

動力伝達装置に関する事項

改正規則等

鋼船規則 D 編
鋼船規則検査要領 D 編
高速船規則検査要領
（日本籍船舶用及び外国籍船舶用）
鋼船規則検査要領 B 編
（日本籍船舶用）
内陸水路航行船規則
内陸水路航行船規則検査要領
（外国籍船舶用）

改正理由

鋼船規則 D 編 5 章に規定する動力伝達装置の要件は、現在の規則体系となった昭和 42 年（1967 年）以来、必要に応じてその都度改正を行ってきたものの、抜本的な見直しがされていない。

そのため、鋼船規則等の総合的な見直しの一環として、動力伝達装置について業界要望の調査を実施した結果、規則要件の明確化等を求める意見が寄せられた。

加えて、IACS では統一規則や統一解釈等における参照規格の記載方法を見直し、統一的に当該規格の発行年度を記載するよう改め、2021 年 2 月に IACS 統一規則 M56(Rev.4)、同年 10 月 IACS 統一規則 M56(Corr.1)として採択した。

このため、鋼船規則等の総合的な見直しの一環として、動力伝達装置について、これまでに得られた知見及び業界からの要望等を考慮し関連規定を改めるとともに、IACS 統一規則 M56(Rev.4)及び M56(Corr.1)に基づき、関連規定を改めた。

改正内容

主な改正内容は次のとおり。

- (1) 鋼船規則検査要領 D 編附属書 D5.3.5 に規定する歯車の強度計算に関する要件を鋼船規則 D 編 5 章の附属書に移設した。
- (2) 附属書 5.3.1 の一部要件において、参照規格とその発行年度を明記した。

「鋼船規則」の一部を次のように改正する。

D 編 機関

5 章 動力伝達装置

5.2 材料、構造

5.2.1 材料

-1.を次のように改める。

-1. 次に掲げる部品（以下、「動力伝達装置の主要部品」という。）の材料は、**K 編**の規定に適合したものでなければならない。

- (1) 動力を伝達する軸類（パワーテイクオフ（PTO）軸を含む。）及び歯車
 - (2) 継手の動力伝達部分
 - (3) クラッチの動力伝達部分
 - (4) 継手ボルト
- 2. （省略）

5.3 歯車の強度

5.3.1 を次のように改める。

5.3.1 適用*

本 5.3 の規定は、インボリュート歯形を有する外歯円筒歯車に適用する。その他の歯車については、本会の適当と認めるところによる。なお、密閉式歯車の強度計算については、附属書 5.3.1「密閉式歯車の強度計算」に定めるところによらなければならない。

5.3.5 を次のように改める。

5.3.5 詳細検討*

詳細な強度検討書が提出されれば、本会はこれを検討し、適当と認めた場合には 5.3.3 及び 5.3.4 の規定にかかわらず、その歯車を承認する。なお、ここでのいう詳細な強度検討書とは、附属書 5.3.1「密閉式歯車の強度計算」によって差し支えない。

附属書 5.3.1 として次の附属書を加える。

附属書 5.3.1 密閉式歯車の強度計算

1.1 適用及び基本原理

1.1.1 適用

本検査要領は、主機並びに発電機及び補機（作業用補機等を除く）を駆動する原動機からの動力を伝える動力伝達装置に使用される密閉式歯車の強度計算に適用する。

1.1.2 基本原理

本検査要領で規定する計算法は歯面強さ及び歯元の曲げ強さに基づいたものである。強度計算に関係する諸パラメータはそれぞれの物理的な意味に基づいて定義される。そのうちの一部のパラメータは歯車の形状等から算出できる。また、一部のパラメータは本会が認める方法により近似値を求めることができる。

1.2 記号及び単位

本検査要領に用いる主な記号は次のとおりである。

a	: 中心距離 (mm)
b	: 共通歯幅 (mm)
$b_{1,2}$	: 小歯車, 大歯車の歯幅 (mm)
d	: 基準ピッチ円直径 (mm)
$d_{1,2}$	: 小歯車, 大歯車の基準ピッチ円直径 (mm)
$d_{a1,2}$	: 小歯車, 大歯車の歯先円直径 (mm)
$d_{b1,2}$	: 小歯車, 大歯車の基礎円直径 (mm)
$d_{f1,2}$	: 小歯車, 大歯車の歯底円直径 (mm)
$d_{w1,2}$	: 小歯車, 大歯車のかみあいピッチ円直径 (mm)
F_t	: 公称接線荷重 (N)
h	: 全歯たけ (mm)
m_n	: 歯直角モジュール (mm)
m_t	: 正面モジュール (mm)
$n_{1,2}$	: 小歯車, 大歯車の回転数 (rpm)
P	: 歯車装置が伝達する最大連続出力 (kW)
$T_{1,2}$	: 小歯車, 大歯車のトルク (Nm)
u	: 歯数比
v	: 基準ピッチ円上の線速度 (m/s)
$x_{1,2}$	: 小歯車, 大歯車の転位係数
z	: 歯数
$z_{1,2}$	: 小歯車, 大歯車の歯数
z_n	: 相当平歯車歯数
α_n	: 基準ピッチ円筒上の歯直角圧力角 (°)

α_t : 基準ピッチ円筒上の正面圧力角 (°)
 α_{tw} : かみあいピッチ円上の正面圧力角 (°)
 β : 基準ピッチ円筒ねじれ角 (°)
 β_h : 基礎円筒ねじれ角 (°)
 ε_α : 正面かみあい率
 ε_β : 重なりかみあい率
 ε_γ : 全かみあい率
 σ_H : ピッチ円におけるヘルツ応力 (N/mm²)
 σ_{HO} : ヘルツ応力の基礎値 (N/mm²)
 K_A : 使用係数
 K_γ : 荷重分配係数
 K_V : 動荷重係数
 $K_{H\alpha}$: ヘルツ応力のための正面荷重分布係数
 α_{pn} : 基準ラックの歯直角圧力角 (°)
 h_{fp} : 基準ラックの歯元のたけ (mm)
 $K_{H\beta}$: ヘルツ応力のための歯すじ方向荷重分布係数
 σ_{HP} : 許容ヘルツ応力 (N/mm²)
 σ_{Hlim} : ヘルツ応力限度 (N/mm²)
 Z_N : ヘルツ応力のための寿命係数
 Z_L : 潤滑油係数
 Z_V : 速度係数
 Z_R : あらさ係数
 Z_W : 加工硬化係数
 Z_X : ヘルツ応力のための寸法係数
 S_H : ヘルツ応力に関する安全係数
 Z_B : 小歯車のための一对かみ合い係数
 Z_D : 大歯車のための一对かみ合い係数
 Z_H : 領域係数
 Z_E : 弾性定数係数 ($\sqrt{N/mm^2}$)
 Z_ε : かみ合い率係数
 Z_β : ヘルツ応力のためのねじれ角係数
 σ_F : 歯元曲げ応力 (N/mm²)
 Y_F : 歯形係数
 h_F : 一对の歯がかみ合う時の最も外側点に荷重が作用する時に、歯元曲げ応力を算出するための曲げモーメントアーム長さ (mm)
 S_{FN} : 危険断面における歯底弦歯厚 (mm)
 α_{Fen} : 一对の歯がかみ合う時の最も外側点に荷重が作用する時の歯直角圧力角 (°)
 Y_S : 応力修正係数
 ρ_F : 危険断面における歯元隅肉部半径 (mm)
 ρ_{fp} : カッタ歯先丸み半径 (mm)
 S_{pr} : こぶ付カッタの切込み深さ (mm)
 Y_β : 歯元曲げ応力のためのねじれ角係数
 Y_B : リム厚さ係数

s_R : 歯車のリム厚さ (mm)
 h : 歯丈 (mm)
 Y_{DT} : 深歯係数
 $K_{F\alpha}$: 歯元曲げ応力のための正面荷重分布係数
 $K_{F\beta}$: 歯元曲げ応力のための歯すじ方向荷重分布係数
 σ_{FP} : 許容歯元曲げ応力 (N/mm²)
 σ_{FE} : 曲げ耐久限度 (N/mm²)
 Y_N : 歯元曲げ応力のための寿命係数
 Y_d : 設計係数
 $Y_{\delta relT}$: 相対切欠き感度係数
 q_s : 切り欠きパラメータ
 ρ' : 滑性層厚さ (mm)
 Y_{RrelT} : 相対表面状態係数
 Y_X : 歯元曲げ応力のための寸法係数
 S_F : 歯元曲げ強さに関する安全係数

1.3 幾何学的定義

内歯車装置の場合にあつては、 z_2 , a , d_2 , d_{a2} , d_{b2} 及び d_{w2} は負となる。小歯車とは歯数の少ない歯車であり、したがって、歯数比の絶対値は次の定義のように常に 1 又は 1 より大きい値となる。

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_{w2}}{d_{w1}} = \frac{d_2}{d_1}$$

また、外歯車では u が正、内歯車では負となる。歯面強さの方程式の中の共通歯幅 b はピッチ円上の歯幅を取る。歯元の曲げ応力を求める方程式の中の b_1 あるいは b_2 は、それぞれ小歯車と大歯車の歯元における歯幅である。ただし、いかなる場合においても、 b_1 , b_2 は b より 1 モジュール m_n 以上大きく取ってはならない。なお、ピッチ円上の共通歯幅 b は、十分なクラウニングまたはエンドリリーフの場合では、歯元の曲げ応力計算に使うことができる。

$$\tan \alpha_t = \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}$$

$$\tan \beta_b = \tan \beta \cos \alpha_t$$

$$d_{1,2} = \frac{z_{1,2} m_n}{\cos \beta}$$

$$d_{b1,2} = d_{1,2} \cos \alpha_t$$

$$\left. \begin{aligned} d_{w1} &= \frac{2a}{u+1} \\ d_{w2} &= \frac{2au}{u+1} \end{aligned} \right\} a = 0.5(d_{w1} + d_{w2}) \text{ の場合}$$

$$z_{n1,2} = \frac{z_{1,2}}{\cos^2 \beta_b \cdot \cos \beta}$$

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}$$

$$\text{inv}\alpha = \tan\alpha - \frac{\pi\alpha}{180}; \alpha(^{\circ})$$

$$\text{inv}\alpha_{tw} = \text{inv}\alpha_t + 2\tan\alpha_n \frac{x_1 + x_2}{z_1 + z_2}$$

又は

$$\cos\alpha_{tw} = \frac{m_t(z_1 + z_2)}{2a} \cos\alpha_t$$

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{0.5\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} \pm 0.5\sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} - a\sin\alpha_{tw}}{\pi m_t \cos\alpha_t}$$

上式中の正号は外歯車装置の場合に、負号は内歯車装置の場合に使う。

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{b \sin\beta}{\pi m_n}$$

やまば歯車の場合にあつては、 b はその内の1つの幅とする。

$$\varepsilon_{\gamma} = \varepsilon_{\alpha} + \varepsilon_{\beta}$$

$$v = \frac{\pi \cdot d_{1,2} n_{1,2}}{60 \cdot 10^3}$$

1.4 公称接線荷重, F_t

公称接線荷重 F_t は、基準ピッチ円筒に接して、軸平面に対して垂直で、歯車装置の最大連続伝達出力から次式で直接算出する。

$$T_{1,2} = \frac{30 \cdot 10^3 P}{\pi \cdot n_{1,2}}$$

$$F_t = 2000 \frac{T_{1,2}}{d_{1,2}}$$

1.5 負荷係数

1.5.1 使用係数, K_A

-1. 使用係数 K_A は、外部からの動的負荷の影響を考慮するもので、無限寿命設計の場合では、歯車装置に作用する最大の繰返しトルクと公称定格トルクの比で表わされる。公称定格トルクは、定格出力と定格回転数から算出される。本係数は主に次のものに依存する。

- (1) 駆動及び被駆動機械の特性
- (2) 装置各部の質量及び剛性の状況
- (3) 継手の種類
- (4) 運転条件（超過速度、プロペラ負荷条件の変化等）

-2. 駆動システムの危険スピード付近で運転する場合には、運転条件の詳細な検討を行わなければならない。 K_A は実測によって求めるか又は本会が認めるシステム解析法によって算出しなければならない。なお、推定出来ない場合には、以下の値を用いることができる。

(1) 主推進用

$K_A = 1.00$ (油圧のあるいは電磁滑り継手付きの往復動内燃機関のとき)
 $= 1.30$ (高弾性継手付きの往復動内燃機関のとき)
 $= 1.50$ (他の継手付きの往復動内燃機関のとき)

ただし、減速歯車装置付きの **Ice Class** を付記される船舶にあっては、規則 I 編 8.6 の規定を準用すること。

(2) 補機用

$K_A = 1.00$ (電気モータ、油圧式あるいは電磁滑り継手付きの往復動内燃機関のとき)
 $= 1.20$ (高弾性継手付きの往復動内燃機関のとき)
 $= 1.40$ (他の継手付きの往復動内燃機関のとき)

1.5.2 荷重分配係数, K_y

荷重分配係数 K_y は、多重伝達経路のある場合の荷重分配の不均一を考慮するものである (デュアルタンデム形、遊星歯車、やまば歯車など)。 K_y は実際 1 つの経路を通る最大荷重と均等に分配したときの荷重との比で表わされる。本係数は、主に歯車装置を構成する各部分の精度及び柔軟性に依存する。 K_y は実測又はシステム解析によって算出しなければならない。ただし、この様な方法により難しい場合には、遊星歯車にあっては、次の値を用いることができる。

$K_y = 1.00$ (遊星歯車の数が 3 以下の場合)
 $= 1.20$ (遊星歯車の数が 4 の場合)
 $= 1.30$ (遊星歯車の数が 5 の場合)
 $= 1.40$ (遊星歯車の数が 6 以上の場合)

1.5.3 内動荷重係数, K_v

-1. 内動荷重係数 K_v は、小歯車と大歯車の振動により生じる内部的な動荷重の影響を考慮するものである。 K_v は動的に歯面に作用する最大荷重と外部からの最大荷重 ($F_t K_A K_v$) との比で表わされる。本係数は主に次のものに依存する。

- (1) ピッチ及び形状誤差に依存する伝達誤差
- (2) 小歯車と大歯車の質量
- (3) かみあいサイクル中におけるかみあい剛さの変動
- (4) 使用係数の影響を含む伝達荷重
- (5) ピッチ母線速度
- (6) 歯車及び軸の動的アンバランス
- (7) 軸及び軸受の剛性
- (8) 歯車装置の減衰特性

-2. 内動荷重係数 K_v は、次のように算出される。ただし、本手法は次の(1)から(4)までの条件をすべて満足する場合のみ適用できる。

- (1) 運転速度は危険スピード以下、具体的には；

$$\frac{v \cdot z_1}{100} \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}} < 10 \text{ (m/s)}$$

- (2) $\beta = 0^\circ$ (平歯車の場合)
 $\beta \leq 30^\circ$ (はすば歯車の場合)

- (3) 歯数が比較的少ない小歯車、具体的には
 $z_1 < 50$

(4) 一体型歯車または重鋼製歯車リム

また、もし $\frac{v \cdot z_1}{100} \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}} < 3$ (m/s) であれば、本方法はすべての種類の歯車に適用できる ($\beta > 30^\circ$ のはすば歯車も同様)。なお、上述以外の歯車装置については、ISO 6336-1:2019 に定める方法 B を参照すること。

(a) 重なりかみあい率 $\varepsilon_\beta \geq 1$ のはすば歯車及び平歯車装置にあつては、 K_V が次式により求められる。

$$K_V = 1 + \left(\frac{K_1}{K_A \frac{F_t}{b}} + K_2 \right) \cdot \frac{v \cdot z_1}{100} K_3 \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}}$$

K_1 : 表 5.3-1 における係数

K_2 : 歯車精度のすべての ISO 等級における係数

= 0.0193 (平歯車の場合)

= 0.0087 (はすば歯車の場合)

K_3 : 係数

= 2.0 $\left(\frac{v \cdot z_1}{100} \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}} \leq 0.2 \text{ の場合} \right)$

= $2.071 - 0.357 \cdot \frac{v \cdot z_1}{100} \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}}$ $\left(\frac{v \cdot z_1}{100} \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}} > 0.2 \text{ の場合} \right)$

ただし、 $K_A F_t / b$ が 100 N/mm 以下の場合には $K_A F_t / b$ を 100 N/mm とする。

(b) 重なりかみあい率 $\varepsilon_\beta < 1$ のはすば歯車にあつては、次式の線型内挿法により求められる。

$$K_V = K_{V2} - \varepsilon_\beta (K_{V2} - K_{V1})$$

K_{V1} : (a) において求められるはすば歯車のための K_V の値

K_{V2} : (a) において求められる平歯車のための K_V の値

なお、かみあう歯車の精度の等級が異なる場合には低い方を用いなければならない。

表 5.3-1 K_1 の値

歯車の種類	歯車精度の ISO 等級					
	3	4	5	6	7	8
平歯車	2.1	3.9	7.5	14.9	26.8	39.1
はすば歯車	1.9	3.5	6.7	13.3	23.9	34.8

(注)

歯車精度の ISO 等級は ISO 1328-2:2020 を参照。

1.5.4 歯すじ方向荷重分布係数, $K_{H\beta}$ と $K_{F\beta}$

歯すじ荷重分布係数、ヘルツ応力のための $K_{H\beta}$ 、歯元曲げ応力のための $K_{F\beta}$ は、歯すじに沿って荷重が一様に分布していない影響を考慮するものであり、それぞれ次のように定義される。

$$K_{H\beta} = \frac{\text{単位歯幅上の最大荷重}}{\text{単位歯幅上の平均荷重}}$$

$$K_{F\beta} = \frac{\text{単位歯幅上の最大歯元曲げ応力}}{\text{単位歯幅上の平均歯元曲げ応力}}$$

平均曲げ応力を計算する際には、小、大歯車について、歯幅をそれぞれ b_1 , b_2 とする。
 $K_{F\beta}$ は係数 $K_{H\beta}$ の関数で求めることができる。係数 $K_{H\beta}$ 及び $K_{F\beta}$ は主に次の要素に依存する。

- (1) 歯の加工精度
- (2) ボア誤差に起因するすえ付け誤差
- (3) 軸受の遊び
- (4) 大小歯車軸のアライメント誤差
- (5) 歯車、軸、軸受、ハウジング及び歯車装置を支える基盤の弾性変形
- (6) 作動温度に起因する熱膨張及び変形
- (7) クラウニング及びエンドリリーフのような設計的補正要素

$K_{H\beta}$ は次のように求める。

$$\frac{F_{\beta y} C_{\gamma} b}{2 F_t K_A K_{\gamma} K_V} \geq 1 \text{ の場合 ;}$$

$$K_{H\beta} = \sqrt{\frac{2 F_{\beta y} C_{\gamma} b}{F_t K_A K_{\gamma} K_V}}$$

$$\frac{F_{\beta y} C_{\gamma} b}{2 F_t K_A K_{\gamma} K_V} < 1 \text{ の場合 ;}$$

$$K_{H\beta} = 1 + \frac{F_{\beta y} C_{\gamma} b}{2 F_t K_A K_{\gamma} K_V}$$

C_{γ} : 平均かみ合い剛さ ($N/(mm \cdot \mu m)$)

次式により求められる。

$$C_{\gamma} = 0.8 C_{th} C_R C_B \cos \beta (0.75 \varepsilon_{\alpha} + 0.25)$$

$$C_{th} = \frac{1}{q}$$

$$q = 0.04723 + \frac{0.15551}{Z_{n1}} + \frac{0.25791}{Z_{n2}} - 0.00635 x_1 - \frac{0.11654}{Z_{n1}} x_1 - 0.00193 x_2 - \frac{0.24188}{Z_{n2}} x_2 + 0.00529 x_1^2 + 0.00182 x_2^2$$

$$C_R = 1 + \frac{\ln\left(\frac{b_s}{b}\right)}{5e\left(\frac{s_R}{5m_n}\right)} \text{ (非一体型の歯車の場合)}$$

$$C_R = 1 \text{ (一体型の歯車の場合)}$$

b_s 及び s_R はそれぞれウェブ厚さ及びリム厚さ (mm)

ただし、 $\frac{b_s}{b} < 0.2$ 又は $\frac{s_R}{m_n} < 1.0$ の場合には、その都度考慮する。

C_B : 基準ラック係数で、基準ラック歯形と標準基準ラック歯形との違いによる影響を考慮するもので、次式により求められる。

$$C_B = \left[1 + 0.5 \left(1.2 - \frac{h_{fp}}{m_n} \right) \right] [1 - 0.02 (20^\circ - \alpha_{pn})]$$

$F_{\beta y}$: なじみ運転後の歯すじ誤差 (μm)、次式による。

$$F_{\beta y} = F_{\beta x} - \gamma_{\beta}$$

非表面硬化歯車の場合

$$y_{\beta} = \frac{320}{\sigma_{Hlim}} F_{\beta x}$$

ただし、

$$y_{\beta} \leq F_{\beta x}$$

$$y_{\beta} \leq 25600/\sigma_{Hlim} \quad (5 < v < 10m/sec)$$

$$y_{\beta} \leq 12800/\sigma_{Hlim} \quad (10m/sec < v)$$

表面硬化歯車の場合

$$y_{\beta} = 0.15 F_{\beta x}$$

ただし、 $y_{\beta} \leq 6.0(\mu m)$

$F_{\beta x}$: 初期歯すじ誤差 (μm), 次式による。

$$F_{\beta x} = 1.33 f_{sh} + f_{ma}$$

f_{sh} : 小歯車の弾性変形に伴う歯すじ誤差 (μm)

$$f_{sh} = 0.023 \frac{F_t K_A K_V K_Y}{b} \quad (\text{クラウニング及びエンドリリーフなしの場合})$$

$$= 0.016 \frac{F_t K_A K_V K_Y}{b} \quad (\text{エンドリリーフありの場合})$$

$$= 0.012 \frac{F_t K_A K_V K_Y}{b} \quad (\text{クラウニングありの場合})$$

$$= 0 \quad (\text{歯すじ修正が行われる場合})$$

ただし、いずれの場合においても f_{sh} は

$$0.005 \frac{F_t K_A K_V K_Y}{b} \quad (\text{平歯車})$$

又は

$$0.010 \frac{F_t K_A K_V K_Y}{b} \quad (\text{はすば歯車})$$

を下回ってはならない。

$$v = \left[\left| 0.7 + K' \frac{\ell S}{d_1^2} \left(\frac{d_1}{d_{sh}} \right)^4 \right| + 0.3 \right] \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 \quad (\text{平歯車及びはすば歯車の場合})$$

$$= 2 \left[\left| 1.2 + K' \frac{\ell S}{d_1^2} \left(\frac{d_1}{d_{sh}} \right)^4 \right| + 0.3 \right] \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 \quad (\text{やまば歯車の場合})$$

K', ℓ 及び S はそれぞれ小歯車配置係数, 小歯車軸受スパン及び小歯車オフセットと呼び, K' の値は表 5.5-1 による。

f_{ma} : 製作誤差による歯すじ誤差 (μm) で, 次式による。

$f_{ma} = 1.0 F_{\beta}$ (クラウニング及びエンドリリーフ等を一切施していない歯車であつてかつアライメントのための調整ができない歯車の場合)

$= 0.7 F_{\beta}$ (よく設計されたエンドリリーフを有する歯車の場合)

$= 0.5 F_{\beta}$ (調整可能軸受けを有しまたは適切なねじれ角修正等の調整 (歯すじ修正) が行われた歯車及び適切なクラウニングが施された歯車の場合)

F_{β} : 歯すじ誤差の許容値

$K_{F\beta}$ は次のように求める。

(1) 最大ヘルツ応力が歯すじの端に起きる場合, $K_{F\beta}$ は次式により求める。

$$K_{F\beta} = K_{H\beta}^N$$

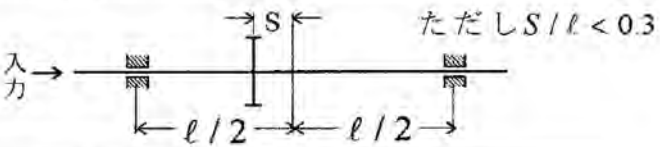
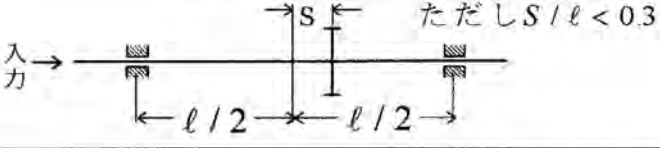
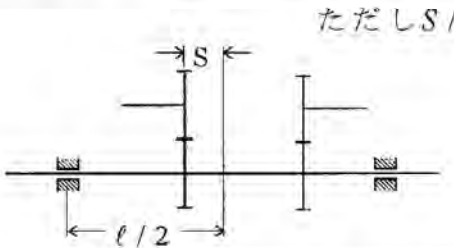
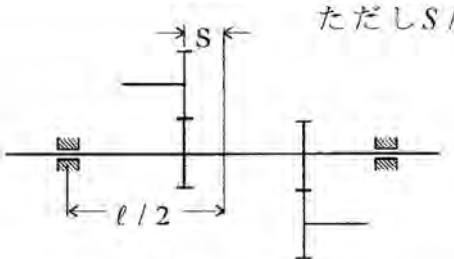
$$N = \frac{\left(\frac{b}{h}\right)^2}{1 + \frac{b}{h} + \left(\frac{b}{h}\right)^2}$$

b/h =歯幅／全歯たけ比で、 b_1/h_1 と b_2/h_2 のどちらか小さい方を取る。やまば歯車の場合には、歯幅はその内の1つを用いること。ただし、 $b/h < 3.0$ なら $b/h = 3.0$ とすること。

(2) 歯幅の端に荷重が軽くかかるか又は負荷されない場合（クラウニング及びエンドリリーフ）， $K_{F\beta}$ は次式により求める。

$$K_{F\beta} = K_{H\beta}$$

表 5.5-1 K' の値

配 置	配置係数 K'	
	剛体歯車 ¹⁾	非剛体歯車 ²⁾
 ただし $S/l < 0.3$	0.48	0.80
 ただし $S/l < 0.3$	-0.48	-0.80
 ただし $S/l < 0.5$	1.33	1.33
 ただし $S/l < 0.3$	-0.36	-0.60
 ただし $S/l < 0.3$	-0.6	-1.0

1) $d_1/d_{ah} \geq 1.15$ なら剛体歯車とみなす。

2) $d_1/d_{ah} < 1.15$ あるいは小歯車が軸の上をスライドする場合、または焼入れの場合は、非剛体歯車とみなす。ただし、 d_{ah} は軸の等価直径（実際の軸と同等のたわみを示す丸棒の直径）（mm）

1.5.5 正面荷重分布係数, $K_{H\alpha}$ 及び $K_{F\alpha}$

正面荷重分布係数（ヘルツ応力のための $K_{H\alpha}$ と歯元曲げ応力のための $K_{F\alpha}$ ）は、2 つ以上のかみ合い歯の間の荷重分布に対するピッチ誤差及び歯形誤差の影響を考慮するものである。 $K_{H\alpha}$ 及び $K_{F\alpha}$ は主に以下の要因に依存する。

- (1) 総かみ合い剛さ
- (2) 総接線荷重, $F_t K_A K_V K_{H\beta}$
- (3) ピッチ誤差
- (4) チップリリーフ
- (5) なじみ量

正面荷重分布係数（ヘルツ応力のための $K_{H\alpha}$ 及び歯元曲げ応力のための $K_{F\alpha}$ ）は次のように算出する。

$$K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = \frac{\varepsilon_\gamma}{2} \left(0.9 + 0.4 \frac{C_\gamma (f_{pb} - y_\alpha) b}{F_t K_A K_V K_{H\beta}} \right) (\varepsilon_\gamma \leq 2)$$

$$K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 0.9 + 0.4 \sqrt{\frac{2(\varepsilon_\gamma - 1)}{\varepsilon_\gamma} \frac{C_\gamma (f_{pb} - y_\alpha) b}{F_t K_A K_V K_{H\beta}}} (\varepsilon_\gamma > 2)$$

ただし、

$$1.0 \leq K_{H\alpha} \leq \frac{\varepsilon_\gamma}{\varepsilon_\alpha \cdot Z_\varepsilon^2}$$

$$1.0 \leq K_{F\alpha} \leq \frac{\varepsilon_\gamma}{\varepsilon_\alpha \cdot Y_\varepsilon}$$

ここに

$$Y_\varepsilon = 0.25 + \frac{0.75}{\varepsilon_{\alpha n}}$$

$\varepsilon_{\alpha n}$ は 1.7.2 中の $\varepsilon_{\alpha n}$ と同じである。

式中の係数, f_{pb} 及び y_α 以外のものは $K_{H\beta}$ の場合と同じで, f_{pb} 及び y_α は次のように求める。

$$y_\alpha = \frac{160}{\sigma_{Hlim}} f_{pb} \quad (\text{非表面硬化歯車の場合})$$

$$= 0.075 f_{pb} \quad (\text{表面硬化歯車の場合})$$

f_{pb} : 大小歯車の単一ピッチ誤差の大きい方 (μm)

1.6 面圧強さ

1.6.1 算定式

歯面強さの判断基準はかみあいピッチ点或は一对の歯がかみ合う時の最も内側点におけるヘルツ応力に基づくものである。ヘルツ応力 σ_H は、許容ヘルツ応力 σ_{HP} 以下でなければならない。すなわち、

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \sqrt{K_A K_V K_H K_{H\alpha} K_{H\beta}} \leq \sigma_{HP}$$

ここに、 σ_{H0} は大小歯車の基本ヘルツ応力値である（ N/mm^2 ）。

1.6.2 基本ヘルツ応力

-1. 基本ヘルツ応力値 σ_{H0} は次のように算出する。

$$\begin{aligned} \sigma_{H0} &= Z_B Z_H Z_E Z_\varepsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b} \frac{u+1}{u}} \quad (\text{小歯車の場合}) \\ &= Z_D Z_H Z_E Z_\varepsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b} \frac{u+1}{u}} \quad (\text{大歯車の場合}) \end{aligned}$$

-2. 一対かみ合い係数 Z_B, Z_D

一対かみ合い係数、小歯車のための Z_B 、大歯車のための Z_D は、一対の歯がかみ合う時の最も内側点における歯面曲率のヘルツ応力への影響を考慮するものである。この係数はピッチ点で求め得たヘルツ応力を一対の歯がかみ合う時の最も内側点における歯面の曲率を考慮したヘルツ応力に変換するためのものである。 Z_B, Z_D は、次のように求める。

(1) 平歯車の Z_B は、1 又は次式による値、 M_1 のどちらか大きい方の値

$$M_1 = \frac{\tan \alpha_{tw}}{\sqrt{\left[\sqrt{\left(\frac{d_{a1}}{d_{b1}} \right)^2 - 1} - \frac{2\pi}{z_1} \right] \left[\sqrt{\left(\frac{d_{a2}}{d_{b2}} \right)^2 - 1} - (\varepsilon_\alpha - 1) \frac{2\pi}{z_2} \right]}}$$

(2) $\varepsilon_\beta \geq 1$ のはすば歯車の Z_B は、1

(3) $\varepsilon_\beta < 1$ のはすば歯車の場合の Z_B は、1 又は次式による値のどちらか大きい方の値

$$Z_B = M_1 - \varepsilon_\beta (M_1 - 1)$$

(4) 平歯車の Z_D は、1 又は次式による値 M_2 のどちらか大きい方の値

$$M_2 = \frac{\tan \alpha_{tw}}{\sqrt{\left[\sqrt{\left(\frac{d_{a2}}{d_{b2}} \right)^2 - 1} - \frac{2\pi}{z_2} \right] \left[\sqrt{\left(\frac{d_{a1}}{d_{b1}} \right)^2 - 1} - (\varepsilon_\alpha - 1) \frac{2\pi}{z_1} \right]}}$$

(5) $\varepsilon_\beta \geq 1$ のはすば歯車の Z_D は、1

(6) $\varepsilon_\beta < 1$ のはすば歯車の場合の Z_D は、1 又は次式による値のどちらか大きい方の値

$$Z_D = M_2 - \varepsilon_\beta (M_2 - 1)$$

(7) 内歯歯車の Z_D は、1

-3. 領域係数、 Z_H

領域係数 Z_H は、ピッチ点における歯面曲率のヘルツ応力に及ぼす影響を考慮し、基準ピッチ円筒上の接線荷重とかみあいピッチ円筒上の歯直角荷重とを関連づけるものである。 Z_H は次式により求められる。

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\cos^2 \alpha_t \tan \alpha_{tw}}}$$

-4. 弾性定数係数、 Z_E

弾性定数係数 Z_E は、材料のヤング率ポアソン比のヘルツ応力に及ぼす影響を考慮するも

のである。鋼製歯車の場合は、 $Z_E = 189.8 (\sqrt{N/mm^2})$

上記以外の場合、ISO 6336-2:2019 を参照すること。

-5. かみあい率係数、 Z_ε

かみあい率係数 Z_ε は、正面かみあい率及び重なりかみあい率の特定の面荷重に及ぼす影響を考慮するものである。次式により求められる。

$$\begin{aligned} Z_\varepsilon &= \sqrt{\frac{4-\varepsilon_\alpha}{3}} \quad (\text{平歯車の場合}) \\ &= \sqrt{\frac{4-\varepsilon_\alpha}{3} (1-\varepsilon_\beta) + \frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha}} \quad (\varepsilon_\beta < 1 \text{ のはすば歯車の場合}) \\ &= \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} \quad (\varepsilon_\beta \geq 1 \text{ はすば歯車の場合}) \end{aligned}$$

-6. ヘルツ応力のためのねじれ角係数、 Z_β

ヘルツ応力のためのねじれ角係数 Z_β は、ねじれ角の歯面強さに及ぼす影響及び接触線上の荷重分布の変化を考慮するものである。 Z_β はねじれ角のみに依存し、次式により求められる。

$$Z_\beta = \sqrt{\frac{1}{\cos\beta}}$$

ここに、

β : 基準ねじれ角 (°)

1.6.3 許容ヘルツ応力

-1. 許容ヘルツ応力 σ_{HP} は次式による。

$$\sigma_{HP} = \sigma_{Hlim} \frac{Z_N Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X}{S_H}$$

-2. ヘルツ応力限度、 σ_{Hlim}

ある与えられた材料に関して、 σ_{Hlim} は永久に耐えられる繰返しヘルツ応力の限度を表わす。具体的には、 σ_{Hlim} の値は 5×10^7 回の繰返しヘルツ応力を受けてもピッチングを起こさない応力レベルとしてよい。このような意味でのピッチングは次のように定義される。非表面硬化歯車の場合には、ピッチング領域>総作用面積の2%で、表面硬化歯車の場合には、ピッチング領域>総作用面積の0.5%あるいは、ある特定の歯の歯面積の4%である。なお、 σ_{Hlim} の値は1%或はそれ以下の破壊確率に対応しなければならない。ヘルツ応力限度は主に次の要素に依存する。

- (1) 材料の構成成分、清浄度及び欠陥
- (2) 機械的特性
- (3) 残留応力
- (4) 硬化方法、硬化領域の深さ、硬さの勾配
- (5) 材料構造（鍛造、圧延棒、鋳造）

ヘルツ応力限度 σ_{Hlim} は、次表 6.3-1 による。ただし、十分な実績があるものであれば、本会がその都度上記(1)から(5)のことを考慮してより大きな値を取ることができる。

表 6.3-1 σ_{Hlim} の値 (N/mm^2)

鋼 種	σ_{Hlim}
焼きならし一般構造用鋼	HB+190
ずぶ焼炭素鋼	HB+350
ずぶ焼合金鋼	1.33HB+367
歯元まで高周波焼入れ合金鋼	0.6HV+850
窒化合金鋼	1000
軟窒化合金鋼	1.14HV+437, ただし, HV>450 においては 950
窒化鋼	1250
浸炭焼入れ合金鋼	1500

(備考)

HB：ブリネル硬さ；HV：ピッカース硬さ

-3. ヘルツ応力のための寿命係数, Z_N

ヘルツ応力のための寿命係数 Z_N は、有限寿命（繰返し数）で使用される場合に、より大きな許容ヘルツ応力が認められることを考慮するものであり、1.0 より大きな値をその都度考慮する。本係数は主に次のものに依存する。

- (1) 材料及び熱処理
- (2) 繰返し数
- (3) 影響する係数 (Z_R , Z_V , Z_L , Z_W , Z_X)

寿命係数 Z_N は、参照規格 ISO 6336-2:2019 に定める方法 B に従い決定されなければならない。

-4. 潤滑油係数, Z_L

潤滑油係数 Z_L は、潤滑剤の種類及びその粘度の影響を考慮するもので、以下に述べる速度係数 Z_V 、あらさ係数 Z_R と同様、かみあい歯車の硬さが異なる場合には、硬さの低い方に対して求めなければならない。又、これらの係数は主に次の要素に依存する。

- (1) 接触領域にある潤滑剤の粘度
- (2) 歯面上の瞬間速度の総和
- (3) 荷重
- (4) ピッチ点における相対曲率半径
- (5) 歯面のあらさ
- (6) 大小歯車の硬さ

Z_L は次式により求められる。

$$Z_L = C_{ZL} + \frac{4(1.0 - C_{ZL})}{(1.2 + 134/\nu_{40})^2}$$

ここに、

$$C_{ZL} = \frac{\sigma_{Hlim} - 850}{350} 0.08 + 0.83 \quad (850 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{Hlim} \leq 1200 \text{ N/mm}^2 \text{ の場合})$$

$$= 0.83 \quad (\sigma_{Hlim} < 850 \text{ N/mm}^2 \text{ の場合})$$

$$= 0.91 \quad (\sigma_{Hlim} > 1200 \text{ N/mm}^2 \text{ の場合})$$

ν_{40} ：40℃の時の使用潤滑油の公称動粘度 (mm^2/s)

-5. 速度係数, Z_V

速度係数 Z_V は、基準ピッチ母線上の速度の影響を考慮するものである。次式により求められる。

$$Z_V = C_{ZV} + \frac{2(1.0 - C_{ZV})}{\sqrt{0.8 + 32/v}}$$

ここに、

$$\begin{aligned} C_{ZV} &= \frac{\sigma_{Hlim} - 850}{350} 0.08 + 0.85 \quad (850 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{Hlim} \leq 1200 \text{ N/mm}^2) \\ &= 0.85 \quad (\sigma_{Hlim} < 850 \text{ N/mm}^2) \\ &= 0.93 \quad (\sigma_{Hlim} > 1200 \text{ N/mm}^2) \end{aligned}$$

-6. あらさ係数, Z_R

あらさ係数 Z_R は、歯面あらさの面圧強さへの影響を考慮するもので、次式により求められる。

$$Z_R = \left(\frac{3}{R_{Z10}} \right)^{C_{ZR}}$$

$$R_{Z10} = R_Z \cdot \sqrt[3]{\frac{10}{\rho_{red}}}$$

$$R_Z = \frac{R_{Z1} + R_{Z2}}{2}$$

R_{Z1} , R_{Z2} : 小歯車と大歯車の幾つかの歯面において測定して得た歯面あらさの平均値である。

R_Z : ISO 6336-2:2019 を参照。

ρ_{red} : 相対曲率半径で、次式による。

$$\rho_{red} = \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_1 + \rho_2}$$

$$\rho_{1,2} = 0.5 \cdot d_{b1,2} \cdot \tan \alpha_{tw} \quad (\text{内歯車の場合は, } d_b \text{ は負の値となる})$$

なお、歯面あらさが算術平均あらさ R_a で表示される場合には、 $R_Z = 6R_a$ で変換することができる。

$$\begin{aligned} C_{ZR} &= 0.32 - 0.0002\sigma_{Hlim} \quad (850 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{Hlim} \leq 1200 \text{ N/mm}^2) \\ &= 0.150 \quad (\sigma_{Hlim} < 850 \text{ N/mm}^2) \\ &= 0.080 \quad (\sigma_{Hlim} > 1200 \text{ N/mm}^2) \end{aligned}$$

-7. 加工硬化係数, Z_W

加工硬化係数 Z_W は、滑らかな歯面を持ち、比較してより硬い歯車とかみあう硬さの低い鋼製歯車の歯面強さの増加を考慮するもので、次式により求められる。

(1) 表面硬化型小歯車及びずぶ焼き大歯車の場合

$$\begin{aligned} Z_W &= 1.2 \cdot \left(\frac{3}{R_{ZH}} \right)^{0.15} \quad (HB < 130 \text{ の場合}) \\ &= \left(1.2 - \frac{HB - 130}{1700} \right) \cdot \left(\frac{3}{R_{ZH}} \right)^{0.15} \quad (130 \leq HB \leq 470 \text{ の場合}) \\ &= \left(\frac{3}{R_{ZH}} \right)^{0.15} \quad (HB > 470 \text{ の場合}) \end{aligned}$$

HB : 一对の歯車のうち硬さの低い歯面のブリネル硬さ

R_{ZH} : 等価あらさ (μm) で、次式による。

$$R_{ZH} = \frac{R_{Z1} \cdot (10/\rho_{red})^{0.33} \cdot (R_{Z1}/R_{Z2})^{0.66}}{(v \cdot v_{40}/1500)^{0.33}}$$

(2) ずぶ焼き小歯車及び大歯車の場合

大歯車より十分に硬さの高い小歯車の場合、加工効果の影響は大歯車の歯面の負荷容量を増加させる。 Z_w は小歯車ではなく、大歯車のみ適用とする。(小歯車には適用しない)

$Z_w = 1$ ($HB_1/HB_2 < 1.2$ の場合)

$$= 1 + \left(0.00898 \frac{HB_1}{HB_2} - 0.00829 \right) \cdot (u - 1) \quad (1.2 \leq HB_1/HB_2 \leq 1.7 \text{ の場合})$$

$$= 1 + 0.00698 \cdot (u - 1) \quad (HB_1/HB_2 > 1.7 \text{ の場合})$$

$HB_{1,2}$: 小歯車、大歯車のブリネル硬さ

ただし、 $u > 20$ の場合は $u = 20$ とし、また $Z_w < 1$ の場合は $Z_w = 1$ とする。

(3) 前(1)及び(2)以外の場合

$Z_w = 1$

-8. ヘルツ応力のための寸法係数、 Z_x

寸法係数 Z_x は、許容ヘルツ応力への歯の寸法の影響と材料特性の非均一性を考慮するものである。本係数は、主に以下の要素に依存する。

(1) 材料及び熱処理

(2) 歯及び歯車の寸法

(3) 歯サイズに対する硬化層深さの比

(4) 等価曲率半径に対する硬化層深さの比

ずぶ焼き歯車、歯の寸法及び相対曲率半径に対して十分な硬化層深さを有する表面硬化型歯車については、 $Z_x = 1$ 、もし硬化層深さが比較的に浅いのであれば、 Z_x はより小さい値を取らなければならない。

-9. ヘルツ応力に関する安全係数、 S_H

ヘルツ応力に関する安全係数 S_H を次の値とする。

(1) 主推進歯車 : 1.20

(2) 補機歯車 : 1.15

なお、二重独立の主推進又は船級要件以上の独立多重化される補機用歯車装置にあっては、本会の承認を得て、上記の値より小なる値をとることができる。

1.7 曲げ強さ

1.7.1 算定式

歯元曲げ応力 σ_F 及び歯元曲げ許容応力 σ_{FP} は、小歯車と大歯車に対して、それぞれ計算しなければならない。歯元の曲げ強さの基準は次式の示すように歯元フィレット部の局部応力 σ_F が許容応力 σ_{FP} を超えないことである。すなわち、

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b m_n} Y_F Y_S Y_\beta Y_B Y_{DT} K_A K_V K_V K_{F\alpha} K_{F\beta} \leq \sigma_{FP}$$

ただし、以下の定義と算式はリム厚さが $3.5 m_n$ 以上の歯車に適用する。また、本方法に基づいて得られる計算結果は歯直角圧力角が 25 度以下、基準ねじれ角が 30 度まで有効である。したがって、大圧力角又は大ねじれ角の歯車にあっては、その計算結果は ISO 6336-3:2019 に定める方法 A による経験によって確認すべきである。

1.7.2 小歯車及び大歯車の歯元曲げ応力

-1. 歯形係数, Y_F

歯形係数 Y_F は、公称曲げ応力への一對歯かみ合い時の最も外側点に荷重が作用する時の歯形の影響を考慮するものである。 Y_F は小歯車及び大歯車に対し、それぞれ求めなければならない。はすば歯車の場合には、歯形係数は、歯直角断面において求めなければならない。すなわち、相当平歯車歯数 Z_n を有する相当平歯車で求めなければならない。歯形係数, Y_F は次式により求められる。

$$Y_F = \frac{6 \frac{h_F}{m_n} \cos \alpha_{Fen}}{\left(\frac{S_{Fn}}{m_n} \right)^2 \cos \alpha_n}$$

S_{Fn} , h_F 及び α_{Fen} はそれぞれ次のように求められる。

$$S_{Fn} = m_n Z_n \sin \left(\frac{\pi}{3} - \theta \right) + \sqrt{3} m_n \left(\frac{G}{\cos \theta} - \frac{\rho_{fp}}{m_n} \right)$$

$$G = \frac{\rho_{fp}}{m_n} - \frac{h_{fp}}{m_n} + x$$

$$\theta = \frac{2G}{Z_n} \tan \theta - \frac{2}{Z_n} \left(\frac{\pi}{2} - \frac{E}{m_n} \right) + \frac{\pi}{3}$$

$$E = \frac{\pi}{4} m_n - h_{fp} \tan \alpha_n + \frac{S_{pr}}{\cos \alpha_n} - (1 - \sin \alpha_n) \frac{\rho_{fp}}{\cos \alpha_n}$$

S_{pr} は次の図 7.2-1 により求められる。ただし、ラックに切り下げがない場合には 0 とする。

$$h_F = \frac{m_n}{2} \left[(\cos \gamma_e - \sin \gamma_e \tan \alpha_{Fen}) \frac{d_{en}}{m_n} - Z_n \cos \left(\frac{\pi}{3} - \theta \right) - \frac{G}{\cos \theta} + \frac{\rho_{fp}}{m_n} \right]$$

$$\alpha_{Fen} = \alpha_{en} - \gamma_e$$

$$\gamma_e = \frac{0.5\pi + 2x \tan \alpha_n}{Z_n} + \text{inv} \alpha_n - \text{inv} \alpha_{en}$$

$$\alpha_{en} = \arccos \left(\frac{d_{bn}}{d_{en}} \right)$$

$$d_{en} = 2 \frac{Z}{|Z|} \times \sqrt{\left[\sqrt{\left(\frac{d_{an}}{2} \right)^2 - \left(\frac{d_{bn}}{2} \right)^2} - \frac{\pi d \cos \beta \cos \alpha_n}{|Z|} (\varepsilon_{an} - 1) \right]^2 + \left(\frac{d_{bn}}{2} \right)^2}$$

$$\varepsilon_{an} = \frac{\varepsilon_\alpha}{\cos^2 \beta_b}$$

$$\beta_b = \arccos \sqrt{1 - \sin^2 \beta \cos^2 \alpha_n}$$

$$d_{bn} = d_n \cos \alpha_n$$

$$d_n = m_n Z_n$$

$$d_{an} = d_n + d_a - d$$

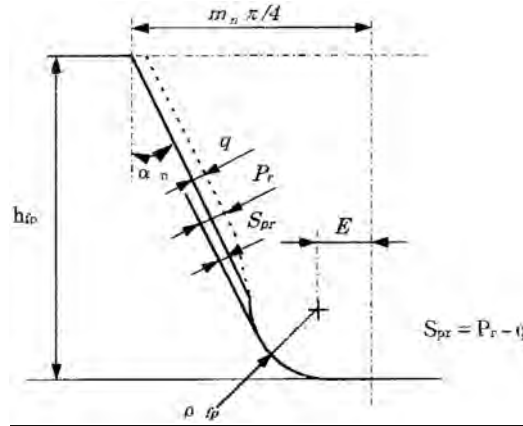
内歯車の場合にあつては、

$$S_{Fn2} = m_n z_n \sin\left(\frac{\pi}{6} - \theta\right) + m_n \left(\frac{G}{\cos\theta} - \frac{\rho_{fp}}{m_n} \right)$$

$$h_{Fn2} = \frac{m_n}{2} \left[(\cos\gamma_e - \sin\gamma_e \tan\alpha_{Fen}) \frac{d_{en}}{m_n} - z_n \cos\left(\frac{\pi}{6} - \theta\right) - \sqrt{3} \left(\frac{G}{\cos\theta} - \frac{\rho_{fp2}}{m_n} \right) \right]$$

$$d_{en2} = 2 \frac{z}{|z|} \times \sqrt{\left[\sqrt{\left(\frac{d_{an2}}{2} \right)^2 - \left(\frac{d_{bn2}}{2} \right)^2} - \frac{\pi d_2 \cos\beta \cos\alpha_n (\varepsilon_{an} - 1)}{|z|} \right]^2 + \left(\frac{d_{bn2}}{2} \right)^2}$$

図 7.2-1 基準ラックの歯形及び寸法



-2. 応力修正係数, Y_S

応力修正係数 Y_S は、歯元に作用するのは曲げ応力だけではないことを考慮して、公称曲げ応力を歯元局部曲げ応力に変換するために導入されるものである。 Y_S は一對の歯がかみ合う場合に適用する。 Y_S は小歯車及び大歯車についてそれぞれ求めなければならない。 Y_S は、次式により求められる（有効範囲： $1 \leq q_s < 8$ ）。

$$Y_S = \left(1.2 + 0.13 \frac{S_{Fn}}{h_F} \right) q_s^L$$

$$L = \frac{1}{1.21 + 2.3 \frac{h_F}{S_{Fn}}}$$

ただし、 q_s は切り欠きパラメータで、次式による。

$$q_s = \frac{S_{Fn}}{2\rho_F}$$

ただし ρ_F は危険断面における歯元隅肉部半径（mm）で、次式による。

$$\rho_F = \rho_{fp} + \frac{2m_n G^2}{\cos\theta(z_n \cos^2\theta - 2G)}$$

ρ_F の計算については、ISO 6336-3:2019 の方法を参照すること。

-3. 歯元曲げ応力のためのねじれ角係数, Y_β

歯元曲げ応力のためのねじれ角係数 Y_β は、点負荷の片持ち梁モデルから算出される応力を荷重が負荷線に沿って斜めに負荷した時の片持ち板の時の応力に変換するものである。次式により求められる。

$$Y_{\beta} = 1 - \varepsilon_{\beta} \frac{\beta}{120}$$

ただし、 $\varepsilon_{\beta} > 1$ の場合には ε_{β} を 1 とし、また $\beta > 30^{\circ}$ の場合には β を 30 度とする。

-4. リム厚さ係数, Y_B

リム厚さ係数 Y_B は、リムの薄い歯車の負荷許容能力の低下を考慮した簡略化した係数である。高負荷の場合、この方法はより総合的な解析と置き換える必要がある。 Y_B は次式により求められる。

(1) 外歯車の場合

$$Y_B = 1.6 \cdot \ln \left(2.242 \frac{h}{s_R} \right) \quad (0.5 < s_R/h < 1.2 \text{ の場合})$$

$$= 1 \quad (s_R/h \geq 1.2 \text{ の場合})$$

s_R : 外歯車のリム厚さ (mm)

h : 歯丈 (mm)

ただし、 $s_R/h \leq 0.5$ であってはならない。

(2) 内歯車の場合

$$Y_B = 1.15 \cdot \ln \left(8.324 \frac{m_n}{s_R} \right) \quad (1.75 < s_R/m_n < 3.5 \text{ の場合})$$

$$= 1 \quad (s_R/m_n \geq 3.5 \text{ の場合})$$

s_R : 内歯車のリム厚さ (mm)

ただし、 $s_R/m_n \leq 1.75$ であってはならない。

-5. 深歯係数, Y_{DT}

深歯係数 Y_{DT} は、実質的なかみあい率 $2.05 \leq \varepsilon_{an} \leq 2.5$ の範囲内の高精度歯車とかみあい率を考慮するため歯元応力を調整する。

$$\varepsilon_{an} = \frac{\varepsilon_{\alpha}}{\cos^2 \beta_b}$$

Y_{DT} は次による。

$$Y_{DT} = 0.7 \quad (\text{歯車精度の ISO 等級} \leq 4 \text{ かつ } \varepsilon_{an} > 2.5 \text{ の場合})$$

$$Y_{DT} = 2.366 - 0.666 \cdot \varepsilon_{an} \quad (\text{歯車精度の ISO 等級} \leq 4 \text{ かつ } 2.05 < \varepsilon_{an} \leq 2.5 \text{ の場合})$$

$$Y_{DT} = 1.0 \quad (\text{上記以外の場合})$$

1.7.3 許容歯元曲げ応力

-1. 許容歯元曲げ応力 σ_{FP} は次式による。

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{FE} Y_d Y_N Y_{\delta rel T} Y_{R rel T} Y_X}{S_F}$$

-2. 曲げ耐久限度, σ_{FE}

ある与えられた材料について、 σ_{FE} は永久的に耐えられる歯元の局所的な曲げ応力である。ここでは ISO 6336-5:2016 に基づき、 3×10^6 回の寿命に対応する応力を耐久限度と見なす。 σ_{FE} は熱処理による残留応力を無視して最小応力が 0 の片振変動応力として定義される。他の応力状況、たとえば、交変応力や予応力等の影響については設計係数 Y_d をもって考慮する。なお、 σ_{FE} の値は、1% 又はそれ以下の破壊確率に対応して決める。曲げ耐久限度は主に以下の要素に依存する。

(1) 材料の化学成分、清浄度及び欠陥

(2) 機械的性質

(3) 残留応力

(4) 硬化過程、硬化区域の硬化深さ、硬さ勾配

(5) 材料構造（鍛造、圧延棒、鋳造）

σ_{FE} は次式による。

$$\sigma_{FE} = 2\sigma_{Elim}$$

σ_{Elim} は、表 7.3-1 による。ただし、十分な実績があるものであれば、本会がその都度上記(1)から(5)のことを考慮してより大きな値を取ることができる。

-3. 設計係数、 Y_d

設計係数 Y_d は、双方向負荷や焼ばめにより歯元に生じる予応力や双方向負荷の歯元曲げ耐久限度に対する影響を考慮するもので、次のように求める；

$$Y_d = 1.00 \text{ (通常)}$$

$$= 0.90 \text{ (たまに双方向負荷を受ける歯車装置、例えば、逆転歯車装置の中の主大歯車)}$$

$$= 0.70 \text{ (アイドラ歯車)}$$

-4. 歯元曲げ応力のための寿命係数、 Y_N

歯元曲げ応力のための寿命係数 Y_N は、有限寿命（繰返し数）で使用される場合に、より大きな許容歯元曲げ応力が認められることを考慮するものであり、1.0 より大きな値をその都度考慮する。本係数は主に次のものに依存する。

(1) 材料及び熱処理

(2) 負荷サイクル数（寿命）

(3) 影響する係数 ($Y_{\delta relT}$, Y_{RrelT} , Y_X)

寿命係数 Y_N は、参照規格 ISO 6336-3:2019 に定める方法 B に従い決定されなければならない。

-5. 相対切欠き感度係数、 $Y_{\delta relT}$

相対切り欠き感度係数 $Y_{\delta relT}$ は、理論的に応力集中がどのように疲労耐久限度に影響するかを表すものである。本係数は主に材料及び相対応力勾配に依存し、次式により求められる。

$$Y_{\delta relT} = \frac{1 + \sqrt{0.2\rho'(1 + 2q_s)}}{1 + \sqrt{1.2\rho'}}$$

q_s : 切り欠きパラメータ

ρ' : 滑性層厚さ (mm)

ただし、 ρ' は、表 7.3-2 による。

-6. 相対表面状態係数、 Y_{RrelT}

相対表面状態係数 Y_{RrelT} は、曲げ強さに及ぼす歯面の影響を考慮するものであり、主に表面あらさの R_z の値に依存し、表 7.3-3 により求められる。

-7. 歯元曲げ応力のための寸法係数、 Y_X

歯元曲げ応力のための寸法係数 Y_X は、寸法の増大に伴う強度の低下を考慮するもので、主に下記の要素に依存する；

(1) 材料及び熱処理

(2) 歯及び歯車の寸法

(3) 歯の寸法に対する硬化層深さの比

歯元曲げ応力のための寸法係数、 Y_X は表 7.3-4 による。

-8. 歯元曲げ強さに関する安全係数、 S_F

歯元曲げ応力に関する安全係数 S_F を次の値とする。

(1) 主推進用歯車 1.55

(2) 補機用歯車 1.40

なお、2重独立の推進又は船級要件以上に独立多重化された補機の場合では、本会の承認を得て上記の値より小なる値を取ることが出来る。

表 7.3-1 σ_{Flim} の値 (N/mm^2)

鋼 種	σ_{Flim}
焼きならし一般構造用鋼	$0.45HB+70$
ずぶ焼炭素鋼	$0.25HB+160$
ずぶ焼合金鋼	$0.45HB+180$
歯元まで高周波焼入れ合金鋼	$0.14HV+285$; ただし、 $HV>570$ においては 365
窒化合金鋼	365
軟窒化合金鋼	$0.66HV+88$; ただし、 $HV>450$ においては 385
窒化鋼	420
浸炭焼入れ合金鋼	465; ただし、芯部 $HRC>30$ なら 500

HB: ブリネル硬さ, HV: ビッカース硬さ, HRC: C スケールロックウェル硬さ

表 7.3-2 ρ' の値 (mm)

材 料	ρ'
窒化鋼及び窒化鋼で、表面硬化またはずぶ焼鋼	0.1005
降伏強さ $300N/mm^2$ 程度の鋼	0.0833
降伏強さ $400N/mm^2$ 程度の鋼	0.0445
降伏強さ $500N/mm^2$ 程度のずぶ焼鋼	0.0281
降伏強さ $600N/mm^2$ 程度のずぶ焼鋼	0.0194
$\sigma_{0.2}=800N/mm^2$ 程度のずぶ焼鋼	0.0064
$\sigma_{0.2}=1000N/mm^2$ 程度のずぶ焼鋼	0.0014
表面硬化鋼	0.0030

表 7.3-3 相対表面状態係数, Y_{RelT}

材 料	Y_{RelT}
表面硬化鋼又はずぶ焼鋼 ($\sigma_R \geq 800 N/mm^2$)	$1.120 (R_z < 1)$ $1.674-0.529 (R_z + 1)^{0.1} (1 \leq R_z \leq 40)$
焼きならし鋼 ($\sigma_R < 800 N/mm^2$)	$1.070 (R_z < 1)$ $5.306-4.203 (R_z + 1)^{0.01} (1 \leq R_z \leq 40)$
窒化鋼	$1.025 (R_z < 1)$ $4.299-3.259 (R_z + 1)^{0.0058} (1 \leq R_z \leq 40)$

(注)

1: R_z 歯元部の表面のあらさ (μm)。

2: 本方法は、 $2R_z$ より深いかすり傷や欠陥が存在しない場合のみ有効。

3: 表面あらさが算術平均粗さ R_a で表わされる場合には、 $R_z=6R_a$ の近似式を用いることができる。

表 7.3-4 歯元曲げ応力のための寸法係数, Y_X

m_n の範囲	材 料	Y_X
$m_n \leq 5$	一般	1.00
$5 < m_n < 30$	焼きならし及びずぶ焼鋼	$1.03 - 0.006m_n$
$m_n \geq 30$		0.85
$5 < m_n < 25$	表面硬化鋼	$1.05 - 0.010m_n$
$m_n \geq 25$		0.80

「内陸水路航行船規則」の一部を次のように改正する。

7 編 機関

3 章 動力伝達装置

3.2 材料、構造

3.2.1 材料

-1.を次のように改める。

-1. 次に掲げる部品（以下、「動力伝達装置の主要部品」という。）の材料は、鋼船規則 **K 編**の規定に適合したものでなければならない。

- (1) 動力を伝達する軸類（パワーテイクオフ（PTO）軸含む）及び歯車
 - (2) 継手の動力伝達部分
 - (3) クラッチの動力伝達部分
 - (4) 継手ボルト
- 2. （省略）

3.3 歯車の強度

3.3.1 を次のように改める。

3.3.1 適用

本 **3.3** の規定は、インボリュート歯形を有する外歯円筒歯車に適用する。その他の歯車については、本会の適当と認めるところによる。なお、密閉式歯車の強度計算については、鋼船規則 **D 編**附属書 **5.3.1**「密閉式歯車の強度計算」に定めるところによらなければならない。

3.3.5 を次のように改める。

3.3.5 詳細検討[※]

詳細な強度検討書が提出されれば、本会はこれを検討し、適当と認めた場合には **3.3.3** 及び **3.3.4** の規定にかかわらず、その歯車を承認する。なお、ここでいう詳細な強度検討書とは、鋼船規則 **D 編**附属書 **5.3.1**「密閉式歯車の強度計算」によって差し支えない。

「鋼船規則検査要領」の一部を次のように改正する。

B 編 船級検査

B2.3 海上試運転及び復原性試験

B2.3.1 海上試運転

-13.(2)を次のように改める。(日本籍船舶用)

-13. 規則 **B 編 2.3.1-1.(13)**の「その他本会が必要と認める試験」とは、次の**(1)**から**(10)**に示す試験及び検査をいう。

(1) (省略)

(2) 歯幅（やまば歯車の場合には、中みぞを含む。）が 300 mm を超える主機の推進用歯車又は歯~~車~~幅と小歯車のピッチ円直径との比が 2 を超える主機の推進用歯車にあつては、適当な塗料を歯面に薄く均一に塗布して歯当たり試験

((3)から(10)は省略)

D 編 機関

D5 動力伝達装置

D5.2 材料，構造

D5.2.3 として次の 1 条を加える。

D5.2.3 歯車装置の一般構造

規則 D 編 5.2.3 にいう「十分な」とは，JIS 等の国家規格又は国際規格等に準じて設計されていることをいう。

D5.2.4 歯車装置以外の動力伝達装置の一般構造

-4.を次のように改める。（日本籍船舶用）

（-1.から-3.は省略）

-4. 規則 D 編 5.2.4-3.にいう推進用動力伝達装置のクラッチを作動させる圧力源の予備装置は，通常航海に耐える緊急固定ボルトを備え，かつ，このボルトを使用した場合でも容易に前後進の切換えが可能な船舶にあっては，省略して差し支えない。なお，ここでの「通常航海」とは，主機の回転数が，連続最大回転数の約 85%の状態をいう。

D5.3 歯車の強度

D5.3.1 を次のように改める。

D5.3.1 適用

かさ歯車において，規則 D 編 5.3.1 にいう「本会の適当と認めるところ」とは次をいう。

(1) （省略）

(2) 歯面内部強さ

歯面内部のビッカース硬さ HV は，次の算式による値以上とすること。

ただし， $\frac{z}{w} < 0.79$ の場合にあっては， $\frac{z}{w} = 0.79$ とするほか，外端歯先円直径が 1,100 mm 未満のかさ歯車にあっては，本規定は適用しない。

$$HV = 1.11S_H p \left[\frac{z}{w} - \frac{\left(\frac{z}{w}\right)^2}{\sqrt{1 + \left(\frac{z}{w}\right)^2}} \right]$$

HV ：ビッカース硬さ

S_H ：ヘルツ応力に関する安全係数で，規則 D 編附属書 ~~D5.3.5~~ 5.3.1 「密閉式歯車の強度計算に関する検査要領」 1.6.3-9.によること。

p ：ヘルツ接触面圧（MPa）ただし，算式に用いる p の上限は 1,500 MPa とする。

$p = AS_c$

S_c ：ヘルツ応力（MPa）で，ISO 10300 規格により算出すること。

A: ISO 10300 規格によりヘルツ応力 S_c を算出する場合に、個々の検討に基づいて決定される定数。なお、ISO 10300 規格によりヘルツ応力 S_c を算出する場合にあつては、 $A = 1.32$ とすることができる。

w : ヘルツ接触幅の半分 (mm) で、次式により算出される値

$$w = \frac{p\rho_c}{56300}$$

$$\rho_c = \frac{\rho_1\rho_2}{\rho_1 + \rho_2}$$

$$\rho_1 = 0.5d_{vn1}\sin\alpha_n$$

$$\rho_2 = 0.5d_{vn2}\sin\alpha_n$$

$$d_{vn1} = d_{m1} \frac{\sqrt{1+u^2}}{u} \frac{1}{\cos^2\beta_{vb}}$$

d_{m1} : 小歯車の平均ピッチ円直径 (mm)

u : 歯数比

$$\beta_{vb} = \arcsin(\sin\beta_m \cos\alpha_n) \quad \beta_{vb} = \arcsin(\sin\beta_m \cos\alpha_n)$$

β_m : かさ歯車の平均まがり角

α_n : 歯直角圧力角

$$d_{vn2} = u^2 d_{vn1}$$

z : 歯面からの深さ (mm)

D5.3.5 を削る。

~~D5.3.5 詳細検討~~

~~歯の曲げ強さ及び歯面の面圧強さの算定は、附属書 D5.3.5「歯車の強度計算に関する検査要領」によって差し支えない。~~

D5.4 歯車軸及びたわみ軸

D5.4.1 を次のように改める。(日本籍船舶用)

D5.4.1 歯車軸

-1. 歯車軸の径が規則 D 編 5.4.1-1.の規定に不足する場合の取扱いは、次の(1)及び(2)による。

((1)及び(2)は省略)

-2. 規則 D 編 5.4.1-1.(2)にいう「十分な」とは、JIS 等の国家規格又は国際規格等に準じて設計されていることをいう。

D5.4.3 として次の 1 条を加える。

D5.4.3 継手及び継手ボルト

規則 D 編 5.4.3 にいう「十分な」とは、JIS 等の国家規格又は国際規格等に準じて設計されていることをいう。

附属書 D5.3.5 を削る。

~~附属書 D5.3.5 歯車の強度計算に関する検査要領~~

~~＝(省略)＝~~

「高速船規則検査要領」の一部を次のように改正する。

9 編 機関

4 章として次の 1 章を加える。

4 章 動力伝達装置

4.1 一般

4.1.4 歯車装置の一般構造

規則 9 編 4.1.4 にいう「十分な」とは、JIS 等の国家規格又は国際規格等に準じて設計されていることをいう。

「内陸水路航行船規則検査要領」の一部を次のように改正する。

7 編 機関

3 章 動力伝達装置

3.2 材料, 構造

3.2.3 として次の 1 条を加える。

3.2.3 歯車装置の一般構造

規則 7 編 3.2.3 にいう「十分な」とは, JIS 等の国家規格又は国際規格等に準じて設計されていることをいう。

3.3 歯車の強度

3.3.1 を次のように改める。

3.3.1 適用

かさ歯車において, 規則 7 編 3.3.1 にいう「本会の適当と認めるところ」とは次をいう。

- (1) (省略)
- (2) 本会が必要と認める場合には, 歯面内部強さの評価を要求することがある。この場合, 歯面内部のビッカース硬さ HV は, 次の算式による値以上とすること。
ただし, $\frac{z}{w} < 0.79$ の場合にあっては, $\frac{z}{w} = 0.79$ とするほか, 外端歯先円直径が 1,100mm 未満のかさ歯車にあっては, 本規定は適用しない。

$$HV = 1.11S_H p \left[\frac{z}{w} - \frac{\left(\frac{z}{w}\right)^2}{\sqrt{1 + \left(\frac{z}{w}\right)^2}} \right]$$

HV : ビッカース硬さ

S_H : ヘルツ応力に関する安全係数で, ~~鋼船規則検査要領-D 編附属書 D5.3.5~~5.3.1 「密閉式歯車の強度計算に関する検査要領」 1.6.3-9.による。

p : ヘルツ接触面圧 (MPa) ただし, 算式に用いる p の上限は 1500MPa とする。

$$p = AS_c$$

S_c : ヘルツ応力 (MPa) で, ISO 10300 規格により算出すること。

A : ISO 10300 規格によりヘルツ応力 S_c を算出する場合に, 個々の検討に基づいて決定される定数。ただし, ISO 10300 規格によりヘルツ応力 S_c を算出する場合にあっては, $A = 1.32$ とすることができる。

w : ヘルツ接触幅の半分 (mm) で, 次式により算出される値

$$w = \frac{p\rho_c}{56300}$$
$$\rho_c = \frac{\rho_1\rho_2}{\rho_1 + \rho_2}$$

$$\rho_1 = 0.5d_{vn1}\sin\alpha_n$$

$$\rho_2 = 0.5d_{vn2}\sin\alpha_n$$

$$d_{vn1} = d_{m1} \frac{\sqrt{1+u^2}}{u} \frac{1}{\cos^2\beta_{vb}}$$

d_{m1} : 小歯車の平均ピッチ円直径 (mm)

u : 歯数比

$$\beta_{vb} = \arcsin(\sin\beta_m \cos\alpha_n)$$

β_m : かさ歯車の平均まがり角

α_n : 歯直角圧力角

$$d_{vn2} = u^2 d_{vn1}$$

z : 歯面からの深さ (mm)

3.3.5 を削る。

~~3.3.5 詳細検討~~

~~歯の曲げ強さ及び歯面の面圧強さの算定は、鋼船規則検査要領 D 編附属書 D5.3.5「歯車の強度計算に関する検査要領」によって差し支えない。~~