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

Partie 2:

**Calcul de la résistance à la pression de
contact (piqûres)**

iTeh STANDARD PREVIEW
(standards.iteh.ai)

Calculation of load capacity of spur and helical gears —

Part 2: Calculation of surface durability (pitting)

<https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/19dbac0e-c9e3-4e48-9d9f-842b73f50996/iso-6336-2-1996>



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 6336-2:1996](https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/19dbac0e-c9e3-4e48-9d9f-842b73f50996/iso-6336-2-1996)

<https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/19dbac0e-c9e3-4e48-9d9f-842b73f50996/iso-6336-2-1996>

© 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
Web www.iso.ch

Version française parue en 2002

Imprimé en Suisse

Sommaire

Page

Avant-propos	iv
Introduction.....	v
1 Domaine d'application	1
2 Références normatives	1
3 Endommagement par piqûres et coefficients de sécurité	2
4 Formules de base	3
5 Facteur géométrique, Z_H, et facteurs de contact unique, Z_B et Z_D	9
6 Facteur d'élasticité, Z_E	14
7 Facteur de rapport de conduite, Z_ϵ	16
8 Facteur d'angle d'hélice, Z_β	17
9 Résistance pour la pression de contact	18
10 Facteur de durée de vie, Z_{NT} (pour les flancs)	19
11 Influences du film lubrifiant, facteurs Z_L, Z_V et Z_R	21
12 Facteur de rapport de dureté, Z_W	28
13 Facteur dimension, Z_X	30
Bibliographie.....	31

<https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/19dbac0e-c9e3-4e48-9d9f-842b73f50996/iso-6336-2-1996>
 ITeh STANDARD PREVIEW
 (standards.iteh.ai)

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 6336-2 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* [ISO 6336-2:1996](#)

[https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/19dbac0e-c9e3-4e48-9d9f-](https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/19dbac0e-c9e3-4e48-9d9f-842b73f50996/iso-6336-2-1996)

[842b73f50996/iso-6336-2-1996](#)

La présente version française inclut les rectificatifs techniques ISO 6336-2:2001/Cor.1:1998 et Cor.2:1999 à la version anglaise.

Introduction

La pression de Hertz, utilisée comme modèle de calcul de la pression de contact, est le principe de base utilisé dans la présente partie de l'ISO 6336 pour l'évaluation de la résistance à la pression superficielle des engrenages cylindriques. Elle est un indicateur significatif de la pression générée au cours du contact des flancs. Toutefois, elle n'est pas la cause unique de la formation de piqûres, de même que ne le sont pas les contraintes de cisaillement en sous-couche correspondantes. Il existe d'autres influences qui y contribuent, par exemple, le coefficient de frottement, la direction et l'amplitude du glissement et l'influence du lubrifiant sur la répartition de la pression. Le développement n'est pas encore suffisamment avancé pour les inclure directement dans les calculs de la capacité de charge, mais il en est tenu compte, dans une certaine mesure, dans les facteurs de déclasserment et dans le choix des valeurs des propriétés des matériaux.

En dépit d'insuffisances, la pression de Hertz est très utile comme hypothèse de travail. Ceci peut être attribué au fait que, pour un matériau donné, les valeurs limites de la pression de Hertz sont de préférence déterminées à partir d'essais de fatigue réalisés sur des éprouvettes d'engrenages. Ainsi, des influences supplémentaires correspondantes sont incluses dans les valeurs. Par conséquent, si la donnée de référence se situe dans le domaine d'application, la pression de Hertz peut être acceptée comme base de calcul pour extrapoler des valeurs pour des engrenages de différentes dimensions à partir des données d'expérience.

Plusieurs méthodes sont admises pour le calcul de la pression de contact admissible et la détermination d'un grand nombre de facteurs (voir l'ISO 6336-1).

ITEH STANDARD PREVIEW
(standards.iteh.ai)

ISO 6336-2:1996

<https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/19dbac0e-c9e3-4e48-9d9f-842b73f50996/iso-6336-2-1996>

iTeh STANDARD PREVIEW
(standards.iteh.ai)

ISO 6336-2:1996

<https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/19dbac0e-c9e3-4e48-9d9f-842b73f50996/iso-6336-2-1996>

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

Partie 2:

Calcul de la résistance à la pression de contact (piqûres)

1 Domaine d'application

La présente partie de l'ISO 6336 spécifie les formules de base à utiliser pour déterminer la capacité de charge à la pression de contact des engrenages cylindriques à denture intérieure ou extérieure à profil en développante de cercle. Elle inclut les formules relatives à tous les facteurs d'influence sur la résistance à la pression de contact pour lesquels une évaluation quantitative est possible. Elle s'applique essentiellement aux transmissions lubrifiées à l'huile, mais peut également être utilisée pour obtenir des valeurs approximatives dans le cas des transmissions lubrifiées à la graisse (à faible vitesse), tant qu'il y a, à tout moment, une quantité suffisante de lubrifiant au niveau de l'engrènement.

Les formules données conviennent pour les engrenages cylindriques à profils de dents conformes au tracé de référence normalisée dans l'ISO 53. Elles peuvent être utilisées pour les dentures dont le rapport de conduite apparent virtuel est inférieur à $\varepsilon_{\alpha n} = 2,5$. Les résultats sont en bon accord avec les autres méthodes pour la plage indiquée dans le domaine d'application de 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.

Ces formules ne peuvent être directement appliquées pour l'évaluation des types d'endommagement de surface de dentures d'engrenage tels que la déformation plastique, les griffures, le grippage ou toute autre que celle décrite à l'article 3.

La capacité de charge déterminée au moyen de la pression de contact admissible est appelée «capacité de charge à la pression de contact» ou «résistance à la pression de contact».

2 Références normatives

Les normes suivantes 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. Au moment de la publication, les éditions indiquées étaient en vigueur. Toute norme est sujette à révision et les parties prenantes des accords fondés sur la présente partie de l'ISO 6336 sont invitées à rechercher la possibilité d'appliquer les éditions les plus récentes des normes indiquées ci-après. Les membres de l'ISO et de la CEI possèdent le registre des Normes internationales en vigueur à un moment donné.

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 Endommagement par piqûres et coefficients de sécurité

Lorsque les limites de la résistance à la pression de contact des flancs en contact sont dépassées, des particules se détachent des flancs, formant ainsi des piqûres.

Le domaine dans lequel ces piqûres peuvent être tolérées (en ce qui concerne leur taille et leur nombre) varie dans une large mesure, essentiellement en fonction du domaine d'application. Dans certains domaines, des nombreuses piqûres peuvent être admises; dans d'autres domaines, toute formation de piqûres conséquentes doit être évitée.

Les définitions suivantes, correspondant à des conditions moyennes de fonctionnement, permettent de différencier les piqûres naissantes des piqûres destructives.

Une augmentation linéaire ou progressive de la surface totale des piqûres n'est pas acceptable; toutefois la zone de portée effective de la denture peut être élargie par la formation de piqûres naissantes, et le taux de génération des piqûres peut ainsi être réduit (piqûres dégressives) ou stoppé (piqûres stabilisées). Ce type de piqûres est considéré comme acceptable. En cas de conflit, la règle suivante est déterminante.

Les piqûres qui augmentent de manière linéaire ou progressive avec le temps dans des conditions de service non modifiées (piqûres évolutives) ne sont pas acceptables. L'évaluation de la détérioration doit inclure la surface active totale de tous les flancs. Le nombre et la taille des piqûres récentes apparues sur les flancs non durcis doivent être pris en considération. Il est fréquent que les piqûres n'apparaissent que sur un seul ou quelques flancs de denture d'engrenages durcis superficiellement. Dans ces cas, l'évaluation doit être centrée sur les flancs présentant effectivement des piqûres. Il convient que les dents, dont on pense qu'elles sont particulièrement exposées à un risque, soient repérées pour être soumises à un examen critique lorsqu'une évaluation quantitative est exigée.

iTeh STANDARD PREVIEW

Dans les cas particuliers, une première évaluation globale peut être basée sur la prise en compte de l'ensemble des débris d'usure. Dans les cas critiques, il convient d'examiner au moins trois fois l'état des flancs. Il est toutefois recommandé de procéder au premier examen après au moins 10^6 cycles de mise en charge. Il y a lieu de procéder à un autre examen après une durée de service en fonction des résultats de l'examen précédent.

Lorsque la dégradation par formation de piqûres est telle qu'elle met en danger la vie humaine, ou lorsqu'il existe un risque de graves conséquences, les piqûres ne peuvent pas alors être tolérées. En raison des effets de concentration de contrainte, une piqûre de 1 mm de diamètre à proximité du profil de raccordement d'une dent d'engrenage traitée dans la masse ou durcie superficiellement, peut constituer l'origine d'une fissure susceptible d'entraîner la rupture de la denture; pour cette raison, cette piqûre doit être considérée comme intolérable (par exemple dans les transmissions aéronautiques).

Des considérations similaires s'appliquent aux engrenages de turbine. En général, au cours de la longue durée de vie (10^{10} à 10^{11} cycles) que l'on exige de ces engrenages, aucune piqûre ni aucune usure anormalement importantes ne peuvent être tolérées. Ce type de détérioration peut entraîner des vibrations inacceptables et des charges dynamiques excessives. Il convient d'inclure dans le calcul des coefficients de sécurité appropriés, c'est-à-dire que seule une faible probabilité de détérioration peut être tolérée.

Par opposition, des piqûres sur une surface équivalente à 100 % des flancs actifs peuvent être tolérées pour certains engrenages de type industriel à vitesse lente et à dentures de grande dimension (par exemple module 25) en acier à faible dureté, qui transmettront la puissance nominale en toute sécurité pendant 10 à 20 ans. Les piqûres individuelles peuvent avoir un diamètre équivalent à 20 mm et une profondeur équivalent à 8 mm. Les piqûres d'apparence «destructive» qui se produisent au cours des deux ou trois premières années de service diminuent habituellement. Les flancs deviennent lisses et écrouis au point que la dureté Brinell de surface augmente de 50 % ou plus.

Pour ce type de conditions, des coefficients de sécurité relativement faibles (dans certains cas inférieurs à un) peuvent être choisis, avec une probabilité correspondante de détérioration de la surface de denture plus élevée. L'utilisation d'un coefficient de sécurité élevé contre la rupture en pied de dent est nécessaire.

Les commentaires relatifs au choix du coefficient de sécurité S_H figurent en 4.1.3 de l'ISO 6336-1. Il est recommandé que le fabricant et le client conviennent des valeurs du coefficient de sécurité minimal.

4 Formules de base

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

Le calcul de la résistance à la pression de contact est basé sur la pression de contact, σ_H , au point primitif ou au point le plus bas de contact unique. La plus grande des deux valeurs obtenues est utilisée pour déterminer la capacité (dimensionnante). σ_H et la pression de contact admissible, σ_{HP} , doivent être calculées séparément pour le pignon et la roue. σ_H doit être inférieure à σ_{HP} . Les trois catégories suivantes sont reconnues dans le calcul de σ_H .

a) Engrenages cylindriques à denture droite:

- 1) Pignon à denture droite: pour un pignon, σ_H est habituellement calculée au point le plus bas de contact unique. Dans les cas particuliers, σ_H est supérieure au point primitif et donc dimensionnante.
- 2) Roue à denture droite: dans le cas d'une denture extérieure, σ_H est habituellement calculée au point primitif. Dans les cas particuliers, plus particulièrement pour des rapports de transmission peu importants (voir 5.2), σ_H est supérieure au point le plus bas de contact unique de la roue et est donc dimensionnante. Pour une denture intérieure, σ_H est toujours calculée au point primitif.

b) Engrenage à denture hélicoïdale avec rapport de recouvrement $\varepsilon_\beta \geq 1$

σ_H est toujours calculée au point primitif pour le pignon et la roue.

c) Engrenage à denture hélicoïdale avec rapport de recouvrement $\varepsilon_\beta < 1$

Dans ce cas, σ_H est déterminée par interpolation linéaire entre les deux valeurs limites, c'est-à-dire σ_H pour les engrenages à denture droite et σ_H pour les engrenages à denture hélicoïdale avec $\varepsilon_\beta = 1$ dans laquelle la détermination de chaque valeur de σ_H doit être basée sur les nombres de dents des roues dentées réelles.

iTeh STANDARD PREVIEW

4.1 Pression de contact, σ_H

ISO 6336-2:1996
<https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/19dbac0e-c9e3-4e48-9d9f-842b73f50996/iso-6336-2-1996>

Comme indiqué, la pression de contact doit être calculée sur la base de la pression de Hertz (voir Introduction).

4.1.1 Pression de contact pour le pignon

La force tangentielle totale, dans le cas de trains d'engrenages à contacts multiples, de systèmes d'engrenages planétaires ou de trains d'engrenages à division de puissance, n'est pas répartie de manière uniforme sur les engrenements individuels (en fonction de la conception, de la vitesse tangentielle et de la précision de fabrication). Ceci doit être pris en considération en intégrant, dans l'équation (1), un facteur de distribution K_γ suite à K_A , afin d'adapter la force tangentielle moyenne par contact, si nécessaire.

$$\sigma_H = Z_B \sigma_{H0} \sqrt{K_A K_v K_{H\beta} K_{H\alpha}} \leq \sigma_{HP} \quad (1)$$

$$\sigma_{H0} = Z_H Z_E Z_\varepsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b} \frac{u+1}{u}} \quad (2)$$

où

- σ_{H0} est la pression de contact de base au point primitif; c'est la pression induite dans un engrenage géométriquement parfait (exempt d'écart) par application d'un couple nominal statique;
- Z_B est le facteur de contact unique du pignon (voir 5.2). Il convertit la pression de contact au point primitif en pression de contact au point le plus bas de contact unique sur le pignon;
- K_A est le facteur d'application (voir l'ISO 6336-1). Il prend en compte l'accroissement des forces dû à des variations d'influence extérieure du couple d'entrée ou de sortie;

- K_V est le facteur dynamique (voir l'ISO 6336-1). Il prend en compte les accroissements de forces dus aux effets dynamiques internes;
- $K_{H\beta}$ est le facteur de distribution longitudinale de la charge pour la pression de contact (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 les imprécisions de fabrication, les déformations élastiques, etc.;
- $K_{H\alpha}$ est le facteur de distribution transversale de la charge pour la pression de contact (voir l'ISO 6336-1). Il prend en compte la distribution non uniforme de la charge dans le sens transversal suite, par exemple, à un écart de pas;
- NOTE 2 Voir l'ISO 6336-1, paragraphe 4.1.10, pour l'ordre de calcul des facteurs K_A , K_V , $K_{H\beta}$, $K_{H\alpha}$.
- σ_{HP} est la pression de contact admissible (voir 4.2);
- Z_H est le facteur géométrique (voir article 5). Il prend en compte les courbures de flanc au point primitif et transforme la force tangentielle sur le cylindre de référence en force tangentielle sur le cylindre primitif de fonctionnement;
- Z_E est le facteur d'élasticité (voir article 6). Il prend en compte les propriétés spécifiques du matériau, les modules d'élasticité E_1 , E_2 et les coefficients de Poisson ν_1 , ν_2 ;
- Z_ε est le facteur de rapport de conduite (voir article 7). Il prend en compte l'influence de la longueur effective des lignes de contact;
- Z_β est le facteur d'hélice (voir article 8). Il prend en compte les influences de l'angle d'hélice, telles que la variation de la force le long des lignes de contact;
- F_t est la force tangentielle nominale, tangente au cylindre de référence. La force tangentielle totale par engrènement doit être introduite pour F_t dans tous les cas (même avec $\varepsilon_{\alpha n} > 2$). Voir ISO 6336-1, paragraphe 4.2, pour la définition de F_t et les commentaires relatifs aux caractéristiques particulières d'un engrènement à denture en chevron;
- b est la largeur de denture (pour un engrènement à denture en chevron $b = 2 b_B$). La valeur b des engrènements conjugués est la plus petite valeur des largeurs de denture au niveau des cercles de pied du pignon et de la roue, en ne tenant pas compte de tous chanfreins apparents intentionnels ou de toute dépouille de l'extrémité de la denture. Ni les parties non trempées des flancs de denture d'engrènements durcis superficiellement, ni les zones de transition ne doivent être incluses;
- d_1 est le diamètre de référence du pignon;
- u est le rapport d'engrènement $= z_2/z_1$. Pour les engrènements à denture extérieure, u est positif, et pour les engrènements à denture intérieure, u est négatif.

4.1.2 Pression de contact pour la roue

$$\sigma_H = Z_D \sigma_{H0} \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}} \leq \sigma_{HP} \quad (3)$$

où

Z_D est le facteur de contact unique de la roue (voir 5.2). Ce facteur transforme la pression de contact au point primitif en pression de contact au point le plus bas de contact unique de la roue.

Voir 4.1.1 pour les explications des autres symboles.

4.2 Pression de contact admissible, σ_{HP}

Il convient que les valeurs limites des pressions de contact (voir article 9) soient de préférence déduites de données d'essais qui utilisent les roues dentées comme éprouvettes d'essai (voir l'Introduction). Plus les engrenages et les conditions d'essai ressemblent étroitement aux engrenages et aux conditions de service, plus les valeurs obtenues correspondront aux calculs.

4.2.1 Détermination de la pression de contact admissible, σ_{HP} , principes, hypothèses et application

a) Méthode A

Dans la méthode A, la pression de contact admissible, σ_{HP} , (ou la contrainte nominale de référence modifiée, σ_{HG}) pour la contrainte de référence, les longues durées de vie, les durées de vie limitées et les contraintes statiques sont calculées à l'aide de l'équation (2) ou (3) à partir de la courbe S-N ou courbe d'endommagement déterminée à partir d'essais réalisés avec des répliques de roues réelles dans des conditions de service appropriées.

Le coût de cette méthode se justifie généralement uniquement pour le développement de nouveaux produits, dont la détérioration aurait de graves conséquences (par exemple pour les vols spatiaux habités).

De façon similaire, les valeurs de pression admissibles peuvent être obtenues en prenant en considération les dimensions, les conditions de service et la performance des engrenages de référence contrôlés avec le plus grand soin. Plus les dimensions et les conditions de service des engrenages réels ressemblent étroitement à celles des engrenages de référence, plus l'application de ces valeurs sera efficace pour des puissances calculées ou des vérifications de calculs.

b) Méthode B

Les courbes d'endommagement, caractérisées par les valeurs de contrainte nominale de référence, σ_{Hlim} , et les facteurs de durée de vie Z_{NT} , sont déterminées pour un certain nombre de matériaux d'engrenages courants et de traitements thermiques à partir des résultats des essais en charge d'engrenages avec les engrenages de référence normalisés.

Ces valeurs d'essais sur engrenages sont converties pour s'adapter aux dimensions et aux conditions de service de l'engrenage réel, en utilisant les facteurs d'influence (relative) de lubrifiant, Z_L , de vitesse tangentielle, Z_V , de rugosité des flancs, Z_R , de rapport de dureté, Z_W , et de dimension, Z_X .

La méthode B est recommandée pour un calcul raisonnablement précis lorsque les valeurs de résistance à la formation de piqûres sont obtenues à partir des essais d'engrenages, d'essais particuliers ou, si le matériau est similaire, à partir de l'ISO 6336-5 (voir Introduction).

c) Méthodes C et D

Avec ces méthodes, qui sont déduites de la méthode B, les facteurs d'influence Z_L , Z_V , Z_R , Z_W et Z_X sont déterminés en utilisant des méthodes simplifiées.

d) Méthode B_R

Les valeurs caractéristiques des matériaux sont déterminées en procédant à un essai de roulement de paires de disques en contact sous charge. Il convient d'adapter l'amplitude et la direction de la vitesse de glissement dans ces essais pour représenter les conditions de glissement et de roulement en service des flancs dans les zones exposées à un risque de formation de piqûres.

La méthode B_R peut être utilisée lorsque l'on ne dispose pas de valeurs de contrainte déterminées par des essais d'engrenages. La méthode convient tout particulièrement à la détermination de la résistance à la pression de contact de différents matériaux les uns par rapport aux autres.

4.2.2 Pression de contact admissible, σ_{HP} , méthode B

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H\ lim} Z_{NT}}{S_{H\ min}} Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X = \frac{\sigma_{HG}}{S_{H\ min}} \tag{4}$$

où

$\sigma_{H\ lim}$ est la contrainte nominale de référence (pression de contact) (voir article 9 et l'ISO 6336-5). Elle prend en compte l'influence du matériau, le traitement thermique et la rugosité de surface des engrenages de référence normalisés;

Z_{NT} est le facteur de durée de vie pour la pression de contact (voir article 10). Il prend en compte une capacité de charge plus élevée pour un nombre limité de cycles de mise en charge;

σ_{HG} est la contrainte nominale de référence modifiée (= $\sigma_{HP} S_{H\ min}$);

$S_{H\ min}$ est le coefficient de sécurité minimal exigé pour la résistance à la pression de contact.

Les facteurs Z_L , Z_R et Z_V tiennent compte de l'influence du film lubrifiant sur la pression de contact.

Z_L est le facteur lubrifiant (voir article 11). Il prend en compte l'influence de la viscosité du lubrifiant;

Z_R est le facteur de rugosité (voir article 11). Il prend en compte l'influence de la rugosité de surface;

Z_V est le facteur de vitesse (voir article 11). Il prend en compte l'influence de la vitesse tangentielle;

Z_W est le facteur de rapport de dureté (voir article 12). Il prend en compte l'effet d'engrènement avec une roue conjuguée durcie superficiellement ou durcie de façon similaire;

Z_X est le facteur de dimension à la pression de contact (voir article 13). Il prend en compte l'influence des dimensions de la denture pour la pression de contact admissible.

a) Pression de contact admissible (de référence)

La pression de contact admissible (de référence), $\sigma_{HP\ ref}$, est déterminée par l'équation (4), avec $Z_{NT} = 1$ et les facteurs d'influence $\sigma_{H\ lim}$, Z_L , Z_V , Z_R , Z_W , Z_X et $S_{H\ min}$ sont calculés selon la méthode B.

b) Pression de contact admissible (statique)

La pression de contact admissible (statique), $\sigma_{HP\ stat}$, est déterminée conformément à l'équation (4) avec tous les facteurs d'influence de la méthode B (pour la pression statique).

4.2.3 Pression de contact admissible pour une durée de vie limitée et infinie, méthode B

La méthode B prévoit la détermination de σ_{HP} , par interpolation graphique ou mathématique entre la valeur obtenue pour la pression de référence conformément à 4.2.2 a) et la valeur obtenue pour la pression statique conformément à 4.2.2 b). Les valeurs appropriées au nombre correspondant de cycles de mise en charge N_L sont indiquées par la courbe S-N. Voir article 10.

4.2.3.1 Valeurs graphiques

Calculer σ_{HP} pour la pression de référence et la pression statique conformément à 4.2.2 et tracer la courbe S-N correspondant au facteur de durée de vie Z_{NT} . Voir la Figure 1 pour le principe de ce calcul. σ_{HP} pour le nombre correspondant de cycles de mise en charge N_L peut être lue sur le graphique.