

---

---

**Calcul de la capacité de charge des  
engrenages cylindriques à dentures droite  
et hélicoïdale —**

Partie 3:

**Calcul de la résistance à la flexion en pied  
de dent**

iTeh STANDARD PREVIEW  
(standards.iteh.ai)

*Calculation of load capacity of spur and helical gears —*

*Part 3: Calculation of tooth bending strength*

[ISO 6336-3:1996](https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/c11dcf77-0eac-4c59-9d2c-81a7984d00be/iso-6336-3-1996)

<https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/c11dcf77-0eac-4c59-9d2c-81a7984d00be/iso-6336-3-1996>



**PDF – Exonération de responsabilité**

Le présent fichier PDF peut contenir des polices de caractères intégrées. Conformément aux conditions de licence d'Adobe, ce fichier peut être imprimé ou visualisé, mais ne doit pas être modifié à moins que l'ordinateur employé à cet effet ne bénéficie d'une licence autorisant l'utilisation de ces polices et que celles-ci y soient installées. Lors du téléchargement de ce fichier, les parties concernées acceptent de fait la responsabilité de ne pas enfreindre les conditions de licence d'Adobe. Le Secrétariat central de l'ISO décline toute responsabilité en la matière.

Adobe est une marque déposée d'Adobe Systems Incorporated.

Les détails relatifs aux produits logiciels utilisés pour la création du présent fichier PDF sont disponibles dans la rubrique General Info du fichier; les paramètres de création PDF ont été optimisés pour l'impression. Toutes les mesures ont été prises pour garantir l'exploitation de ce fichier par les comités membres de l'ISO. Dans le cas peu probable où surviendrait un problème d'utilisation, veuillez en informer le Secrétariat central à l'adresse donnée ci-dessous.

**iTeh STANDARD PREVIEW**  
**(standards.iteh.ai)**

[ISO 6336-3:1996](https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/c11dcf77-0eac-4c59-9d2c-81a7984d00be/iso-6336-3-1996)

<https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/c11dcf77-0eac-4c59-9d2c-81a7984d00be/iso-6336-3-1996>

© ISO 1996

Droits de reproduction réservés. Sauf prescription différente, aucune partie de cette publication ne peut être reproduite ni utilisée sous quelque forme que ce soit et par aucun procédé, électronique ou mécanique, y compris la photocopie et les microfilms, sans l'accord écrit de l'ISO à l'adresse ci-après ou du comité membre de l'ISO dans le pays du demandeur.

ISO copyright office  
Case postale 56 • CH-1211 Geneva 20  
Tel. + 41 22 749 01 11  
Fax. + 41 22 749 09 47  
E-mail [copyright@iso.ch](mailto:copyright@iso.ch)  
Web [www.iso.ch](http://www.iso.ch)

Version française parue en 2002

Imprimé en Suisse

## Sommaire

Page

Avant-propos .....	iv
Introduction.....	v
1 <b>Domaine d'application</b> .....	1
2 <b>Références normatives</b> .....	1
3 <b>Rupture de dent et coefficients de sécurité</b> .....	2
4 <b>Formules de base</b> .....	2
5 <b>Facteurs de forme, <math>Y_F</math> et <math>Y_{Fa}</math>; facteur de forme combiné, <math>Y_{FS}</math></b> .....	11
6 <b>Facteurs de concentration de contrainte, <math>Y_S</math> et <math>Y_{Sa}</math></b> .....	38
7 <b>Facteur de conduite, <math>Y_c</math></b> .....	49
8 <b>Facteur d'inclinaison, <math>Y_\beta</math></b> .....	49
9 <b>Contrainte de référence pour la flexion</b> .....	50
10 <b>Facteur de durée de vie, <math>Y_{NT}</math></b> .....	51
11 <b>Facteurs de sensibilité à l'entaille, <math>Y_\delta</math>, <math>Y_{\delta T}</math>, <math>Y_{\delta k}</math> et facteurs relatifs de sensibilité à l'entaille, <math>Y_{\delta \text{ rel } T}</math>, <math>Y_{\delta \text{ rel } k}</math></b> .....	53
12 <b>Facteurs d'état de surface, <math>Y_R</math>, <math>Y_{RT}</math>, <math>Y_{Rk}</math> et facteurs relatifs d'état de surface, <math>Y_{R \text{ rel } T}</math>, <math>Y_{R \text{ rel } k}</math></b> .....	65
13 <b>Facteur de dimension, <math>Y_x</math></b> .....	70
Bibliographie.....	73

## Avant-propos

L'ISO (Organisation internationale de normalisation) est une fédération mondiale d'organismes nationaux de normalisation (comités membres de l'ISO). L'élaboration des Normes internationales est en général confiée aux comités techniques de l'ISO. Chaque comité membre intéressé par une étude a le droit de faire partie du comité technique créé à cet effet. Les organisations internationales, gouvernementales et non gouvernementales, en liaison avec l'ISO participent également aux travaux. L'ISO collabore étroitement avec la Commission électrotechnique internationale (CEI) en ce qui concerne la normalisation électrotechnique.

Les projets de Normes internationales adoptés par les comités techniques sont soumis aux comités membres pour vote. Leur publication comme Normes internationales requiert l'approbation de 75 % au moins des comités membres votants.

La Norme internationale ISO 6336-3 a été élaborée par le comité technique ISO/TC 60, *Engrenages*, sous-comité SC 2, *Calcul de la capacité des engrenages*.

L'ISO 6336 comprend les parties suivantes, présentées sous le titre général *Calcul de la capacité de charge des engrenages cylindriques à dentures droite et hélicoïdale*:

— *Partie 1: Principes de base, introduction et facteurs généraux d'influence*

— *Partie 2: Calcul de la résistance à la pression de contact (piqûres)*

— *Partie 3: Calcul de la résistance à la flexion en pied de dent*

— *Partie 5: Résistance et qualité des matériaux*

**iTeh STANDARD PREVIEW**  
(standards.iteh.ai)  
ISO 6336-3:1996  
<https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/c11dcf77-0eac-4c59-9d2c-81a7984d00be/iso-6336-3-1996>

La présente version française inclut le rectificatif technique ISO 6336-3:1996/Cor. 1:1999 à la version anglaise.

## Introduction

La contrainte maximale de traction en pied de dent (dans la direction de la hauteur de dent), qui ne peut excéder la contrainte admissible de flexion pour le matériau, est la base du calcul de la résistance à la flexion des dents. Cette contrainte apparaît dans les profils de raccordement en pied de dent en traction, du côté des flancs actifs. Si la charge est telle qu'elle provoque la formation de fissures, celles-ci apparaissent en priorité dans les profils de raccordement où la contrainte de compression est générée, c'est-à-dire dans les «profils de raccordement de compression», qui sont du côté des flancs non actifs. Lorsque le chargement des dentures est unidirectionnel de type répété et que les dents sont de forme standard, ces fissures se propagent rarement jusqu'à la rupture. Les ruptures dues à la propagation des fissures sont généralement le fait d'amorces initiées dans les profils de raccordement en pied de dent sollicités en traction.

La tenue en fatigue des dents soumises à chaque tour à un chargement de type alterné, tel que les pignons intermédiaires, est plus faible que pour une sollicitation de type unidirectionnel répétée. Dans ce cas, l'amplitude totale de la contrainte est supérieure à deux fois la contrainte de traction, qui apparaît dans le profil de raccordement en pied de dent des flancs chargés. Ceci est pris en compte dans le calcul des contraintes admissibles (voir l'ISO 6336-5).

Quand les jantes des roues dentées sont peu épaisses et que les entre-dents adjacents à la surface de pied sont étroits (conditions qui peuvent se rencontrer en particulier avec des dentures intérieures), les fissures apparaissent habituellement dans le profil de raccordement des flancs sollicités en compression. Puisque, dans de tels cas, la jante peut à elle seule subir une rupture de fatigue, des études particulières sont nécessaires. Voir article 1, 5.2.2 et 5.3.2.

Plusieurs méthodes de calcul de la contrainte critique en pied de dent et d'évaluation des facteurs associés ont été adoptées (voir l'ISO 6336-1).

<https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/c11dcf77-0eac-4c59-9d2c-81a7984d00be/iso-6336-3-1996>

**iTeh STANDARD PREVIEW**  
**(standards.iteh.ai)**

ISO 6336-3:1996

<https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/c11dcf77-0eac-4c59-9d2c-81a7984d00be/iso-6336-3-1996>

# Calcul de la capacité de charge des engrenages cylindriques à dentures droite et hélicoïdale —

## Partie 3: Calcul de la résistance à la flexion en pied de dent

### 1 Domaine d'application

La présente partie de l'ISO 6336 donne les équations fondamentales à utiliser pour le calcul de la capacité de charge à la flexion des dents d'engrenages cylindriques à denture droite et hélicoïdale, extérieure ou intérieure et à profil en développante de cercle, et présentant, sous le pied de dent, une épaisseur de jante telle que  $s_r > 3,5 m_n$ . Elle tient compte de tous les paramètres agissant sur la résistance à la rupture des dents, pour autant que ceux-ci résultent des charges appliquées sur la denture et qu'ils puissent être évalués quantitativement (voir 4.1.1).

Les équations données sont valables pour des roues cylindriques à dentures droite et hélicoïdale, avec des profils de denture conformes au tracé de référence de l'ISO 53 (voir Introduction). Elles peuvent aussi être appliquées à des dentures conjuguées à un autre tracé de référence, si le rapport de conduite virtuel ne dépasse pas  $\varepsilon_{\alpha n} = 2,5$ .

NOTE 1 Voir 4.1.1 c) et 5.3 pour les limitations relatives à la méthode C.

La capacité de charge déterminée à partir de la contrainte admissible en pied de dent est appelée «résistance à la flexion en pied de dent». Les résultats sont en concordance avec ceux obtenus par d'autres méthodes pour le domaine d'application indiqué dans l'ISO 6336-1.

L'utilisateur de la présente partie de l'ISO 6336 est mis en garde que, lorsqu'il utilise la méthode spécifiée pour des angles d'hélice et des angles de pression importants, il lui faut confirmer par l'expérience ainsi que par la méthode A les résultats calculés.

### 2 Références normatives

Les documents normatifs suivants contiennent des dispositions qui, par suite de la référence qui y est faite, constituent des dispositions valables pour la présente partie de l'ISO 6336. Pour les références datées, les amendements ultérieurs ou les révisions de ces publications ne s'appliquent pas. Toutefois, les parties prenantes aux accords fondés sur la présente partie de l'ISO 6336 sont invitées à rechercher la possibilité d'appliquer les éditions les plus récentes des documents normatifs indiqués ci-après. Pour les références non datées, la dernière édition du document normatif en référence s'applique. Les membres de l'ISO et de la CEI possèdent le registre des Normes internationales en vigueur.

ISO 53:1974, *Engrenages cylindriques de mécanique générale et de grosse mécanique — Crémaillère de référence*

ISO 6336-1:1996, *Calcul de la capacité de charge des engrenages cylindriques à dentures droite et hélicoïdale — Partie 1: Principes de base, introduction et facteurs généraux d'influence*

ISO 6336-5:1996, *Calcul de la capacité de charge des engrenages cylindriques à dentures droite et hélicoïdale — Partie 5: Résistance et qualité des matériaux*

### 3 Rupture de dent et coefficients de sécurité

Une rupture de dent signifie, en général, la fin de la vie de l'engrenage. Parfois, la rupture d'une dent entraîne la destruction de toute la denture. Dans certains cas, la liaison entre l'arbre d'entrée et l'arbre de sortie est interrompue. Par conséquent, il convient que la valeur choisie pour le coefficient de sécurité  $S_F$  contre la rupture de dents soit supérieure au coefficient de sécurité contre la formation des piqûres.

Certaines règles d'ordre général sur le choix du coefficient de sécurité minimal peuvent être trouvées en 4.1.3 de l'ISO 6336-1. Il est recommandé que le fabricant et l'utilisateur s'accordent sur la valeur à donner au coefficient de sécurité minimal.

La présente partie de l'ISO 6336 ne s'applique pas aux contraintes supérieures à celles indiquées pour un nombre de cycles égal à  $10^3$  puisque, pour de telles contraintes, on risque de dépasser la limite élastique du matériau de la denture.

### 4 Formules de base

NOTE 2 Tous les symboles, termes et unités sont définis dans l'ISO 6336-1.

La contrainte effective en pied de dent,  $\sigma_F$ , et la contrainte admissible en pied de dent,  $\sigma_{FP}$ , doivent être calculées séparément pour le pignon et la roue;  $\sigma_F$  doit être inférieure à  $\sigma_{FP}$ .

#### 4.1 Contrainte effective en pied de dent, $\sigma_F$

##### 4.1.1 Méthodes de détermination de la contrainte en pied de dent, $\sigma_F$ , principes, hypothèses et application

Selon la présente partie de l'ISO 6336, la contrainte locale en pied de dent est définie comme le produit de la contrainte de flexion nominale par un facteur de concentration de contrainte [méthodes B et C <sup>1)</sup>].

##### a) Méthode A

La contrainte de traction maximale peut, en principe, être déterminée par n'importe quelle méthode de calcul appropriée (par exemple par les méthodes des éléments finis, des équations intégrales, de la transformation conforme, ou expérimentalement par l'analyse photoélastique des contraintes, par la mesure des déformations à l'aide de jauges de contrainte, etc.). Pour déterminer la contrainte en pied de dent maximale, les effets de la répartition de la charge sur une ou plusieurs dents en prise et les modifications des contraintes en fonction des changements de phases dans l'engrènement doivent être pris en compte.

Il convient de veiller à ce que la contrainte de traction en pied de dent soit telle que l'on soit dans des conditions de déformation plane. Ceci est important pour permettre la comparaison entre les résultats obtenus par des études par photoélasticimétrie des contraintes (méthodes B et C), et les valeurs des contraintes admissibles.

La méthode A n'est utilisée que dans des cas particuliers et, en raison de son coût élevé, son utilisation ne se justifie que dans ces cas.

---

1) Dans le calcul de la contrainte effective en pied de dent  $\sigma_F$  ou de la contrainte admissible en pied de dent  $\sigma_{FP}$ , il convient de prendre en compte les contraintes, telles que celles résultant du frettage d'une couronne dentée, qui se superposent aux contraintes dues à la charge sur les dents.



b) **Méthode B**

Cette méthode admet l'hypothèse selon laquelle la contrainte en pied de dent déterminante est atteinte avec l'application de la charge au point de plus haut contact unique d'un engrenage à denture droite, ou d'un engrenage virtuel à denture droite équivalent à un engrenage à denture hélicoïdale. Toutefois, dans ce dernier cas, la «charge apparente» doit être remplacée par une «charge normale» appliquée sur la largeur de denture de la roue réelle considérée.

Pour des dentures ayant un rapport de conduite virtuel  $2 \leq \varepsilon_{\alpha n} < 3$ , on suppose que la contrainte en pied de dent déterminante apparaît lors de l'application de la charge au point le plus bas de double contact. Les équations données dans ce document permettent de calculer le facteur de forme,  $Y_{\beta}$ , pour la contrainte nominale et le facteur de concentration de contrainte,  $Y_S$ . Dans le cas d'engrenages à denture hélicoïdale, le facteur  $Y_{\beta}$  tient compte des écarts par rapport à ces hypothèses.

La méthode B convient pour des calculs plus précis et est également adaptée aux programmes de calcul par ordinateur, ainsi qu'à l'exploitation des résultats expérimentaux obtenus au pulsateur (avec application de la charge en un point donné).

c) **Méthode C**

Cette méthode de calcul simplifiée est issue de la méthode B. On calcule d'abord (à l'aide des facteurs  $Y_{Fa}$  et  $Y_{Sa}$ ) la contrainte locale en pied de dent lors de l'application de la charge en tête de dent, on en déduit ensuite une valeur approximative de la contrainte en pied de dent pour une application de la charge au point de plus haut contact unique, à l'aide du facteur  $Y_{\varepsilon}$ .

Le facteur de forme  $Y_{Fa}$  pour la contrainte nominale et le facteur de concentration de contrainte  $Y_{Sa}$  sont donnés dans une série d'abaques pour différents tracés de référence.

La méthode C n'est valable que pour des dentures dont le rapport de conduite équivalent  $\varepsilon_{\alpha n} < 2$ ; elle est également utile quand on ne dispose pas de programmes de calcul par ordinateur. La méthode est, dans la plupart des cas, suffisamment précise et conduit généralement à des valeurs de contrainte légèrement supérieures à celles obtenues par la méthode B.

4.1.2 **Contrainte en pied de dent,  $\sigma_F$ , méthodes B et C**

Dans les transmissions à division de puissance (trains planétaires et trains dérivés), la force tangentielle totale n'est pas également répartie sur chaque contact d'engrènement (elle dépend de la conception, des vitesses tangentielles et de la précision de fabrication). Ceci doit être pris en compte, en utilisant, à la suite de  $K_A$ , dans l'équation (1), un facteur de répartition  $K_{\nu}$  pour ajuster si nécessaire la charge moyenne de chaque engrènement.

$$\sigma_F = \sigma_{F0} K_A K_{\nu} K_{F\beta} K_{F\alpha} \leq \sigma_{FP} \quad (1)$$

où

$\sigma_{F0}$  est la contrainte de base en pied de dent, soit la contrainte locale maximale de traction, générée en pied de dent par application du couple statique nominal sur un engrenage considéré sans écarts;

$\sigma_{FP}$  est la contrainte de flexion admissible (voir 4.2);

$K_A$  est le facteur d'application (voir l'ISO 6336-1); il prend en compte l'augmentation de la charge due aux variations du couple d'entrée et de sortie;

$K_{\nu}$  est le facteur dynamique (voir l'ISO 6336-1); il prend en compte l'augmentation de la charge due aux effets dynamiques internes;

$K_{F\beta}$  est le facteur de distribution longitudinale de la charge relatif à la contrainte en pied de dent (voir l'ISO 6336-1); il prend en compte la distribution non uniforme de la charge sur la largeur de denture, due à un désalignement de l'engrènement provoqué par des imprécisions de fabrication, des déformations élastiques, etc.;

$K_{F\alpha}$  est le facteur de distribution transversale de la charge relatif à la contrainte en pied de dent (voir l'ISO 6336-1); il prend en compte la répartition inégale de la charge dans la direction transversale, résultant par exemple des écarts de division.

NOTE 3 L'ordre de détermination des facteurs  $K_A$ ,  $K_V$ ,  $K_{F\beta}$  et  $K_{F\alpha}$  est défini en 4.18 de l'ISO 6336-1.

#### 4.1.3 Contrainte nominale en pied de dent, $\sigma_{F0-B}$ , méthode B

$$\sigma_{F0-B} = \frac{F_t}{b m_n} Y_F Y_S Y_\beta \quad (2)$$

où

$F_t$  est la force tangentielle nominale, tangente au cylindre de référence du pignon dans le plan apparent <sup>2)</sup> (voir l'ISO 6336-1);

$b$  est la largeur de denture (dans le cas de dentures hélicoïdales doubles,  $b = 2 b_B$ ). Dans un engrenage conjugué,  $b$  est la largeur de denture au cercle de pied, sans tenir compte des chanfreins ou des arrondis d'extrémité. Si les largeurs de denture du pignon et de la roue sont différentes, on peut supposer que la largeur supportant la charge est égale à celle de la roue la moins large, augmentée d'une valeur qui n'excèdera pas une fois le module à chaque extrémité de la dent;

$m_n$  est le module normal;

$Y_F$  est le facteur de forme (voir article 5); il prend en compte l'influence de la forme de la dent sur la contrainte nominale de flexion, pour une application de la charge au point de plus haut contact unique;

$Y_S$  est le facteur de concentration de contrainte (voir article 6); il prend en compte la conversion de la contrainte nominale de flexion, déterminée pour une application de la charge au point de plus haut contact unique, en une contrainte locale en pied de dent; ainsi, avec  $Y_S$ , il est tenu compte:

- de l'augmentation de contrainte due au rayon de raccordement en pied de dent,
- du fait que, dans la section critique en pied de dent, apparaît un état de contrainte effectif plus complexe que le modèle simplifié présenté ici;

$Y_\beta$  est le facteur d'angle d'hélice (voir article 8); il prend en compte le meilleur comportement vis-à-vis de la contrainte en pied de dent des dentures hélicoïdales du fait de l'inclinaison des lignes de contact, par rapport au comportement des dentures droites virtuelles utilisées pour le calcul.

#### 4.1.4 Contrainte de base en pied de dent, $\sigma_{F0-C}$ , méthode C

$$\sigma_{F0-C} = \frac{F_t}{b m_n} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\epsilon Y_\beta = \frac{F_t}{b m_n} Y_{FS} Y_\epsilon Y_\beta \quad (3)$$

où

$Y_{Fa}$  est le facteur de forme (voir article 5); il prend en compte l'influence de la forme de la dent sur la contrainte nominale de flexion pour une application de la charge sur le rayon actif de tête de la dent;

2) Pour autant que, dans le cas d'une couronne dentée, la jante sous le pied de dent ait une épaisseur suffisante, c'est-à-dire que l'épaisseur de la jante  $s_r > 3,5 m_n$  (voir domaine d'application). Dans tous les cas, y compris lorsque  $\epsilon_{\alpha n} > 2$ , il est nécessaire de prendre pour  $F_t$  la force tangentielle totale. Les raisons du choix du cylindre de référence pour l'application de la force tangentielle sont données en 5.5.

Voir 4.2 de l'ISO 6336-1 pour la définition de  $F_t$  et les commentaires relatifs aux particularités des dentures en double hélice.

$Y_{Sa}$  est le facteur de concentration de contrainte (voir article 6); il prend en compte la conversion de la contrainte nominale de flexion déterminée pour une application de la charge sur le rayon actif de tête de la dent, en une contrainte locale en pied de dent; ainsi, avec  $Y_{Sa}$ , on tient compte:

- a) de l'augmentation de contrainte due au rayon de raccordement en pied de dent,
- b) du fait que, dans la section critique en pied de dent, apparaît un état de contrainte plus complexe que le modèle simplifié présenté ici. Par contre, ce facteur ne tient pas compte de l'influence du bras de levier du moment de flexion;

$Y_{\epsilon}$  est le facteur de rapport de conduite (voir article 7); il prend en compte la conversion de la contrainte locale en pied de dent déterminée pour une application de la charge sur le rayon actif de tête de la dent, en une contrainte approchée correspondant à l'application de la charge au point de plus haut contact unique; ainsi, il prend en compte l'influence sur le facteur de concentration de contrainte de la répartition de la charge dans le cas de plusieurs dents en contact, et du moment de flexion de la dent;

$Y_{FS}$  est le facteur combiné ( $Y_{Fa} Y_{Sa}$ ) (voir article 5); il prend en compte les influences combinées des facteurs  $Y_{Fa}$  et  $Y_{Sa}$ .  $Y_{FS}$  est donné dans des abaques pour différents types de tracé de référence.

Les autres termes et symboles sont définis en 4.1.3.

## 4.2 Contrainte de flexion admissible en pied de dent, $\sigma_{FP}$

Il convient de déterminer de préférence la valeur limite de la contrainte en pied de dent (voir article 9) par des essais directs sur des engrenages, car ainsi les effets de la géométrie des pièces d'essai, par exemple l'influence du profil de raccordement en pied, sont inclus dans les résultats. Les méthodes de calcul fournies constituent des moyens empiriques pour comparer les valeurs des contraintes obtenues sur des roues d'essai de différentes dimensions, par rapport aux résultats expérimentaux. Plus l'engrenage d'essai et les conditions d'essai seront proches de l'engrenage réel et des conditions de service réelles, plus on diminuera l'effet des imprécisions dans la formulation des expressions de calcul.

[https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/c11dcf77-0eac-4c59-9d2c-](https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/c11dcf77-0eac-4c59-9d2c-91c7064109bed/iso-6336-3-1996)

[91c7064109bed/iso-6336-3-1996](https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/c11dcf77-0eac-4c59-9d2c-91c7064109bed/iso-6336-3-1996)

### 4.2.1 Méthodes de détermination de la contrainte de flexion admissible en pied de dent, $\sigma_{FP}$ , principes, hypothèses et application

La contrainte admissible en pied de dent peut être déterminée suivant différentes méthodes de calcul. La méthode adoptée doit être validée en s'assurant, par des études comparatives précises sur les historiques bien documentés du comportement en service d'un certain nombre d'engrenages, que ces données sont applicables à l'engrenage à calculer.

#### a) Méthode A

Par cette méthode, les valeurs de la «contrainte admissible en pied de dent»,  $\sigma_{FP}$ , ou de la «contrainte limite de flexion en pied de dent»,  $\sigma_{FG}$ , sont calculées avec les équations (1) et (2) dérivées de la courbe de S-N ou de la courbe de fatigue, déterminées à partir d'essais réalisés sur des roues identiques à celles de l'engrenage considéré et dans des conditions de service appropriées.

Les coûts pour appliquer cette méthode sont, en général, justifiés uniquement pour le développement de nouveaux produits, dont la dégradation aurait de sérieuses conséquences (par exemple pour des véhicules spatiaux habités).

De la même façon, cette méthode permet de déduire les valeurs de la contrainte admissible en tenant compte des dimensions, des conditions de service et de la performance des engrenages de référence testés sous contrôle.

#### b) Méthode B

À partir d'essais d'endurance réalisés sur des engrenages chargés ou d'essais au pulsateur réalisés sur des roues d'essai de référence, des courbes de fatigue caractérisées par la contrainte nominale de référence,  $\sigma_{F \text{ lim}}$ , et le facteur de durée de vie,  $Y_{NT}$ , ont été déterminées pour différents matériaux et traitements

thermiques usuels. Ces valeurs expérimentales sont ramenées aux dimensions de l'engrenage considéré, par l'utilisation des facteurs relatifs de sensibilité à l'entaille du matériau,  $Y_{\delta \text{ rel T}}$ , d'état de surface,  $Y_{R \text{ rel T}}$ , et de dimension,  $Y_x$ .

La méthode B est recommandée pour un calcul de la capacité de charge avec une précision acceptable, chaque fois que l'on peut disposer de valeurs de la résistance à la flexion déterminées sur des engrenages d'essai, ou si les matériaux sont similaires à ceux de l'ISO 6336-5.

c) **Méthodes C et D**

Dans ces méthodes issues de la méthode B, les facteurs d'influence  $Y_{\delta \text{ rel T}}$ ,  $Y_{R \text{ rel T}}$  et  $Y_x$  sont déterminés par des méthodes simplifiées. Ces méthodes sont plus faciles et plus rapides à utiliser que la méthode B. Les résultats obtenus tendent à une augmentation de la sécurité. La méthode expérimentale permettant de déterminer la valeur de la résistance est celle décrite pour la méthode B.

d) **Méthode B<sub>k</sub>, C<sub>k</sub> et D<sub>k</sub>**

La contrainte admissible en pied de dent est déterminée à partir des valeurs de la limite d'endurance,  $\sigma_{k \text{ lim}}$ , et du facteur de durée de vie,  $Y_{Nk}$ , présentés généralement sous la forme d'une courbe S-N ou d'une courbe de fatigue, issue d'essais de fatigue en flexion au pulsateur sur des éprouvettes plates entaillées. Les résultats expérimentaux doivent être, comme pour la méthode B, adaptés à l'engrenage considéré, en utilisant les facteurs d'influence appropriés à la fois à la méthode et à l'éprouvette d'essai, à savoir:  $Y_{\delta \text{ rel k}}$  pour la sensibilité à l'entaille,  $Y_{R \text{ rel k}}$ , pour l'état de surface, et  $Y_x$  pour la dimension conformément à la méthode B.

Dans les méthodes C<sub>k</sub> et D<sub>k</sub>, les facteurs d'influence sont déterminés à partir d'équations plus simples que celles de la méthode B<sub>k</sub>.

Ces méthodes peuvent être utilisées lorsqu'on ne dispose pas de valeur de contrainte issue d'essais sur engrenages. Elles sont plus particulièrement adaptées pour comparer entre elles les valeurs de la résistance à la flexion en pied de dent pour différents matériaux.

iTech STANDARD PREVIEW  
(standards.iteh.ai)  
<https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/c11dcf77-0eac-4c59-9d2c-81a7984d00be/iso-6336-3-1996>

e) **Méthode B<sub>p</sub>, C<sub>p</sub> et D<sub>p</sub>**

Les contraintes admissibles en pied de dent sont déterminées à partir des valeurs de la limite d'endurance,  $\sigma_{p \text{ lim}}$ , et du facteur de durée de vie,  $Y_{Np}$ , présentés généralement sous la forme d'une courbe S-N ou d'une courbe de fatigue, issue d'essais de fatigue en flexion au pulsateur sur des éprouvettes lisses polies. Les résultats expérimentaux sont, comme pour la méthode B, adaptés aux engrenages considérés, en utilisant les facteurs d'influence (absolus) appropriés à la fois à la méthode et à l'éprouvette d'essai, à savoir:  $Y_{\delta}$  pour la sensibilité à l'entaille,  $Y_R$  pour l'état de surface, et  $Y_x$  pour la dimension conformément à la méthode B.

Ces méthodes peuvent être utilisées lorsqu'on ne dispose pas de valeur de contrainte issue d'essais sur engrenages ou sur éprouvettes entaillées. Elles sont plus particulièrement adaptées pour comparer entre elles les valeurs de la résistance à la flexion en pied de dent pour différents matériaux.

4.2.2 **Contrainte de flexion admissible en pied de dent,  $\sigma_{FP}$ , méthodes B, C et D**

On utilise, dans ce cas, l'équation (4), applicable avec les réserves données en a) et b) ci-après:

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flim} Y_{ST} Y_{NT}}{S_{Fmin}} Y_{\delta \text{ rel T}} Y_{R \text{ rel T}} Y_x = \frac{\sigma_{FE} Y_{NT}}{S_{Fmin}} Y_{\delta \text{ rel T}} Y_{R \text{ rel T}} Y_x = \frac{\sigma_{FG}}{S_{Fmin}} \tag{4}$$

où

$\sigma_{F \text{ lim}}$  est la contrainte nominale de flexion de l'engrenage d'essai de référence (voir l'ISO 6336-5); elle tient compte de l'influence du matériau, du traitement thermique et de l'état de surface du profil de raccordement en pied de dent de l'engrenage d'essai;

- $\sigma_{FE}$  est la contrainte admissible de flexion; la contrainte de base à la flexion d'une éprouvette polie non entaillée, avec l'hypothèse que le matériau (y compris le traitement thermique) est parfaitement élastique;  $\sigma_{FE} = (\sigma_{F \text{ lim}} Y_{ST})$ ;
- $Y_{ST}$  est le facteur de concentration de contrainte, relatif aux dimensions de l'engrenage d'essai de référence (voir 6.5);
- $Y_{NT}$  est le facteur de durée de vie pour la contrainte en pied de dent, relatif aux dimensions de l'engrenage d'essai de référence (voir article 10); il tient compte de la plus grande capacité de charge dans le cas d'un nombre limité de cycles de mise en charge;
- $\sigma_{FG}$  est la contrainte limite en pied de dent  $\sigma_{FG} = (\sigma_{FP} S_{F \text{ min}})$ ;
- $S_{F \text{ min}}$  est le coefficient de sécurité minimum exigé pour la contrainte en pied de dent (voir article 3 et 4.3);
- $Y_{\delta \text{ rel T}}$  est le facteur de sensibilité relative à l'entaille, soit le quotient du facteur de sensibilité à l'entaille de l'engrenage considéré, par celui de l'engrenage d'essai de référence (voir article 11); il tient compte de l'influence de la sensibilité à l'effet d'entaille du matériau;
- $Y_{R \text{ rel T}}$  est le facteur de rugosité relatif, soit le quotient du facteur d'état de surface du profil de raccordement en pied de dent de l'engrenage considéré, par celui du profil de raccordement en pied de dent de l'engrenage d'essai de référence (voir article 12); il tient compte de l'influence de l'état de surface du profil de raccordement en pied de dent;
- $Y_x$  est le facteur de dimension pour la résistance en pied de dent (voir article 13); il tient compte de l'influence des dimensions de la dent sur la résistance à la flexion du pied de dent.

#### a) Contrainte de flexion admissible (de référence) [standards.iteh.ai](http://standards.iteh.ai)

La contrainte de flexion admissible (de référence),  $\sigma_{FP \text{ ref}}$ , est donnée par l'équation (4) avec  $Y_{NT} = 1$  et les valeurs des facteurs  $\sigma_{F \text{ lim}}$ ,  $Y_{ST}$ ,  $Y_{\delta \text{ rel T}}$ ,  $Y_{R \text{ rel T}}$ ,  $Y_x$  et  $S_{F \text{ min}}$  calculées suivant la méthode spécifiée B, C ou D.

#### b) Contrainte de flexion admissible (en statique)

La contrainte de flexion admissible (en statique)  $\sigma_{FP \text{ stat}}$ , est donnée par l'équation (4) avec les valeurs des facteurs  $\sigma_{F \text{ lim}}$ ,  $Y_{ST}$ ,  $Y_{\delta \text{ rel T}}$ ,  $Y_{R \text{ rel T}}$ ,  $Y_x$  et  $S_{F \text{ min}}$  calculées suivant la méthode spécifiée B, C ou D (contrainte statique).

### 4.2.3 Contrainte de flexion admissible en pied de dent, $\sigma_{FP}$ , pour une durée de vie limitée et importante, méthodes B, C et D

$\sigma_{FP}$  est déterminée pour un nombre de cycles souhaité  $N_L$  par une interpolation graphique ou analytique à partir de la courbe de fatigue entre la valeur obtenue pour la contrainte de référence selon 4.2.2 a) et la valeur obtenue pour la contrainte statique selon 4.2.2 b). Voir aussi l'article 10.

#### 4.2.3.1 Valeurs graphiques

$\sigma_{FP \text{ ref}}$  est calculée pour la contrainte de référence et  $\sigma_{FP \text{ stat}}$  est calculée pour la contrainte statique selon 4.2.2 et la courbe S-N correspondant au facteur de durée de vie  $Y_{NT}$  est tracée. Le principe est indiqué à la Figure 1. On peut lire, sur la courbe, la valeur  $\sigma_{FP}$  pour le nombre de cycles de mise en charge  $N_L$  souhaité.