

Dernière mise à jour	Cours	Denis DEFAUCHY
05/12/2015	Théorie de Hertz	1 cours / 1 h

Solides déformables en surface

Théorie de Hertz

COURS

Programme - Compétences		
B213	MODELISER	Associer le modèle du solide déformable localement en surface au comportement de solides en contact ; Utiliser le modèle de Hertz (fourni) pour déterminer les déplacements et les pressions dans les contacts linéiques ou ponctuels ;

Dernière mise à jour	Cours	Denis DEFAUCHY
05/12/2015	Théorie de Hertz	1 cours / 1 h

A. Solides déformables en surface - Théorie de Hertz	3
A.I. Introduction	3
A.II. Contact entre solides indéformables	3
A.II.1 Cinématique du contact	3
A.II.2 Statique du contact	3
A.III. Contact entre solides	4
A.IV. Contact entre solides déformables	4
A.IV.1 Présentation du problème	4
A.IV.2 Hypothèses	5
A.IV.3 Modèle de Hertz	6
A.IV.3.a Données	6
A.IV.3.b Paramètres	6
A.IV.3.c Interaction entre les solides	7
A.IV.3.c.i Contacts ponctuels	7
• Formules de calcul	7
• Détails du contact quelconque	7
A.IV.3.c.ii Contacts linéiques.....	10
A.IV.4 Utilisations courantes de la théorie de Hertz	11
A.IV.4.a Calcul de raideurs locales	11
A.IV.4.b Dimensionnement au matage	11
A.V. Annexe.....	12
A.V.1 Courbure des courbes et surfaces	12
A.V.1.a Préliminaires.....	12
A.V.1.b Courbure d'une courbe plane	13
A.V.1.c Courbure d'une surface 3D.....	14
A.V.1.c.i Définition	14
• Surface de révolution d'axe M, n	14
• Surface sans révolution d'axe M, n	14
A.V.1.c.ii Plans – Cylindres - Sphères	15
A.V.1.c.iii Théorème utile	16
A.V.2 Quelques caractéristiques de matériaux	17

Dernière mise à jour	Cours	Denis DEFAUCHY
05/12/2015	Théorie de Hertz	1 cours / 1 h

A. Solides déformables en surface - Théorie de Hertz

A.I. Introduction

Jusqu'à maintenant, nous avons toujours considéré des solides indéformables et n'avons jamais pris en compte la déformation locale des surfaces au niveau du contact.

La théorie de Hertz publiée en 1881 permet de déterminer les caractéristiques de l'interaction entre deux solides déformables dans la zone de contact entre deux solides :

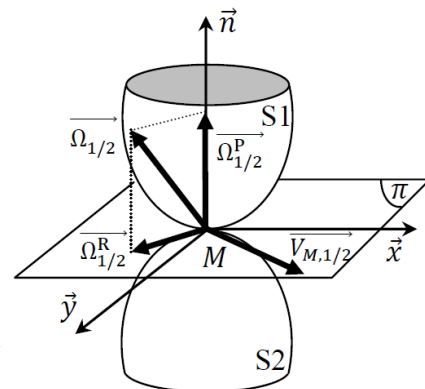
- Géométrie de la zone de contact
- Rapprochement global des deux solides
- Répartition de la pression
- Contraintes dans la matière

A.II. Contact entre solides indéformables

A.II.1 Cinématique du contact

Lorsque deux solides indéformables sont en contact, on définit :

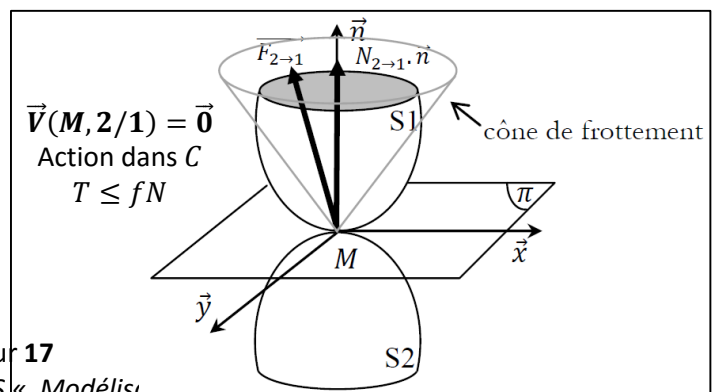
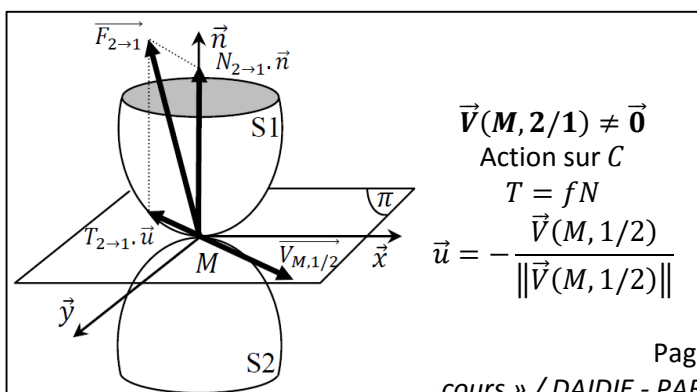
- Le plan de contact π orthogonal à la normale au contact \vec{n} au point M
- La vitesse de glissement $\vec{V}(M, 2/1)$
- Le vecteur rotation $\vec{\Omega}_{21}$ décomposé en deux composantes :
 - o Vecteur pivotement autour de la normale \vec{n} : $\vec{\Omega}_{21}^P = (\vec{\Omega}_{21} \cdot \vec{n})\vec{n}$
 - o Vecteur roulement dans le plan de contact π : $\vec{\Omega}_{21}^R = \vec{\Omega}_{21} - \vec{\Omega}_{21}^P$



A.II.2 Statique du contact

Lorsque deux solides indéformables sont en contact avec frottement, les lois de Coulomb permettent de déterminer la relation entre l'effort normal et l'effort tangentiel. On définit :

- $\vec{N} = N\vec{n}$ l'effort normal au contact
- $\vec{T} = T\vec{u}$ l'effort tangentiel tel que $\vec{u} \in \pi$
- L'action de S_2 sur S_1 : $\vec{F}_{2 \rightarrow 1} = \vec{N} + \vec{T}$
- C le cône d'adhérence ou de frottement



Dernière mise à jour	Cours	Denis DEFAUCHY
05/12/2015	Théorie de Hertz	1 cours / 1 h

A.III. Contact entre solides

Supposons deux solides en contact selon la normale \vec{n} et un au contact dans la direction normale : $\vec{F} = F\vec{n}$

Lorsque les deux solides sont mis en contact, une pression de contact P s'établit telle que :

$$\int_S P ds = F$$

Jusqu'à maintenant, nous avons généralement supposé que la pression au contact se répartissait uniformément, ce qui nous a conduits à utiliser la relation suivante :

$$P = \frac{F}{S}$$

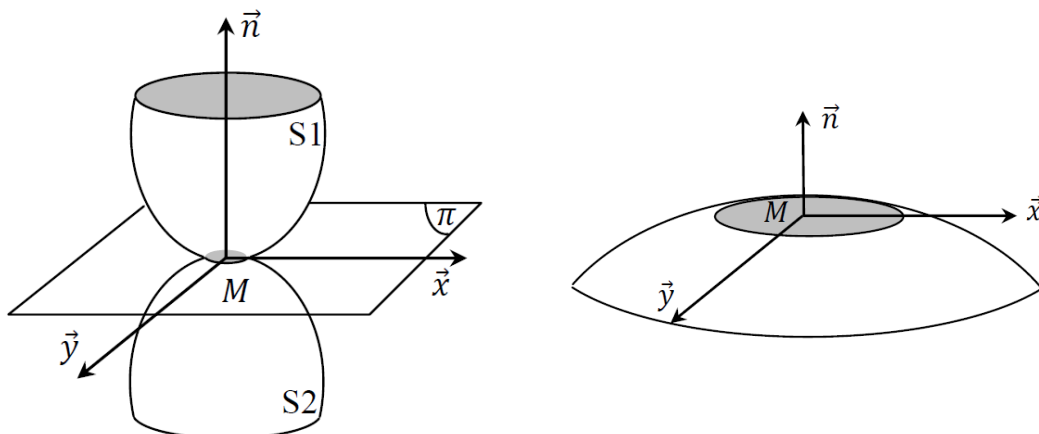
Cette pression est aussi la pression moyenne de tout contact.

On peut remarquer que cette pression, qu'elle soit répartie de manière uniforme ou non, augmente lorsque la surface de contact diminue. Dans le cas d'un contact linéique ou ponctuel, on voit donc que la pression est censée être infinie au contact, ce qui n'est pas possible et pas réel. Les pièces se déforment au niveau local et une surface de contact apparaît ainsi qu'une répartition de pression particulière. L'objet de ce chapitre est d'étudier des déformations pour des contacts ponctuels et surfaciques.

A.IV. Contact entre solides déformables

A.IV.1 Présentation du problème

Lorsque l'on met les solides S_1 et S_2 en contact au point M et que ces solides sont déformables, une zone de contact s'établit par écrasement des deux solides l'un sur l'autre qui se rapprochent globalement (assez loin de la zone déformée) d'une valeur δ . Il y a déformation localisée des deux solides autour de M et l'action d'un solide sur l'autre est transmise par l'intermédiaire d'une pression P non uniforme sur la surface de contact S . Une contrainte τ est générée dans la matière dans la zone de contact.

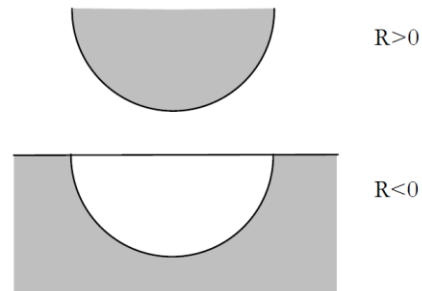
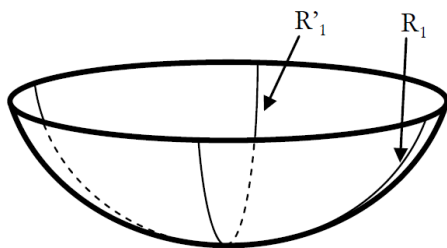


Dernière mise à jour	Cours	Denis DEFAUCHY
05/12/2015	Théorie de Hertz	1 cours / 1 h

A.IV.2 Hypothèses

La théorie de Hertz est basée sur quelques hypothèses qu'il faut connaître :

- Les déformations en dehors de la zone de contact sont négligeables
- Les déformations sont élastiques (pas de déformations plastiques)
- Les matériaux sont élastiques, homogènes et isotropes
- Les contacts se font sans frottements sur la surface S supposée plane, elliptique et petite devant les dimensions des solides en contact
- Les solides sont de grandes dimensions devant les zone de contact
- Il n'y a pas de mouvements relatifs entre les deux solides
 - o Vitesse de glissement nulle : $\forall P \in S, \vec{V}(S, 2/1) = \vec{0}$
 - o Vecteur rotation $\overrightarrow{\Omega}_{21} = \vec{0}$
- Les deux zones mises en contact sont supposés être des ellipsoïdes définis par deux rayons de courbure (principaux) positifs (surface convexe) ou négatifs (surface concave) (cf Annexes)



Dernière mise à jour	Cours	Denis DEFAUCHY
05/12/2015	Théorie de Hertz	1 cours / 1 h

A.IV.3 Modèle de Hertz

A.IV.3.a Données

Les caractéristiques d'entrée du modèle de Hertz sont les suivantes :

	S_1	S_2
Rayons de courbure principaux au contact – cf annexe	R_1, R'_1	R_2, R'_2
Matériaux E Module d'Young ν Coefficient de poisson	E_1, ν_1	E_2, ν_2

L'effort normal au niveau du contact est connu : N

A.IV.3.b Paramètres

On définit deux paramètres k_i :

k_1	k_2
$\frac{1 - \nu_1^2}{\pi E_1}$	$\frac{1 - \nu_2^2}{\pi E_2}$

k_i est en Pa^{-1}

On définit les courbures :

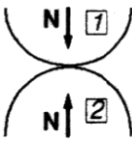
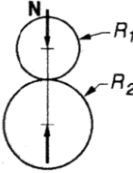
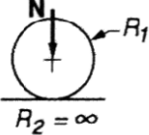
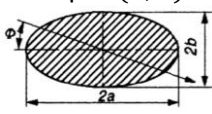
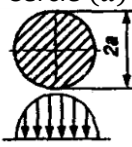
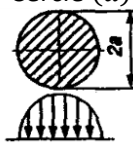
$$C_1 = \frac{1}{R_1} \quad ; \quad C'_1 = \frac{1}{R'_1} \quad ; \quad C_2 = \frac{1}{R_2} \quad ; \quad C'_2 = \frac{1}{R'_2}$$

Dernière mise à jour	Cours	Denis DEFAUCHY
05/12/2015	Théorie de Hertz	1 cours / 1 h

A.IV.3.c Interaction entre les solides

A.IV.3.c.i Contacts ponctuels

• Formules de calcul

Types de contacts		Solides Solides 	Sphère Sphère 	Sphère Plan 
Surface de contact	Forme	Ellipse (a, b) 	Cercle (a) 	Cercle (a) 
	Dimensions	$a = m \sqrt[3]{\frac{3\pi}{2} \frac{k_1 + k_2}{C_1 + C_1' + C_2 + C_2'} N}$ $b = \frac{n}{m} a$	$a = \sqrt[3]{\frac{3\pi (k_1 + k_2) R_1 R_2}{4 (R_1 + R_2)} N}$	$a = \sqrt[3]{\frac{3\pi}{4} (k_1 + k_2) R N}$
Rapprochement δ		$\delta = r \frac{3\pi}{4a} (k_1 + k_2) N$	$\delta = \sqrt[3]{\frac{9\pi^2 (k_1 + k_2)^2 (R_1 + R_2)}{16 R_1 R_2} N^2}$	$\delta = \sqrt[3]{\frac{9\pi^2 (k_1 + k_2)^2}{16 R} N^2}$
Pression max P_{max}		$P_{max} = \frac{3}{2} \frac{N}{\pi a b}$	$P_{max} = \frac{3}{2} \frac{N}{\pi a^2}$	$P_{max} = \frac{3}{2} \frac{N}{\pi a^2}$
Profondeur pour τ_{max} (Pour $\nu = 0,3$)		Fonction de l'excentration de l'ellipse	$h = 0,5a$	$h = 0,5a$



• Détails du contact quelconque

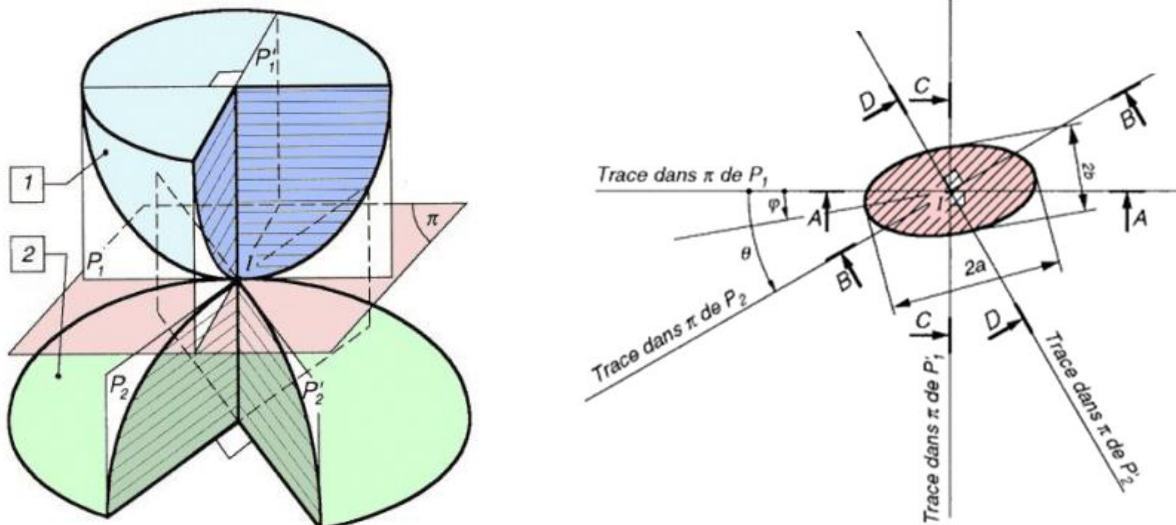
Dans le cas de contacts entre solides quelconques, il faut déterminer les coefficients m , n et r , dépendant de l'angle φ lui-même dépendant d'un angle θ :

$$\cos \varphi = \frac{\sqrt{(C_1 - C_1')^2 + (C_2 - C_2')^2 + 2(C_1 - C_1')(C_2 - C_2') \cos(2\theta)}}{C_1 + C_1' + C_2 + C_2'}$$

L'angle θ est l'angle formé entre les intersections **des plans** contenant les courbures principales de chaque solide **avec le plan** de contact π (cf Annexes courbures de surfaces).

Dernière mise à jour	Cours	Denis DEFAUCHY
05/12/2015	Théorie de Hertz	1 cours / 1 h

Prenons l'exemple ci-dessous.



On associe les plans P_1 et P'_1 à la pièce 1 :

- Le plan P_1 contient la courbure minimale, c'est-à-dire le plus grand rayon de courbure
- Le plan P'_1 contient la courbure maximale, c'est-à-dire le plus petit rayon de courbure

On associe les plans P_2 et P'_2 à la pièce 2 :

- Le plan P_2 contient la courbure minimale, c'est-à-dire le plus grand rayon de courbure
- Le plan P'_2 contient la courbure maximale, c'est-à-dire le plus petit rayon de courbure

Alors, l'angle θ est l'angle entre P_1 et P_2 et entre P'_1 et P'_2

Remarque : Si l'une des surfaces est de révolution autour de la normale au contact, l'angle θ n'a pas lieu d'être puisqu'il pourrait prendre toutes valeurs réelles. On peut d'ailleurs remarquer que si deux courbures principales sont identiques pour la même surface (révolution autour de la normale), par

exemple $C_1 = C'_1 = C$. On a alors :
$$\cos \varphi = \frac{\sqrt{(C-C)^2 + (C_2-C'_2)^2 + 2(C-C)(C_2-C'_2) \cos(2\theta)}}{C_1+C'_1+C_2+C'_2} = \frac{\sqrt{(C_2-C'_2)^2}}{C_1+C'_1+C_2+C'_2}$$

L'angle θ disparaît. L'orientation de l'ellipse de contact sera définie par la géométrie de la seconde surface.

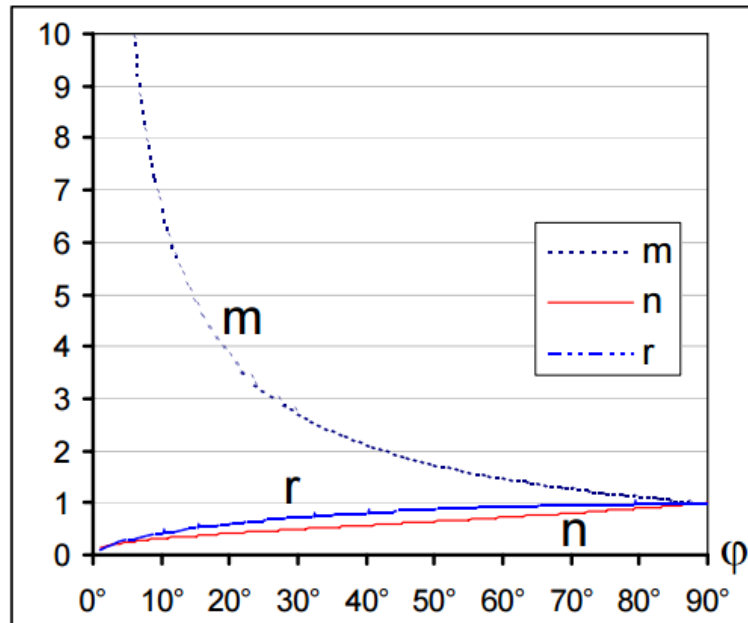
L'angle φ est l'angle entre la direction du plan P_1 et la direction du grand axe de l'ellipse de contact, tel que φ soit dans la direction de θ , autrement dit la direction du grand axe de l'ellipse de contact est entre les directions des plans P_1 et P_2 . On comprend alors que cet angle ne peut être défini qu'entre 0 et 90°. En effet, dans l'exemple ci-dessous, si le plan P_2 s'éloigne du plan P_1 de plus de 90°, l'angle θ se retrouvera vers le haut avec l'autre moitié du plan P_2 , l'angle φ se retrouvera de l'autre côté, dans la même direction que θ

A partir de la connaissance de $\cos \varphi$, on peut donc directement retrouver $\varphi = \cos^{-1}(\cos \varphi)$

Dernière mise à jour	Cours	Denis DEFAUCHY
05/12/2015	Théorie de Hertz	1 cours / 1 h

Il reste finalement à connaître les valeurs des 3 variables m , n et r qui dépendent de φ .

On trouve sur internet ce graphique :

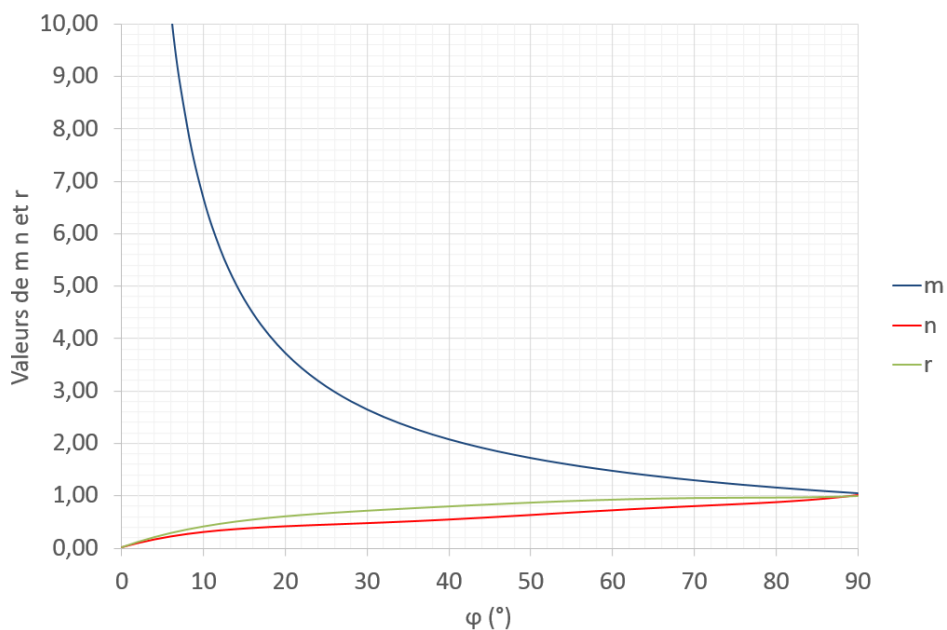


N'ayant pas trouvé de description plus précise de ces courbes, j'en propose un modèle approché issu d'une lecture graphique et d'une modélisation excel par courbes de tendance

$$\begin{cases} m = 46,149\varphi^{-0,84} \\ n = 2,04 \cdot 10^{-9}\varphi^5 - 5,1 \cdot 10^{-7}\varphi^4 + 4,73 \cdot 10^{-5}\varphi^3 - 1,99 \cdot 10^{-3}\varphi^2 + 4,45 \cdot 10^{-2}\varphi + 2,53 \cdot 10^{-2} \\ r = 1,63 \cdot 10^{-9}\varphi^5 - 4,23 \cdot 10^{-7}\varphi^4 + 4,16 \cdot 10^{-5}\varphi^3 - 2,01 \cdot 10^{-3}\varphi^2 + 5,65 \cdot 10^{-2}\varphi + 1,89 \cdot 10^{-2} \end{cases}$$

Fichier source : https://www.dropbox.com/s/hqkxd062ao7je4d/Hertz_Coeffs.xlsx?dl=0

Voici le résultat de cette approximation, très proche de la courbe ci-dessus :

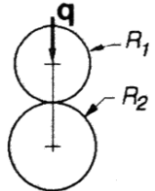
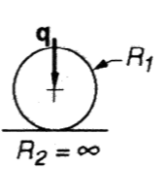
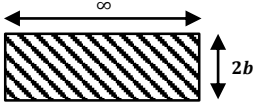
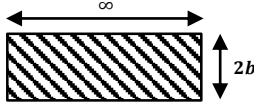


Dernière mise à jour	Cours	Denis DEFAUCHY
05/12/2015	Théorie de Hertz	1 cours / 1 h

A.IV.3.c.ii Contacts linéiques

On appelle q la charge par unité de longueur ($N \cdot m^{-1}$). On a :

$$q = \frac{N}{L}$$

Types de contacts		Cylindre Cylindre 	Cylindre Plan 
Surface de contact	Forme	Rectangle (∞, b) 	Rectangle (∞, b) 
	Dimensions	$b = 2 \sqrt{(k_1 + k_2) \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2} q}$	$b = 2 \sqrt{(k_1 + k_2) R q}$
Rapprochement δ		$\delta = 3,84 \cdot 10^{-5} \frac{N^{0,9}}{L^{0,8}}$ (matériaux métalliques) ★	
Pression max P_{max}		$P_{max} = 0,59 \sqrt{\frac{E_1 E_2}{E_1 + E_2} \frac{R_1 + R_2}{R_1 R_2} q}$ Si $\nu = 0,3$: $P_{max} = \frac{2N}{\pi L b} = \frac{2q}{\pi b}$ $P_{max} = \frac{1}{\pi} \sqrt{\frac{1}{k_1 + k_2} \frac{R_1 + R_2}{R_1 R_2} q}$	$P_{max} = 0,59 \sqrt{\frac{E_1 E_2}{E_1 + E_2} \frac{1}{R} q}$ Si $\nu = 0,3$: $P_{max} = \frac{2N}{\pi L b} = \frac{2q}{\pi b}$ $P_{max} = \frac{1}{\pi} \sqrt{\frac{1}{k_1 + k_2} \frac{1}{R} q}$
Profondeur pour τ_{max} (Pour $\nu = 0,3$)		$h = \frac{\pi}{4} b$	$h \approx 0,78 b$

★ Dans le cas de contacts linéiques réels, les longueurs de contact sont non infinies et la théorie de Hertz donne des valeurs non réalistes. Arvid Palmgren donne des valeurs proches de la réalité pour un couple de matériaux métalliques où L est la longueur de contact.

Dernière mise à jour	Cours	Denis DEFAUCHY
05/12/2015	Théorie de Hertz	1 cours / 1 h

A.IV.4 Utilisations courantes de la théorie de Hertz

A.IV.4.a Calcul de raideurs locales

La détermination du rapprochement δ de deux solides déformables en contact permet d'exprimer une relation entre déplacement d et effort N du type :

$$N = kd^n ; k \in \mathbb{R}$$

A.IV.4.b Dimensionnement au matage

L'application de la théorie de Hertz permet de choisir la géométrie et les matériaux des pièces en contact en prenant en compte la pression de matage admissible P_{adm} au niveau du contact.

Le critère à vérifier est le suivant :

$$P_{max} < P_{adm}$$

Nous utiliserons pressions de matage conventionnelles suivantes :

a) Pression de matage pour les clavettes parallèles

Conditions de fonctionnement (clavette en A 60)	Pression (MPa)
Assemblage fixe	30 à 115
Déplacement sans charge	12 à 40
Déplacement sous charge	3 à 15

b) Pression de matage pour les cannelures

Conditions de fonctionnement	Pression (MPa)
Sans mouvement relatif - sans choc - avec choc	100 à 200 30 à 100
Avec mouvement relatif sans charge - sans choc - avec choc	50 à 100 20 à 60
Avec mouvement relatif sous charge - sans choc - avec choc	10 à 30 3 à 15

c) Pression de matage pour les vis-écrous (système de transformation de mouvement)

Matériaux en présence	Pression (MPa) (en charge dynamique)
Acier sur fonte grise	2 à 5
Acier sur bronze - utilisation courante - pour les machines-outils	5 à 10 0,5 à 2
Acier cémenté trempé sur bronze	10 à 20

d) Pression de matage pour les galets sur rail (ponts roulants ou chariots)

Matériaux en présence	Pression (MPa) (en charge dynamique)
Acier sur fonte grise	2 à 3
Acier sur acier	4 à 8

e) Pression de matage pour embrayages et freins

Matières	Pression (MPa)	Température (°C)	
		En continu	Ponctuellement
Acier traité / Acier traité	0,5 à 4	100	200
Acier traité / métal fritté - Fer % \geq 40 % - Bronze - Céramique	2 à 6 3 à 6 2 à 8	150 300 500	300 600 800
Fonte grise / Fonte grise	1 à 2	150	250
Acier ou fonte / - Résine synthétique - Toile amiante - Graphite	0,2 à 0,5 0,1 à 2,5 0,1 à 2	50 120 200	90 350 450

Dernière mise à jour	Cours	Denis DEFAUCHY
05/12/2015	Théorie de Hertz	1 cours / 1 h

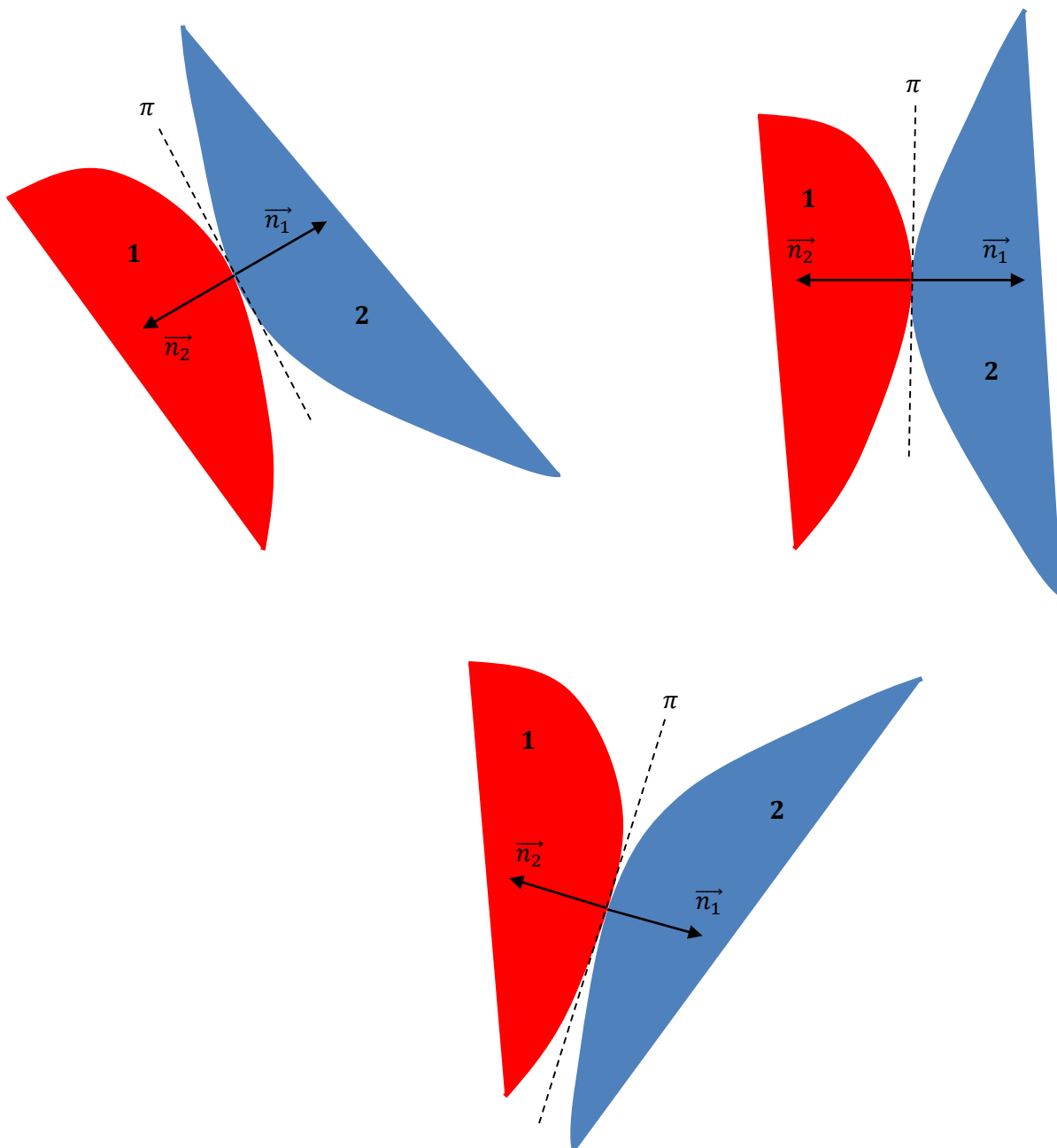
A.V. Annexe

A.V.1 Courbure des courbes et surfaces

Pour utiliser correctement la théorie de Hertz, il faut trouver les rayons de courbure principaux de surfaces 3D. Il est donc nécessaire de présenter les caractéristiques des surfaces 3D afin d'en être capable.

A.V.1.a Préliminaires

Lorsque deux solides entrent en contact, le lieu de contact s'effectuera toujours en un point de chaque surface tel que les normales sortantes aux deux surfaces soient opposées, orthogonales à un plan de contact appelé π .



Dernière mise à jour	Cours	Denis DEFAUCHY
05/12/2015	Théorie de Hertz	1 cours / 1 h

A.V.1.b Courbure d'une courbe plane

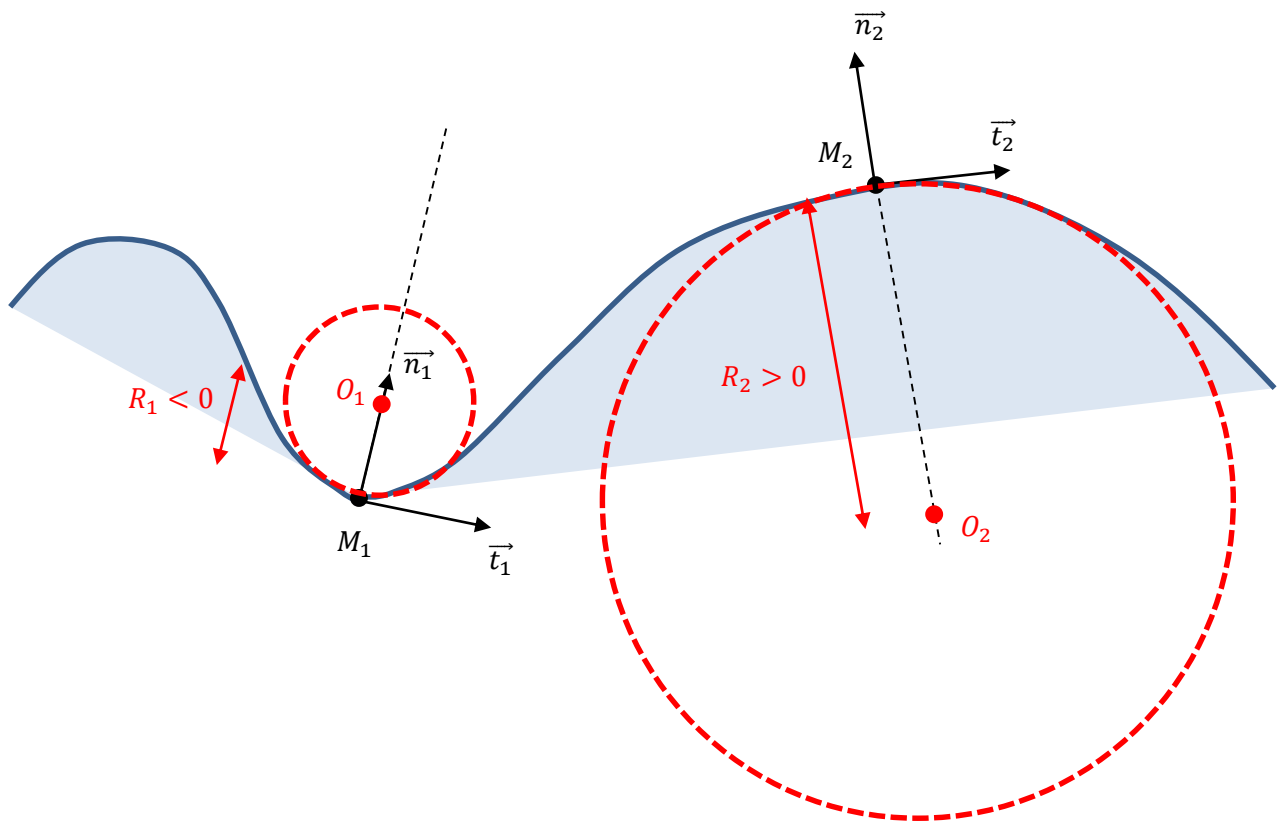
Soit une courbe plane quelconque délimitant un solide. On parcourt la courbe tel que la matière soit toujours à droite. En tout point M , la courbe peut être assimilée, au niveau local, à un cercle de rayon R appelé rayon de courbure local en M de C . Soit \vec{t} le vecteur tangent à la courbe en M et \vec{n} le vecteur directement normal à \vec{t} à la courbe orientée. \vec{n} est un vecteur « sortant » de la matière. Le centre de courbure appelé O .

On a :

$$\overrightarrow{OM} = R\vec{n}$$

R est un nombre algébrique qui est

- positif si la surface est convexe (on tourne vers la matière dans le sens opposé à \vec{n})
- négatif si la surface est concave (on tourne hors de la matière dans le sens de \vec{n})



Dernière mise à jour	Cours	Denis DEFAUCHY
05/12/2015	Théorie de Hertz	1 cours / 1 h

A.V.1.c Courbure d'une surface 3D

A.V.1.c.i Définition

Dans le cas d'une surface S , il existe une infinité de rayons de courbures en un point M de celle-ci.

On définit le plan tangent au contact π et le vecteur normal à la surface sortant de la matière \vec{n} au point M .

On trouve alors les rayons de courbure de S en M dans des tranches de la surface S réalisées par une coupe de plans orthogonaux à π et contenant \vec{n} .

Tous les centres de courbure sont sur la droite (M, \vec{n})

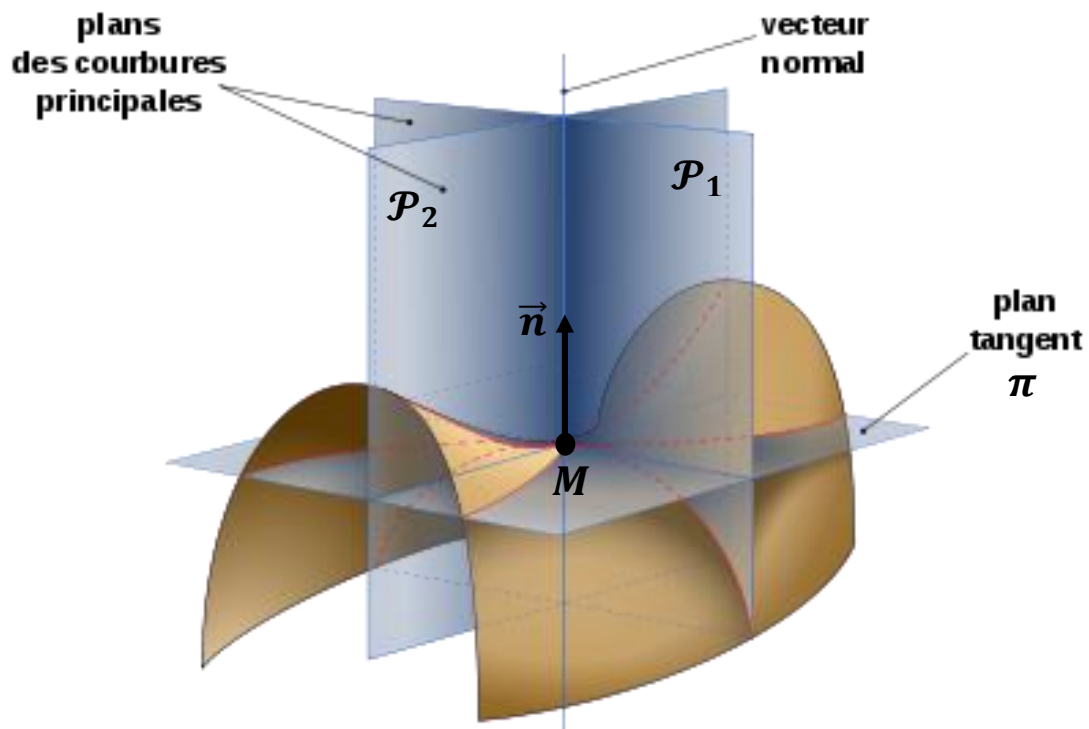
On définit les rayons de courbures principaux de S en M comme étant les rayons de courbure minimum et maximum de S en M . Il existe deux cas de figure détaillés ci-dessous.

- **Surface de révolution d'axe (M, \vec{n})**

Les centres de courbure sont tous confondus et tous les rayons de courbures sont identiques.

- **Surface sans révolution d'axe (M, \vec{n})**

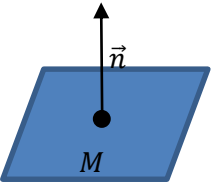
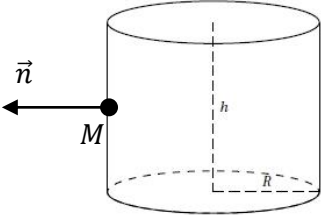
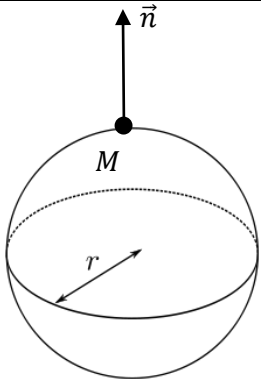
Euler, dans « Recherches sur la courbure des surfaces, 1760 », a prouvé qu'il existe deux plans \mathcal{P}_1 et \mathcal{P}_2 orthogonaux entre eux (chacun à π) contenant respectivement les courbes issues de la coupe de S avec \mathcal{P}_1 et \mathcal{P}_2 ayant le plus petit et le plus grand rayon de courbure, soit les courbures principales de S en M .

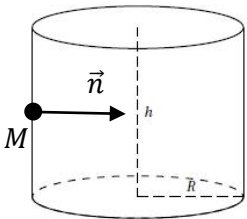
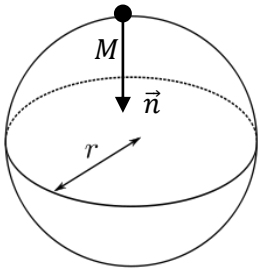


Dernière mise à jour	Cours	Denis DEFAUCHY
05/12/2015	Théorie de Hertz	1 cours / 1 h

A.V.1.c.ii Plans - Cylindres - Sphères

Lors de l'application de la théorie de Hertz, nous aurons souvent affaire à ces contacts faisant intervenir des plans, sphères et cylindres. Dans ces 3 cas, les rayons de courbures principaux sont faciles à déterminer :

Plan	Cylindre plein de rayon r	Sphère pleine de rayon r
		
<p>La surface est de révolution d'axe (M, \vec{n}) Tous les rayons de courbure sont identiques égaux à : $R_1 = R_2 = +\infty$</p>	<p>Cylindre plein – Contact extérieur $R_1 = R$ $R_2 = +\infty$</p>	<p>La surface est de révolution d'axe (M, \vec{n}) Tous les rayons de courbure sont identiques égaux à : $R_1 = R_2 = r$</p>

Cylindre creux de rayon r	Sphère creuse de rayon r
	
<p>Cylindre creux – Contact intérieur $R_1 = -R$ $R_2 = +\infty$</p>	<p>La surface est de révolution d'axe (M, \vec{n}) Tous les rayons de courbure sont identiques égaux à : $R_1 = R_2 = -r$</p>

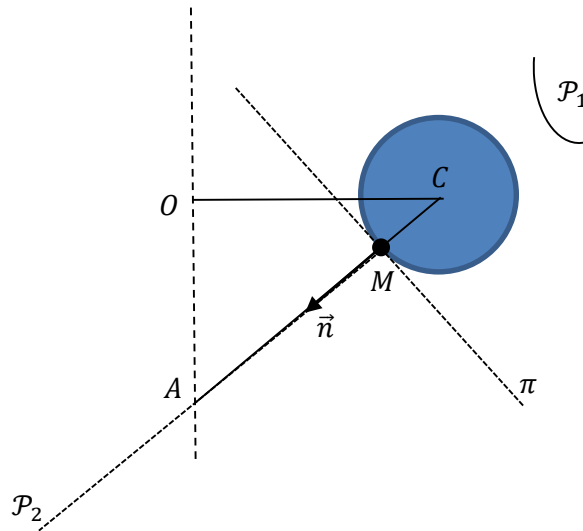
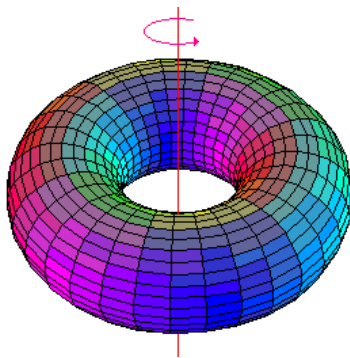
Dernière mise à jour	Cours	Denis DEFAUCHY
05/12/2015	Théorie de Hertz	1 cours / 1 h

A.V.1.c.iii Théorème utile

Pour des contacts entre surfaces quelconques, il est nécessaire de savoir trouver les deux courbures principales de chaque surface, ce qui est parfois délicat. S'il est possible de trouver le plan contenant l'une d'elles, on trouvera l'autre dans le plan orthogonal à π et ce plan. Si par ailleurs le volume étudié est de révolution autour d'un axe, les travaux d'Euler nous permettent de trouver les deux centres de courbure facilement.

Soit une surface de révolution autour d'un axe autre que l'axe normal (M, \vec{n}) .

Prenons l'exemple d'un tore :



On sait que les deux centres des cercles de courbure principaux sont sur la droite (C, \vec{n}) .

Les travaux d'Euler nous permettent de savoir que la première courbure principale est dans le plan \mathcal{P}_1 passant par l'axe de révolution du solide et par M .

Le tore étudié présente une courbure principale en M dans le plan de coupe \mathcal{P}_1 proposé ci-dessus, dont on connaît le rayon :

$$R_1 = CM \quad ; \quad \text{Centre de courbure } C$$

La seconde courbure est donc dans le plan \mathcal{P}_2 normal au plan de contact \mathcal{P}_1 . On sait que le centre de courbure du cercle de rayon de courbure principale est sur la droite (C, \vec{n}) , mais on ne sait où.

Les travaux d'Euler ont permis de montrer que le second centre de courbure est sur l'axe de rotation.

C'est donc le point A , d'où :

$$R_2 = AM \quad ; \quad \text{Centre de courbure } A$$

Remarque : ce théorème nous sera très utile en TD pour le calcul des courbures de bagues de roulements au contact avec les billes !!!

Dernière mise à jour	Cours	Denis DEFAUCHY
05/12/2015	Théorie de Hertz	1 cours / 1 h

A.V.2 Quelques caractéristiques de matériaux

Matériau	E en MPa	ν
Acier	210 000	0,30
Acier inox 18-8	189 000	0,30
Aluminium	70 000	0,33
Argent	70 000	0,37
Cadmium	70 000	0,44
Chrome	252 000	0,30
Cuivre	112 000	0,34
Fer	210 000	0,30
Fonte	126 000	0,25
Laiton	112 000	0,33
Molybdène	329 000	0,31
Nickel	210 000	0,41
Or	70 000	0,42
Plomb	15 400	0,41
Titane	110 000	0,34
Tungstène	357 000	0,19
Zinc	91 000	0,28
Verre	46 200	0,24
Caoutchouc	1 500	0,50
Acétal	2 800	0,35
Plexiglas	3 160	0,40
Polycarbonate	2 320	0,38
Téflon	400	0,48
Nylon	1 100	0,34
Polyéthylène	760	0,46