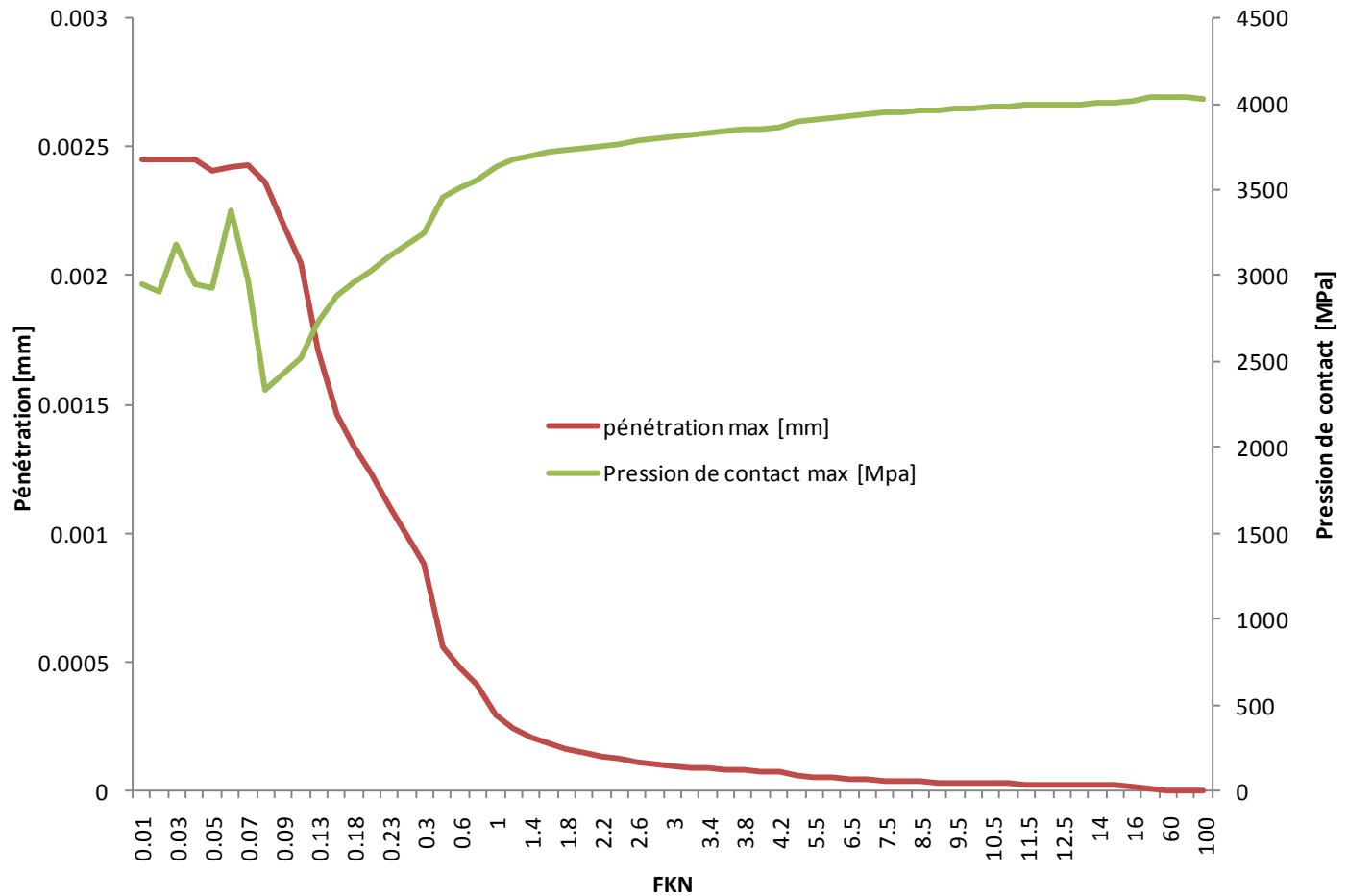
Découpe trop près des « bords »

Découpe convenable



3.2. Modèle et résultats ANSYS - Vers un résultat optimisé

- Automatisation du changement de FKN avec APDL  Commands (ANSYS)
- Stabilisation du résultat



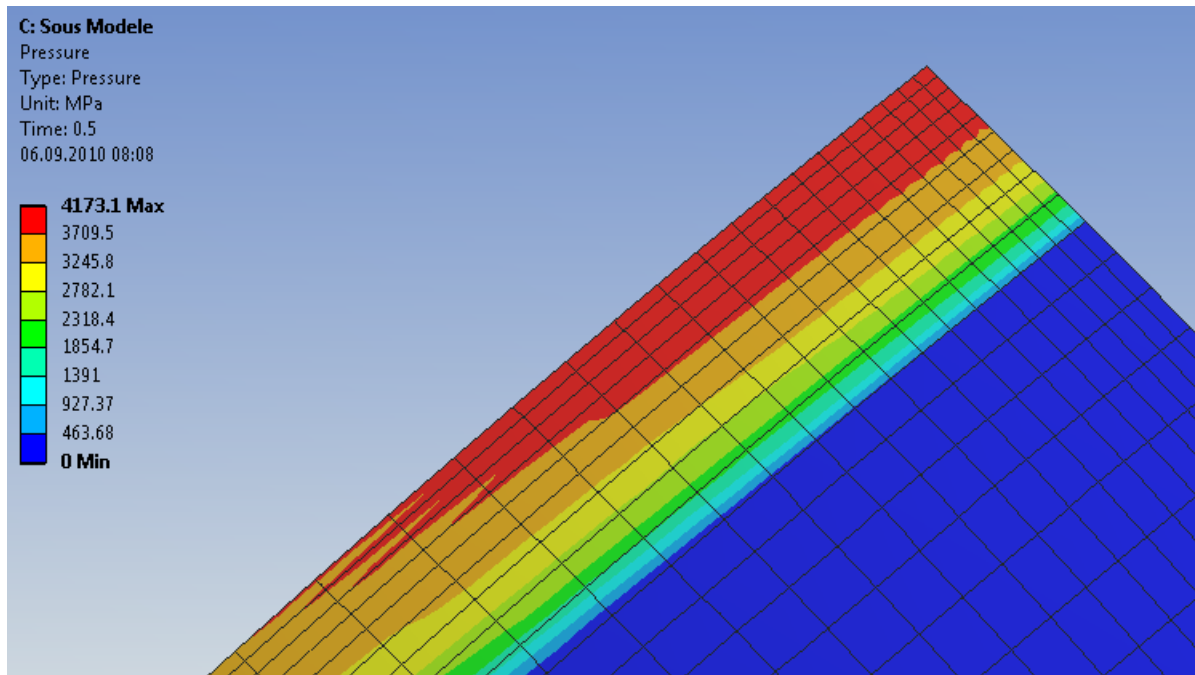
3.2. Modèle et résultats ANSYS - Résultats

- Temps de calcul

- Modèle grossier 30'036 noeuds 14min
 - Sous-modèle 135'676 noeuds 6h 4min
- Valeurs de pénétration maxi 10E-5 mm

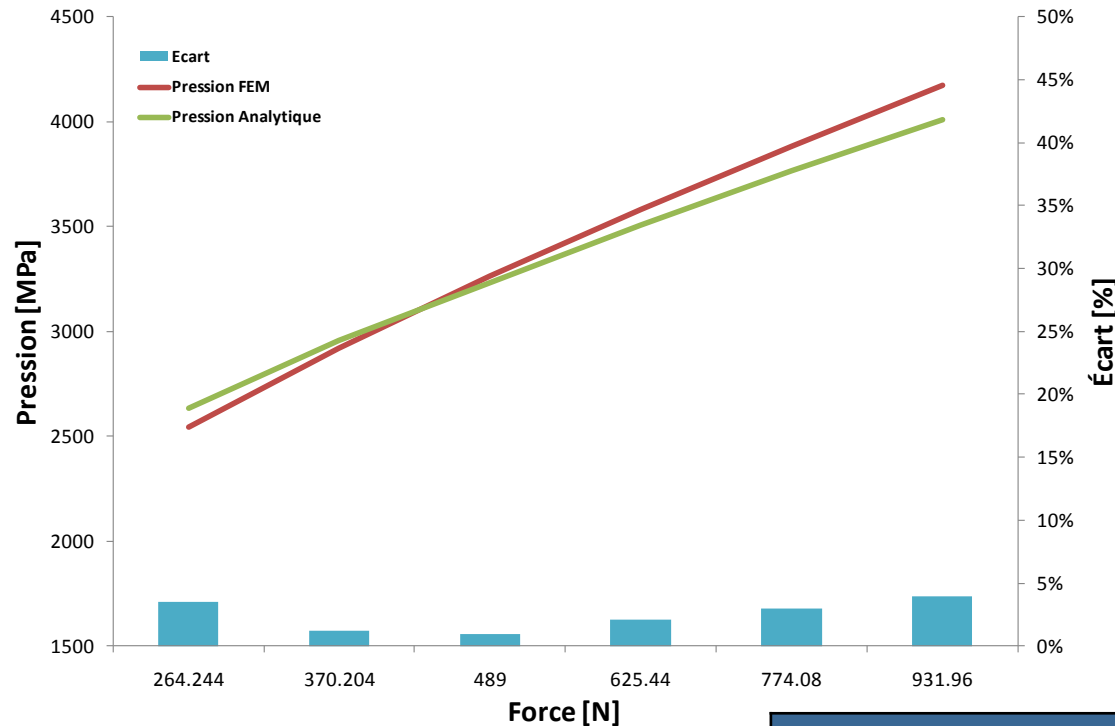
- Résultats

- Force de réaction au contact **232.99 N**
- Pression de contact max correspondante **4173.1 MPa**



3.3. Comparatif des résultats

- **Pression en fonction de l'effort de contact**



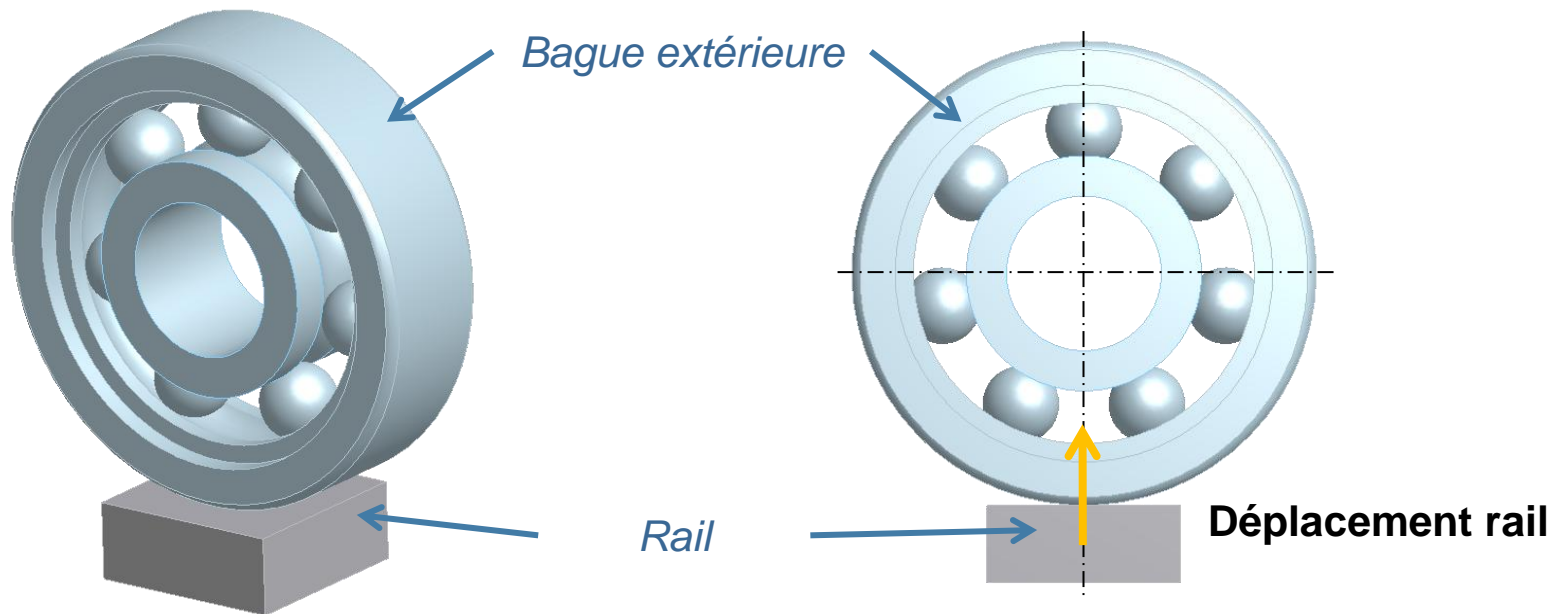
Limite $P_h = 4'200 \text{ MPa}$

- **Tableau comparatif**

	Analytique	ANSYS
Temps de préparation	+	-
Temps de calcul	++	-
Visualisation du résultat	-	++
Précision du résultat	+	+

4. Étude des contacts d'un galet chargé

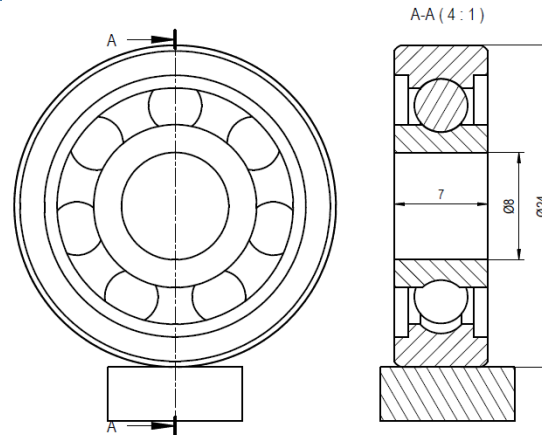
- Domaine d'étude :
contact entre rail et bague extérieure



- Étude statique du contact
- Effort purement radial

4.1. Modèle et résultats analytiques - Théorie de Harris

• Dimensions



• Même hypothèses que pour le modèle de Hertz

- Petites déformations
- Solides parfaitement élastiques, linéaires, homogènes et isotropes
- Contact sans frottement et sans mouvement relatif
- Effort de contact normal à la surface de contact
- Les rayons de courbure des deux solides sont dans les mêmes directions
- Bagues supposées rigides
- Force centrifuge négligée
- Efforts de friction négligés

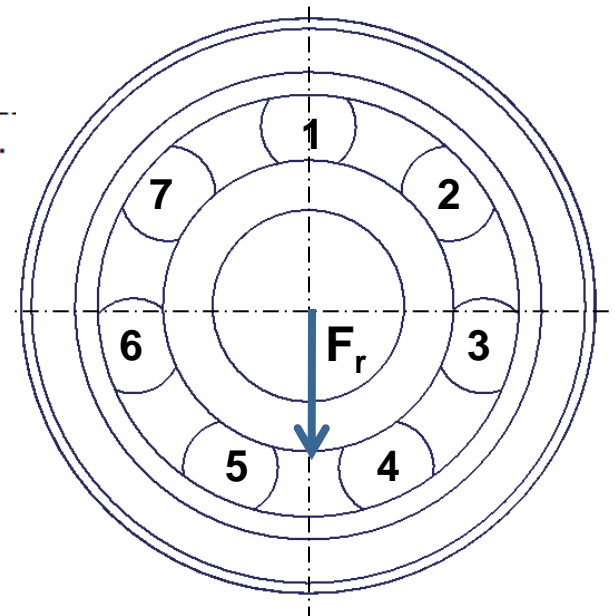
- Résultats

- $F_r = - 554 \text{ N}$

Numéro de bille

1	2	3	4	5	6	7
0.	0.	1.	307.	307.	1.	0.

Force en N



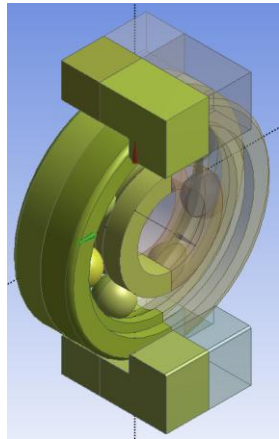
- On constate que

- les billes 4 et 5 sont chargées

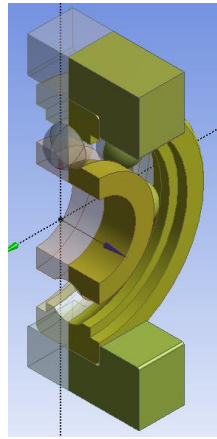
- les billes 3 et 6 sont faiblement chargées

4.2. Modèle et résultats ANSYS - Modélisation

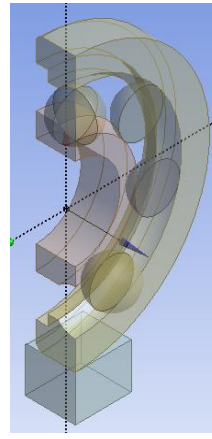
• Simplification du modèle ANSYS



Roulement

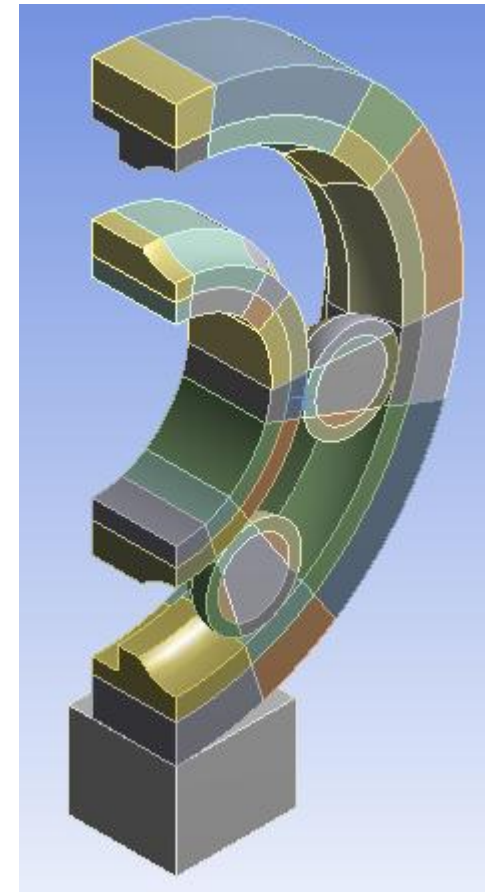


1/2 roulement

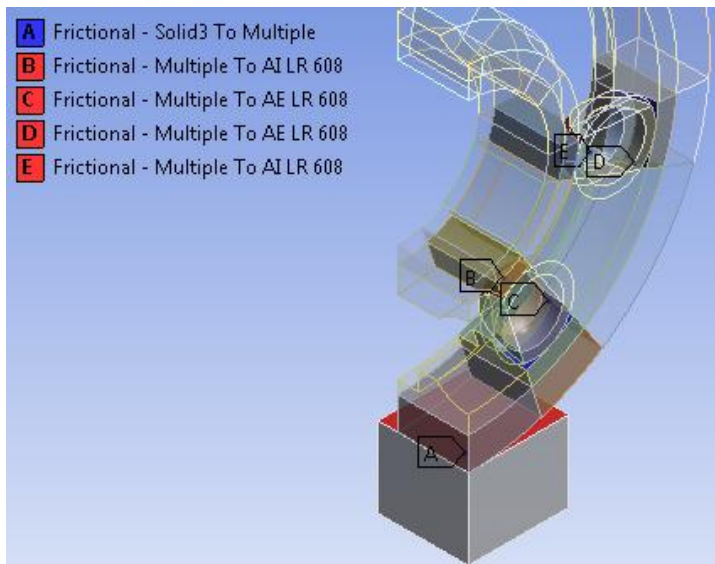


1/4 roulement

> Découpe raffinement de maillage



> Contacts définis « frictional »



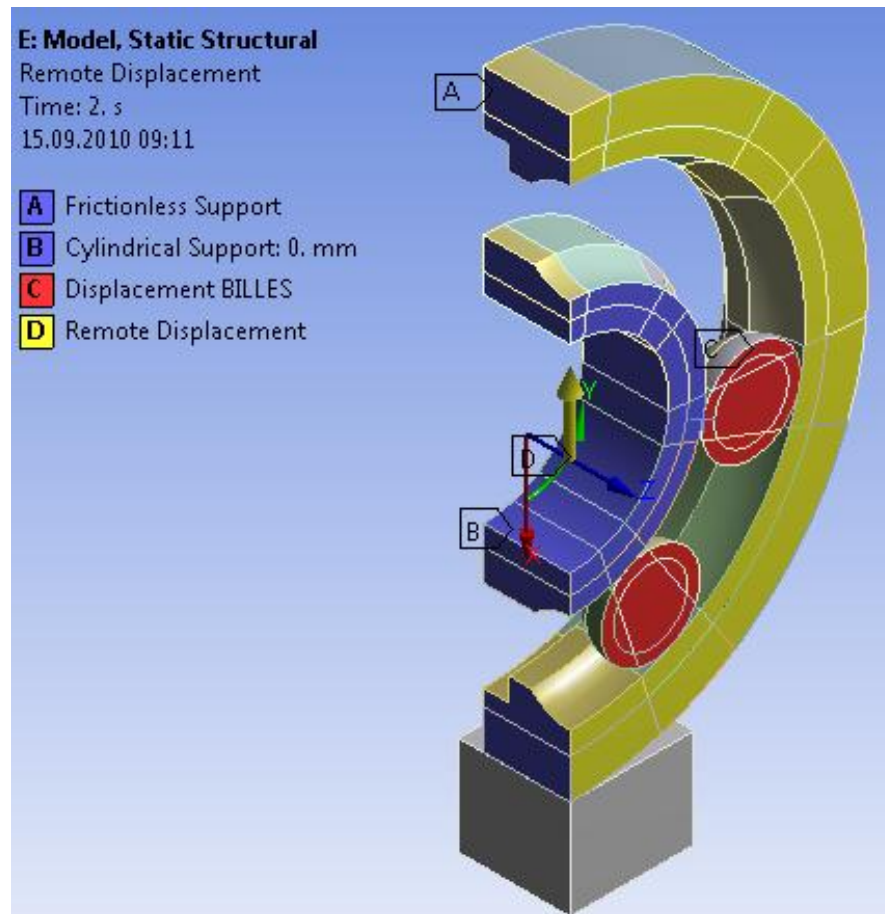
4.2. Modèle et résultats ANSYS - Conditions limites

- Conditions de symétrie
- Anneau intérieur fixe
- Déplacement du rail

Frictionless support

Cylindrical support

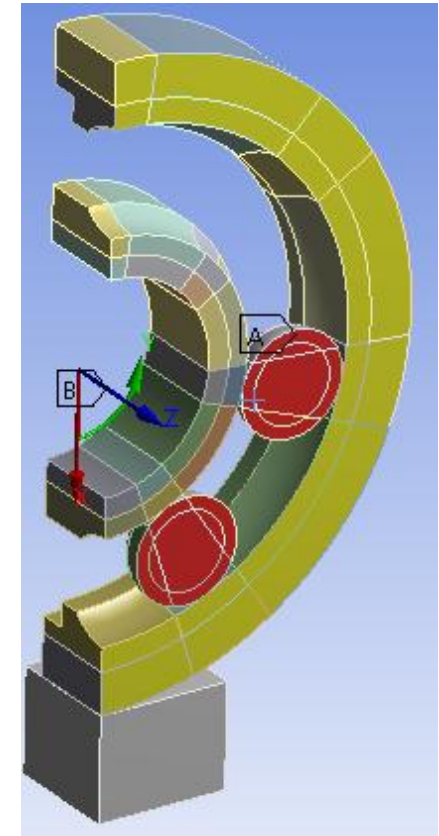
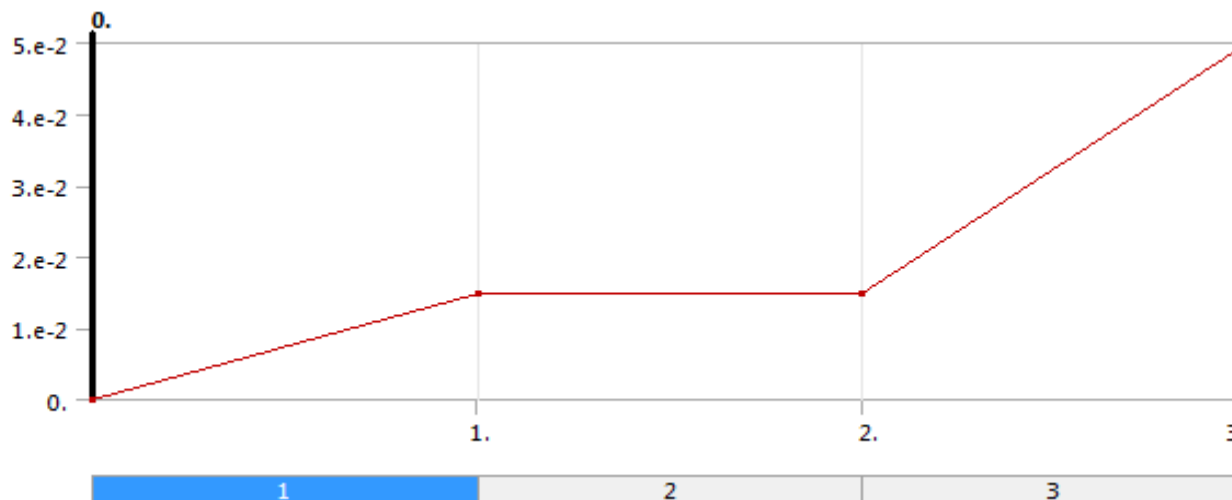
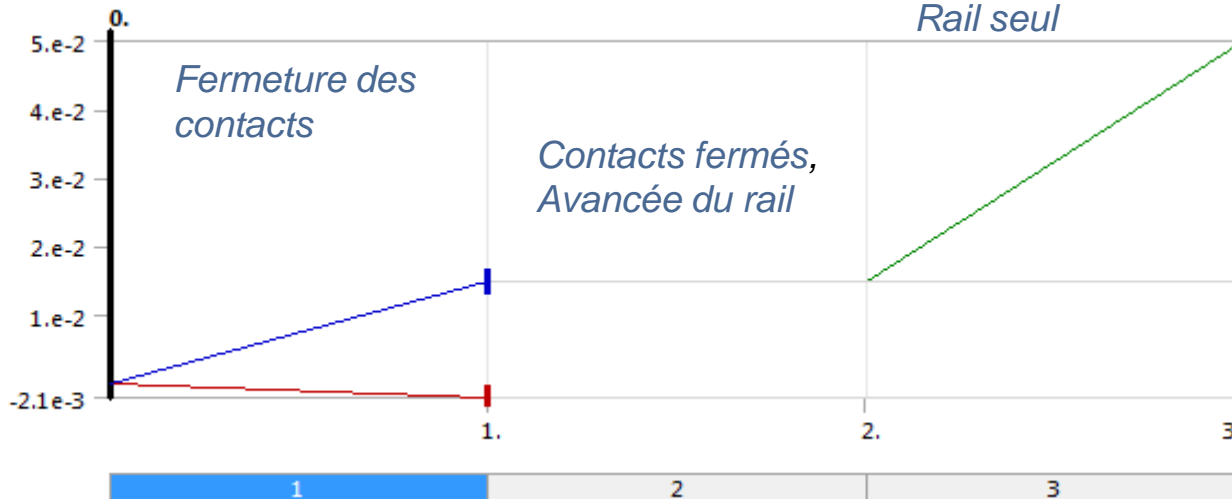
Displacement



4.2. Modèle et résultats ANSYS - Vers la convergence

• Un choix de load step particulier

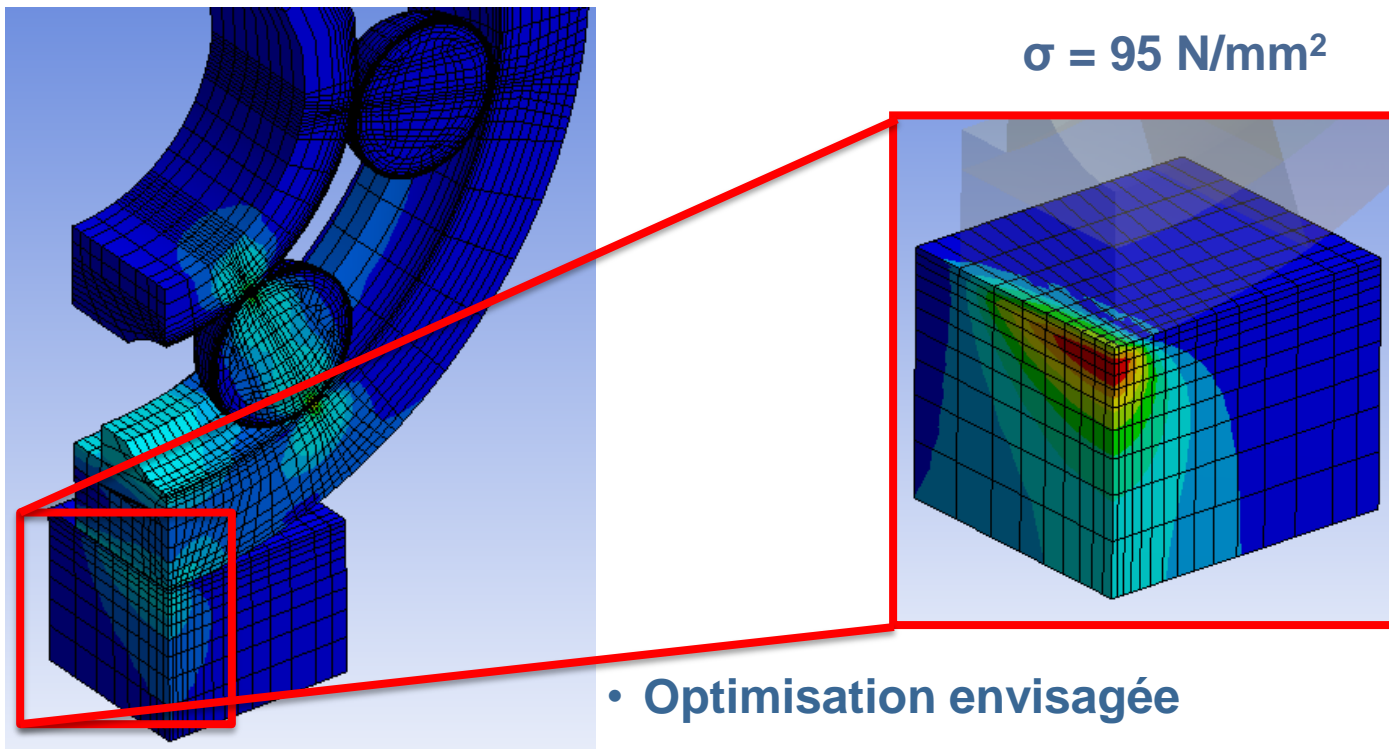
Cas de charge,
Rail seul



[\[les loads step en image\]](#)

4.2. Modèle et résultats ANSYS - Résultats

- Temps de calcul, 90'000 noeuds 32h 28min
- Valeurs de pénétration maxi 0.01 mm
- Forces de réaction sur la bille 276.86 N
- Contraintes de V. Mises dans la bague extérieure entre deux billes

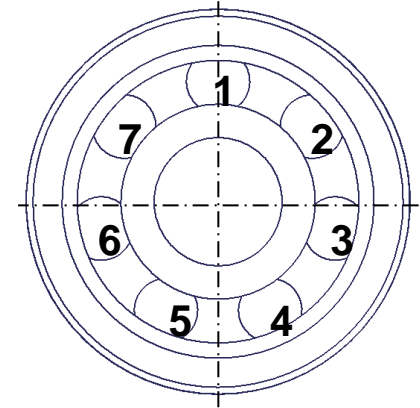


- Optimisation envisagée
- augmentation de la rigidité de contact FKN
- création d'un sous-modèle par contact intéressant

4.3. Comparatif des résultats

• Par rapport au chargement des billes

Bille	F Analytique [N]	F ANSYS [N]	Écart [%]
1	0	0	0
2	0	0	0
3	1	10 ^{E-3}	n/a
4	307	276.86	11%
5	307	276.86	11%
6	1	10 ^{E-3}	n/a
7	0	0	0



• Tableau comparatif

	Analytique	ANSYS
Temps de préparation + calcul	++	-
Visualisation du résultat	-	++
Précision du résultat	+	++
Déformation des bagues	-	++
Pressions	+	++

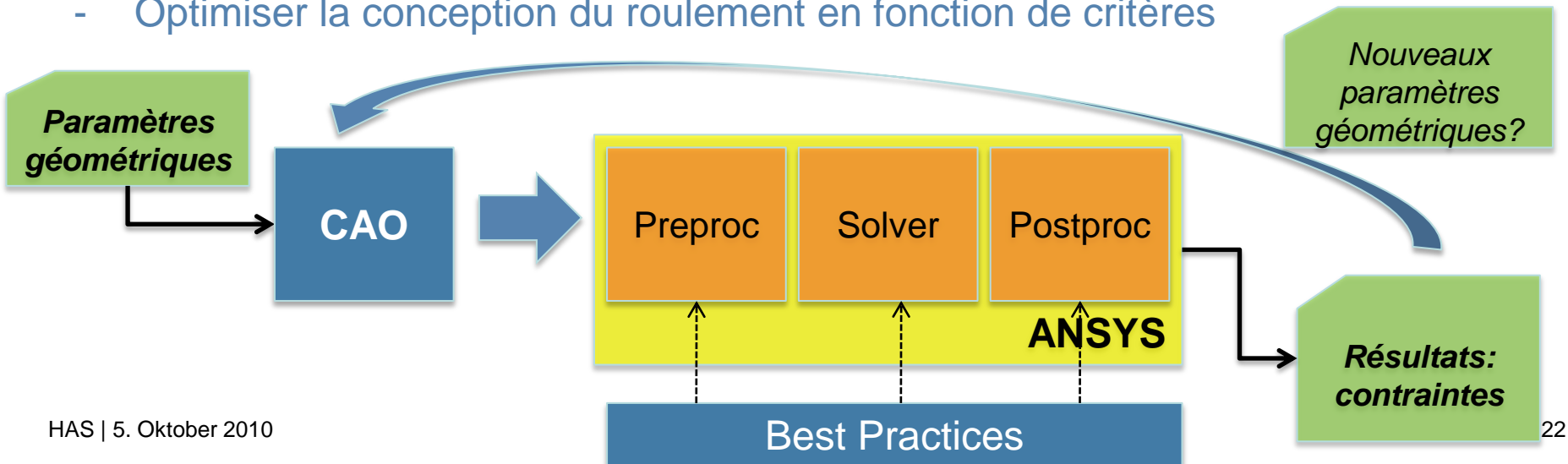
5. Perspectives

- Avec ce roulement
 - Cas de charge sous la bille
 - Ajout d'une charge axiale
- Simulation de roulements à gorges profondes

Généralisation de règles de simulation de roulement à gorges profondes

BUTS :

- Valider nos méthodes analytiques
- Fiabiliser la simulation pour un roulement spécial (Best Practices)
- Optimiser la conception du roulement en fonction de critères



Merci de votre attention !