

---

---

**Transmissions de puissance par  
engrenages sous carter pour usage  
industriel**

*Enclosed gear drives for industrial applications*

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

[ISO/TR 13593:1999](https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/68c368a6-5fd-4b92-8290-4c8335256d05/iso-tr-13593-1999)

<https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/68c368a6-5fd-4b92-8290-4c8335256d05/iso-tr-13593-1999>



## Sommaire

1	Domaine d'application .....	1
2	Références normatives .....	1
3	Symboles, termes et définitions.....	2
4	Applications et considérations relatives à la conception.....	5
5	Composants .....	7
6	Lubrification et lubrifiants .....	18
7	Capacité thermique.....	22
8	Mesurage du bruit et des vibrations .....	26
9	Facteur de sélection, $K_{sf}$ .....	26
10	Marquage.....	30
11	Responsabilité du client, transport, installation et stockage.....	30
12	Fonctionnement et maintenance.....	30
13	Essais et inspection .....	32
Annexe A (informative)	Facteurs de sélection.....	33
Annexe B (informative)	Autres composants des transmissions de puissance par engrenages sous carter.	40
Annexe C (informative)	Calculs de la capacité de charge thermique .....	42
Annexe D (informative)	Autres calculs de la capacité de charge thermique.....	51
Annexe E (informative)	Responsabilité du client, stockage, transport, installation et essais .....	75
Annexe F (informative)	Essais et inspection .....	79
Bibliographie.....		82

© ISO 1999

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'éditeur.

Organisation internationale de normalisation  
Case postale 56 • CH-1211 Genève 20 • Suisse  
Internet iso@iso.ch

Imprimé en Suisse

## 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.

La tâche principale des comités techniques consiste à préparer des Normes internationales. Exceptionnellement, un comité technique peut proposer la publication d'un Rapport technique de l'un des types suivants:

- type 1, lorsque, en dépit de maints efforts, l'accord requis ne peut être réalisé en faveur de la publication d'une Norme internationale;
- type 2, lorsque le sujet en question est encore en cours de développement technique ou lorsque, pour toute autre raison, la possibilité d'un accord pour la publication d'une Norme internationale peut être envisagée pour l'avenir mais pas dans l'immédiat;
- type 3, lorsqu'un comité technique a réuni des données de nature différente de celles qui sont normalement publiées comme Normes internationales (ceci pouvant comprendre des informations sur l'état de la technique, par exemple).

Les rapports techniques des types 1 et 2 font l'objet d'un nouvel examen trois ans au plus tard après leur publication afin de décider éventuellement de leur transformation en Normes internationales. Les rapports techniques de type 3 ne doivent pas nécessairement être révisés avant que les données fournies ne soient plus jugées valables ou utiles.

L'ISO/TR 13593, Rapport technique du type 2, a été élaboré par le comité technique ISO/TC 60, *Engrenages*.

Le présent document est publié dans la série des Rapports techniques de type 2 (conformément au paragraphe G.3.2.2 de la partie 1 des Directives ISO/CEI, 1995) comme «norme prospective d'application provisoire» dans le domaine de... en raison de l'urgence d'avoir une indication quant à la manière dont il convient d'utiliser les normes dans ce domaine pour répondre à un besoin déterminé.

Ce document ne doit pas être considéré comme une «Norme internationale». Il est proposé pour une mise en œuvre provisoire, dans le but de recueillir des informations et d'acquérir de l'expérience quant à son application dans la pratique. Il est de règle d'envoyer les observations éventuelles relatives au contenu de ce document au Secrétariat central de l'ISO.

Il sera procédé à un nouvel examen de ce Rapport technique de type 2 trois ans au plus tard après sa publication, avec la faculté d'en prolonger la validité pendant trois autres années, de le transformer en Norme internationale ou de l'annuler.

Les annexes A à F du présent Rapport technique sont données uniquement à titre d'information.

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

[ISO/TR 13593:1999](#)

<https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/68c368a6-5fd-4b92-8290-4c8335256d05/iso-tr-13593-1999>

# Transmissions de puissance par engrenages sous carter pour usage industriel

## 1 Domaine d'application

Le présent Rapport technique s'applique aux réducteurs et multiplicateurs pour usage industriel, lorsque les conceptions comprennent des roues cylindriques à denture droite, hélicoïdale, en chevrons ou hélicoïdale double et leur combinaison sous forme de transmissions à un ou plusieurs étages.

Le présent Rapport technique fournit une méthode qui permet de comparer et de sélectionner les conceptions de transmissions de puissance par engrenages. Il n'est pas destiné à assurer la performance des systèmes de transmission complets. Il est destiné à être utilisé par des concepteurs d'engrenages expérimentés, capables de sélectionner des valeurs raisonnables pour les facteurs, sur la base de la performance, de la connaissance de conceptions similaires, et des effets de paramètres tels que la lubrification, les déformations, les tolérances de fabrication, la métallurgie, les contraintes résiduelles et la dynamique du système. Il n'est pas destiné à être utilisé par des ingénieurs généralistes en mécanique.

Le maintien d'une température acceptable dans le carter d'huile d'une transmission de puissance par engrenages sous carter est critique quant à la durée de vie de la transmission. Par conséquent, le présent Rapport technique concernant les transmissions de puissance par engrenages sous carter prend en compte non seulement la capacité de charge mécanique mais également la capacité thermique.

Les méthodes de calcul de la capacité de charge et les influences identifiées dans le présent Rapport technique sont limitées aux transmissions sous carter de conception à un ou plusieurs étages, dans lesquelles les vitesses tangentielles ne dépassent pas 35 m/s et les vitesses de pignon ne dépassent pas 4 500 tr/min. Dans le présent Rapport technique, la détermination de la capacité de charge de la denture n'est couverte que lorsqu'elle est limitée par la flexion en pied de dent et la pression de contact.

Le présent Rapport technique ne couvre pas la conception et les applications des engrenages planétaires. Il est hors du domaine d'application du présent Rapport technique de présenter une analyse détaillée du rendement.

Les annexes A à F peuvent servir à réaliser une analyse plus détaillée de certains facteurs de la capacité de charge.

## 2 Références normatives

Les documents normatifs suivants contiennent des dispositions qui, par suite de la référence qui en est faite, constituent des dispositions valables pour le présent Rapport technique. 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 le présent Rapport technique 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 76:1987, *Roulements — Charges statiques de base.*

ISO 281:1990, *Roulements — Charges dynamiques de base et durée nominale.*

ISO 701, *Notation internationale des engrenages — Symboles géométriques.*

ISO 1122-1, *Vocabulaire des engrenages — Partie 1: Définitions géométriques.*

ISO 3448:1992, *Liquides lubrifiants industriels — Classification ISO selon la viscosité.*

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

ISO 6336-2:1996, *Calcul de la capacité de charge des engrenages cylindriques à denture droite et hélicoïdale — Partie 2: Calcul de la résistance à la pression superficielle (piquage).*

ISO 6336-3:1996, *Calcul de la capacité de charge des engrenages cylindriques à denture droite et hélicoïdale — Partie 3: Calcul de la résistance à la flexion des dents.*

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

ISO 6743-6:1990, *Lubrifiants, huiles industrielles et produits connexes (classe L) — Classification — Partie 6: Famille C (Engrenages).*

ISO 8579-1, *Code de réception des engrenages — Partie 1: Détermination du niveau de puissance acoustique émis dans l'air par les transmissions par engrenages.*

ISO 8579-2, *Code de réception des engrenages — Partie 2: Détermination des vibrations mécaniques d'une transmission par engrenages au cours des essais de réception.*

ISO 8821:1989, *Vibrations mécaniques — Équilibrage — Convention relative aux clavettes d'arbres et aux éléments rapportés.*

ISO 9085:—<sup>1)</sup>, *Calcul de la capacité de charge des engrenages à denture droite et hélicoïdale — Application aux engrenages industriels.*

ISO 10825, *Engrenages — Usure et défauts des dentures — Terminologie.*

ISO 12925-1:1996, *Lubrifiants, huiles industrielles et produits connexes (classe L) — Famille C (Engrenages) — Partie 1: Spécifications des lubrifiants pour systèmes d'engrenages sous carter.*

### 3 Symboles, termes et définitions

NOTE Les symboles, termes et définitions contenus dans le présent Rapport technique peuvent s'écarter de ceux utilisés dans d'autres normes ISO. Il convient que les utilisateurs du présent Rapport technique s'assurent qu'il utilisent ces symboles et définitions de la façon indiquée ici.

#### 3.1 Symboles

Pour les besoins du présent Rapport technique, les symboles donnés dans le tableau 1 s'appliquent.

---

<sup>1)</sup> À publier.

Tableau 1 — Symboles utilisés dans les équations

Symbole	Signification	Unité	Première utilisation	Paragraphe
$A_C$	surface de la transmission de puissance	m <sup>2</sup>	Éq 40	7.4.3
$A_R$	capacité de tenue d'ajustement	N	Éq 21	5.6.3
$A_S$	section transversale de contrainte des éléments de fixation	mm <sup>2</sup>	Éq 27	5.7.2
$a_1$	facteur d'ajustement de la durée de vie pour la fiabilité	—	Éq 3	5.4.3.3
$B_A$	facteur d'altitude	—	Éq 41	7.5
$B_D$	facteur de durée de fonctionnement	—	Éq 41	7.5
$B_{réf}$	facteur de température ambiante	—	Éq 41	7.5
$B_T$	facteur de température non standard du bain d'huile	—	Éq 41	7.5
$B_V$	facteur de vitesse de l'air ambiant	—	Éq 41	7.5
$b_k$	largeur de clavette	mm	Éq 17	5.6.2
$D_f$	diamètre nominal de l'élément de fixation	mm	Éq 28	5.7.2
$d_{he}$	diamètre extérieur du moyeu	mm	Éq 24	5.6.3
$d_{hi}$	diamètre intérieur du moyeu	mm	Éq 24	5.6.3
$d_{max}$	diamètre maximal nominal de l'élément de fixation	mm	Tableau 3	5.7.2
$d_{sh}$	diamètre de l'arbre	mm	Éq 16	5.6.2
$d_{she}$	diamètre extérieur de l'arbre	mm	Éq 6	5.5.2
$d_{shi}$	diamètre intérieur de l'arbre	mm	Éq 6	5.5.2
$E_H$	module d'élasticité pour le matériau du moyeu	N/mm <sup>2</sup>	Éq 23	5.6.3
$E_S$	module d'élasticité pour le matériau de l'arbre	N/mm <sup>2</sup>	Éq 23	5.6.3
$F_A$	effort de traction appliqué	N	Éq 31	5.7.4
$F_M$	précharge de l'élément de fixation	N	Éq 27	5.7.2
$f_L$	facteur de fréquence de la pointe de charge	—	Éq 20	5.6.3
$h_k$	hauteur de clavette	mm	Éq 16	5.6.2
$I$	ajustement serré réel ou minimal possible	mm	Éq 23	5.6.3
$i$	nombre de clavettes	—	Éq 16	5.6.2
$K_A$	facteur d'application	—	9.5.1	9.5.1
$K_J$	facteur de rigidité des joints	—	Éq 30	5.7.3
$K_{sf}$	facteur de sélection	—	Éq 1	4.5.3
$K_{tc}$	coefficient de couple	—	Éq 29	5.7.2
$k$	coefficient d'échange thermique	kW/(m <sup>2</sup> ·K)	Éq 40	7.4.3
$L$	longueur du moyeu	mm	Éq 22	5.6.3
$L_{na}$	durée de vie nominale ajustée à une fiabilité de 100 – n = R %	h	Éq 3	5.4.3.3
$L_{10a}$	durée de vie nominale à une fiabilité de base de 90 %	h	Éq 3	5.4.3.3
$l_g$	longueur de serrage de l'élément de fixation	mm	5.7.3	5.7.3
$l_{tr}$	longueur de portée de la clavette	mm	Éq 16	5.6.2
$M$	moment de flexion	Nm	Éq 7	5.5.2
$M_A$	couple de serrage de l'élément de fixation	Nm	Éq 29	5.7.2
$P_A$	puissance d'entrée dans la transmission	kW	Éq 34	7.4.1
$P_B$	puissance perdue des paliers	kW	Éq 38	7.4.2
$P_H$	pression à l'interface commune arbre/moyeu	N/mm <sup>2</sup>	Éq 22	5.6.3
$P_L$	puissance perdue indépendante de la charge	kW	Éq 33	7.4.1
$P_M$	puissance perdue dans l'engrènement	kW	Éq 38	7.4.2
$P_{mc}$	puissance minimale nominale du composant	kW	Éq 1	4.5.1
$P_N$	puissance perdue indépendante de la charge	kW	Éq 33	7.4.1
$P_n$	puissance nominale de la machine menée ou de la machine menante	kW	Éq 1	4.5.3

Tableau 1 — Symboles utilisés dans les équations

Symbole	Signification	Unité	Première utilisation	Paragraphe
$P_P$	puissance absorbée par la pompe à huile	kW	Éq 39	7.4.2
$P_Q$	chaleur dissipée par la transmission	kW	Éq 32	7.4.1
$P_S$	perte de puissance des joints d'étanchéité	kW	Éq 39	7.4.2
$P_T$	puissance thermique nominale	kW	Éq 37	7.4.1
$P_{Thm}$	puissance thermique nominale d'application modifiée	kW	Éq 41	7.5
$P_V$	puissance perdue totale	kW	Éq 32	7.4.1
$P_{WB}$	puissance perdue par brassage de l'huile dans les paliers et projection d'huile	kW	Éq 39	7.4.2
$P_{WG}$	puissance perdue par barbotage de l'engrenage et projection d'huile	kW	Éq 39	7.4.2
$p_f$	pas du filetage des éléments de fixation	mm	Éq 28	5.7.2
$R$	niveau de fiabilité	%	Éq 4	5.4.3.3
$R_e$	résistance à la traction du matériau de la clavette	N/mm <sup>2</sup>	Éq 18	5.6.2
$S_{F\ min}$	coefficient de sécurité minimal pour la résistance à la flexion	—	9.5.1	9.5.1
$S_{H\ min}$	coefficient de sécurité minimal pour la résistance à la formation de piqûres	—	9.5.1	9.5.1
$T$	couple sur l'arbre	Nm	Éq 6	5.5.2
$T_a$	couple admissible basé sur le plus petit de $T_C$ et $T_s$	Nm	5.6.2	5.6.2
$T_C$	couple admissible basé sur la contrainte de compression admissible	Nm	Éq 16	5.6.2
$T_{max}$	couple maximal	Nm	Éq 20	5.6.3
$T_{mc}$	couple minimal nominal du composant	Nm	Éq 2	4.5.3
$T_n$	couple nominal de la machine menée ou de la machine menante	Nm	Éq 2	4.5.3
$T_R$	couple transmis par frottement à l'interface de l'arbre et du moyeu	Nm	Éq 21	5.6.3
$T_s$	couple admissible basé sur la contrainte de cisaillement admissible de la clavette	Nm	Éq 17	5.6.2
$t_k$	hauteur de la rainure de clavette de l'arbre	mm	Éq 16	5.6.2
$Y_{NT}$	facteur de durée de vie pour la résistance à la flexion	—	9.5.1	9.5.1
$Z_{NT}$	facteur de durée de vie pour la résistance à la formation de piqûres	—	9.5.1	9.5.1
$\beta_t$	facteur de concentration de contrainte vis à vis de la torsion	—	Éq 10	5.5.3
$\beta_\sigma$	facteur de concentration de contrainte vis à vis de la flexion	—	Éq 12	5.5.3
$\Delta T$	différentiel de température	K	Éq 40	7.4.3
$\varphi$	répartition de la charge	—	Éq 16	5.6.2
$\eta$	rendement global de la transmission	%	Éq 36	7.4.1
$\mu$	coefficient de frottement	—	Éq 22	5.6.3
$\rho_H$	coefficient de Poisson pour le matériau du moyeu	—	Éq 23	5.6.3
$\rho_S$	coefficient de Poisson pour le matériau de l'arbre	—	Éq 23	5.6.3
$\sigma_B$	résistance à la traction du matériau	N/mm <sup>2</sup>	Éq 10	5.5.3
$\sigma_b$	contrainte effectuée de flexion de l'arbre	N/mm <sup>2</sup>	Éq 7	5.5.2
$\sigma_{ba}$	contrainte de flexion admissible	N/mm <sup>2</sup>	Éq 12	5.5.3
$\sigma_f$	contrainte de traction effectuée dans les éléments de fixation	N/mm <sup>2</sup>	Éq 31	5.7.4
$\sigma_{fa}$	contrainte de traction admissible des éléments de fixation	N/mm <sup>2</sup>	Éq 30	5.7.3
$\sigma_M$	précharge de tension, recommandée	N/mm <sup>2</sup>	Éq 26	5.7.2
$\sigma_{p0,2}$	limite conventionnelle d'élasticité à 0,2 %	N/mm <sup>2</sup>	Éq 26	5.7.2
$\sigma_s$	contrainte de torsion effectuée de l'arbre	N/mm <sup>2</sup>	Éq 6	5.5.2
$\sigma_{sa}$	contrainte de torsion admissible	N/mm <sup>2</sup>	Éq 10	5.5.3
$\sigma_{SC}$	contrainte de compression admissible	N/mm <sup>2</sup>	Éq 16	5.6.2
$\tau_{ps}$	contrainte de cisaillement admissible	N/mm <sup>2</sup>	Éq 17	5.6.2



## 3.2 Termes et définitions

Pour les besoins du présent Rapport technique, les termes et définitions suivants s'appliquent.

### 3.2.1

#### capacité de charge d'une transmission par engrenages

capacité de charge mécanique globale de tous les éléments statiques et rotatifs à l'intérieur de la transmission de puissance sous carter, telle que déterminée par la puissance minimale nominale du composant,  $P_{mc}$  (pièce la plus faible, qu'elle soit déterminée par les dents, les arbres, les boulons, le carter, etc.)

### 3.2.2

#### capacité thermique

puissance maximale qui peut être transmise en continu à travers une transmission de puissance par engrenages sous carter sans dépasser une température spécifiée de bain d'huile

NOTE La capacité thermique est égale ou supérieure à la puissance réelle transmise en service. Le facteur de sélection n'est pas utilisé lors de la détermination des exigences thermiques, voir 7.1.

## 4 Applications et considérations relatives à la conception

### 4.1 Limites d'application

Dans le présent Rapport technique, la capacité de charge de la transmission par engrenages, telle qu'elle est définie, est la capacité de charge mécanique (facteur de sélection,  $K_{sf} = 1,0$ ) des éléments de la transmission. Dans certaines applications, il peut être nécessaire de sélectionner une transmission ayant une capacité de charge mécanique accrue afin de s'adapter aux effets défavorables des conditions environnementales, de la capacité thermique de la transmission, des charges externes ou de toute combinaison de ces paramètres.

### 4.2 Facteurs de calcul de la capacité de charge

ISO/TR 13593:1999

Les valeurs de contrainte admissible figurant dans le présent Rapport technique sont des valeurs maximales admises. Une certaine latitude, fondée sur l'expérience, est autorisée dans la sélection des facteurs spécifiques dans le présent Rapport technique. Des valeurs moins conservatives, pour d'autres facteurs de calcul de la capacité de charge définis dans le présent Rapport technique, ne doivent pas être utilisées.

### 4.3 Métallurgie

Les facteurs qui dépendent des conditions sur les matériaux et la qualité sont définis dans l'ISO 6336-5.

### 4.4 Analyse de l'installation

Le système composé d'éléments rotatifs reliés doit être compatible, exempt de vitesses critiques, de torsion ou d'autres types de vibration à l'intérieur de la plage de vitesses de fonctionnement spécifiée, de quelque façon qu'elle soit induite. Le concepteur ou le fabricant de transmission de puissance par engrenages sous carter n'est pas responsable de l'analyse, sauf si cela est convenu dans le contrat d'achat.

### 4.5 Capacité de charge de la transmission par engrenages

#### 4.5.1 Application de la capacité de charge de la transmission

La capacité de charge de la transmission par engrenages est la valeur de la capacité de charge globale mécanique de tous les éléments statiques et rotatifs à l'intérieur de la transmission de puissance sous carter. La puissance minimale calculée du composant,  $P_{mc}$  (partie la plus faible, qu'elle soit déterminée par les dents, les arbres, les boulons, le carter, etc.) de la transmission sous carter détermine la capacité de charge de la transmission par engrenages. L'histogramme de la charge pour la détermination de la capacité de charge de la transmission par engrenages doit consister en 10 000 cycles à une charge de 200 % plus 10 000 h à une charge de 100 %. La capacité de charge de la transmission par engrenages doit également comporter les effets de la charge en porte-à-faux admissible à une distance spécifiée à partir de l'extrémité du carter où la charge en porte-à-faux est appliquée.

NOTE Il est de la responsabilité de l'utilisateur de spécifier les conditions de charge maximale de façon que la transmission puisse être sélectionnée afin que le couple maximal ne dépasse pas celui spécifié en 4.6.

Le facteur de sélection de la transmission ( $K_{sf} = 1,0$ ) sert à déterminer la capacité de charge de la transmission par engrenages. Se reporter à l'article 9 pour l'examen du facteur de sélection,  $K_{sf}$ .

#### 4.5.2 Exigences de la capacité de charge de la transmission par engrenages

La capacité de charge de la transmission par engrenages implique que tous les éléments situés à l'intérieur de l'unité aient été conçus pour satisfaire ou dépasser la valeur caractéristique du groupe. Les valeurs caractéristiques des roues et des pignons doivent être conformes aux valeurs caractéristiques de résistance à la flexion et de résistance à la formation de piqûres, comme indiqué en 5.2.

#### 4.5.3 Application de la capacité de charge de la transmission par engrenages

La capacité de charge de la transmission par engrenages requise d'une transmission de puissance sous carter est fonction de l'application et de l'évaluation de facteurs variables qui affectent la capacité de charge globale. Ces facteurs comprennent les conditions environnementales, la sévérité de l'utilisation et la durée de vie. Se reporter à l'article 9, pour une explication détaillée.

L'application de la transmission de puissance sous carter exige que sa capacité de charge satisfasse aux exigences des conditions réelles d'utilisation. Cela s'effectue grâce à la sélection correcte d'un facteur de sélection,  $K_{sf}$ , basé sur des données d'exploitation ou l'expérience.

Les valeurs données dans l'annexe A peuvent servir de guide. La capacité de charge de la transmission par engrenages requise pour l'application envisagée est alors obtenue en satisfaisant:

$$P_{mc} \geq P_n K_{sf} \quad (1)$$

où

$P_n$  est la puissance nominale de la machine menée ou de la machine menante. Voir l'article 9 et l'annexe A.

De même, lors du calcul de la capacité de charge en terme de couple:

$$T_{mc} \geq T_n K_{sf} \quad (2)$$

Si la puissance nominale ou le couple nominal de la machine menée est utilisé pour la capacité de charge de la transmission par engrenages et que  $P_n$  menant est supérieur à  $P_n$  machine menée, il convient de vérifier le couple maximal apparaissant dans le système entier. Pendant l'accélération (ou à d'autres moments), il convient que le couple maximal ne dépasse pas 200 % du couple nominal de la machine menée, voir 4.6.

#### 4.6 Surcharges momentanées

Lorsque la transmission sous carter est soumise à des surcharges momentanées, à des démarrages directs des moteurs, au freinage, à des blocages et à une fatigue oligocyclique, il convient d'évaluer les conditions pour s'assurer que les limites de résistance de tout composant ne sont pas dépassées.

En ce qui concerne la résistance à la flexion de la roue pour les surcharges momentanées, la contrainte maximale admissible est déterminée par les limites de fatigue admissibles du matériau. Les déformations de l'arbre, du palier et du carter ont un effet significatif sur l'alignement de l'engrènement de la roue dentée pendant les surcharges momentanées. La transmission de puissance sous carter doit être évaluée pour s'assurer que les réactions à des surcharges momentanées n'entraînent pas un défaut d'alignement excessif provoquant des concentrations de contrainte localisées élevée et/ou une déformation permanente. En outre, les effets des charges externes telles que les charges en porte-à-faux, transversales et axiales doivent être évaluées.

Les transmissions dont la capacité de charge est déterminée selon le présent Rapport technique doivent pouvoir s'adapter à des charges maximales dont l'amplitude ne dépasse pas 200 % de  $P_{mc}$  appliqué à un nombre de cycles de mise en charge ne dépassant pas 10 000. Le facteur minimal de distribution longitudinale de la charge,  $K_{H\beta}$ , déterminé pour une charge de 100 % s'applique à l'analyse à 200 %.

## 4.7 Estimation du rendement

Lors du calcul d'une estimation du rendement de la transmission de puissance sous carter, il convient de la déterminer sur la base de la puissance transmise et des conditions de fonctionnement spécifiées. Il convient que l'estimation comprenne les effets des composants à l'intérieur de la transmission de puissance sous carter et des accessoires entraînés par les arbres convenus entre le fabricant et l'utilisateur. Sauf accord spécifique entre l'utilisateur et le fabricant, la machine menante, les accouplements, les charges menées externes, les accessoires actionnés par le moteur, etc. ne sont pas inclus dans l'estimation du rendement de la transmission de puissance sous carter. Voir l'article 7, pour les calculs.

## 4.8 Charge alternée

L'effet des inversions de couple sur une transmission de puissance sous carter est pris en compte en choisissant un facteur de sélection approprié pour l'application envisagée, par exemple transmission de translation. Dans une analyse détaillée de la capacité de charge, l'effet de la charge alternée peut être envisagé également au niveau du composant.

# 5 Composants

## 5.1 Considérations relatives à la capacité de charge

Les composants d'une transmission de puissance doivent être conçus en tenant compte de toutes les charges susceptibles d'être rencontrées pendant le fonctionnement. Celles-ci comprennent non seulement les couples imposés aux composants par le train d'engrenages, mais également des charges externes, à savoir: charges en porte-à-faux, charges externes axiales, charges dynamiques comme celles provenant des pignons coulés en porte-à-faux, etc. Ces composants doivent également être conçus pour supporter toutes les forces d'assemblage qui peuvent dépasser les charges de fonctionnement. Pendant la méthode de conception, les charges de fonctionnement doivent être envisagées dans la pire direction possible et dans les pires combinaisons de charge possibles, y compris une charge de démarrage maximale momentanée de 200 %.

La capacité de charge des composants doit se situer dans les limites fixées dans le présent Rapport technique. Lorsque les exigences de l'utilisateur ou les spécifications imposent des critères de conception différents, comme une durée de vie supérieure des paliers, cela doit s'effectuer par accord contractuel.

D'autres méthodes de détermination de la capacité de charge des composants, basées sur des données d'essai ou l'expérience sur le terrain, sont admises. Le fabricant des engrenages doit indiquer et documenter toutes les modifications utilisées.

La capacité de charge de la transmission par engrenages peut également inclure les valeurs de charges en porte-à-faux admissibles qui sont généralement désignées pour agir à une distance d'un diamètre d'arbre depuis la face du carter ou du composant sous carter. Les contraintes dans les pièces liées résultant de ces charges en porte-à-faux doivent également se situer dans les limites fixées par le présent Rapport technique.

Pour les besoins du présent Rapport technique, lorsque les capacités du composant sont déterminées, les calculs sont spécifiquement liés à la capacité de charge de la transmission par engrenages comme défini en 4.5.1.

NOTE Un calcul séparé est requis pour relier la capacité de charge de la transmission par engrenages aux conditions d'application.

## 5.2 Carter

L'assemblage combiné de roues, d'arbres et de paliers doit être enfermé dans un carter d'une conception et d'une construction telles qu'il fournisse la rigidité requise pour l'alignement correct des dentures. Le carter doit maintenir l'alignement sous la charge nominale interne et externe.

Pour les carters dont les entraxes petite vitesse sont supérieurs à 460 mm, il convient qu'au moins deux surfaces de référence soient usinées parallèlement au plan de joint, afin de niveler la transmission.

## 5.3 Roues

### 5.3.1 Critères de détermination de la capacité de charge

Les formules fondamentales pour les transmissions de puissance pour engrenages sous carter doivent être conformes à l'ISO 9085.

La méthode de calcul pour chaque facteur de détermination de la capacité de charge des roues peut être modifiée. Le concepteur d'engrenages doit indiquer toutes les modifications apportées à l'ISO 9085 qui sont utilisées.

La résistance à la formation de piqûres est fonction des contraintes (de pression) de contact hertzien entre deux surfaces courbes ou surfaces des flancs et est proportionnelle à la racine carrée de la charge appliquée. La résistance à la flexion est mesurée en termes de contrainte de flexion (par traction) dans une poutre encastree et est directement proportionnelle à cette même charge. La différence de nature des contraintes induites dans les flancs de dent et en pied de dent se traduit par une différence correspondante dans les limites admissibles de valeur de contrainte de contact et de contrainte de flexion pour des matériaux et des niveaux de charge identiques.

Le terme «détérioration des roues» est lui-même subjectif et constitue une source de désaccord considérable. Une «détérioration» pour un observateur peut être une «usure en service» pour un autre. Pour un examen plus complet, voir l'ISO 10825.

#### 5.3.1.1 Charge alterné

Pour les roues dont la charge s'inverse à chaque cycle, voir l'ISO 6336-5.

#### 5.3.1.2 Déformation plastique localisée

Le présent Rapport technique ne s'étend pas aux niveaux de contrainte supérieurs à ceux admissibles pour  $10^3$  cycles ou moins, dans la mesure où les contraintes dans cette plage peuvent excéder la limite élastique de la denture en contrainte de flexion ou en contrainte de pression de surface. Selon le matériau et la charge imposée, un cycle de contrainte unique supérieur au niveau limite à  $< 10^3$  cycles peut résulter en une déformation plastique de la denture.

<https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/68c368a6-5fd-4b92-8290-4c8335256d05/iso-tr-13593-1999>

## 5.4 Paliers

### 5.4.1 Choix des paliers

Les arbres peuvent être montés dans des paliers de toute taille, type et capacité pouvant correctement supporter les charges radiales et axiales qui seraient induites dans les conditions de fonctionnement les plus sévères.

### 5.4.2 Paliers hydrodynamiques

Il convient de concevoir des paliers hydrodynamiques pour des pressions ne dépassant pas  $6 \text{ N/mm}^2$  sur la surface projetée. Il convient que les vitesses des tourillons ne dépassent pas  $8 \text{ m/s}$  avec un lubrifiant fourni non pressurisé. Des valeurs plus élevées peuvent être utilisées lorsque le fabricant dispose d'expérience ou de données d'essai.

### 5.4.3 Sélection de roulements à rouleaux et à billes

#### 5.4.3.1 Critères de sélection

Les roulements à rouleaux et à billes doivent être sélectionnés de façon à avoir une durée de vie minimale  $L_{10a}$  de  $5\,000 \text{ h}$  sur la base de la capacité de charge de la transmission par engrenages et du facteur de sélection de la transmission égal à l'unité, selon les calculs du fabricant de roulements. La durée de vie  $L_{10a}$  est la durée de fonctionnement que  $90\%$  de roulements apparemment identiques égalent ou dépassent avant qu'un écaillage de fatigue provenant de la sous-couche atteigne une taille prédéterminée.

Lors de la sélection des roulements, les paramètres suivants doivent être pris en compte:

- lubrification;
- température;

- zone de charge;
- alignement;
- matériau du roulement.

#### 5.4.3.2 Autres considérations

Les méthodes de calcul de la durée de vie utilisées par les fabricants de roulements sont basées sur la détérioration par fatigue provenant de la sous-couche qui conduit à l'écaillage. D'autres types de détérioration des roulements pouvant se produire sont, sans y être limités, un écaillage provenant de la surface et dû à des traces d'abrasion provenant de la contamination du lubrifiant, de la défaillance des cages, de la déformation plastique, d'une indentation due à une surcharge momentanée externe, et de la formation de stries ou d'usure par grippage due à un manque momentané de film lubrifiant.

#### 5.4.3.3 Fiabilité

La durée de vie du roulement à des niveaux de fiabilité autres que 90 % est calculée au moyen de:

$$L_{na} = a_1 L_{10a} \quad (3)$$

où

$L_{na}$  est la durée de vie nominale ajustée à une fiabilité de  $100 - n = R$  %;

$L_{10a}$  est la durée de vie nominale à une fiabilité de base de 90 %, facteurs  $a_2$  et  $a_3$  inclus;

$a_1$  est le facteur d'ajustement de la durée de vie pour la fiabilité, comme dans l'ISO 281.

pour une fiabilité  $R \geq 90$  %,

$$a_1 = 4,48 \sqrt[1,5]{\ln\left(\frac{100}{R}\right)} \quad (4)$$

ISO/TR 13593:1999  
<https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/68c368a6-5fd-4b92-8290-4c8335256d05/iso-tr-13593-1999>

pour une fiabilité  $R < 90$  %,

$$a_1 = 6,84 \sqrt[1,17]{\ln\left(\frac{100}{R}\right)} \quad (5)$$

Les équations 4 et 5 pour  $a_1$  sont basées sur la loi de Weibull, adaptée aux données des principaux fabricants de roulements.

## 5.5 Arbres de transmission

### 5.5.1 Critères de conception

Il convient que les arbres soient conçus pour supporter de façon appropriée les charges internes (générées par les engrenements de roues) et les charges externes. La résistance et la rigidité des arbres sont importantes. Une résistance adaptée de l'arbre empêche la fatigue ou la déformation plastique, alors qu'une rigidité adaptée maintient l'alignement de la roue et des paliers.

### 5.5.2 Calcul des contraintes dans l'arbre

Les contraintes nominales des arbres sont calculées comme suit. L'applicabilité des équations 6 et 7 à la conception d'arbres à paroi fine, dans lesquelles le rapport  $d_{shi} / d_{she} > 0,9$ , n'a pas été établie.

$$\sigma_s = \frac{16\,000\,T\,d_{she}}{\pi(d_{she}^4 - d_{shi}^4)} \quad (6)$$

$$\sigma_s = \frac{32\,000\, M d_{she}}{\pi(d_{she}^4 - d_{shi}^4)} \quad (7)$$

où

$\sigma_s$  est la contrainte effective de torsion de l'arbre, en newtons par millimètre carré;

$T$  est le couple sur l'arbre, en newtons mètres;

$d_{she}$  est le diamètre extérieur de l'arbre, en millimètres;

$d_{shi}$  est le diamètre intérieur de l'arbre, en millimètres;

$\sigma_b$  est la contrainte effective de flexion de l'arbre, en newtons par millimètre carré;

$M$  est le moment de flexion, en newtons mètres.

Pour un arbre de transmission plein, les équations 6 et 7 se simplifient en:

$$\sigma_s = \frac{16\,000\, T}{\pi d_{she}^3} \quad (8)$$

$$\sigma_b = \frac{32\,000\, M}{\pi d_{she}^3} \quad (9)$$

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

### 5.5.3 Contrainte admissible

Les contraintes effectuées dues à la flexion et à la torsion ne doivent pas dépasser les valeurs admissibles de contrainte déterminées par les équations 10 à 15. Ces équations sont une version simplifiée de la DIN 743 et sont soumises aux limites suivantes:

— Les équations 10 à 15 s'appliquent aux diamètres d'arbre de la plage suivante:

$$25\, \text{mm} \leq d_{she} \leq 150\, \text{mm}$$

Pour les diamètres d'arbre situés hors de cette plage, les conditions suivantes s'appliquent:

$$\text{Si } d_{she} \leq 25\, \text{mm}, \text{ alors } d_{she} = 25\, \text{mm}$$

$$\text{Si } 150\, \text{mm} \leq d_{she} \leq 500\, \text{mm}, \text{ alors } d_{she} = 150\, \text{mm}$$

— Les équations 14 et 15 ne s'appliquent que pour:

$$d_{she}^{0,36} \times \sigma_B > 2\,600\, \text{N/mm}^2$$

Les équations pour les valeurs de contrainte admissible ont été développées sur la base des conditions suivantes:

- une conception d'arbre selon l'état actuel des connaissances est utilisée et il convient qu'elle aboutisse à conserver les facteurs de concentration de contrainte effective au-dessous des maxima indiqués pour chaque équation;
- contrainte de torsion répétée (de zéro au maximum) et contrainte de flexion alternée;
- les équations 11 et 13 ne s'appliquent qu'aux sections d'arbre ayant une faible concentration de contrainte;
- les effets d'un spectre de charge variable sont envisagés par l'utilisation d'un facteur de sélection approprié,  $K_{sf}$ ;

- les surcharges momentanées doivent être limitées à 200 % de  $P_{mc}$  appliqué à un nombre de cycles de mise en charge inférieur à 10 000;
- les exigences concernant le matériau sont comme défini en 5.4.3.

Pour des matériaux traités dans la masse:

$$\text{Si } 0,09 \times \sigma_B^{0,4} < \beta_\tau \leq 0,113 \times \sigma_B^{0,4}$$

$$\sigma_{sa} = (2,22 - 0,35 \times \log d_{she}) \times \sigma_B^{0,6} \quad (10)$$

$$\text{Si } \beta_\tau \leq 0,09 \times \sigma_B^{0,4}$$

$$\sigma_{sa} = (2,61 - 0,35 \times \log d_{she}) \times \sigma_B^{0,6} \quad (11)$$

$$\text{Si } 0,10 \times \sigma_B^{0,4} < \beta_\sigma \leq 0,175 \times \sigma_B^{0,4}$$

$$\sigma_{ba} = (1,88 - 0,30 \times \log d_{she}) \times \sigma_B^{0,63} \quad (12)$$

$$\text{Si } \beta_\sigma \leq 0,10 \times \sigma_B^{0,4}$$

$$\sigma_{ba} = (2,40 - 0,31 \times \log d_{she}) \times \sigma_B^{0,66} \quad (13)$$

Pour les matériaux cimentés et durcis superficiellement:

$$\text{Si } \beta_\tau \leq 0,113 \times \sigma_B^{0,4}$$

$$\sigma_{ba} = (1,43 - 0,36 \times \log d_{she}) \times \sigma_B^{0,68} \quad (14)$$

$$\text{Si } \beta_\sigma \leq 0,175 \times \sigma_B^{0,4}$$

$$\sigma_{sa} = (6,02 - 1,58 \times \log d_{she}) \times \sigma_B^{0,57} \quad (15)$$

où

$\sigma_B$  est la résistance à la traction du matériau, en newtons par millimètre carré;

$\sigma_{sa}$  est la contrainte de torsion admissible, en newtons par millimètre carré;

$\sigma_{ba}$  est la contrainte de flexion admissible, en newtons par millimètre carré;

$\beta_\tau$  est le facteur de concentration de contrainte de torsion;

$\beta_\sigma$  est le facteur de concentration de contrainte de flexion.

Pour des applications situées hors des limites, une analyse plus détaillée peut être nécessaire.

#### 5.5.4 Exigences relative au matériau

Pour les matériaux traités dans la masse, la base permettant de définir la contrainte admissible est la dureté superficielle minimale à la section à contrainte critique. La dureté minimale à une profondeur, depuis la surface, de 1/4 du rayon de la section critique doit représenter 75 % de la dureté minimale à la surface.

Pour les matériaux cimentés, la base permettant de définir la contrainte admissible est la dureté minimale à cœur à une distance de trois fois la profondeur effective de cémentation au-dessous de la surface dans la section critique.