（社）日本ベアリング工業会

ISO 規格改正説明会

対象規格：ISO 281:2007（転がり軸受ー動定格荷重と定格寿命）第 2 版

次　第

日　　時: 2007 年 12 月 19 日（水）14:00~16:50

場　　所: 機械振興会館　6 階 6-67 号室

説明者: 吉田 宗生　　NTN 株式会社　知的財産戦略部

前田 喜久男　NTN 株式会社　要素技術研究所

鶴谷 金告　　NTN 株式会社　製品設計部

1.　挨拶

技術部会定格荷重分科会　主査　吉田宗生

2.　報告

議　事	説明者	予定時刻
(1)ISO 規格制定の経緯	吉　田	14:05~14:15
(2)ISO 281:2007 の概要	鶴　谷	14:15~14:45
(解説 2A) ISO 281:2007 の新寿命式の理論		
(解説 2B) 耐久試験による新寿命式の検証		
(解説 2C) 信頼度係数a_1の補足説明		
休　憩		14:45~15:00
(3)ISO 281 附属書 A 汚染度係数	前　田	15:00~15:30
(解説 3A) ISO 4406 清浄度コード		
(解説 3B) 潤滑係数と汚染度係数の補足説明		
(4)ISO 281 附属書 B 疲労限荷重	鶴　谷	15:30~15:50
(解説 4A) 疲労限荷重の簡易計算法の根拠		
(解説 4B) D_{pw}>100 軸受の疲労限荷重の補正の根拠		
(5)計算事例	鶴　谷	15:50~16:00
(6)将来の検討課題等	吉　田	16:00~16:05

3.　質疑応答　　16:05~16:50

1. ISO 規格制定の経緯

ISO 76:2006（Rolling bearings－Static load ratings）第 3 版
ISO 281:2007（Rolling bearings－Dynamic load ratings and rating life）第 2 版

1.背景

2003 年 6 月の第 9 回 SC 8 ストックホルム会議において，**ISO 281** 及び **ISO 76** の改正を目的とした WG 4 がスタートした。その後，“合成荷重を受ける軸受に対する修正定格寿命の計算方法”を別途，技術仕様書**(TS)**として発行するため WG 5 が発足し，さらに，**ISO 281** 改正の技術背景を技術報告書**(TR)**にまとめるため，WG 6 が発足した。

- SC 8/WG 4：**ISO 281** の改正及び **ISO 76** の改正（作業は完了）
- SC 8/WG 5：**ISO/TS 16281**（修正定格寿命の計算方法に関する技術仕様書）の制定
- SC 8/WG 6：**ISO/TR 1281-2**（**ISO 281** の改正に関する技術報告書）の制定

2. ISO/TC 4/SC 8 関連規格

①**ISO 281**:2007, Rolling bearings－Dynamic load ratings and rating life（動定格荷重と寿命）
②**ISO 76**:2006, Rolling bearings－Static load ratings　（静定格荷重）
③**ISO/TS 16281**(審議中),（**ISO 281** を補完する技術仕様書）
④**ISO/TR 1281-1**,（動定格荷重の求め方の技術報告書“**ISO/TR 8646**:1985”から名称変更)
⑤**ISO/TR 1281-2**(審議中), 新 **ISO 281** を補足説明する技術報告書）
⑥**ISO/TR10657**:1991,（静定格荷重の求め方の技術報告書）

3. TC 4/SC 8 参加国

・議長　Mr. Klühspies (幹事国ドイツ)，PL　：Mr.Bergling（スウェーデン）
P メンバー　：日本を含む 20 カ国。
O メンバー：11 カ国

4. 規格制定の経緯

4.1 ISO 76:2006（Rolling bearings－Static load ratings）第 3 版

(1) 規格の概要

a) この規格は，転がり軸受の基本静定格荷重と静等価荷重の計算方法について規定している。
主要な変更点は，以下の三点である。
・静安全係数 (static safety factor) S_0の導入。
・接触角α<15º のアンギュラ玉軸受に対するX_0，Y_0係数の追加。
・**ISO 76**:1987/**Amd.1**:1999 (計算上の不連続)を**附属書**（参考）として規格に統合。

(2) 規格の制定

a) 2006 年 5 月 1 日に，**ISO 76**:2006（Rolling bearings－Static load ratings）第 3 版が発行された。

4.2 ISO 281:2007（Rolling bearings－Dynamic load ratings and rating life）第 2 版

(1) 改正の目的

a) 今回の規格改正の主目的は，表面起点型疲労（潤滑状態による突起接触の影響，異物による汚染の影響）及び疲労限応力の影響等を導入した統合方式の寿命修正係数a_{ISO}の具体的な計算方法を規格化した。本規格は**SKF**の論文及び**DIN**規格がもとになっている。

(2) 規格の概要

a) **箇条 1～8** に, 動定格荷重及び基本定格寿命が記載されているが，この内容は **ISO 281**:1990 と基本的には同一である。

b) **箇条 9**が新設され，新規格として修正定格寿命($L_{nm}= a_1\ a_{ISO}\ L_{10}$)について記載されている。

c) **附属書**には，以下を規定している。

附属書 A：汚染度係数(e_C)を求める方法を解説。(参考)

附属書 B：疲労限荷重（C_u）の計算方法と静定格荷重（C_0）から求める簡易式を解説。(参考)

附属書 C： **ISO TS16799**:1999 を本規格の**附属書**のなかに取り入れた。(参考)

(3) 規格の制定

・2007 年 2 月 15 日付にて，**ISO 281**:2007 第 2 版が発行された。

4.3WG 5－ISO/TS 16281（技術仕様書）の制定

(1) 経緯

第 1 回 WG 4 ケルン会議において,“合成荷重を受ける軸受に対する修正定格寿命の計算方法”を技術仕様書（**TS**）として発行することを決定した。

(2) 規格の概要

ISO 281 で与えられる計算方法は，汚染，潤滑，突起による応力，材料の疲労限等を考慮して修正定格寿命が計算できるが，傾きや軸受すきまの影響を考慮していない。この技術仕様書では，ラジアル荷重とアキシアル荷重を負荷しラジアル内部すきまと傾きを考慮したときの，力と変位の静的なつりあいから求められる軸受内の転動体荷重分布から動等価転動体荷重を計算し修正軸受寿命を計算する方法を解説している。

(3) 進捗

現在，印刷のために **CS**（中央事務局）に送り，発行準備中である。

4.4 WG 6—ISO/TR 1281-2（技術レポート）の制定

(1) 経緯

2004 年 11 月の第 1 回ウィーン会議において，**ISO 281** 改正の技術背景及び根拠を技術報告書**(TR)**にまとめることが決定された。

(2) 技術報告書の概要

箇条 3：信頼度係数（a_1）

・3 パラメータによる新たなa_1係数の考え方と線図を解説。

箇条 4：汚染度係数（e_C）

・ミクロ接触・マクロ接触及びくぼみによる突起応力計算の考え方及び潤滑中に含まれる異物の影響などを解説。

箇条 5：ISO 281 で用いている ISO 4406 清浄度コードのクラス分けの根拠

・油浴潤滑とオンラインフィルタ潤滑との異物サイズと異物数について解説。

箇条 6：摩耗の影響

・**ISO 281** では，軸受の摩耗について評価できない。軸受の損傷の形態としての摩耗の種類やメカニズムを解説。

箇条 7：腐食環境の影響

・潤滑中の水分が寿命に及ぼす影響を解説。

箇条 8：転がり軸受の疲労限荷重

・**ISO 281** のC_uの式ではピッチ円径D_{pw} >100 mmに対して，玉軸受では減少係数$(100/D_{pw})^{0,5}$，ころ軸受では$(100/D_{pw})^{0,3}$の減少係数が使用されている。この検証の解説を記載。また，軸受の疲労限荷重を基本静定格荷重から計算する簡易法を解説。

箇条 9：軸受寿命に対するフープ応力，温度並びに粒子硬度の影響

・はめあいにより発生するフープ応力及び温度上昇による軸受内部応力の変化が軸受疲労寿命に影響することを解説しているが，軸受定格寿命の計算式に導入するには時期尚早であると説明。

箇条 10：粘度比（κ）と油膜パラメータ（Λ）との関係

・粘度比（κ）が，$\Lambda^{1.3}$に比例することを解説。

(3) 進捗

ISO/CD TR 1281-2(委員会原案)が回付され，日本は 10 月 27 日に意見つき賛成投票をおこなった。

【参考】SKF の論文(Ioannides, Bergling, Gabelli：Acta Polytechnica Scandinavica, Me 137, 1999)

・この論文は，**ISO 281**：2007 の原典である。

・本論文は疲労限荷重の導入やη_a（応力），η_b（潤滑），η_c（汚染）の各係数を統合方式で採りいれるなど新しい発想を理論的に組立て，SKFでの試験やフィールドデータとを融合させた論文である。

2003 年の 6 月のストックホルム会議より活動し，2006 年 5 月 1 日に **ISO 76** : 2006 が発行し，また，2007 年 2 月 15 日に **ISO 281**:2007 が発行した。

この規格には，日本ベアリング工業会の定格荷重分科会の委員並びにエキスパート委員の方々の努力により，日本が出した多くの意見が採用されている。

以上

2. ISO 281:2007 の概要

ISO 281:2007（Rolling bearings－Dynamic load ratings and rating life）第 2 版

ISO 281:2007 の構成

序文

1. 適用範囲
2. 引用規格
3. 用語及び定義
4. 量記号
5. ラジアル玉軸受
6. スラスト玉軸受
7. ラジアルころ軸受
8. スラストころ軸受
9. 修正定格寿命

附属書 A（参考）汚染度係数推定の詳細方法
附属書 B（参考）疲労限荷重の計算
附属書 C（参考）基本動定格荷重の計算の不連続性

- **箇条 1～8** に, 動定格荷重及び基本定格寿命が記載されているが，この内容は **ISO 281**: 1990 と基本的には同一である。
- **箇条 9が新設され，新規格として修正定格寿命(**$L_{nm}= a_1\ a_{ISO}\ L_{10}$**)について記載されている。本説明会では，箇条 9 に焦点を絞って説明する。**

箇条 9 修正定格寿命

箇条 9.1 概要

長年に亘り基本定格寿命L_{10}を軸受性能の評価基準として用いてきたが，最近の市場では，様々な信頼度レベルでの寿命計算及び/又は潤滑状態及び汚染状態を考慮した，より正確な寿命計算を実行するよう要求されるようになってきた。現在の高品質の軸受鋼では，運転状態が良好で，転動体のヘルツ接触応力が，軸受鋼の疲労限を超えなければ，L_{10}寿命に比べて非常に長い軸受寿命が得られることが分かっているし，また，逆に好ましくない運転状態では，L_{10}寿命より短くなることが知られている。

今回の改訂では, 疲労寿命に関与する各要因が複合的に作用して疲労寿命に影響を及ぼすものとして，統合方式を用いてこの影響を解析し，この影響を転動体接触部での付加応力として考慮することによって疲労寿命計算を求めている。

この統合方式に基づいた寿命修正係数a_{ISO}を新しく導入し，修正定格寿命を次の式で与えた。

$$L_{nm} = a_1 a_{ISO} L_{10} \quad \cdots\cdots(23)$$

箇条 9.2 信頼度係数a_1

従来は信頼度 99%までしか規定されていなかったが, 今回の改定では, 試験結果から信頼度係数が 0.05 に漸近することから 3 パラメータのワイブル分布を採用すると共に，更に正確な寿命計算ができるよう信頼度を 99.95%まで拡大した。但し，3 パラメータのワイブル分布の採用によって，従来の 99%までの数値を若干変更した。

箇条 9.3 統合方式に基づく寿命修正係数a_{ISO}

箇条 9.3.1 概要

現在の高品質の軸受鋼は，潤滑条件や清浄度及び他の運転条件が良好なら，ある荷重下では無限寿命が得られる。一般に使用される高品質の軸受では，転動体と軌道面の接触応力が 1 500MPaで材料の疲労限応力に達し，この無限寿命が得られる。但し，軸受寿命には様々な要因が影響し，しかも複合的にに影響している。従って，この統合方式では，これらの相互依存要因が複合的に作用する影響を考慮して

いる。今回，コンピュータによる技術理論解析を実験及び実際の経験と結びつけて，統合方式による寿命修正係数a_{Iso}の計算式を示している。要因としては，次の影響を考慮している。

・軸受形式，疲労限荷重及び軸受等価荷重
・潤滑状態（潤滑剤の種類，粘度，軸受の速度，軸受の大きさ，添加剤）
・運転環境（汚染水準，シール）
・運転時の汚染粒子（軸受の大きさ，潤滑方法，硬さ，大きさ，量）
・取付け（組立中のコンタミ清浄度）

$$a_{\mathrm{ISO}} = f\left(\frac{e_{\mathrm{C}}C_{\mathrm{u}}}{P}, \kappa\right) \quad \cdots\cdots(26)$$

箇条 9.3.2 疲労限荷重C_{u}

接触応力 1 500PMaで材料の疲労限に達する荷重を疲労限荷重C_{u}と定義し，次の影響を考慮している。具体的な計算方法は**附属書B**に示されている。

・軸受形式，大きさ及び内部幾何形状
・転動体と軌道面の形状
・製造品質
・軌道輪材料の疲労限

箇条 9.3.3.2 汚染度係数e_{C}

潤滑剤が固体粒子で汚染され，粒子が軌道面上を転がると，軌道面に永久くぼみが生じ，このくぼみの周辺で局部的に応力が上昇し，寿命が低下する。この潤滑油膜中の汚染による寿命低下を汚染度係数e_{C}で考慮している。汚染度係数の詳細は**附属書A**に示されているが，**表 13**でガイドラインを与えている。

・汚染粒子の種類，大きさ，硬さ，量
・潤滑状態（粘度比 κ）
・軸受の大きさ

表 13—汚染度係数, e_{C}

汚染の水準	e_{C}	
	$D_{\mathrm{pw}} < 100$ mm	$D_{\mathrm{pw}} \geq 100$ mm
極めて高い清浄度 粒子の大きさは，潤滑剤の膜厚程度 実験室レベル	1	1
高い清浄度 極めて細かなフィルタで濾過された油，標準的な無給脂のグリース封入軸受及び密封軸受	0.8 ～ 0.6	0.9 ～ 0.8
標準清浄度 細かなフィルタで濾過された油，標準的な無給脂のグリース封入軸受及びシールド軸受	0.6 ～ 0.5	0.8 ～ 0.6
軽度の汚染状態 潤滑剤がわずかに汚染	0.5 ～ 0.3	0.6 ～ 0.4
典型的な汚染状態 密封が不十分な標準軸受，段経路によるろ過，摩耗粉及び周辺からの侵入	0.3 ～ 0.1	0.4 ～ 0.2
強度汚染状態 著しく汚染された軸受周辺環境及び密封が不十分な状態に配置された軸受	0.1 ～ 0	0.1 ～ 0
重汚染状態	0	0

箇条 9.3.3.3 粘度比 κ

接触面間の表面の潤滑剤による分離程度を示す粘度比$\kappa = \nu/\nu_1$は，潤滑剤の動粘度で規定され，基準動粘度ν_1は図又は式で与えられている。油膜パラメータΛとの関係も示されている。

箇条 9.3.3.4 寿命修正係数a_{ISO}の計算

式(26)を具体的に展開し，軸受形式毎に図及び計算式が示されている。上記κ及び $e_C C_u/P$が分かればa_{ISO}を求めることができる。ラジアル玉軸受の例を下記に示す。

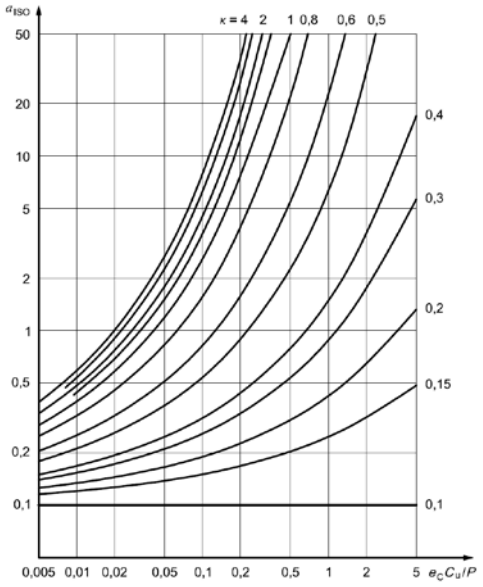


図 3—ラジアル玉軸受の寿命修正係数，a_{ISO}

$0.1 \le \kappa < 0.4$ の時

$$a_{ISO} = 0.1\left[1-\left(2.567\ 1-\frac{2.264\ 9}{\kappa^{0.054\ 381}}\right)^{0.83}\left(\frac{e_C C_u}{P}\right)^{1/3}\right]^{-9.3}$$

$0.4 \le \kappa < 1$ の時

$$a_{ISO} = 0.1\left[1-\left(2.567\ 1-\frac{1.998\ 7}{\kappa^{0.190\ 87}}\right)^{0.83}\left(\frac{e_C C_u}{P}\right)^{1/3}\right]^{-9.3}$$

$1 \le \kappa \le 4$ の時

$$a_{ISO} = 0.1\left[1-\left(2.567\ 1-\frac{1.998\ 7}{\kappa^{0.071\ 739}}\right)^{0.83}\left(\frac{e_C C_u}{P}\right)^{1/3}\right]^{-9.3}$$

【補足説明】

(解説 2A) **ISO 281**:2007 の新寿命式の理論
(解説 2B) 耐久試験による新寿命式の検証
(解説 2C) 信頼度係数a_1の補足説明

【引用文献】

[1] **ISO/TR 1281-2 Rolling bearings－Explanatory notes on ISO 281－Part 2:Modified rating life calculation, based on a system approach of fatigue stresses（発行予定）**
[2] **ISO 4406 Hydraulic fluid power－Fluids－Methods for coding the level of contamination by solid particles**

3. ISO 281 付属書 A　汚染度係数推定の詳細方法（参考）

A.1 まえがき

汚染度係数e_Cは，潤滑油中に混入した固体粒子による圧痕形成で局部的な圧力上昇が生じ，軸受寿命が低下することを考慮するための係数である。e_Cは汚染がない場合を 1，重汚染状態を限りなく 0 に近いとする。固体粒子による寿命の減少は以下の項目に依存するとしている。

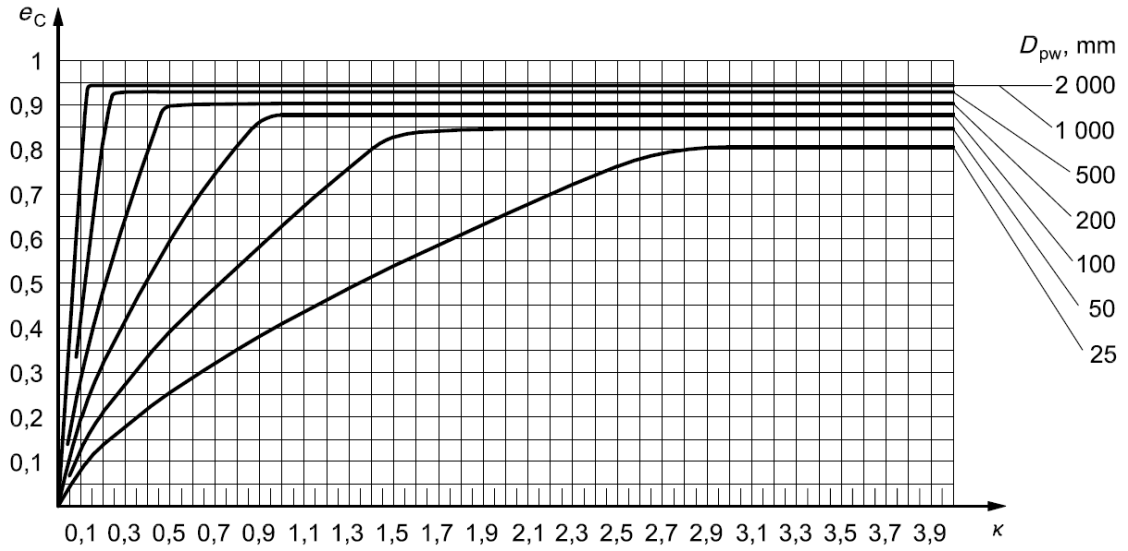
① 粒子の種類，大きさ，硬さ及び量
② 潤滑状態（粘度比，κ）
③ 軸受の大きさ

軸受に形成される圧痕が軸受寿命に及ぼす影響は，主に軸受の大きさ（ピッチ円径）と潤滑油粘度，軸受に侵入する汚染粒子の数と大きさに依存する。粒子硬度の影響も大きいが，ここでは侵入する汚染粒子の硬度は分布を持っており，硬度が 700 HV 程度までなら寿命への影響は同じとしている。但し，靭性のある 700 HV 以上の硬い汚染粒子がある場合は, **ISO 281** で計算された修正定格寿命より低下することもある。

汚染度係数は，次の潤滑方法に対し，線図又は式で求めることができる。

① 軸受に供給される前にオンラインでろ過された油による循環給油
② 油浴潤滑又はオフラインでろ過された循環給油
③ グリース潤滑
④ オイルミスト潤滑の場合も，e_C係数に及ぼす汚染度の影響は，グリース潤滑と同様。

【線図の例】



式：$e_C = a\left(1 - \frac{0.566\ 3}{D_{pw}^{1/3}}\right)$ ここに，$a = 0.086\ 4\ \ \kappa^{0.68} D_{pw}^{0.55}$ ただし，$a \le 1$

ISO 4406 コードの範囲：**—/13/10**，—/12/10，—/13/11，—/14/11

図A.1—オンライン・フィルタ $\beta_{6(c)}$=200 時の循環給油の係数e_C
ISO 4406 コード —/13/10

A.2 記号

この附属書の中では，本文の**箇条 4** の記号と共に，以下の記号も用いている。

x　　汚染粒子の大きさ　μm(c)　**ISO 11171**[2]に従って検定したもの

$\beta_{x(c)}$　　汚染粒子の大きさ x（上記記号 x を参照）に対するろ過比率

表示記号(c)は，パーティクルカウンタ―粒子の大きさ xμm―が **ISO 11171** で検定された APC（自動光学式単一パーティクルカウンタ）であることを表している。

A.3 各潤滑方法に対する線図と式を選定するための条件

A3.1 オンラインフィルタの循環給油

フィルタによる大きさxμm(c) の汚染粒子のろ過比率$\beta_{x(c)}$は，線図と式を選択する際に最も影響を与える要素である。**ISO 4406**[3]により分類される清浄度コードに対応する汚染水準も示している。汚染水準は，主に，オンライン・フィルタを通過する前の油の状態に対応している。

A.3.2 油浴潤滑

オフライン・フィルタしか附帯していない油浴又は循環給油の場合，**ISO 4406** に従う様々な清浄度コードが与えられている。線図及び式の選択は汚染状態で決まる。

A.3.3 グリース潤滑

グリース潤滑の場合，清浄度に対する推奨する線図及び式を本**附属書**中の**表 A.1** に示している。この表に基づいて線図と式を選択する。

【補足説明】

(解説 3A) **ISO 4406**　清浄度コード

(解説 3B) 潤滑係数と汚染度係数の補足説明

【引用文献】

[1] **ISO/TR 1281-2 Rolling bearings－Explanatory notes on ISO 281－Part 2:Modified rating life calculation, based on a system approach of fatigue stresses（発行予定）**

[2] **ISO 11171 Hydraulic fluid power－Calibration of automatic particle counters for liquids**

[3] **ISO 4406 Hydraulic fluid power－Fluids－Methods for coding the level of contamination by solid particles**

以上

4. ISO 281 付属書 B　疲労限荷重の計算（参考）

B.1 まえがき

この附属書では，疲労限荷重C_uを接触応力 1 500MPaに対応する荷重として定義し，軸受の形式，大きさ及び軸受内部幾何形状，転動体と軌道面の形状及び軌道輪材料の疲労限を考慮した疲労限荷重C_uての推奨計算方法を示している。軸受の内部諸元データを必要とする詳細な計算方法と一般ユーザが利用しやすい簡易計算方法が参考として示されている。

B.3 疲労限荷重C_uの詳細な計算方法

玉軸受については，玉と軌道面の接触部の寸法を用いて接触応力が 1 500MPa になる最大接触荷重を内輪と外輪で別々に求めて，小さいほうの荷重を採用する。一方，ころ軸受については，クラウニングを考慮する必要があることから詳細な式の展開は示されていない。

玉軸受及びころ軸受に関して，最大接触荷重，Q_uが求まった場合の，軸受の疲労限荷重の計算式が式(B.10)～式(B.17)に記載されている。尚，ピッチ径D_{pw}が 100mmを超える軸受では，製造工程での圧延･鍛錬を考慮して補正が行われている。

B.3.3 疲労限荷重C_uの簡単な計算方法

疲労限応力を接触応力と関連付けて用いていることから，軸受形式毎に接触応力基準で規定されている静定格荷重，C_0を利用した簡単な計算式が示されている。以下に，簡易式を示す。

B.3.3.2 玉軸受

$D_{pw} \le 100$ mm の場合，　$C_u = \dfrac{C_0}{22}$ …… (B.18)

$D_{pw} > 100$ mm の場合，　$C_u = \dfrac{C_0}{22}\left(\dfrac{100}{D_{pw}}\right)^{0.5}$ …… (B.19)

B.3.3.3 ころ軸受

$D_{pw} \le 100$ mm の場合，　$C_u = \dfrac{C_0}{8.2}$ …… (B.20)

$D_{pw} > 100$ mm の場合，　$C_u = \dfrac{C_0}{8.2}\left(\dfrac{100}{D_{pw}}\right)^{0.3}$ …… (B.21)

【補足説明】

(解説　4A) 疲労限荷重の簡易計算方法の根拠

(解説　4B) D_{pw}>100mm軸受の疲労限荷重の補正の根拠

【引用文献】

[1]　**ISO/TR 1281-2 Rolling bearings－Explanatory notes on ISO 281－Part 2:Modified rating life calculation, based on a system approach of fatigue stresses（発行予定）**

以上

ISO規格改正説明会
ISO 281:2007
定格荷重及び寿命

説明者　NTN（株）　吉田　宗生
NTN（株）　前田　喜久男
NTN（株）　鶴谷　金告

ISO 281:2007 規格改正説明

1. ISO規格制定の経緯

2. ISO 281:2007の概要

   (解説2A) ISO 281:2007の新寿命式の理論
   (解説2B) 耐久試験による新寿命式の検証
   (解説2C) 信頼度係数 a_1 の補足説明

3. ISO 281 附属書A 汚染度係数

   (解説3A) ISO 4406清浄度コード
   (解説3B) 潤滑係数と汚染度係数の補足説明

4. ISO 281 附属書B 疲労限荷重

   (解説4A) 疲労限荷重の簡易計算方法の根拠
   (解説4B) D_{pw}>100軸受の疲労限荷重の補正の根拠

5. 計算事例

6. 将来の検討課題

7. 質疑応答



1. ISO規格制定の経緯

ISO 281:2007

定格荷重及び寿命

説明者　NTN(株)　吉田　宗生

規格制定の経緯

1962年　ISO/R 281の制定

1965年　JIS B 1518-1965が制定（ISO/R 281に準拠）

1976年　JIS B 1518の改正（国際単位系SIの採用）

1977年　ISO 281/1に改正

・補正係数（a_1, a_2, a_3）の導入

1981年　JIS B 1518-1981に改正（ISO 281/1に準拠）

1990年　ISO 281:1990

・定格係数（b_m）の導入

1992年　JIS B 1518-1992 に改正（ISO 281:1990に準拠）

2000年　ISO 281:1990/Amd2:2000

・寿命修正係数（a_{XYZ}）の紹介

2007年　ISO 281:2007の第2版が発行←今回の改正。

ISO /TC 4/SC 8作業グループ (WG 4,WG 5及びWG 6)

- SC 8/WG 4： ISO 281及びISO 76の改正
- SC 8/WG 5： ISO /TS 16281
  「修正定格寿命の計算方法に関する技術仕様書」の制定
- SC 8/WG 6： ISO /TR 1281-2
  「ISO 281の改正に関する技術背景を解説する技術報告書」の制定

WG 4, WG 5及びWG 6 会議開催状況

WG 4 (回)	WG 5 (回)	WG 6 (回)	開催年月日	開催地
1			2003-10-21～22	ケルン
2			2004-05-13～14	シカゴ
3	1	1	2004-11-09～10	ウィーン
4	2	2	2005-06-06～07	ワシントン
5	3	3	2005-10-27	東京
6	4	4	2007-06-27	パリ

ISO/TC 4/SC 8　関連規格

① ISO 281:2007	（動定格荷重と寿命）
② ISO 76:2006	（静定格荷重）
③ ISO/TS 16281	（ISO 281を補完する技術仕様書）
④ ISO/TR 1281-2	（新ISO 281を補足説明する技術報告書）
⑤ ISO/TR 1281-1	（ ISO/TR 8646:1985からの規格番号変更） （動定格荷重の求め方の技術報告書）
⑥ ISO/TR10657:1991	（静定格荷重の求め方の技術報告書）

TC 4/SC 8　参加国

議長　　Mr. Klühspies（幹事国：ドイツ），
WG/PL　Mr. Bergling（スウェーデン）

Pメンバー:20カ国
（日本他･･･）

Oメンバー:11カ国



ISO 76:2006 第3版
（静定格荷重）

- この規格は，転がり軸受の基本静定格荷重と静等価荷重の計算方法について規定。

【改正点】

- 静安全係数 (static safety factor) S_0の導入。
- 接触角α<15°のアンギュラ玉軸受のX_0，Y_0係数の追加。
- ISO 76:1987/Amd.1:1999 を附属書（参考）に統合。

- 2006年5月1日，ISO 76:2006　第3版を発行

ISO 281:2007　第2版
（動定格荷重及び寿命）

【改正の目的】

表面起点型疲労（潤滑状態による突起接触の影響，異物による汚染の影響）及び疲労限応力の影響等を導入した統合方式の寿命修正係数a_{ISO}の具体的な計算方法の規格化。

【ISO 281:2007 第2版の概要】

箇条1～8：ISO 281: 1990と基本的には同一

箇条9：新規に修正定格寿命
($L_{nm} = a_1 a_{ISO} L_{10}$)について記載

附属書：

附属書 A：汚染度係数(e_C)を求める方法を解説

附属書 B：疲労限荷重（C_u）の計算方法を解説

附属書 C：接触角45°のときの動定格荷重の
不連続性を解説

2007年2月15日，

ISO 281:2007第2版を発行

ISO/TS 16281の制定（技術仕様書）

- この技術仕様書では，
  ラジアル荷重とアキシアル荷重を負荷しラジアル内部すきまと傾きを考慮したときの，力と変位の静的なつりあいから求められる軸受内の転動体荷重分布から動等価転動体荷重を計算し，修正定格寿命を計算する方法を解説。

- パリ会議において最終案を確定した。現在CS（ISO中央事務局）にて発行準備中。

ISO/TR 1281 - 2　の制定（技術報告書）

- この技術報告書では，
  ISO 281の改正で新たに導入される寿命修正係数a_{ISO}並びに新しい信頼度係数a_1等の技術背景及びその根拠をまとめている。

【 ISO/TR 1281 - 2の概要】

箇条3： 信頼度係数（a_1）

箇条4： 汚染度係数（e_C）

箇条5： ISO 281で用いているISO 4406清浄度コードのクラス分けの根拠

箇条6： 摩耗の影響

箇条7： 腐食環境の影響

箇条8： 転がり軸受の疲労限荷重

箇条9： 軸受寿命に対するフープ応力，温度並びに粒子硬度の影響

箇条10： 粘度比（κ）と油膜パラメータ（Λ）との関係

【 ISO /TR 1281-2の進捗】

パリ会議での合意結果を反映し，ISO/CD TR 1281-2(委員会原案)が回付され，日本は10月27日に意見つき賛成投票をおこなった。

【補足】　SKF論文
（Acta Polytechnica Scandinavica, Me 137,1999）

- この論文は，ISO 281：2007の原典である

- 本論文は疲労限荷重の導入や

  e_a（応力），e_b（潤滑），e_c（汚染）

  の各係数を統合方式で採りいれるなど新しい発想を理論的に組立て，SKFでの試験やフィールドデータとを融合させた論文である。

2006年5月1日 ：ISO 76:2006

2007年2月15日: ISO 281:2007

改正発行


JBIA
1. ISO規格制定の経緯
THE END



2. ISO 281:2007の概要

定格荷重及び寿命

説明者　NTN（株）鶴谷金告

ISO 281:2007の目次

序文

1. 適用範囲
2. 引用規格
3. 用語及び定義
4. 量記号
5. ラジアル玉軸受
6. スラスト玉軸受
7. ラジアルころ軸受
8. スラストころ軸受

9. 修正定格寿命

附属書A（参考）汚染度係数推定の詳細方法
附属書B（参考）疲労限荷重の計算
附属書C（参考）基本動定格荷重の計算の不連続性

箇条9 修正定格寿命の内容

9.1 概要
9.2 信頼性に関する寿命修正係数
9.3 統合方式に基づく寿命修正係数
9.3.1 概要
9.3.2 疲労限荷重
9.3.3 寿命修正係数を推定する実用的な方法
9.3.3.1 概要
9.3.3.2 汚染度係数
9.3.3.3 粘度比
9.3.3.3.1 粘度比の計算
9.3.3.3.2 粘度比の計算での制限
9.3.3.3.3 グリース潤滑
9.3.3.4 寿命修正係数の計算

箇条9 修正定格寿命

9.1 概要

修正定格寿命　$L_{nm}=a_1 a_{ISO} L_{10}$

a_1 ：信頼度係数

a_{ISO}: 寿命計算での統合方式に基づく
寿命修正係数
（含；内部起点型疲労＆表面起点型疲労）

L_{10}：基本定格寿命

（参考：従来の補正定格寿命　$L_{na}=a_1 a_2 a_3 L_{10}$ ）

a_2 ：軸受特性係数，　a_3 ：使用条件係数

9.2 信頼性に対する寿命補正係数: a_1

信頼度　%	L_{nm}	a_1(2007)	a_1(1990)
90	L_{10m}	1	1
95	L_{5m}	0.64	0.62
96	L_{4m}	0.55	0.53
97	L_{3m}	0.47	0.44
98	L_{2m}	0.37	0.33
99	L_{1m}	0.25	0.21
99.2	$L_{0.8m}$	0.22	–
99.4	$L_{0.6m}$	0.19	–
99.6	$L_{0.4m}$	0.16	–
99.8	$L_{0.2m}$	0.12	–
99.9	$L_{0.1m}$	0.093	–
99.92	$L_{0.08m}$	0.087	–
99.94	$L_{0.06m}$	0.080	–
99.95	$L_{0.05m}$	0.077	–

9.3 統合方式に基づく寿命修正係数: a_{ISO}

9.3.1 概要

・軸受にも疲労限が存在する。

・高品質の軸受用焼入れ鋼から，高い製造技術で作られた軸受の疲労限応力は，約1500MPaの接触応力に相当する。

・軸受寿命へは，様々な要因が複合的に影響している。この統合方式では，これらの相互依存要因を考慮している。

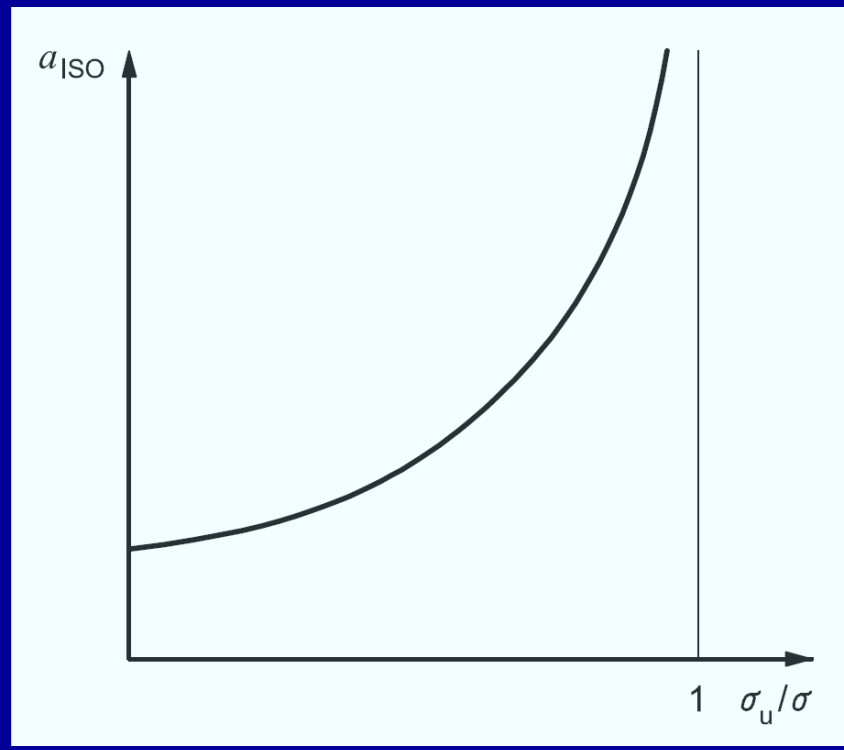
9.3.2 疲労限荷重：C_u

・σ_u(疲労限応力)/σ（真の応力）とa_{ISO} の関係

$$a_{ISO} = f\left(\frac{\sigma_u}{\sigma}\right)$$

・C_u/Pとa_{ISO} の関係

$$a_{ISO} = f\left(\frac{C_u}{P}\right)$$



9.3.3 寿命修正係数を推定する実用的な方法

a_{ISO}の計算で考慮する要因

- 軸受形式，疲労限荷重及び軸受等価荷重
- 潤滑状態
- 運転環境
- 運転時の汚染粒子
- 取付け時の清浄度

汚染要因　　潤滑要因

$$a_{\mathrm{ISO}} = f\left(\frac{e_{\mathrm{C}} C_{\mathrm{u}}}{P}, \kappa\right)$$

9.3.3.2 汚染度係数：e_c

e_cで考慮する潤滑油の汚染による寿命低下要因

－汚染粒子の種類，大きさ，硬さ及び量
－潤滑状態
－軸受の大きさ

汚染度係数：e_C

汚染の水準	e_C	
	$D_{pw} < 100$ mm	$D_{pw} \geq 100$ mm
極めて高い清浄度 粒子の大きさは，潤滑剤の膜厚程度 実験室レベル	1	1
高い清浄度 極めて細かなフィルタでろ過された油，標準的な無給脂のグリース封入軸受及び密封軸受	0.8 ～ 0.6	0.9 ～ 0.8
標準清浄度 細かなフィルタでろ過された油，標準的な無給脂のグリース封入軸受及びシールド軸受	0.6 ～ 0.5	0.8 ～ 0.6
軽度の汚染状態 潤滑剤がわずかに汚染	0.5 ～ 0.3	0.6 ～ 0.4
典型的な汚染状態 密封が不十分な標準軸受，段経路によるろ過，摩耗粉及び周辺からの侵入	0.3 ～ 0.1	0.4 ～ 0.2
強度汚染状態 著しく汚染された軸受周辺環境及び密封が不十分な状態に配置された軸受	0.1 ～ 0	0.1 ～ 0
重汚染状態	0	0

9.3.3.3.1 粘度比: κ の計算

転がり接触面間の表面の分離状態の評価

$$\kappa = \frac{\nu}{\nu_1}$$

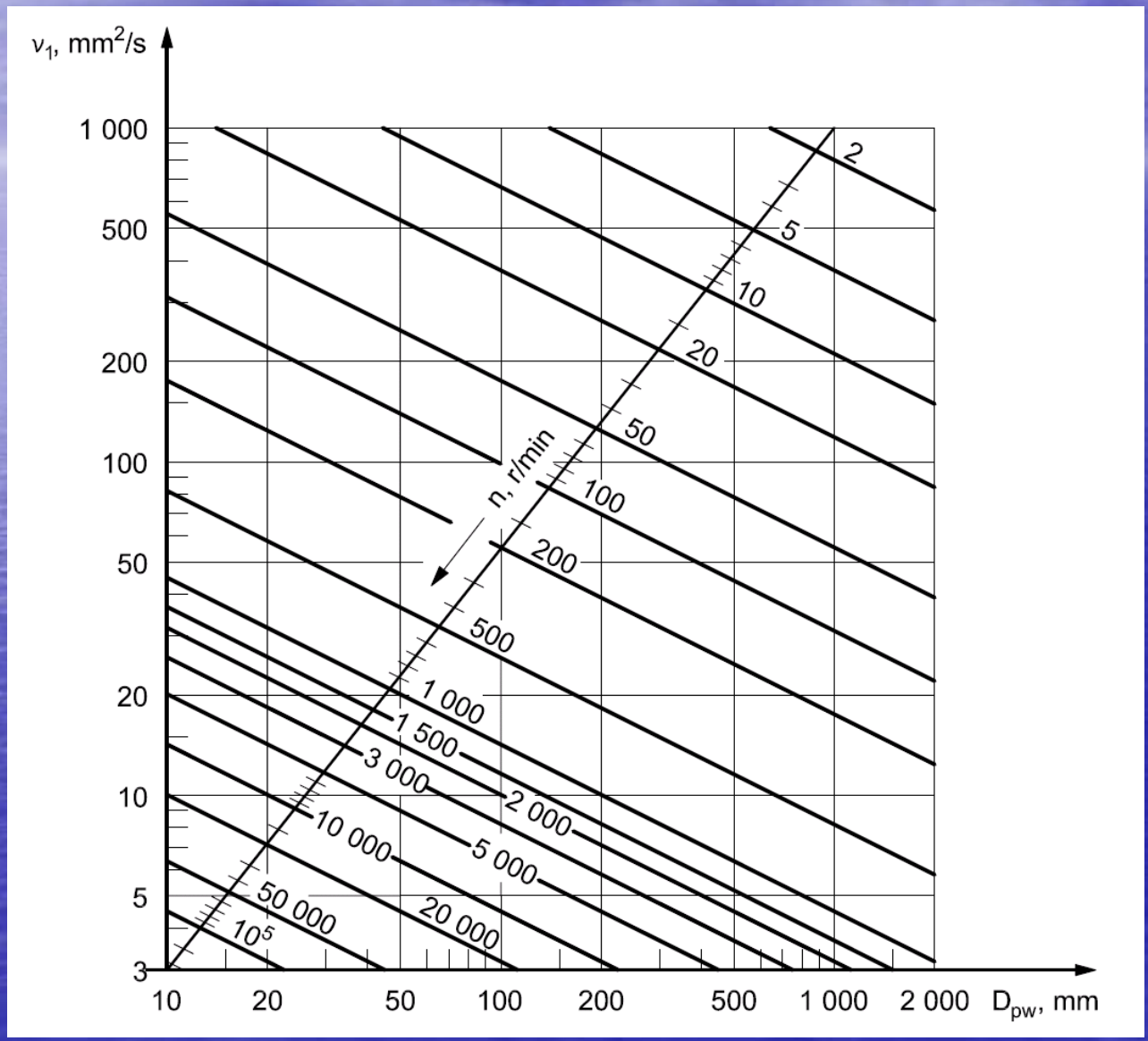
・・・運転時の動粘度

・・・基準動粘度

（1）基準動粘度の計算式

$n < 1000 \quad \min^{-1}$	$n \geq 1000 \quad \min^{-1}$
$\nu_1 = 45000 n^{-0.83} D_{pw}^{-0.5}$	$\nu_1 = 4500 n^{-0.5} D_{pw}^{-0.5}$

9.3.3.3.1 粘度比:κの計算
(2)基準動粘度(ν_1)の線図



9.3.3.3.2 油膜パラメータ(Λ)を用いた計算

$$\kappa \approx \Lambda^{1.3} = \left(\frac{h}{s}\right)^{1.3} = \left(\frac{h}{\sqrt{s_1^2 + s_2^2}}\right)^{1.3}$$

点接触； $\kappa = \Lambda^{1.316}$

線接触； $\kappa = \Lambda^{1.269}$

$\Rightarrow \quad \kappa = \Lambda^{1.3}$

9.3.3.3.3 グリース潤滑

ν_1 は，基油粘度とする。

9.3.3.3.4 EP添加剤

$\kappa < 1$ かつ $e_C \geqq 0.2$の状態では

↓

$\kappa = 1$ とし，$a_{ISO} \leqq 3$に制限する。

9.3.3.4 寿命修正係数（a_{ISO}）の計算

・具体的な計算式と線図が軸受形式毎に規定されている。

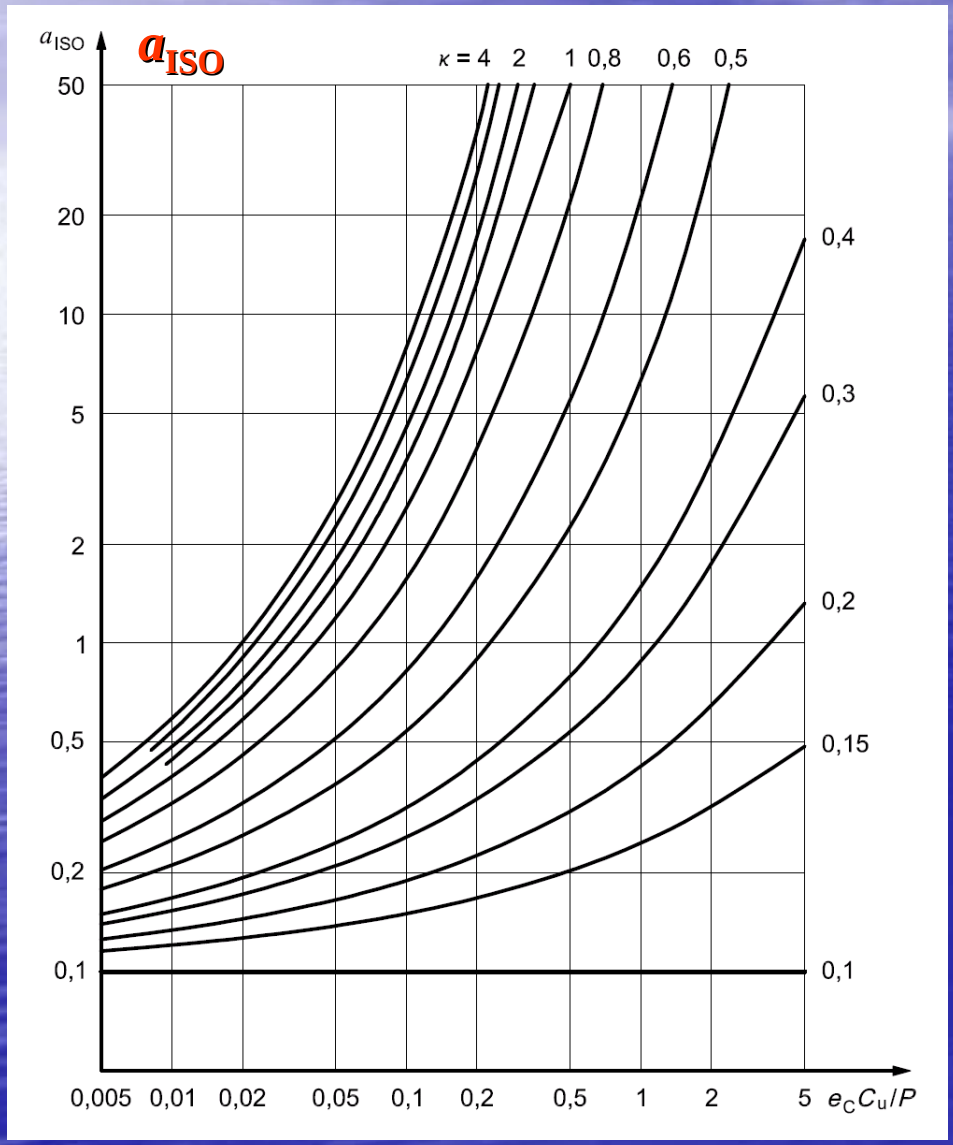
・κ の適用範囲　：　$0.1 \leq \kappa \leq 4$

（$\kappa > 4$ の場合は，$\kappa = 4$　とする。）

・a_{ISO} の適用範囲：　$0.1 \leq a_{ISO} \leq 50$

（a_{ISO} は，50を最大とする。）

寿命修正係数：a_{ISO}（ラジアル玉軸受）



計算式

$0.1 \leqq \kappa < 0.4$の時

$$a_{ISO} = 0.1\left[1-\left(2.567\ 1-\frac{2.264\ 9}{\kappa^{0.054\ 381}}\right)^{0.83}\left(\frac{e_C C_u}{P}\right)^{1/3}\right]^{-9.3}$$

$0.4 \leqq \kappa < 1$の時

$$a_{ISO} = 0.1\left[1-\left(2.567\ 1-\frac{1.998\ 7}{\kappa^{0.190\ 87}}\right)^{0.83}\left(\frac{e_C C_u}{P}\right)^{1/3}\right]^{-9.3}$$

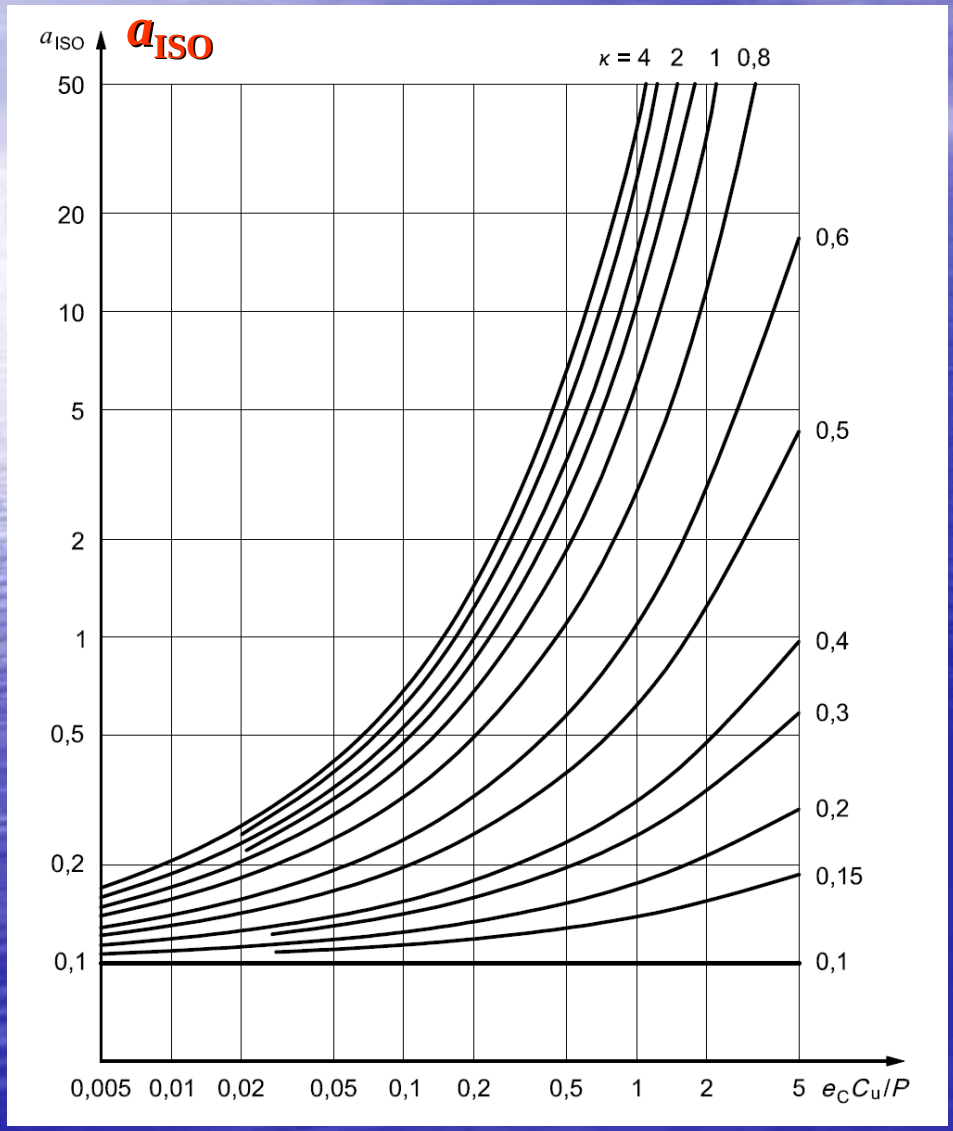
$1 \leqq \kappa \leqq 4$の時

$$a_{ISO} = 0.1\left[1-\left(2.567\ 1-\frac{1.998\ 7}{\kappa^{0.071\ 739}}\right)^{0.83}\left(\frac{e_C C_u}{P}\right)^{1/3}\right]^{-9.3}$$

$e_c\ C_u / P$

e_c :汚染度係数
C_u :疲労限荷重
P :動等価荷重

寿命修正係数：a_{ISO}（ラジアルころ軸受）



計算式

0.1≦κ＜0.4の時

$$a_{ISO} = 0.1\left[1-\left(1.585\ 9-\frac{1.399\ 3}{\kappa^{0.054\ 381}}\right)\left(\frac{e_C C_u}{P}\right)^{0.4}\right]^{-9.185}$$

0.4≦κ＜1の時

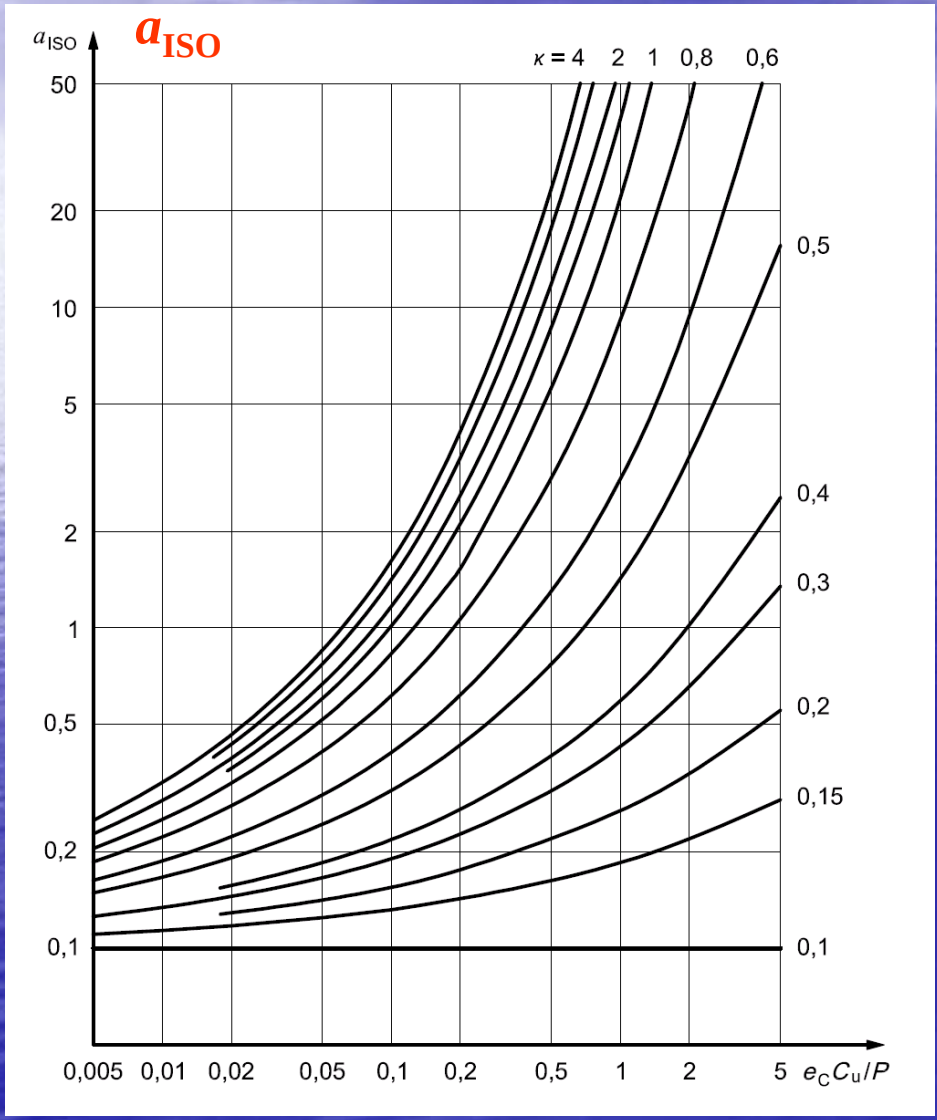
$$a_{ISO} = 0.1\left[1-\left(1.585\ 9-\frac{1.234\ 8}{\kappa^{0.190\ 87}}\right)\left(\frac{e_C C_u}{P}\right)^{0.4}\right]^{-9.185}$$

1≦κ ≦4の時

$$a_{ISO} = 0.1\left[1-\left(1.585\ 9-\frac{1.234\ 8}{\kappa^{0.071\ 739}}\right)\left(\frac{e_C C_u}{P}\right)^{0.4}\right]^{-9.185}$$

$e_c\ C_u / P$

寿命修正係数：a_{ISO}（スラスト玉軸受）



計算式

0.1≦κ＜0.4の時

$$a_{ISO} = 0.1\left[1-\left(2.567\ 1-\frac{2.264\ 9}{\kappa^{0.054\ 381}}\right)^{0.83}\left(\frac{e_C C_u}{3P}\right)^{1/3}\right]^{-9.3}$$

0.4≦κ＜1の時

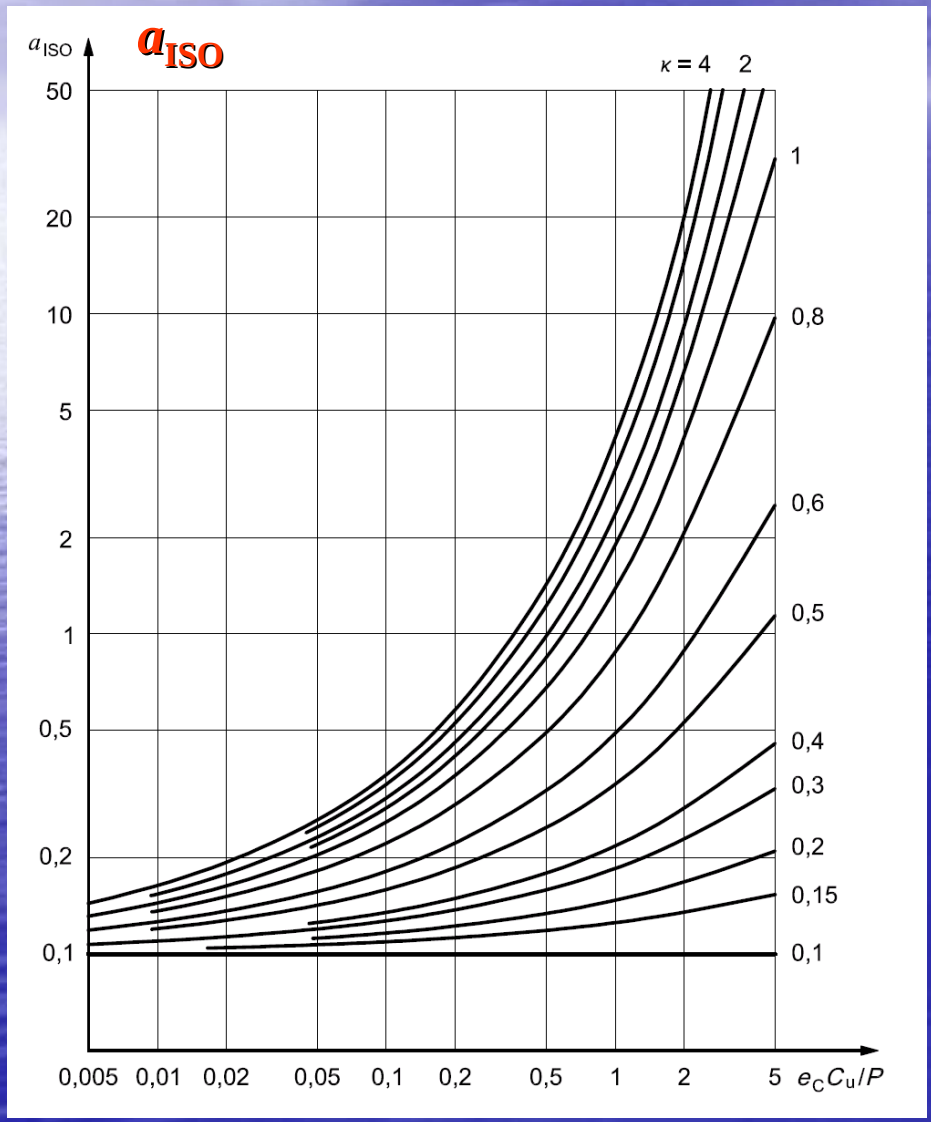
$$a_{ISO} = 0.1\left[1-\left(2.567\ 1-\frac{1.998\ 7}{\kappa^{0.190\ 87}}\right)^{0.83}\left(\frac{e_C C_u}{3P}\right)^{1/3}\right]^{-9.3}$$

1≦κ ≦4の時

$$a_{ISO} = 0.1\left[1-\left(2.567\ 1-\frac{1.998\ 7}{\kappa^{0.071\ 739}}\right)^{0.83}\left(\frac{e_C C_u}{3P}\right)^{1/3}\right]^{-9.3}$$

$e_c\ C_u / P$

寿命修正係数：a_{ISO}（スラストころ軸受）



計算式

0.1≦κ＜0.4の時

$$a_{ISO} = 0.1\left[1-\left(1.585\ 9-\frac{1.399\ 3}{\kappa^{0.054\ 381}}\right)\left(\frac{e_C C_u}{2.5P}\right)^{0.4}\right]^{-9.185}$$

0.4≦κ＜1の時

$$a_{ISO} = 0.1\left[1-\left(1.585\ 9-\frac{1.234\ 8}{\kappa^{0.190\ 87}}\right)\left(\frac{e_C C_u}{2.5P}\right)^{0.4}\right]^{-9.185}$$

1≦κ ≦4の時

$$a_{ISO} = 0.1\left[1-\left(1.585\ 9-\frac{1.234\ 8}{\kappa^{0.071\ 739}}\right)\left(\frac{e_C C_u}{2.5P}\right)^{0.4}\right]^{-9.185}$$

$e_c\ C_u / P$

(解説2A)

ISO 281:2007の新寿命式の理論

転がり軸受の寿命式

Lundberg & Palmgren(1947)	Ioannides & Harris (1985)
$\ln\frac{1}{S} \approx N^e \frac{\tau_0^c}{z_0^h} a z_0 l$ $= \frac{N^e \tau_0^c a l}{z_0^{h-1}}$	$\ln\frac{1}{S} \approx N^e \frac{\langle \tau_R - \tau_u \rangle^c}{z_0^h} a z_0 l$ $= N^e \frac{\langle \tau_0 - \eta' \tau_u \rangle^c}{z_0^h} a z_0 l$ $= \frac{N^e \tau_0^c a l}{z_0^{h-1}} \left\langle 1 - \eta' \frac{\tau_u}{\tau_0} \right\rangle^c$

ここで，　$\tau_R = \tau_0 + \delta\tau$ ，　τ_u :せん断疲労限応力

転がり軸受の寿命式　Ioannides & Harris (1985)

〈 〉内のη'には、潤滑状態(η_b)と汚染状態(η_c)が考慮される

$$\left\langle 1-\eta'\frac{\tau_u}{\tau_0}\right\rangle^c = \left\langle 1-\eta_a\cdot\eta_b\cdot\eta_c\frac{\tau_u}{\tau_0}\right\rangle^c = \left\langle 1-\eta_b\cdot\eta_c\frac{\tau_u}{\tau_0}\right\rangle^c$$

ここで応力を荷重に変換して表現すると

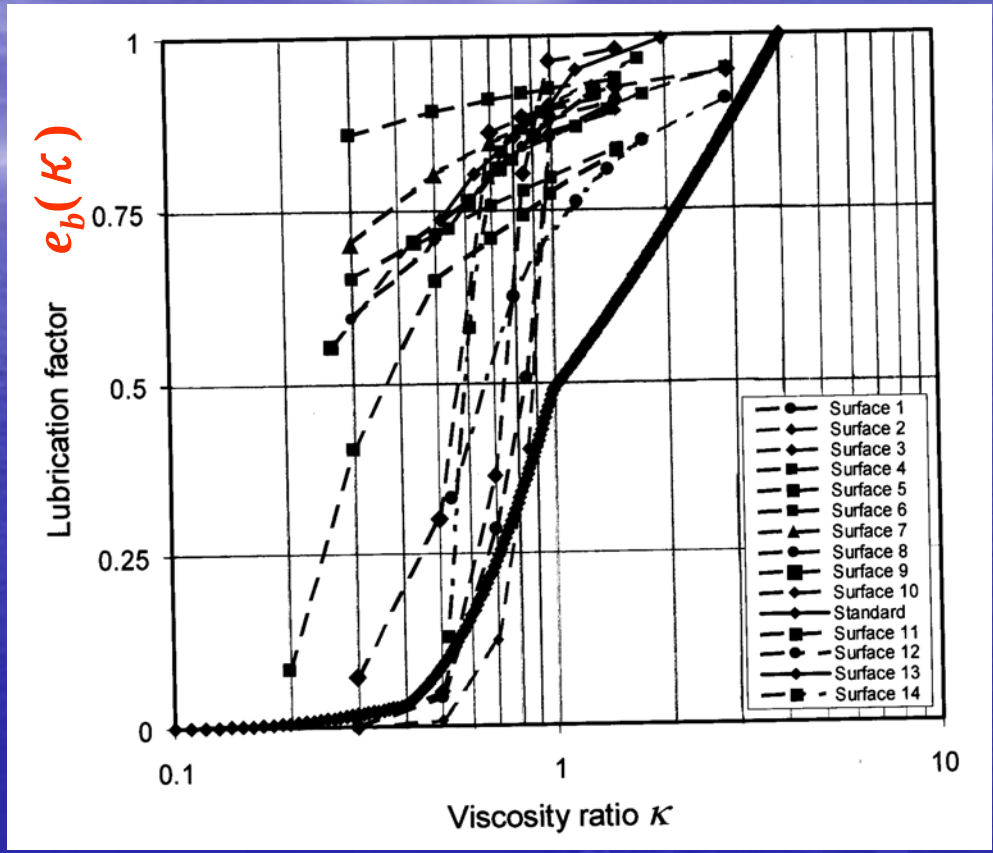
$$\left\langle 1-\eta_b\cdot\eta_c\frac{\tau_u}{\tau_0}\right\rangle^c \Rightarrow \left\langle 1-\left(e_b\cdot e_C\frac{P_u}{P}\right)^w\right\rangle^c = \left\langle 1-\left(\eta\frac{P_u}{P}\right)^w\right\rangle^c$$

ここで、e_b ;潤滑係数、e_C ;汚染度係数

潤滑係数：e_b

$$e_b = e_b(\kappa)_{brg} = \Psi_{brg} \cdot e_b(\kappa)$$

$$= \Psi_{brg} \cdot \left[3.39 \left(1 - \frac{M}{\kappa^m} \right) \right]^{5/2}$$



係数	$0.1 \le \kappa < 0.4$	$0.4 \le \kappa < 1$	$1 \le \kappa \le 4$
M	**0.8783**	**0.7786**	**0.7789**
m	**0.0576**	**0.1909**	**0.07174**

←ACTA POLYTECHNICA No.137 より

転がり軸受の寿命式　Ioannides & Harris (1985)

$$L_{nm} = a_1 \left[\frac{A}{\left\langle 1 - \left(\eta \frac{P_u}{P} \right)^w \right\rangle^{\frac{c}{e}}} \right] \left(\frac{C}{P} \right)^p = a_1 \left[\frac{0.1}{\left\langle 1 - \left(\eta \frac{P_u}{P} \right)^w \right\rangle^{\frac{c}{e}}} \right] \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

$$= a_1 a_{\mathrm{ISO}} \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

寿命修正係数a_{ISO}の詳細

$$a_{\mathrm{ISO}} = \frac{0.1}{\left[1-\left(\Psi_{brg}\cdot\left[3.39\cdot\left(1-\frac{M}{\kappa^{m}}\right)\right]^{5/2}\cdot e_{C}\,\frac{C_u}{P}\right)^{w}\right]^{\frac{c}{e}}}$$

記号	ラジアル 玉軸受	ラジアル ころ軸受	スラスト 玉軸受	スラスト ころ軸受
w	1/3	1/2.5	1/3	1/2.5
c/e	9.3	9.2	9.3	9.2
Ψ_{brg}	0.5	0.15	0.16	0.06

↑　ACTA POLYTECHNICA No.137　より

（解説2B）

耐久試験による新寿命式の検証

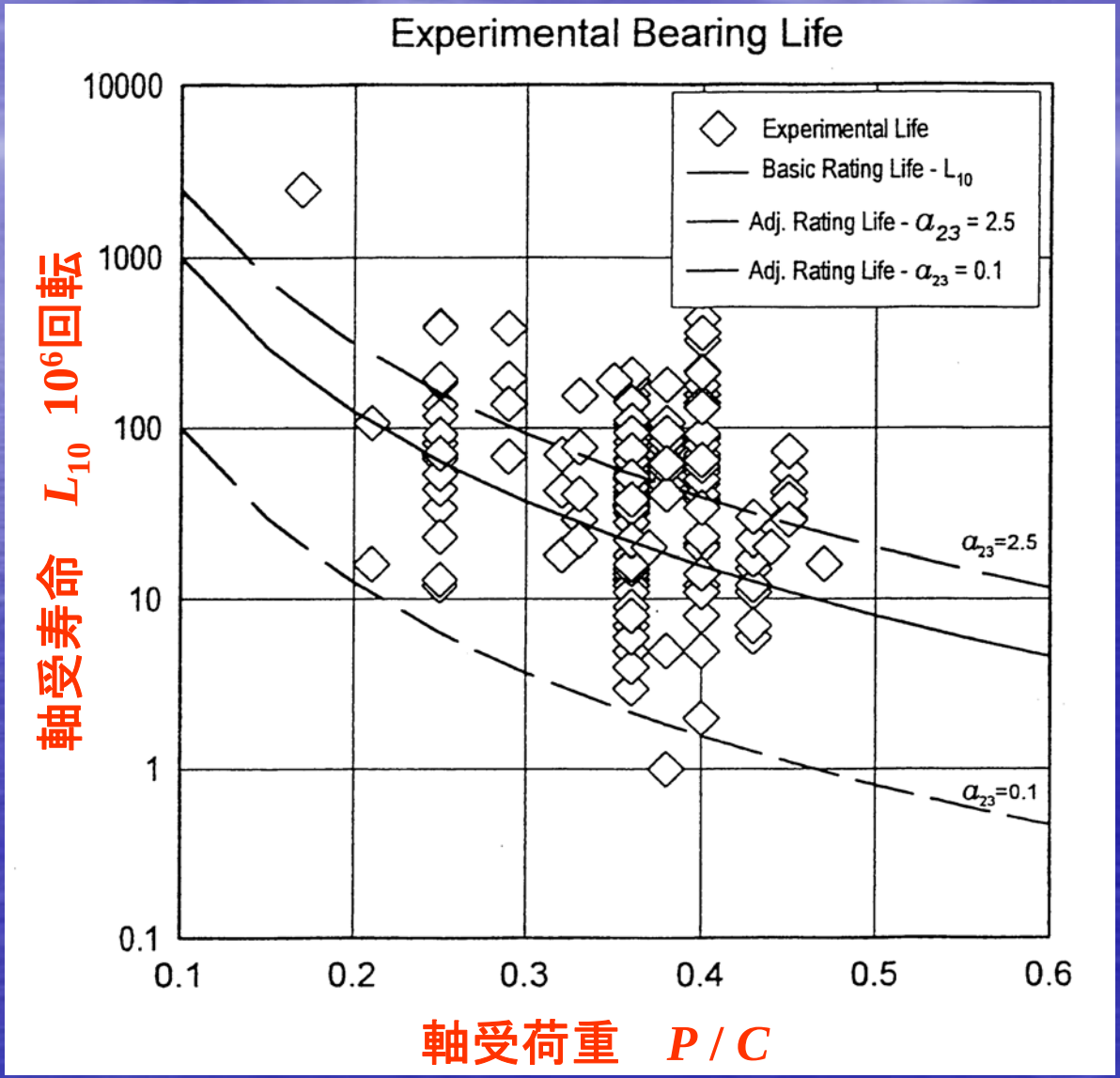
耐久試験データと新寿命式の比較

試験個数；約8 000個，260条件

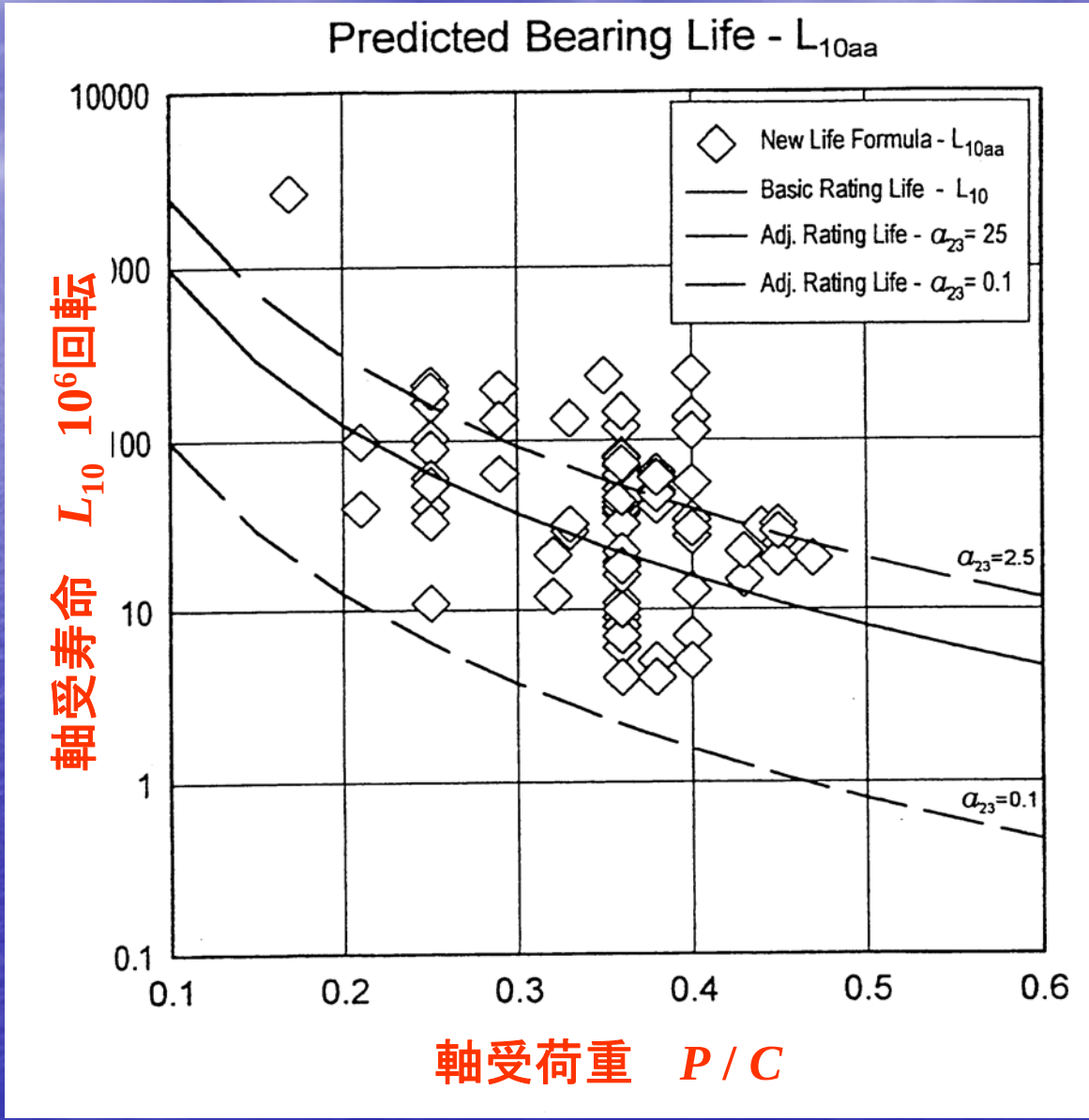
（ACTA POLYTECHNICA No.137　より）

軸受形式	型　　番	荷重比 （C/P）	粘度比 （κ）
深溝玉軸受	6305，6205 6309，6206	2.8，2，3.1，4，6	4，1.2，1，0.8， 0.6
円筒ころ軸受	NU207E	2.53，2.77，2.82	4，1，0.8
自動調心ころ軸受	22220E， 22220CC	2.22，2.29，2.53， 2.63，2.69，3， 4.69	4，3.9，3.5，2.5， 2，1.8
円すいころ軸受	331274， K-LM11749， K-HM89449， K-580/572	1，1.1，1.3，2.5	4，3，2.9，0.9， 0.8

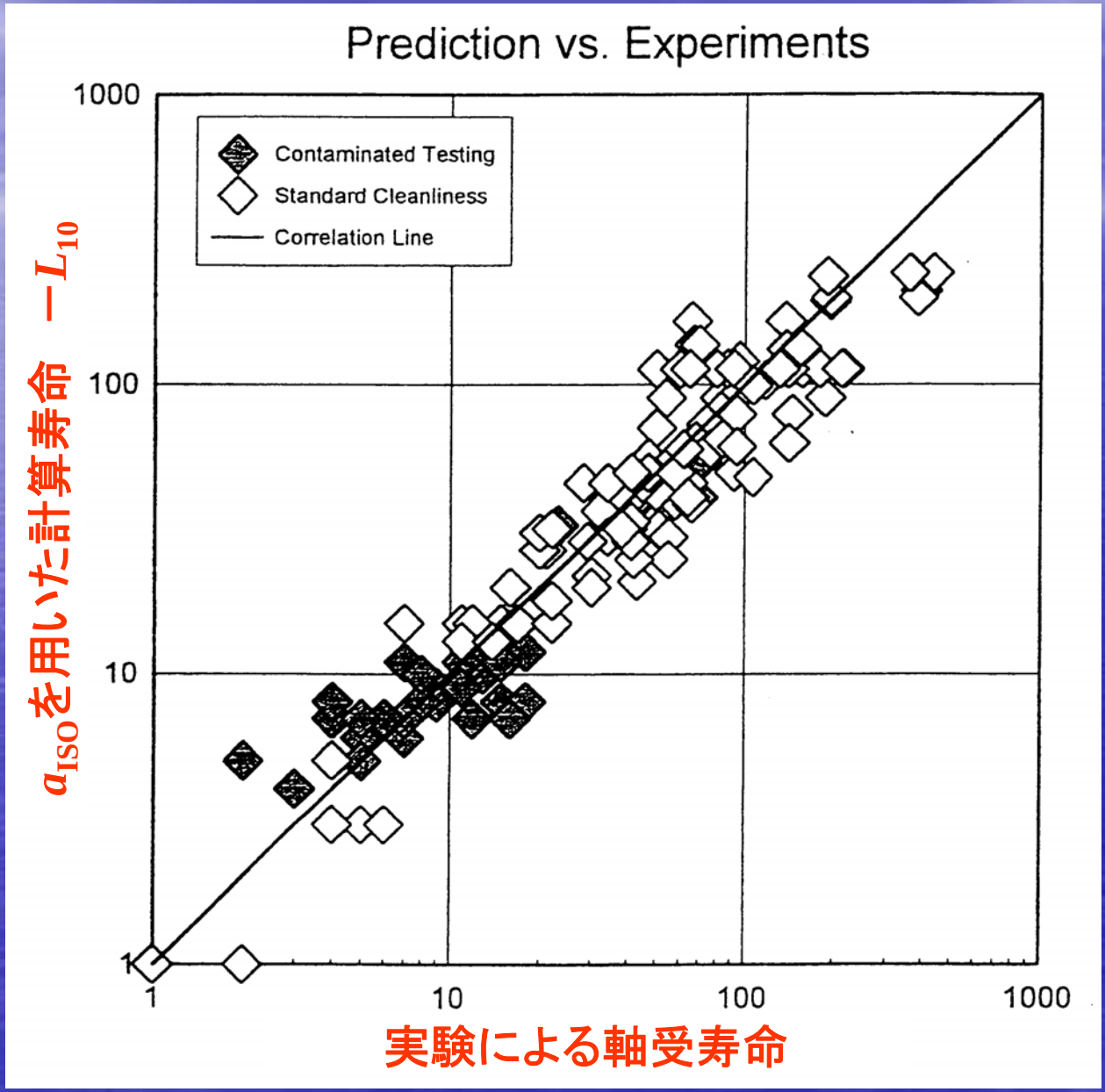
耐久試験データ


Experimental Bearing Life
10000
1000
100
10
1
0.1
0.1
0.2
0.3
0.4
0.5
0.6
Experimental Life
Basic Rating Life - L10
Adj. Rating Life - α23 = 2.5
Adj. Rating Life - α23 = 0.1
α23=2.5
α23=0.1
軸受寿命 L10 10^6回転
軸受荷重 P / C

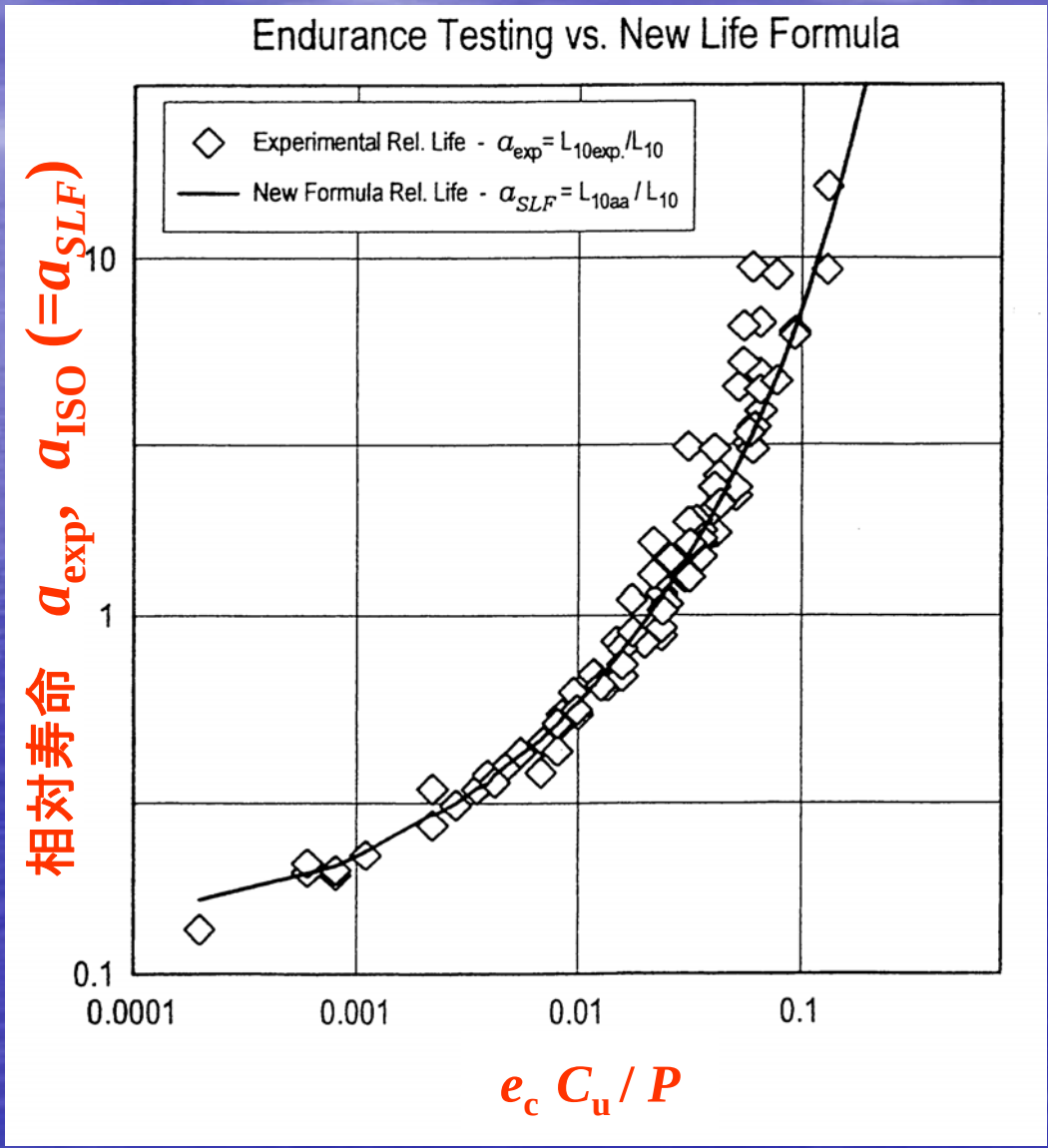
推定計算軸受寿命（新寿命式による）



耐久試験データと新寿命式の比較



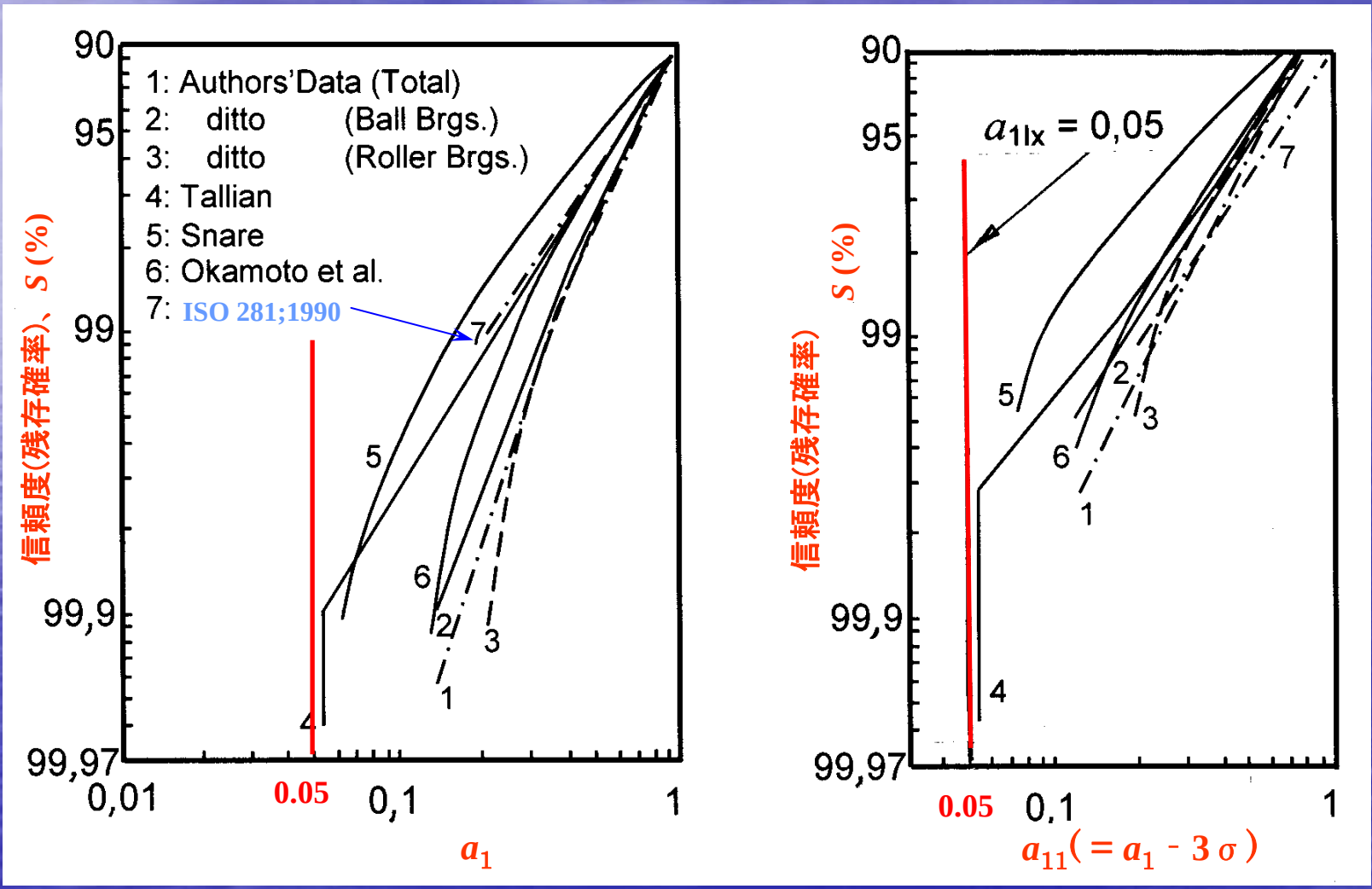
耐久試験結果からの寿命係数と新寿命式からの寿命修正係数の比較



（解説2C）

信頼度係数a_1の補足説明

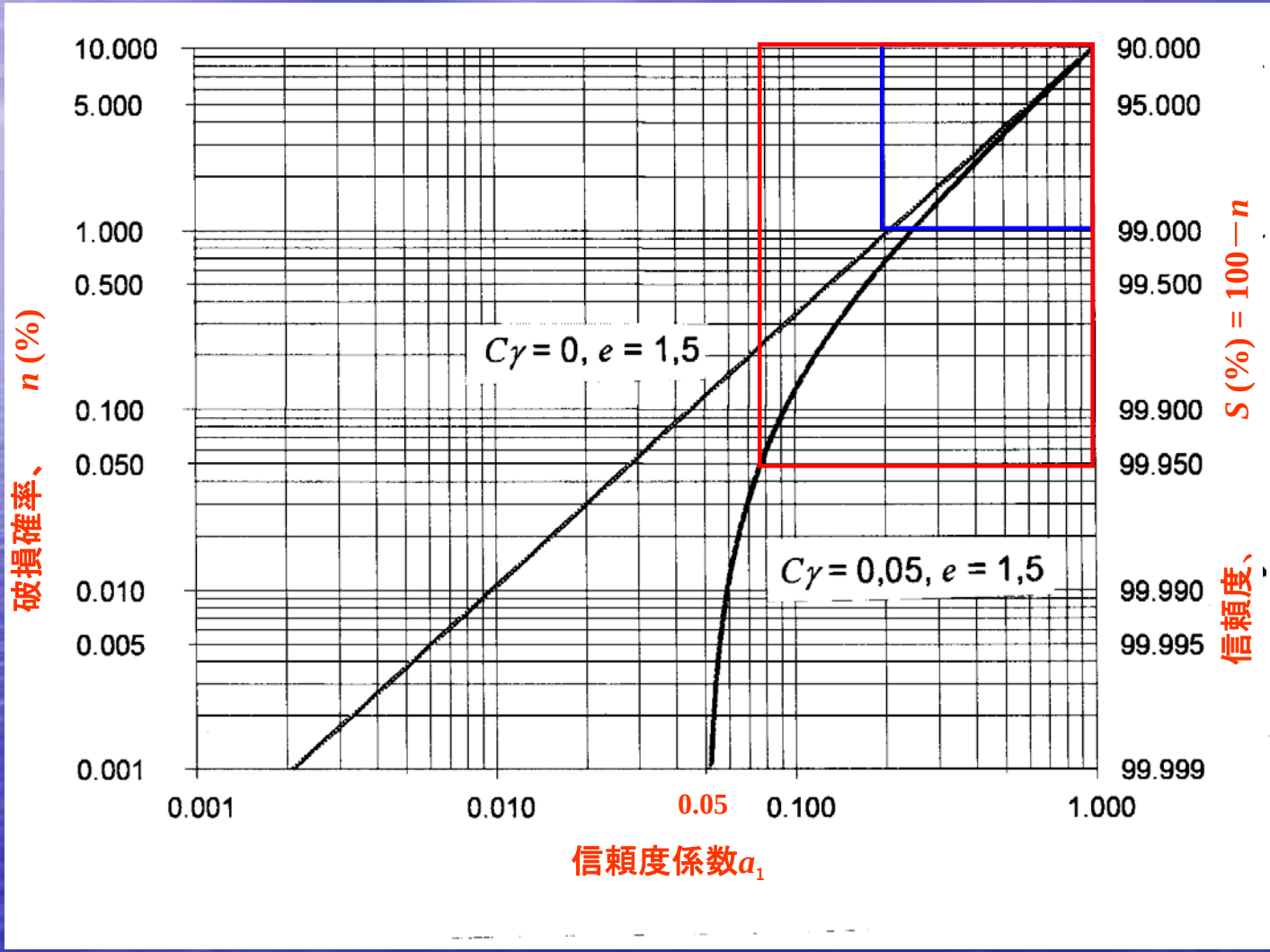
9.2 信頼性に対する寿命修正係数: a_1



9.2 信頼性に関する寿命補正係数: a_1

	ISO 281;1990	ISO 281;2007
L_n	2パラメータワイブル分布 $L_n = \eta \left[\ln\left(\frac{100}{S}\right) \right]^{1/e}$	3パラメータワイブル分布 $L_n - \gamma = \eta \left[\ln\left(\frac{100}{S}\right) \right]^{1/e}$
L_n	$L_n = L_{10} \left[\frac{\ln\left(\frac{100}{S}\right)}{\ln\left(\frac{100}{90}\right)} \right]^{1/e}$	$L_n - C_\gamma L_{10} = \left(L_{10} - C_\gamma L_{10}\right) \left[\frac{\ln\left(\frac{100}{S}\right)}{\ln\left(\frac{100}{90}\right)} \right]^{1/e}$
a_1	$a_1 = \left[\frac{\ln\left(\frac{100}{S}\right)}{\ln\left(\frac{100}{90}\right)} \right]^{1/e}$	$a_1 = 0{,}95 \left[\frac{\ln\left(\frac{100}{S}\right)}{\ln\left(\frac{100}{90}\right)} \right]^{2/3} + 0{,}05$

9.2 信頼性に関する寿命補正係数: a_1





2. ISO 281:2007の概要
定格荷重及び寿命

THE END



3.附属書A 汚染度係数

ISO 281:2007

説明者：NTN（株）前田　喜久男

ISO 281:2007の目次

序文

1. 適用範囲
2. 引用規格
3. 用語及び定義
4. 量記号
5. ラジアル玉軸受
6. スラスト玉軸受
7. ラジアルころ軸受
8. スラストころ軸受

9. 修正定格寿命

附属書A（参考）汚染度係数推定の詳細方法

附属書B（参考）疲労限荷重の計算

附属書C（参考）基本動定格荷重の計算の不連続性

A.1　まえがき

汚染度係数e_C：

潤滑油中に混入した固体粒子による圧痕形成で局部的な圧力上昇が生じ，軸受寿命が低下することを考慮するための係数。
汚染がない場合=1，重汚染状態を≈0とする。

e_Cに影響する因子

① 汚染粒子の種類，大きさ，硬さ及び量
② 潤滑状態（粘度比κ）
③ 軸受の大きさ（ピッチ円径）

e_Cに及ぼす硬度の影響

汚染粒子は硬度、粒径が幅広く分布したものと考え，硬度700HV程度までは寿命への影響は同じとしている。

硬度700HV以上の高硬度で、かつ靭性のある汚染粒子の場合はISO281の式で計算された修正定格寿命より低下することもある。

A.2　量記号

x　　：汚染粒子の大きさ，　μ m(c)

β_x (c)：汚染粒子の大きさx に対するろ過比率

(c) は，パーティクルカウンタ粒子の大きさ $x\,\mu$ mが，ISO11171で検定された自動光学式パーティクルカウンタで測定されたことを表わす。

汚染度係数 e_C の推定対象

①オンラインフィルタろ過された循環給油

②油浴潤滑またはオフラインでろ過された給油

③グリース潤滑

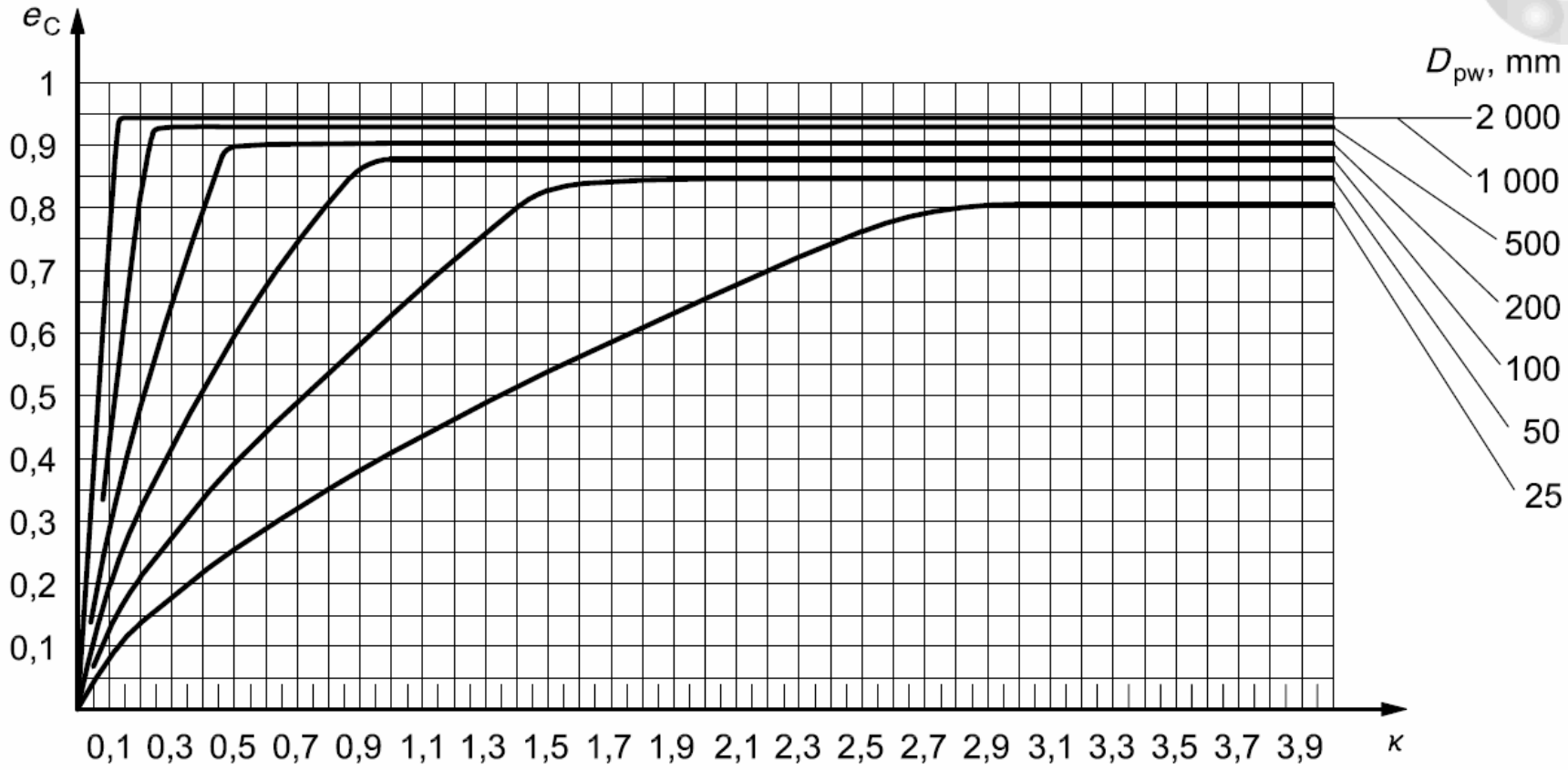
④オイルミスト潤滑（グリース潤滑に準ずる）

汚染粒子の大きさや量に応じた線図と式を規定

A.3　各潤滑方法に対するe_C線図と式を選定するための条件

①オンライン･フィルタろ過された循環給油	フィルタのろ過比率$\beta_x(c)$あるいはISO4406の清浄度コードで線図を選択
②油浴潤滑またはオフラインろ過の循環給油	ISO4406の清浄度コードで線図を選択
③グリース潤滑	清浄度（表A.1）により線図を選択
④オイルミスト潤滑	グリース潤滑と同様

A.3.1 オンラインフィルタでろ過された循環給油－1



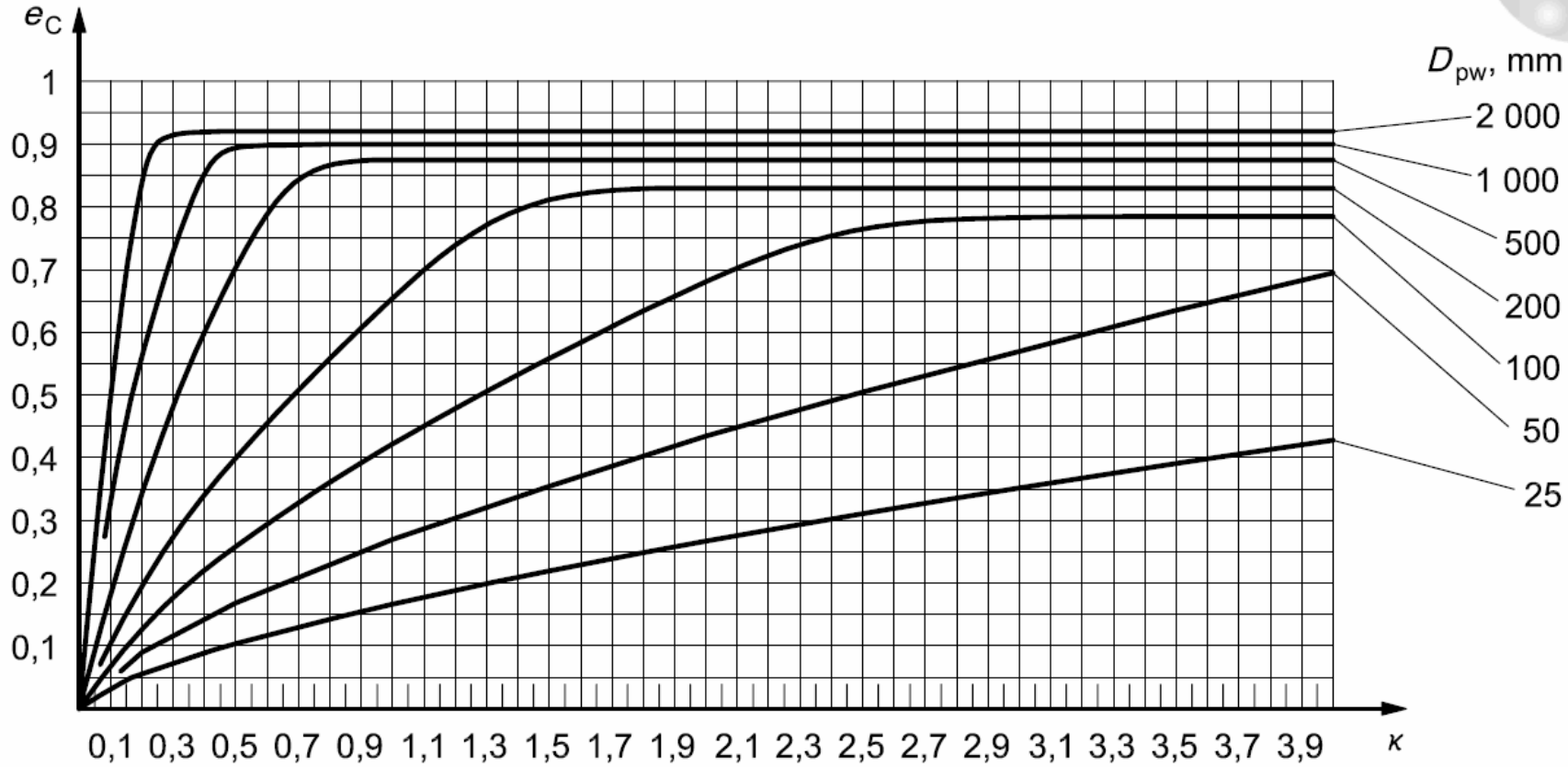
式： $e_C = a\left(1 - \frac{0.566\ 3}{D_{pw}^{1/3}}\right)$ ここに， $a = 0.086\ 4\ \kappa^{0.68} D_{pw}^{0.55}$ ただし， $a \le 1$

ISO 4406 コードの範囲：—/13/10，—/12/10，—/13/11，—/14/11

図 A.1—オンライン・フィルタ $\beta_{6(c)}$=200 時の循環給油の係数 e_C

ISO 4406 コード —/13/10

A.3.1 オンラインフィルタでろ過された循環給油－2



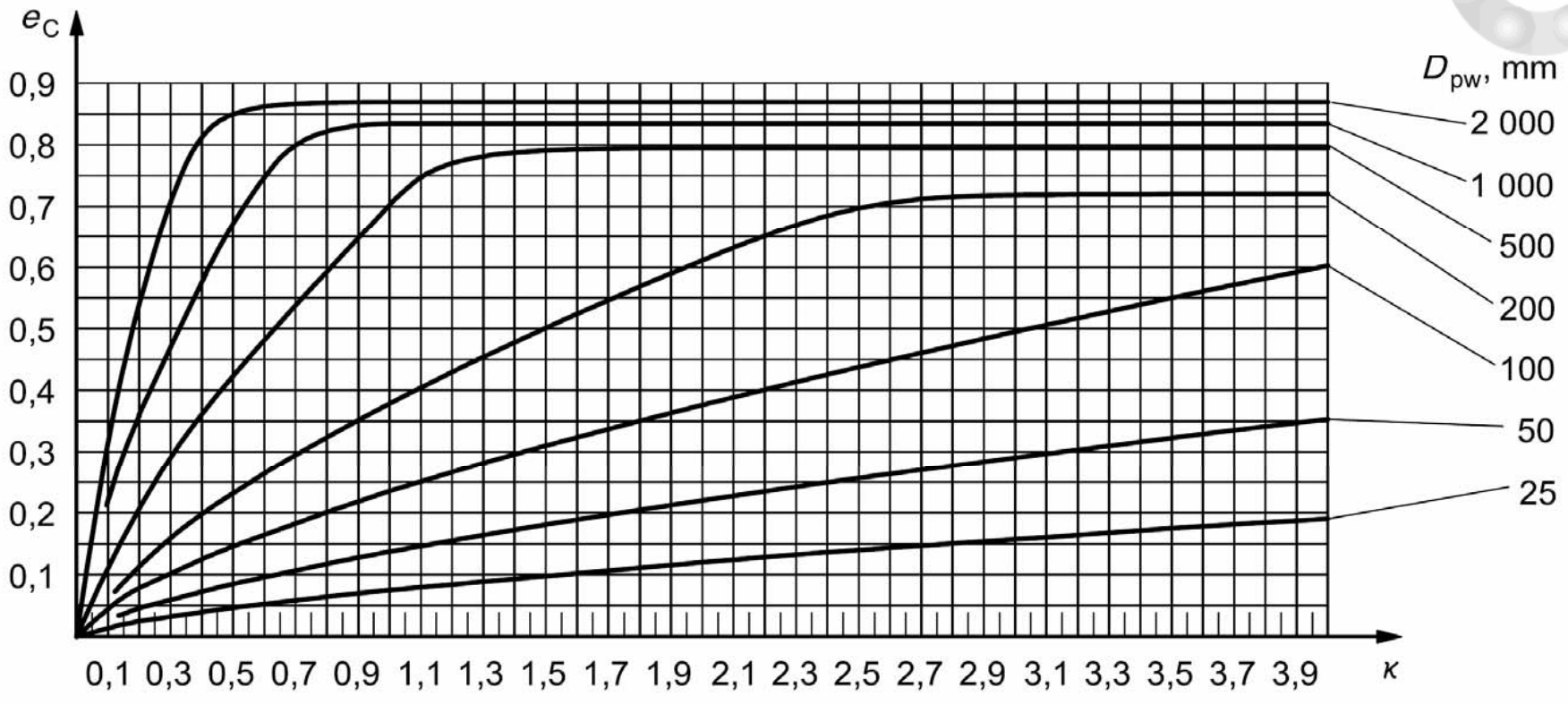
式： $e_C = a\left(1 - \frac{0.998\ 7}{D_{pw}^{1/3}}\right)$　　ここに，$a = 0.043\ 2\ \kappa^{0.68} D_{pw}^{0.55}$　　ただし，$a \le 1$

ISO 4406 コードの範囲：—/15/12，—/16/12，—/15/13，—/16/13

図 A.2—オンライン・フィルタ $\beta_{12(c)}$=200 時の循環給油の係数 e_C

ISO 4406 コード —/15/12

A.3.1 オンラインフィルタでろ過された循環給油ー3



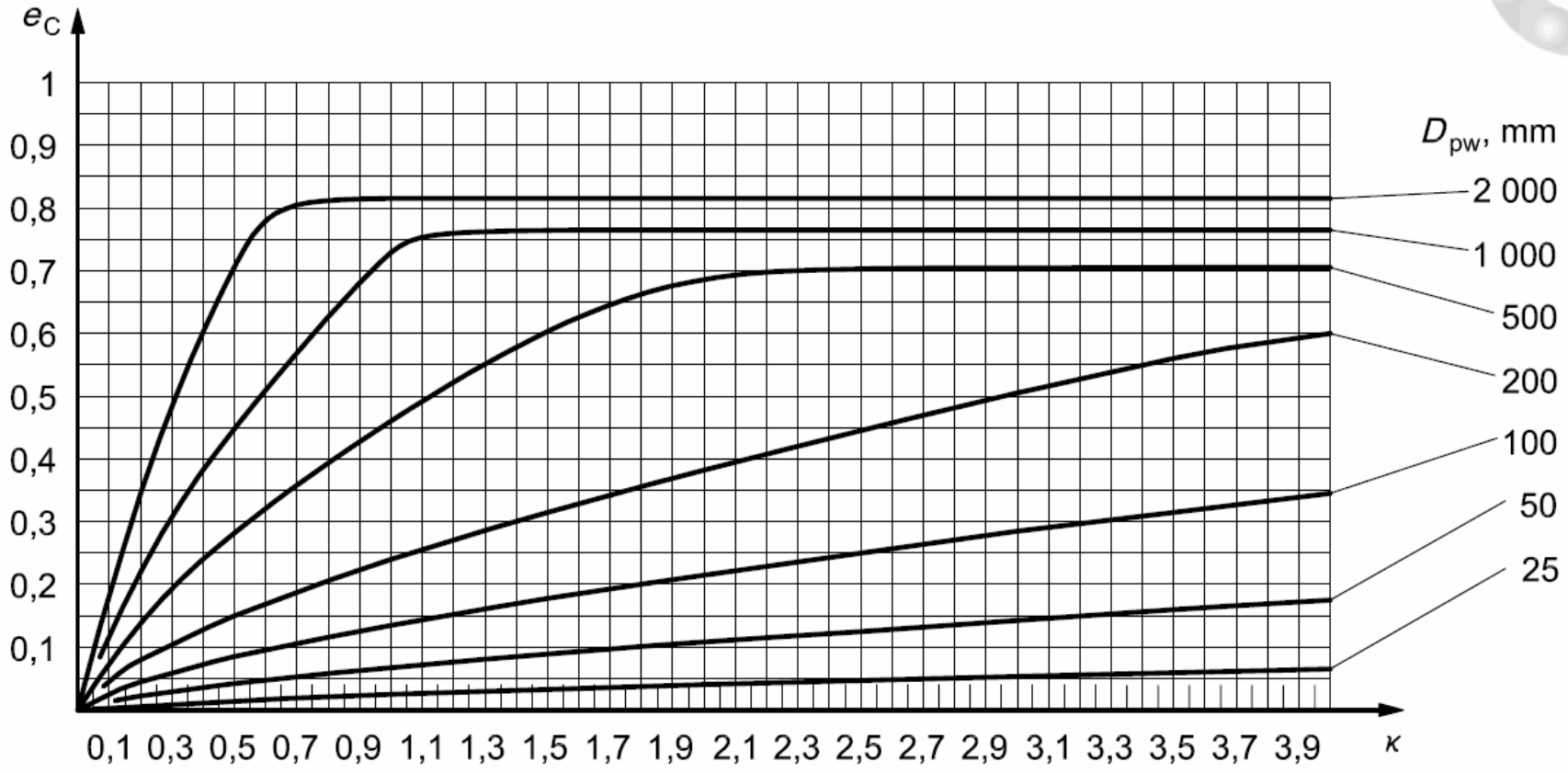
式： $e_C = a\left(1 - \dfrac{1.632\ 9}{D_{pw}^{\ 1/3}}\right)$　　ここに，$a = 0.028\ 8\ \ \kappa^{0.68} D_{pw}^{\ 0.55}$　　ただし，$a \leq 1$

ISO 4406 コードの範囲：—/17/14，—/18/14，—/18/15，—/19/15

図 A.3—オンライン・フィルタ $\beta_{25(c)} \geqq 75$ 時の循環給油の係数 e_C

ISO 4406 コード —/17/14

A.3.1 オンラインフィルタでろ過された循環給油－4



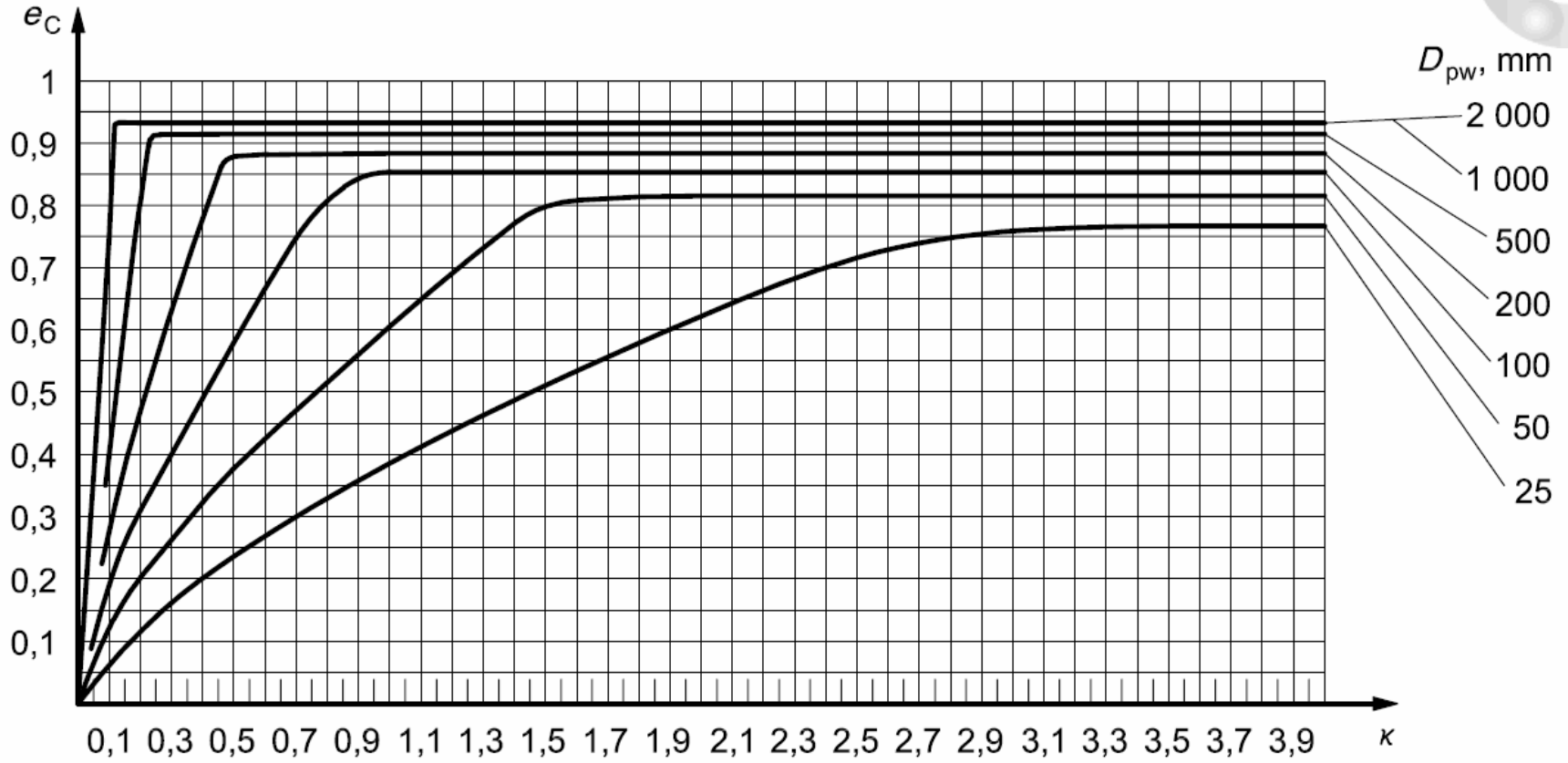
式： $e_C = a\left(1 - \frac{2.336\ 2}{D_{pw}^{1/3}}\right)$　　ここに，$a = 0.021\ 6\ \ \kappa^{0.68} D_{pw}^{0.55}$　　ただし，$a \leq 1$

ISO 4406 コードの範囲：—/19/16，—/20/17，—/21/18，—/22/18

図 A.4—オンライン・フィルター—$\beta_{40(c)} \geqq 75$ 時の循環給油の係数 e_C

ISO 4406 コード —/19/16

A.3.2 油浴またはオフラインろ過された循環給油－1



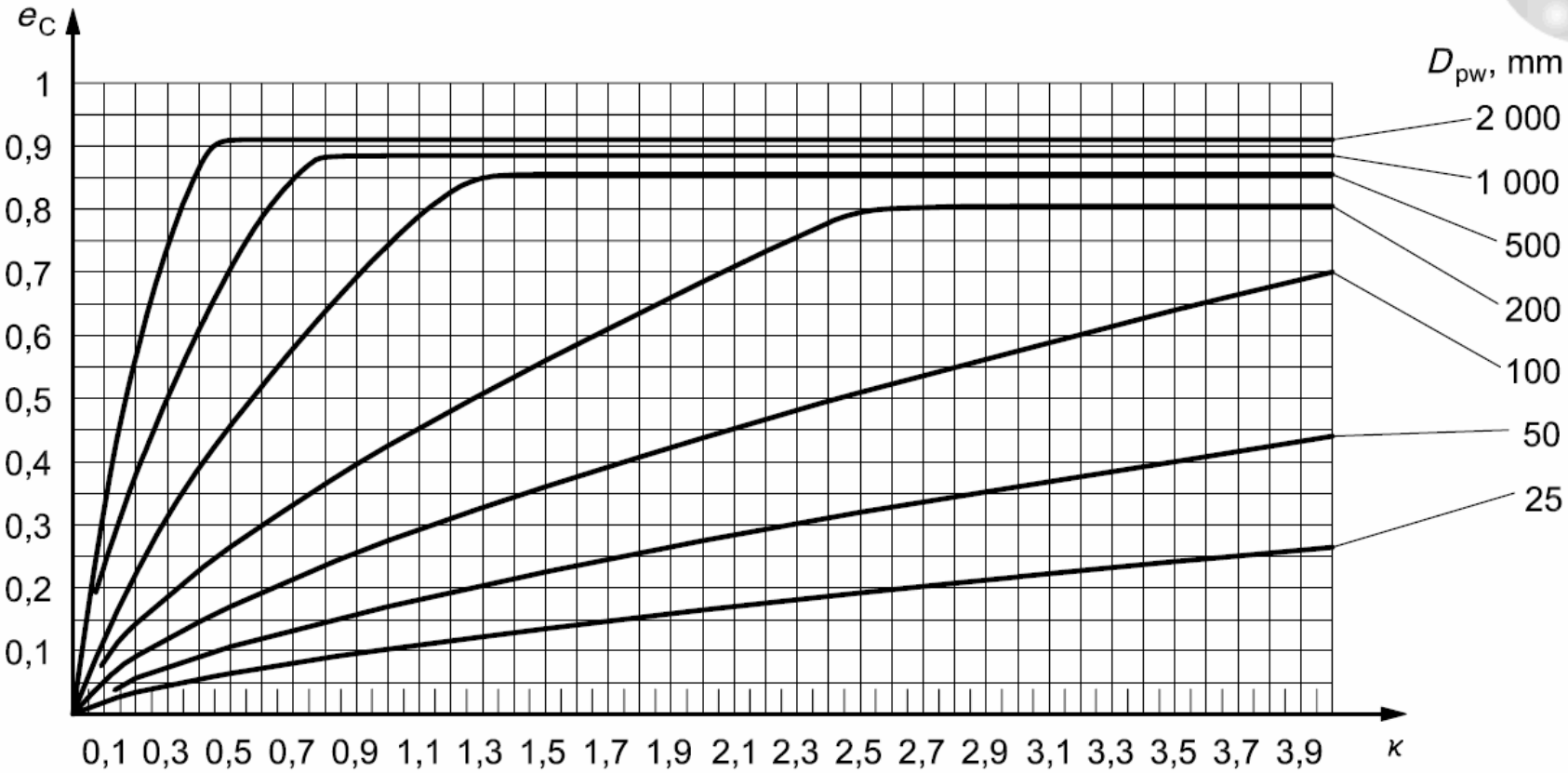
式： $e_C = a\left(1 - \frac{0.679\ 6}{D_{pw}^{1/3}}\right)$　　ここに，$a = 0.086\ 4\ \ \kappa^{0.68} D_{pw}^{0.55}$　　ただし，$a \leq 1$

ISO 4406 コードの範囲：—/13/10，—/12/10，—/11/9，—/12/9

図 A.5—フィルタなし又はオフライン・フィルタの油潤滑の係数 e_C

ISO 4406 コード —/13/10

A.3.2 油浴またはオフラインろ過された循環給油－2



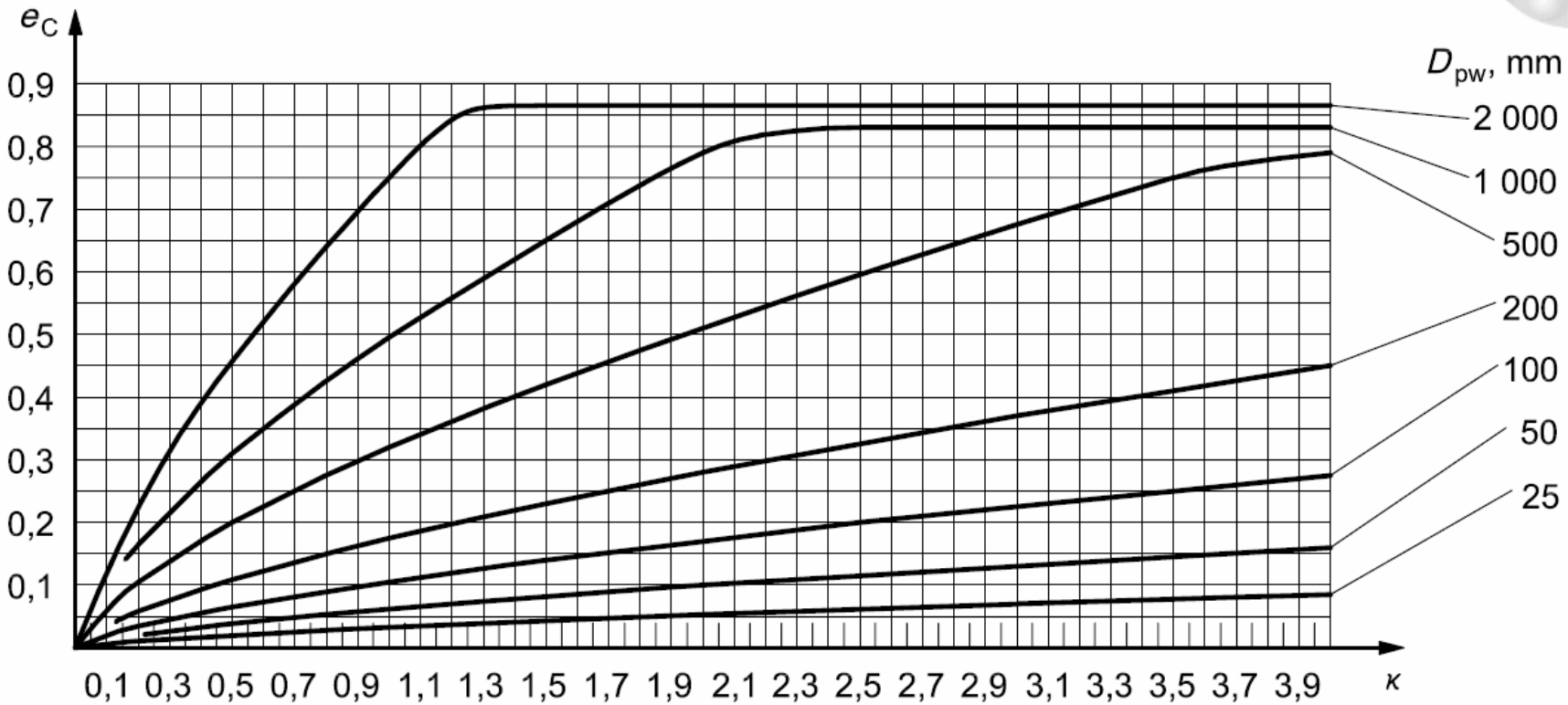
式： $e_C = a\left(1 - \frac{1.141}{D_{pw}^{1/3}}\right)$　　ここに，$a = 0.028\ 8\ \kappa^{0.68} D_{pw}^{0.55}$　　ただし，$a \leq 1$

ISO 4406 コードの範囲：—/15/12，—/14/12，—/16/12，—/16/13

図 A.6—フィルタなし又はオフライン・フィルタの油潤滑の係数 e_C

ISO 4406 コード —/15/12

A.3.2 油浴またはオフラインろ過された循環給油－3



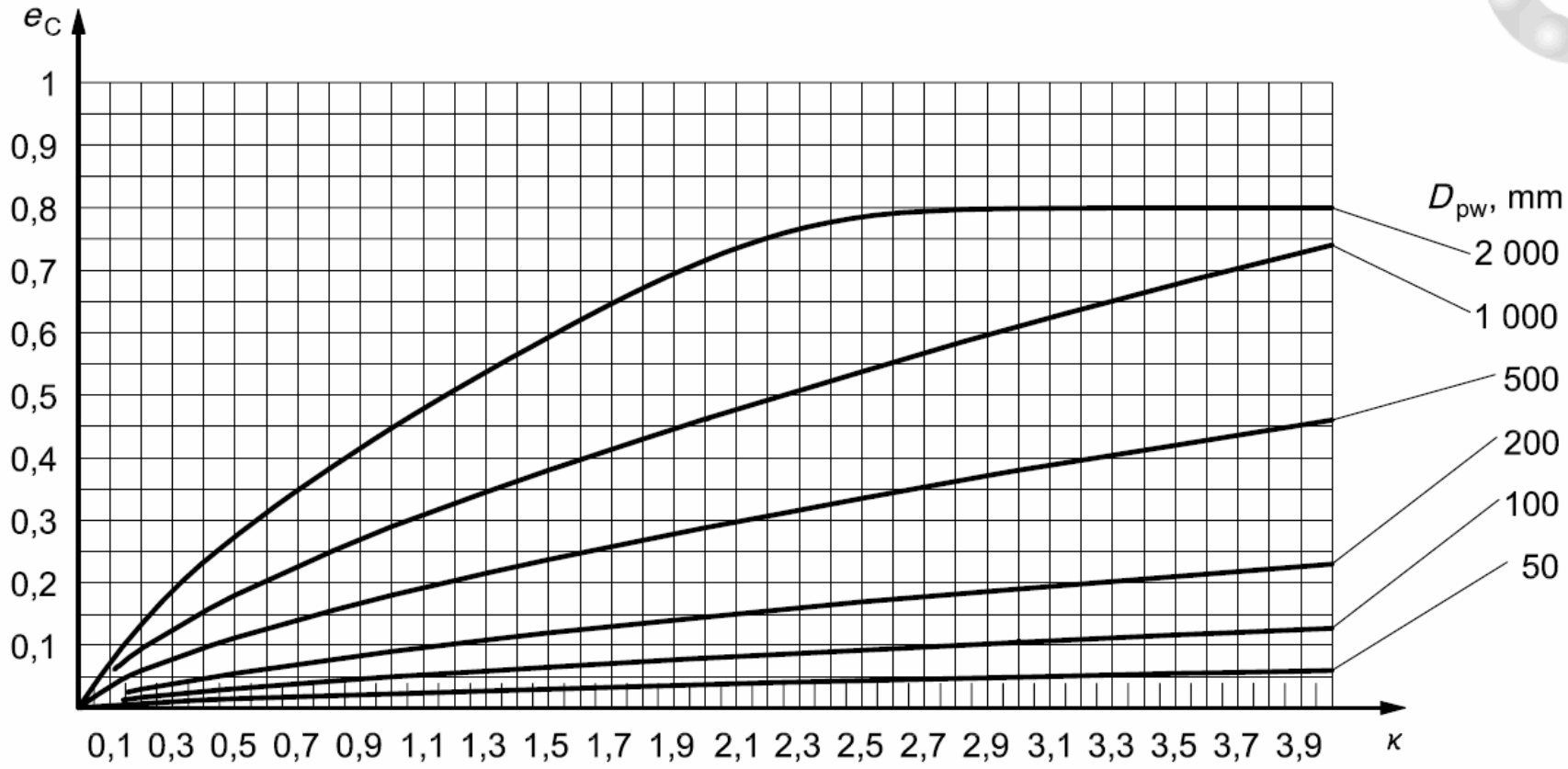
式： $e_C = a\left(1 - \frac{1.67}{D_{pw}^{1/3}}\right)$　　ここに，$a = 0.013\ 3\ \kappa^{0.68} D_{pw}^{0.55}$　　ただし，$a \leq 1$

ISO 4406 コードの範囲：—/17/14，—/18/14，—/18/15，—/19/15

図 A.7—フィルタなし又はオフライン・フィルタの油潤滑の係数 e_C

ISO 4406 コード —/17/14

A.3.2 油浴またはオフラインろ過された循環給油－4



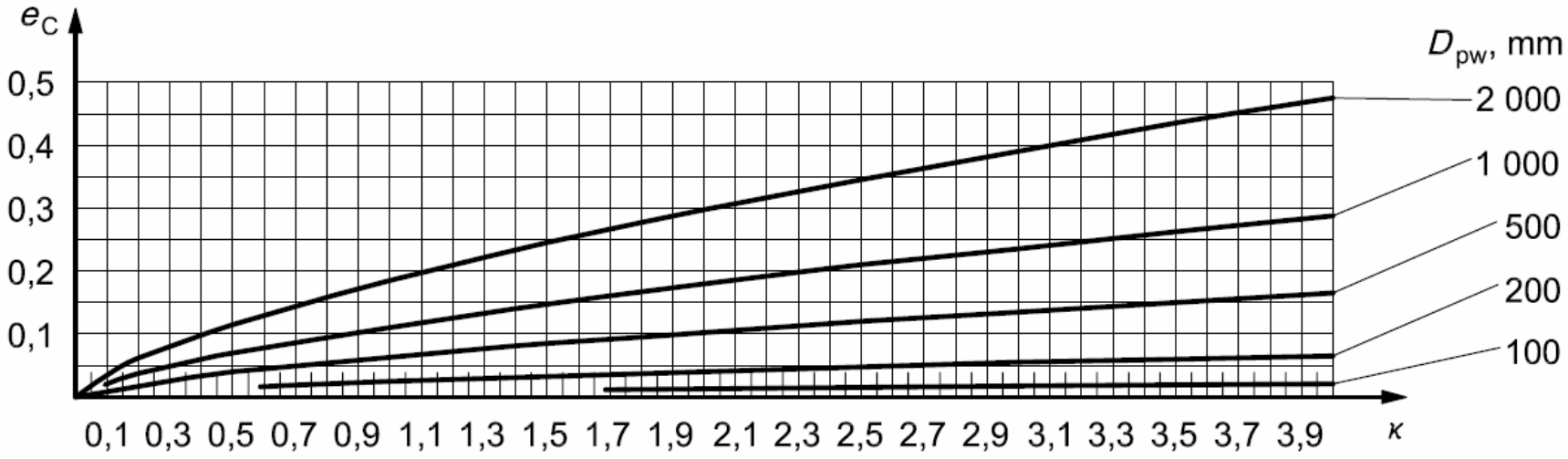
式： $e_C = a\left(1 - \frac{2.516\ 4}{D_{pw}^{1/3}}\right)$　　ここに，$a = 0.008\ 64\ \kappa^{0.68} D_{pw}^{0.55}$　　ただし，$a \leq 1$

ISO 4406 コードの範囲：—/19/16，—/18/16，—/20/17，—/21/17

図 A.8—フィルタなし又はオフライン・フィルタの油潤滑の係数 e_C

ISO 4406 コード —/19/16

A.3.2 油浴またはオフラインろ過された循環給油－5



式： $e_C = a\left(1 - \frac{3.897\ 4}{D_{pw}^{1/3}}\right)$　　ここに，$a = 0.004\ 11\ \kappa^{0.68} D_{pw}^{0.55}$　　ただし，$a \leq 1$

ISO 4406 コードの範囲：—/21/18，—/21/19，—/22/19，—/23/19

図 A.9—フィルタなし又はオフライン・フィルタの油潤滑の係数 e_C

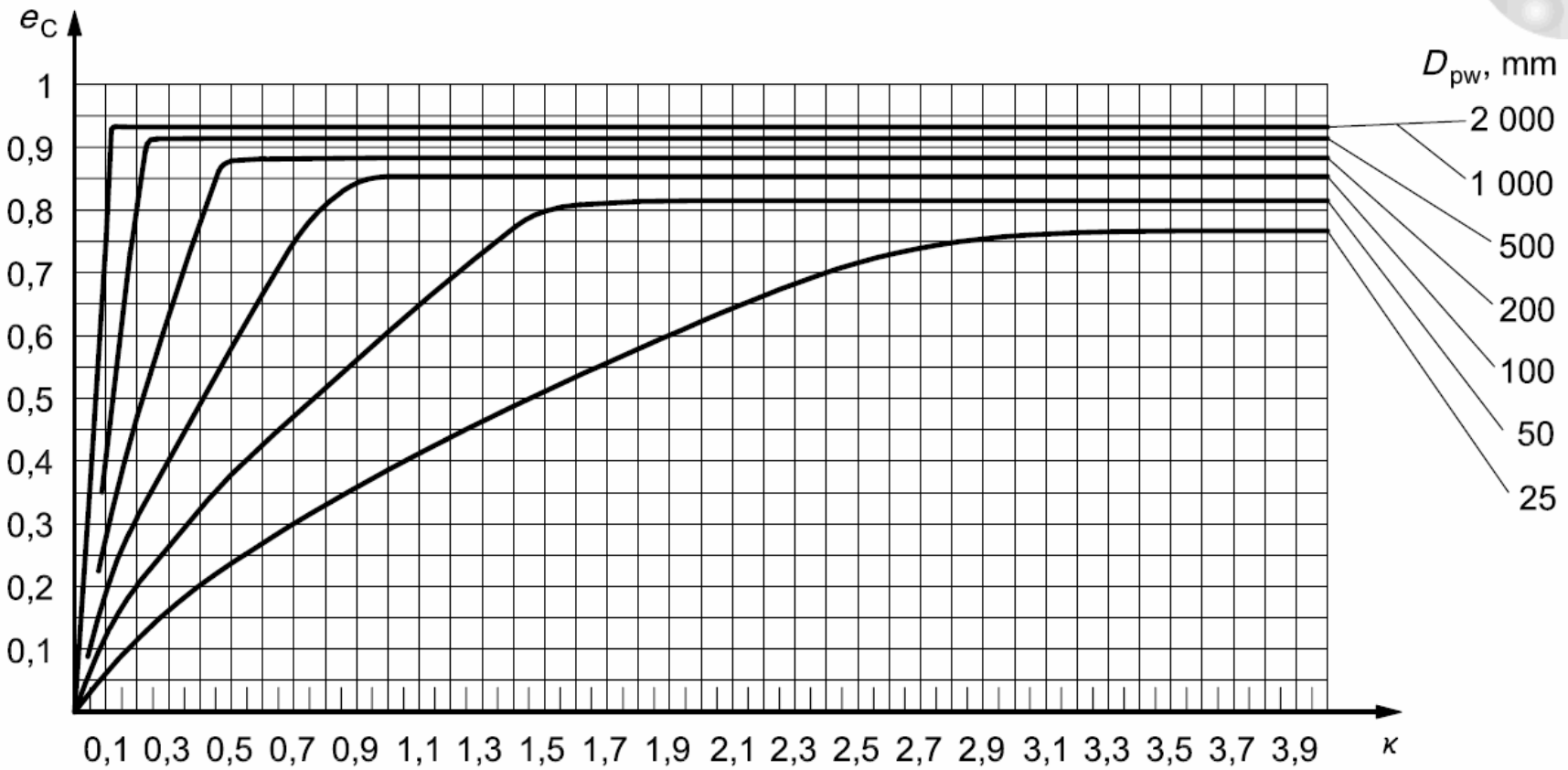
ISO 4406 コード —/21/18

A.3.3 グリース潤滑の場合の分類

表A.1－グリース潤滑の場合の線図と式の選択

運転状態	汚染状況
・入念に洗浄し非常に清潔に組み立てた。運転中は非常に密封性が良好。継続的又は短期間での給脂 ・運転状況に対し有効なシール性能を有し，給脂が不要なグリース封入密封軸受	高い清浄度 図 A.10
・洗浄し清潔に組み立てた。運転中は密封性が良好。軸受メーカの仕様に従う給脂 ・運転中は適切なシール性能を有し，給脂が不要なグリース封入軸受，例えばシールド軸受	標準清浄度 図 A.11
・清潔に組み立てられた。運転中は中程度のシール性能を有する。軸受メーカの仕様に従う給脂	軽度汚染から典型的な汚染状態 図 A.12
・作業室での組立。組み立て後，軸受と装置の洗浄が不十分。運転中は密封性能が不十分。軸受メーカの仕様よりも給脂間隔が長い	強度の汚染状態 図 A.13
・汚染状況下で組み立て。不十分な密封性。給脂間隔が長い。	重汚染状態 図 A.14

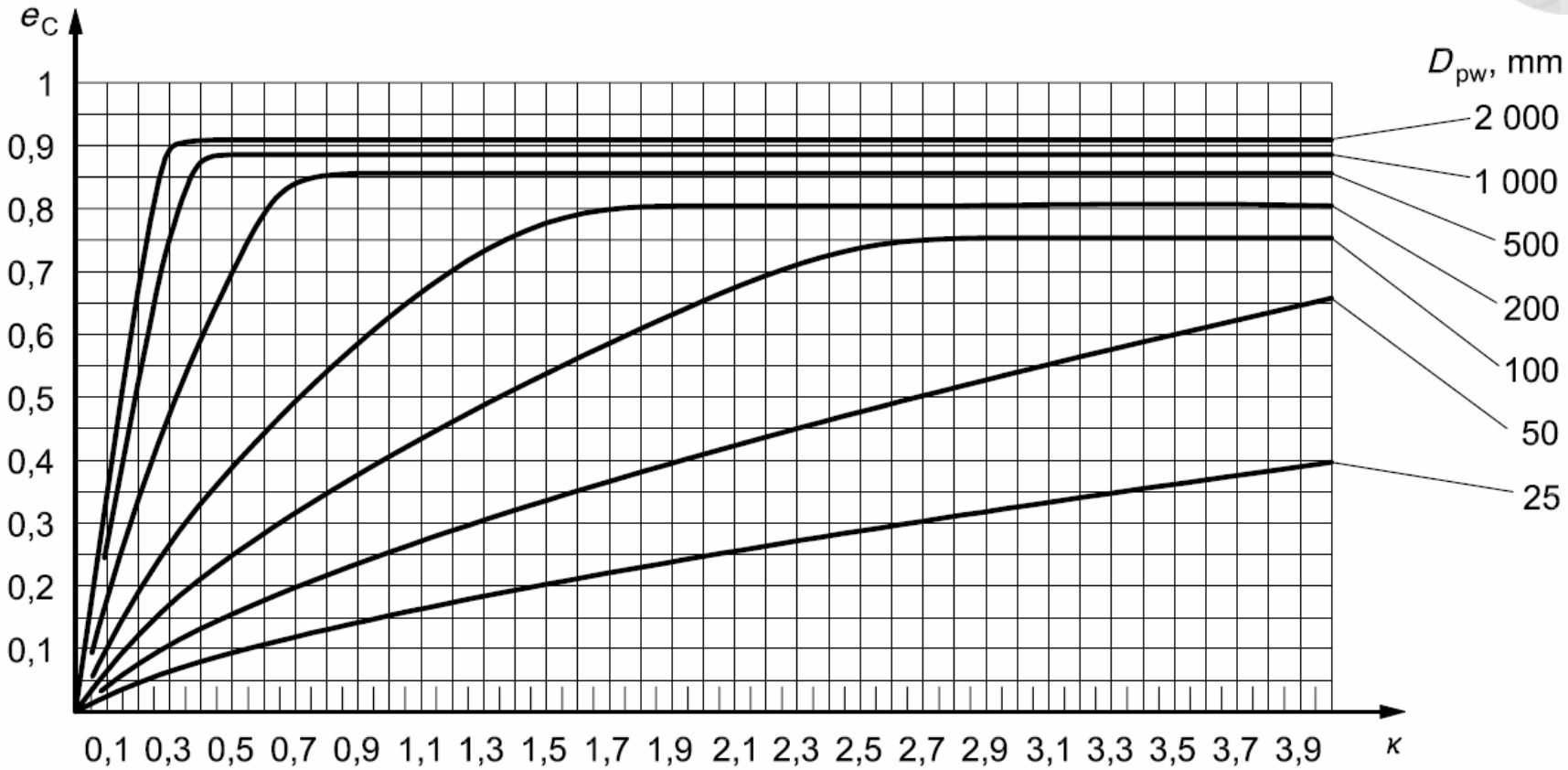
A.3.3 グリース潤滑－1　（高い清浄度）



式：$e_C = a\left(1 - \dfrac{0.679\ 6}{D_{pw}^{1/3}}\right)$　　ここで，$a = 0.086\ 4\ \kappa^{0.68} D_{pw}^{0.55}$　　ただし，$a \le 1$

図 A.10—グリース潤滑の係数 e_c—高い清浄度

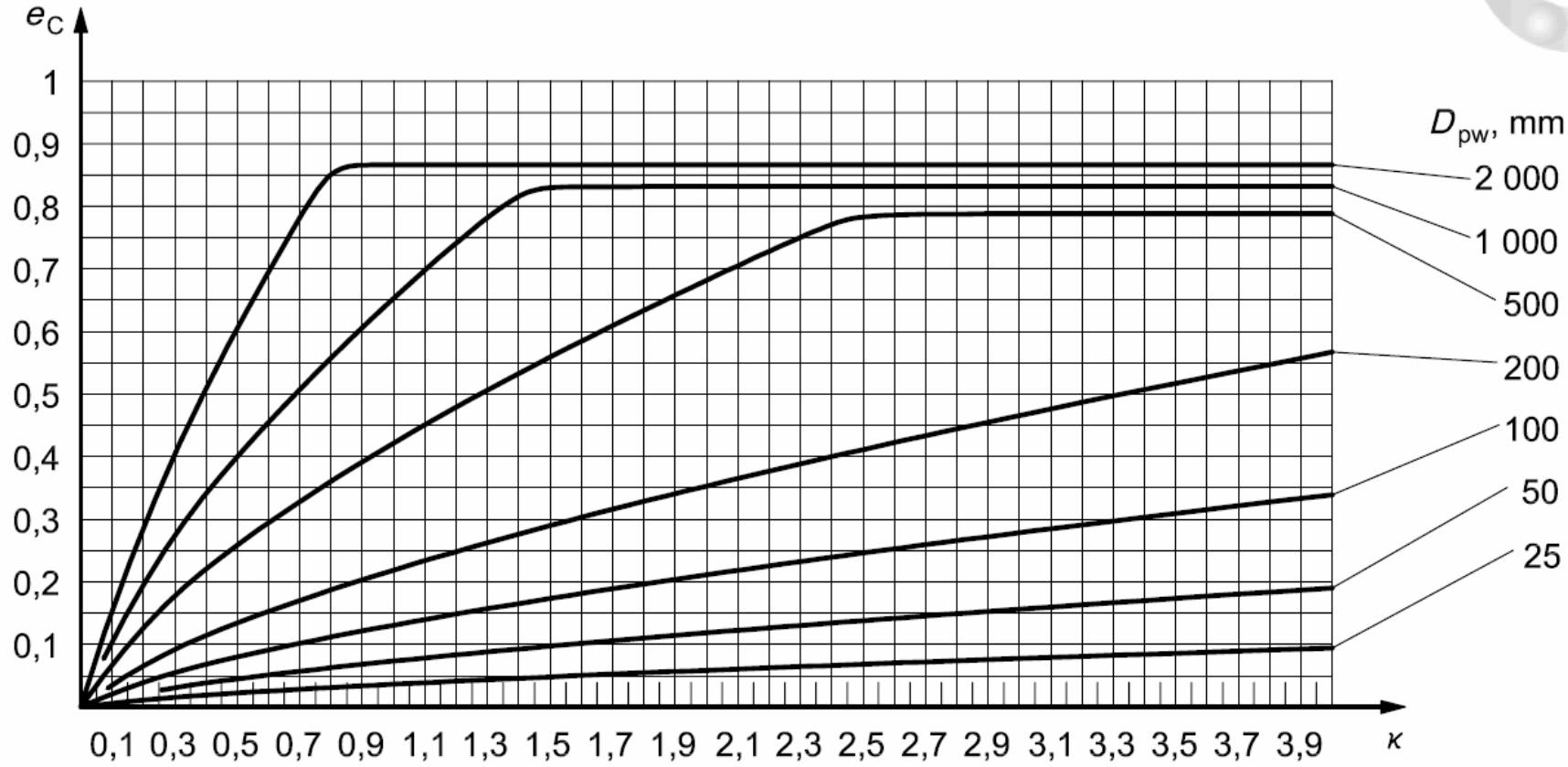
A.3.3 グリース潤滑－2　（標準清浄度）



式： $e_C = a\left(1 - \dfrac{1.141}{D_{pw}^{1/3}}\right)$　　ここで，$a = 0.043\ 2\ \kappa^{0.68} D_{pw}^{0.55}$　　ただし，$a \leq 1$

図 A.11—グリース潤滑の係数 e_C—標準清浄度

A.3.3 グリース潤滑－3　（軽度～典型的な汚染）

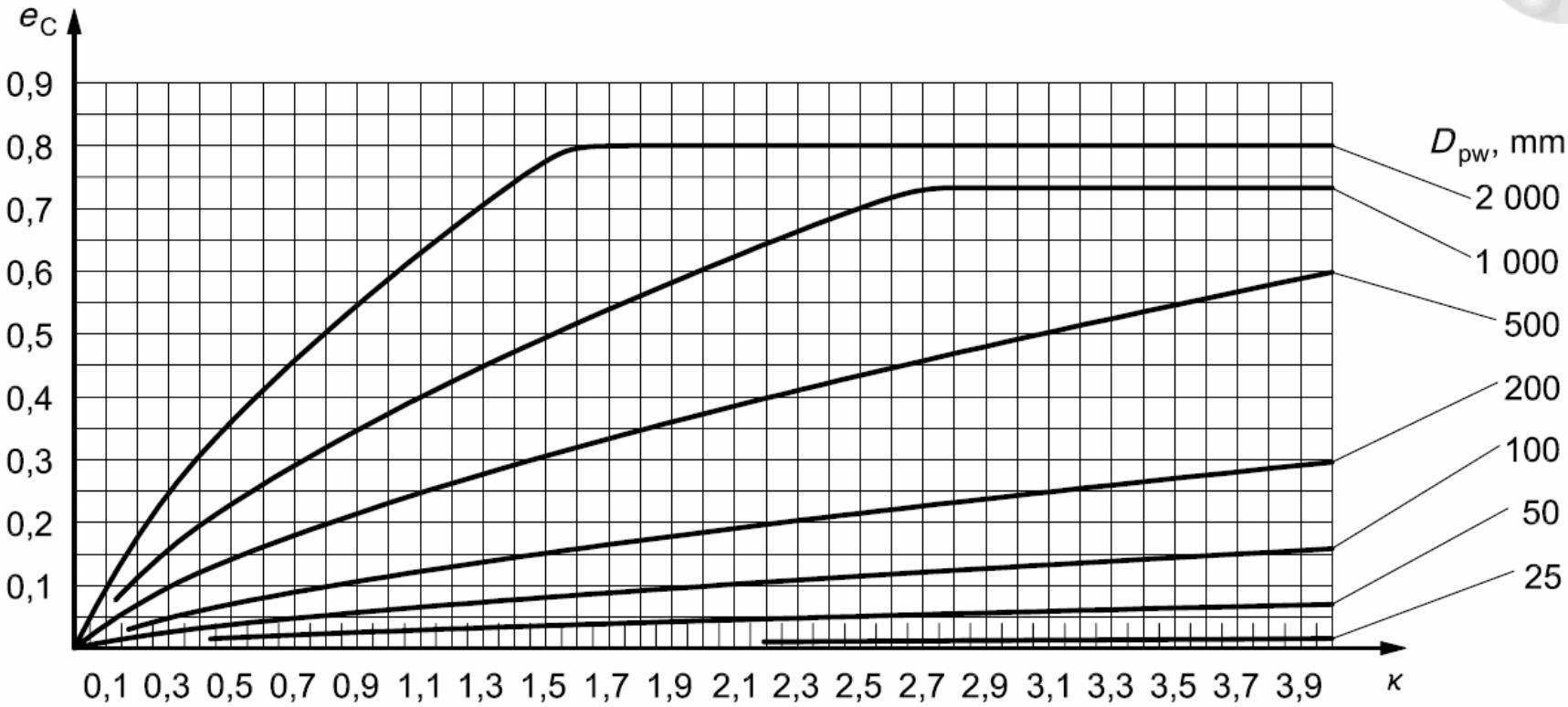


— $D_{pw} < 500$ mm の時，$e_C = a\left(1 - \dfrac{1.887}{D_{pw}^{1/3}}\right)$　ここで，$a = 0.017\ 7\ \kappa^{0.68} D_{pw}^{0.55}$　ただし，$a \le 1$

— $D_{pw} \ge 500$ mm の時，$e_C = a\left(1 - \dfrac{1.677}{D_{pw}^{1/3}}\right)$　ここで，$a = 0.017\ 7\ \kappa^{0.68} D_{pw}^{0.55}$　ただし，$a \le 1$

図 A.12—グリース潤滑の係数 e_c—軽度汚染状態から典型的な汚染状態

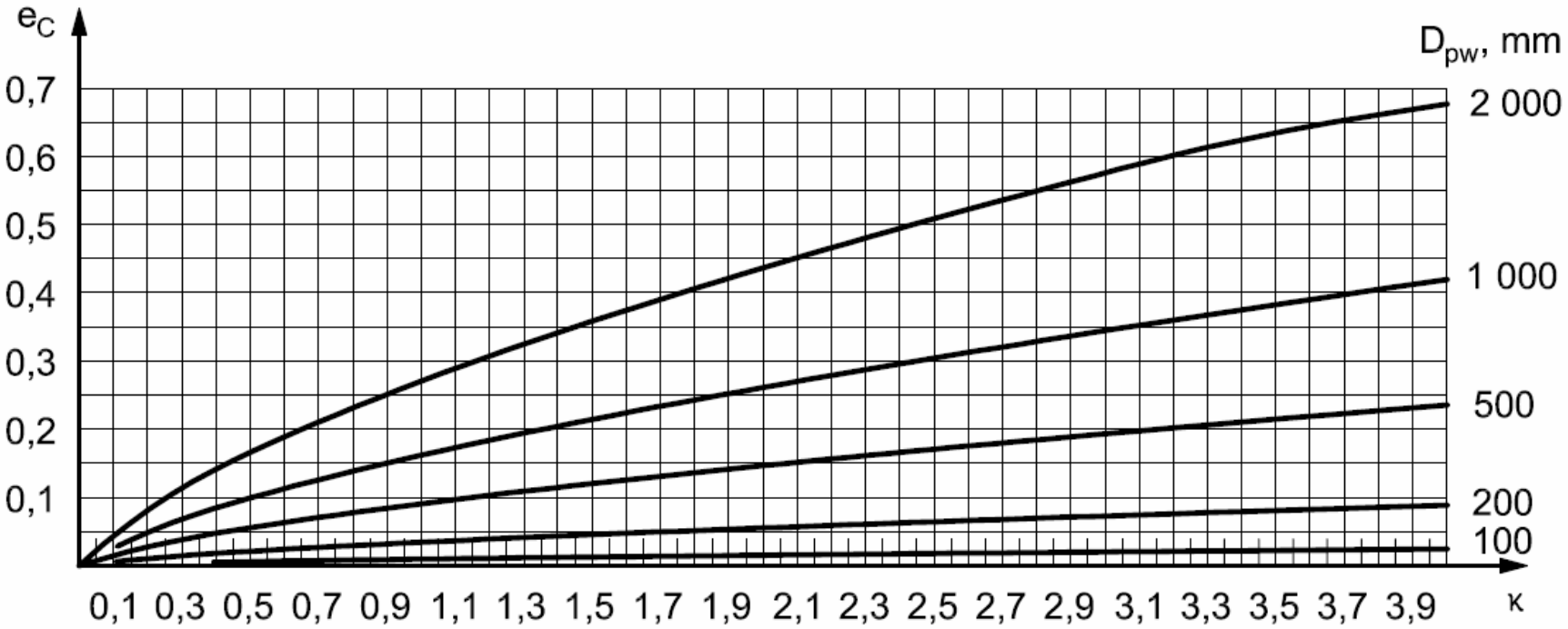
A.3.3 グリース潤滑－4　（強度の汚染）



式： $e_C = a\left(1 - \frac{2.662}{D_{pw}^{1/3}}\right)$　　ここで，$a = 0.011\ 5\ \ \kappa^{0.68} D_{pw}^{0.55}$　　ただし，$a \leq 1$

図 A.13—グリース潤滑の係数 e_C—**強度の汚染状態**

A.3.3 グリース潤滑－5　（重汚染状態）

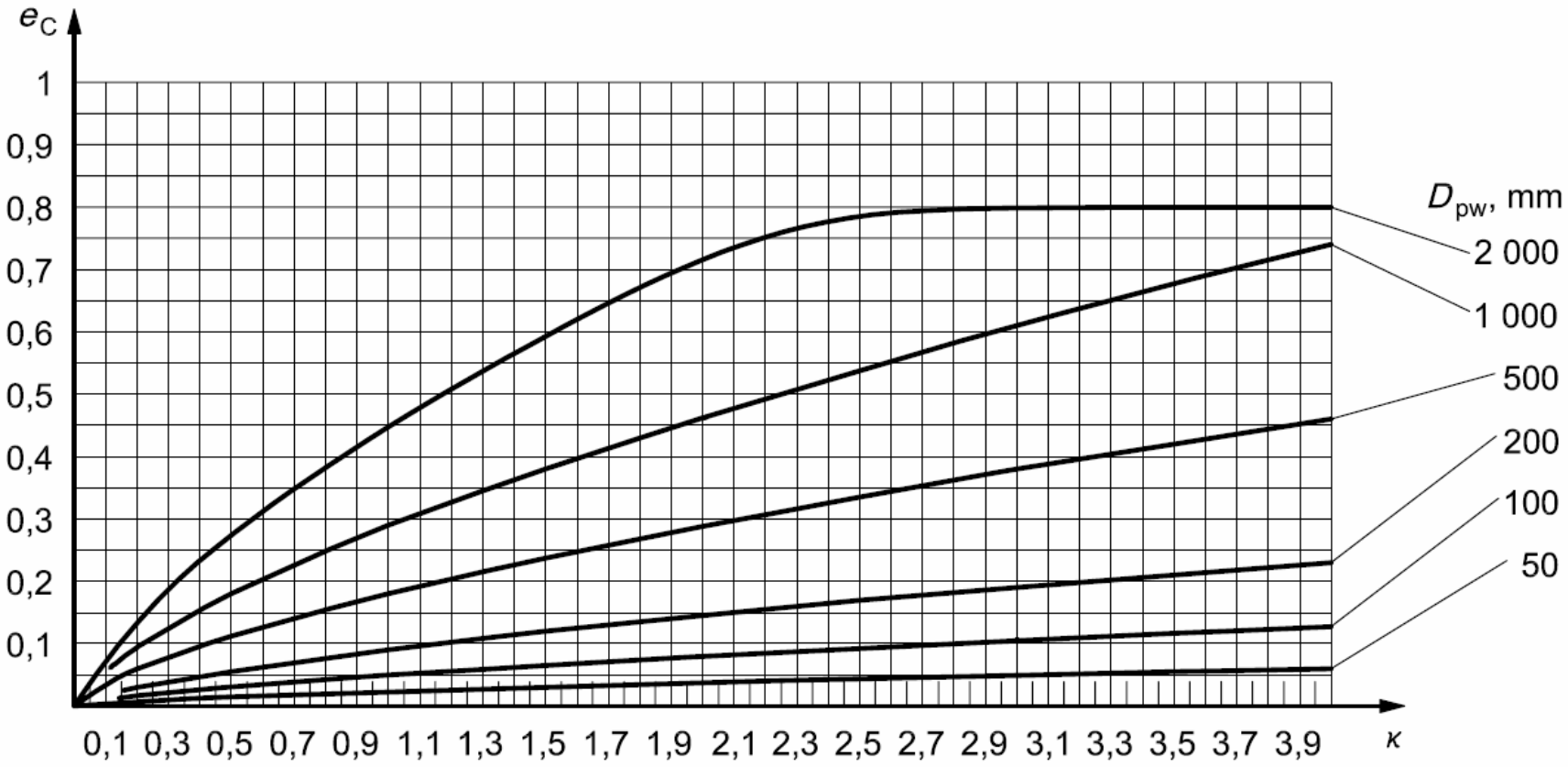


式： $e_C = a\left(1 - \dfrac{4.06}{D_{pw}^{1/3}}\right)$　　ここに，$a = 0.006\ 17\kappa^{0.68} D_{pw}^{0.55}$　　ただし，$a \le 1$

図 A.14—グリース潤滑の係数 e_c—重汚染状態

解説3A
ISO4406清浄度コード

A.3.1 オンラインフィルタでろ過された循環給油－1



式： $e_C = a\left(1 - \dfrac{2.516\ \ 4}{D_{pw}{}^{1/3}}\right)$　　ここに，$a = 0.008\ \ 64\ \ \kappa^{0.68} D_{pw}{}^{0.55}$　　ただし，$a \le 1$

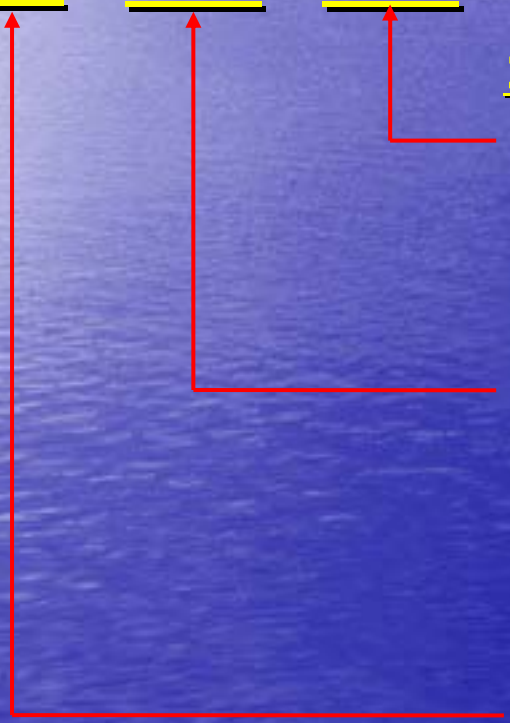
ISO 4406 コードの範囲：—/19/16，—/18/16，—/20/17，—/21/17

図 A.8—フィルタなし又はオフライン・フィルタの油潤滑の係数 e_C

ISO 4406 コード —/19/16

ISO 4406の清浄度コード

—/19/16 の意味



1ml中に含まれる
14μm(c)以上の粒子スケール番号（パーティクルカウンタ）
15μm以上の粒子スケール番号（顕微鏡観察）

1ml中に含まれる
6μm(c)以上の粒子スケール番号（パーティクルカウンタ）
5μm以上の粒子スケール番号（顕微鏡観察）

1ml中に含まれる
4μm(c)以上の粒子スケール番号（パーティクルカウンタ）

一/19/16 の意味

粒子の個数		スケール番号
（を超え）	（以下）	
160,000	320,000	25
80,000	160,000	24
40,000	80,000	23
20,000	40,000	22
10,000	20,000	21
5,000	10,000	20
2,500	5,000	19 ★
1,300	2,500	18
640	1,300	17
320	640	16 ★
160	320	15
80	160	14
40	80	13
20	40	12
10	20	11
5	10	10

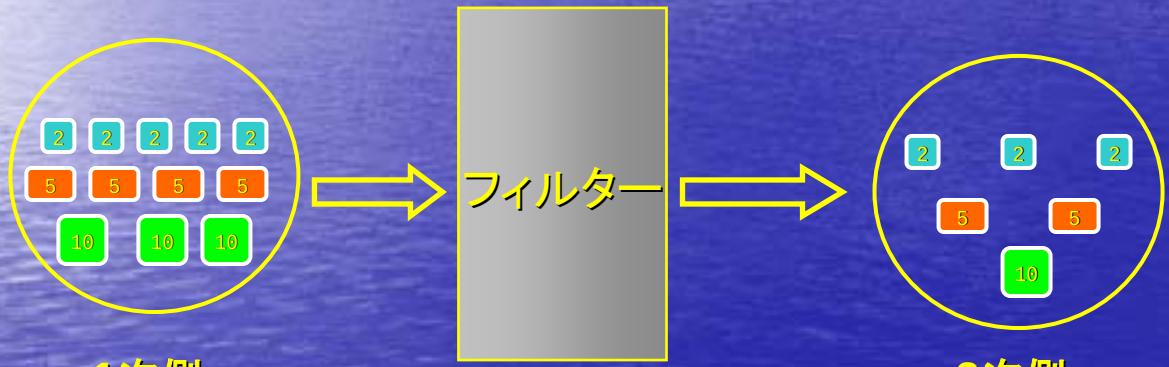
1ml中に含まれる　　4 μm 以上の粒子数・・・カウントしない

2,500個 ＜ 6μm 以上の粒子数 ≦ 5,000個

320個 ＜ 14μm 以上の粒子数 ≦ 640個

β値（ろ過比率）の意味

$$\beta_x = \frac{x_{\mu m}\text{以上の1次（上流）側の粒子数}}{x_{\mu m}\text{以上の2次（下流）側の粒子数}}$$



1次側

サイズ（μm）	粒子数
2	5
5	4
10	3

2次側

サイズ（μm）	粒子数
2	3
5	2
10	1

β値と除去効率の関係

β_x	$x_{\mu m}$ 以上の除去効率
2	50 %
20	95 %
75	98.7 %
200	99.5 %

左の例でのβ値

$$\beta_2 = \frac{5+4+3}{3+2+1} = \frac{12}{6} = 2$$

$$\beta_5 = \frac{4+3}{2+1} = \frac{7}{3} = 2.3$$

$$\beta_{10} = \frac{3}{1} = 3$$

解説3B
潤滑係数と汚染度係数

潤滑係数η_bと汚染度係数η_c

ISO281の原典：ACTA Polytechnica Scandinavica

$$a_{SLF} = 0.1\left\langle 1-\left(\eta_b \eta_c \frac{C_u}{P} \right)^{w} \right\rangle^{-c/e}$$

疲労限荷重

汚染度係数

潤滑係数

ISO281の中では

$a_{SLF} = a_{ISO}$

$\eta_C = e_C$

潤滑係数 η_b

$$\eta_{\mathrm{b}}(m,n)=\frac{P}{P_{\mathrm{u}}}\left\langle 1-\left\langle 1-\left(\frac{P_{\mathrm{u}}}{P}\right)^{w}\right\rangle \times\left(\frac{I_{\mathrm{smooth}}}{I_{\mathrm{rough}}}\right)_{(m,n)}^{-1/c}\right\rangle^{1/w}$$

m：表面の突起形状

n：表面の分離度（又は潤滑油膜の量）

$$\eta_{\mathrm{b}}(\kappa)_{\mathrm{nom}}=\eta_{\mathrm{b}}(\kappa)_{\mathrm{brg}}/\psi_{\mathrm{brg}}=\left(3{,}387-\frac{b_1(\kappa)}{\kappa^{b_2(\kappa)}}\right)^{5/2}$$

$b_1(\kappa)$，$b_2(\kappa)$：定数

ψ_{brg}：軸受形式に対する係数

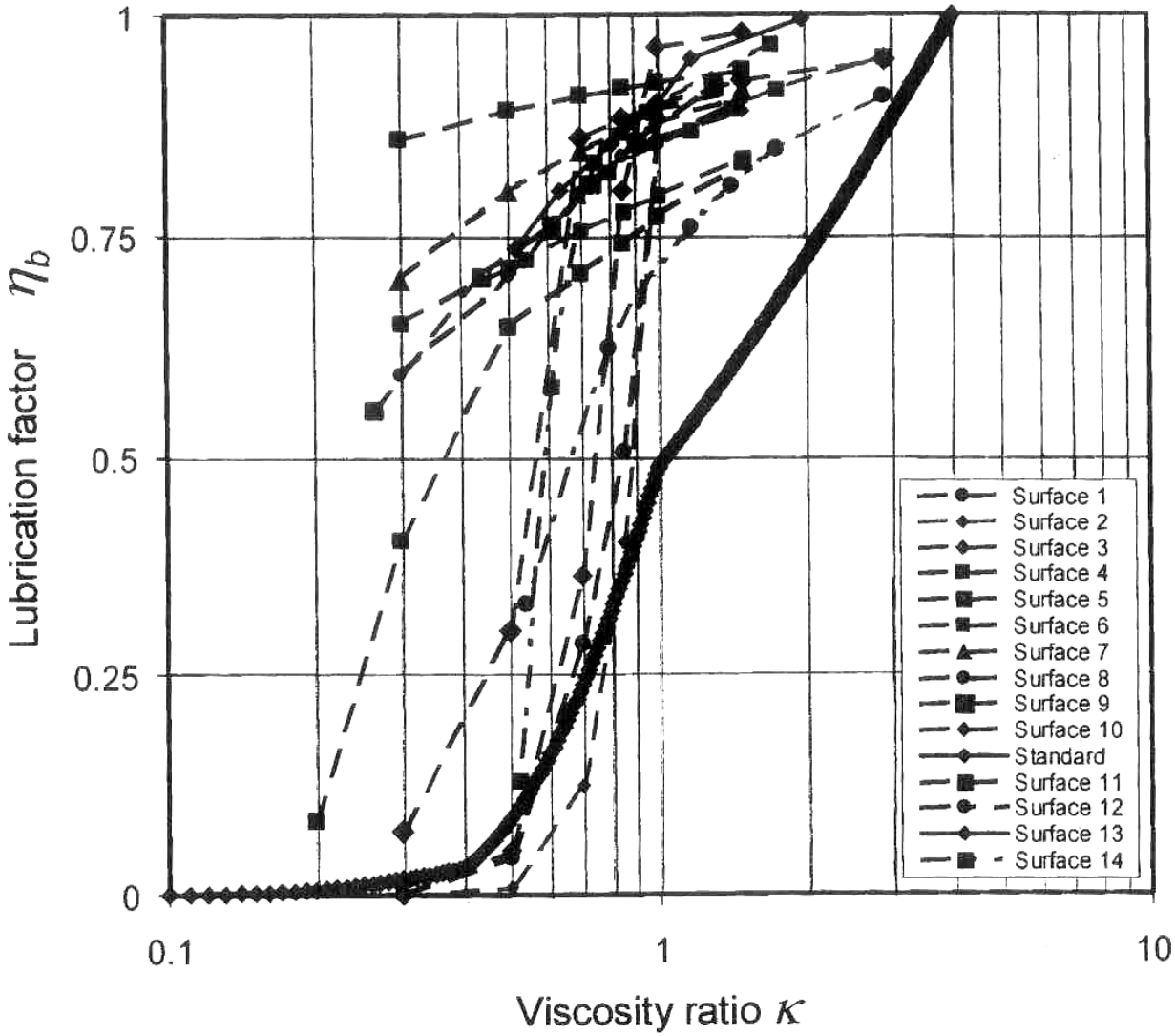


図4 —種々の表面粗さサンプルに対する潤滑係数の計算結果とISO 281で使われた潤滑係数（太線）の比較

汚染度係数e_C

$$\eta_{c(m,n,i)} = \frac{P}{C_u}\left\langle 1-\left\langle 1-\left(\frac{C_u}{P}\right)^{w}\right\rangle \times \left(\frac{I_{smooth}}{I_{dented}}\right)_{(m,n,i)}^{-1/c}\right\rangle^{1/w}$$

m : 表面圧痕の量

n : ヘルツ接触の大きさ

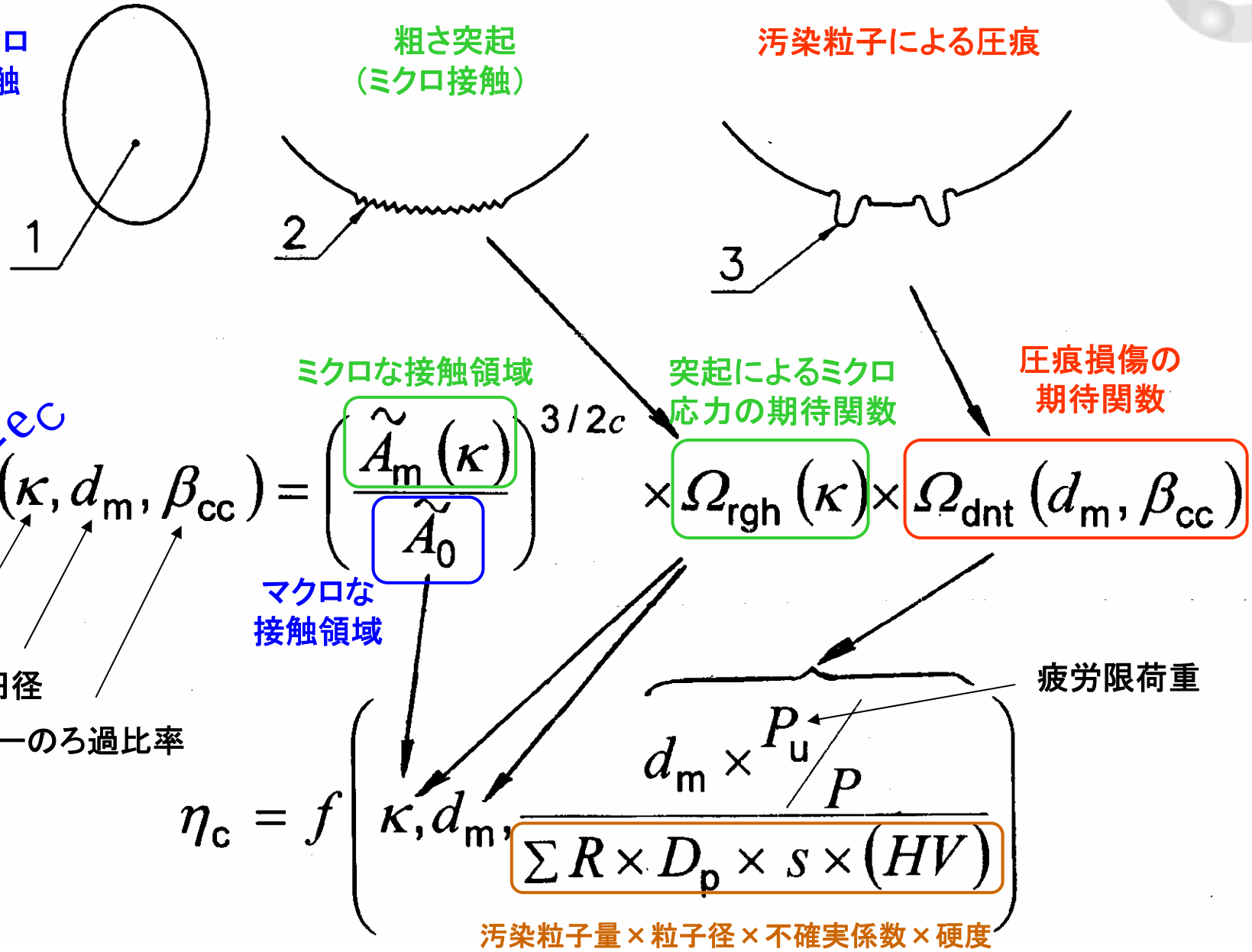
i : 転動体/軌道面接触時の油膜の量

$$\eta_{\mathrm{c}}\left(\kappa, D_{\mathrm{pw}}\right)_{\beta_{\mathrm{cc}}} = K$$

$$K = \min\left(C_1\left(\beta_{\mathrm{cc}}\right)\kappa^{0,68}\ {D_{\mathrm{pw}}}^{0,55}, 1\right) \times \left(1-\left(C_2\left(\beta_{\mathrm{cc}}\right){D_{\mathrm{pw}}}^{-1/3}\right)\right)$$

β_{cc} : ISO 4406の清浄度コードでの清浄度分類。
等価フィルター比$\beta_{x(c)}$でも表現できる。

汚染度係数e_cの構成


マクロ
接触
1
粗さ突起
（ミクロ接触）
2
汚染粒子による圧痕
3
ミクロな接触領域
突起によるミクロ
応力の期待関数
圧痕損傷の
期待関数
$\eta_c(\kappa, d_m, \beta_{cc}) = \left(\frac{\tilde{A}_m(\kappa)}{\tilde{A}_0}\right)^{3/2c} \times \Omega_{rgh}(\kappa) \times \Omega_{dnt}(d_m, \beta_{cc})$
e_c
粘度比
ピッチ円径
フィルターのろ過比率
マクロな
接触領域
疲労限荷重
$\eta_c = f\left(\kappa, d_m, \frac{d_m \times P_u / P}{\sum R \times D_p \times s \times (HV)}\right)$
汚染粒子量×粒子径×不確実係数×硬度

試験結果の評価　①

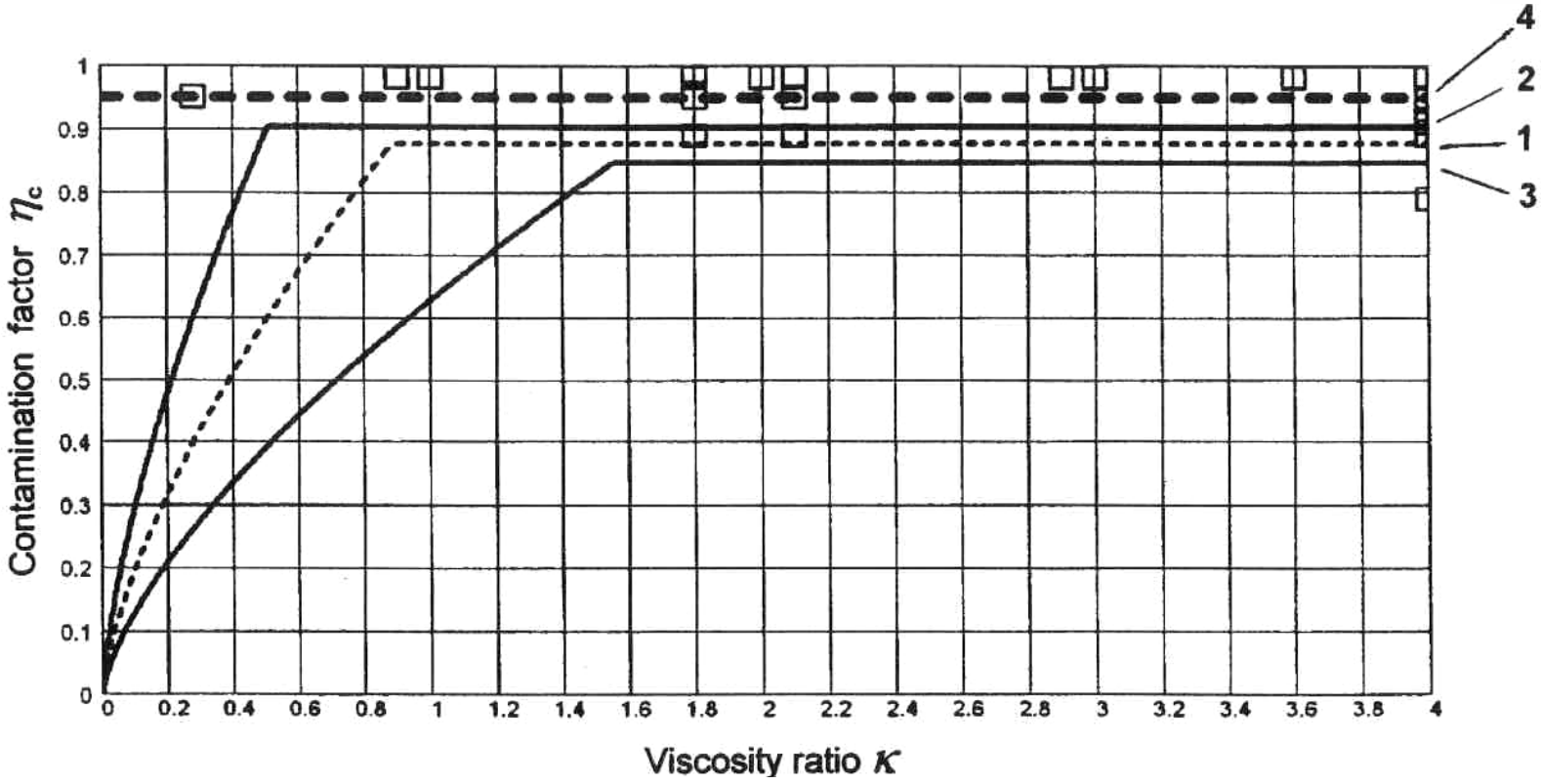


図8　軸受寿命試験から得られた汚染度係数（□）とISO281のη_c線図（点線1）。
線2と3はISO4406の－/13/10（代表コード）の場合で軸受ピッチ円径が50mm（線3）とピッチ円径200mm（線2）を示す。線4は実験データを結んだ線

試験結果の評価　②

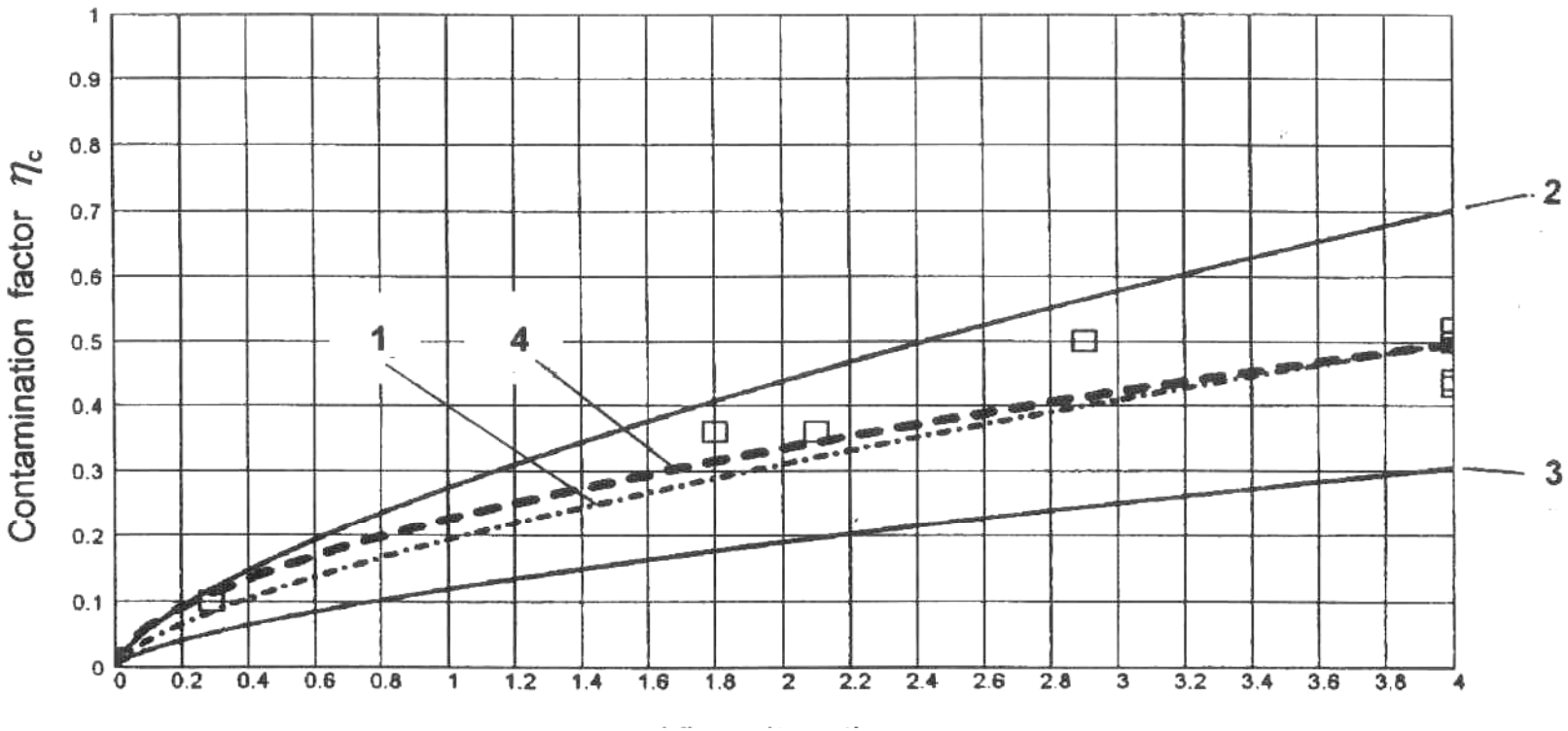


図9　密封軸受寿命試験から得られた汚染度係数（□）とISO281のη_c線図（点線1）。線2と3はISO4406の－/15/12（代表コード）で軸受ピッチ円径が30mm（線3）とピッチ円径100mm（線2）を示す。線4は実験データを結んだ線　　.

試験結果の評価　③

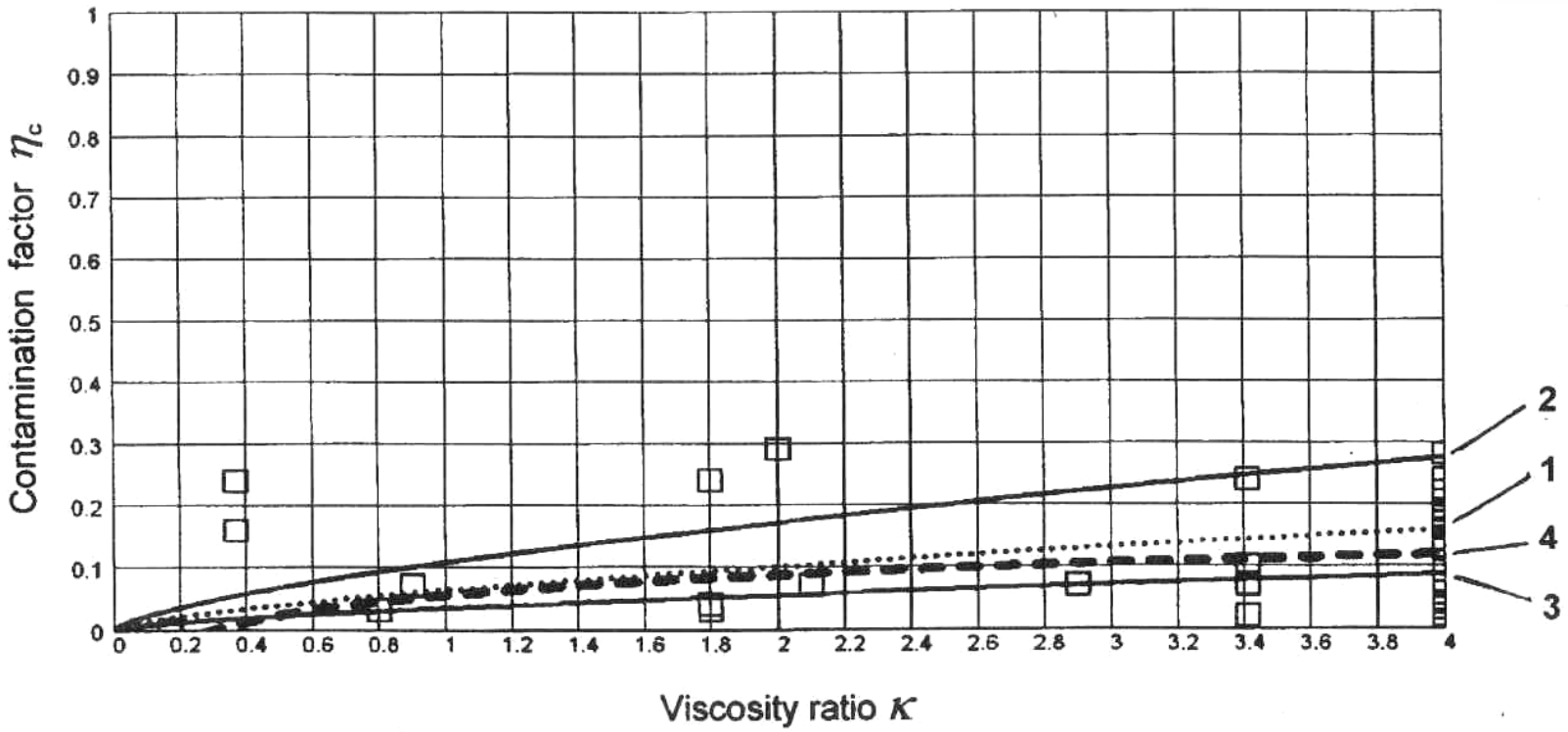


図10　汚染状態の軸受寿命試験から得られた汚染度係数（□）とISO281のη_c線図（点線1）。
線2と3はISO4406の－/17/14（代表一コード）で軸受ピッチ円径が25mm（線3）と
ピッチ円径100mm（線2）を示す。線4は実験データを結んだ線　　.


3. 付属書A 汚染度係数
THE END



4.附属書B 疲労限荷重

ISO 281:2007

説明者　NTN（株）鶴谷金告

ISO 281:2007の目次

序文

1. 適用範囲
2. 引用規格
3. 用語及び定義
4. 量記号
5. ラジアル玉軸受
6. スラスト玉軸受
7. ラジアルころ軸受
8. スラストころ軸受

9. 修正定格寿命

附属書A（参考）汚染度係数推定の詳細方法

附属書B（参考）疲労限荷重の計算

附属書C（参考）基本動定格荷重の計算の不連続性

附属書B（参考）
疲労限荷重の計算の内容

B.1　まえがき

B.2　記号

B.3　疲労限荷重，C_u

B.3.2　疲労限荷重，C_uの詳細な計算方法

B.3.2.1　単一接触での疲労限荷重

B.3.2.2　軸受完成品の疲労限荷重

B.3.3　疲労限荷重C_uの簡易計算法

疲労限荷重：C_u
＝ 詳細計算式 ＝

	$D_{pw} \leq 100\ mm$	$D_{pw} > 100\ mm$
ラジアル玉軸受	$C_u = 0.228\ 8 Z Q_u i \cos\alpha$	$C_u = 0.228\ 8 Z Q_u i \cos\alpha \left(\frac{100}{D_{pw}}\right)^{0.5}$
スラスト玉軸受	$C_u = Z Q_u \sin\alpha$	$C_u = Z Q_u \sin\alpha \left(\frac{100}{D_{pw}}\right)^{0.5}$
ラジアルころ軸受	$C_u = 0.245\ 3 Z Q_u i \cos\alpha$	$C_u = 0.245\ 3 Z Q_u i \cos\alpha \left(\frac{100}{D_{pw}}\right)^{0.3}$
スラストころ軸受	$C_u = Z Q_u \sin\alpha$	$C_u = Z Q_u \sin\alpha \left(\frac{100}{D_{pw}}\right)^{0.3}$

ここで、$Q_u = \min(Q_{ui}, Q_{ue})$

疲労限荷重：C_u
＝簡易計算式＝

	$D_{pw} \leq 100$ *mm*	$D_{pw} > 100$ *mm*
玉軸受	$C_u = \dfrac{C_0}{22}$	$C_u = \dfrac{C_0}{22}\left(\dfrac{100}{D_{pw}}\right)^{0.5}$
ころ軸受	$C_u = \dfrac{C_0}{8.2}$	$C_u = \dfrac{C_0}{8.2}\left(\dfrac{100}{D_{pw}}\right)^{0.3}$

ここで、C_0：静定格荷重

解説4A

疲労限荷重の簡易計算法の根拠

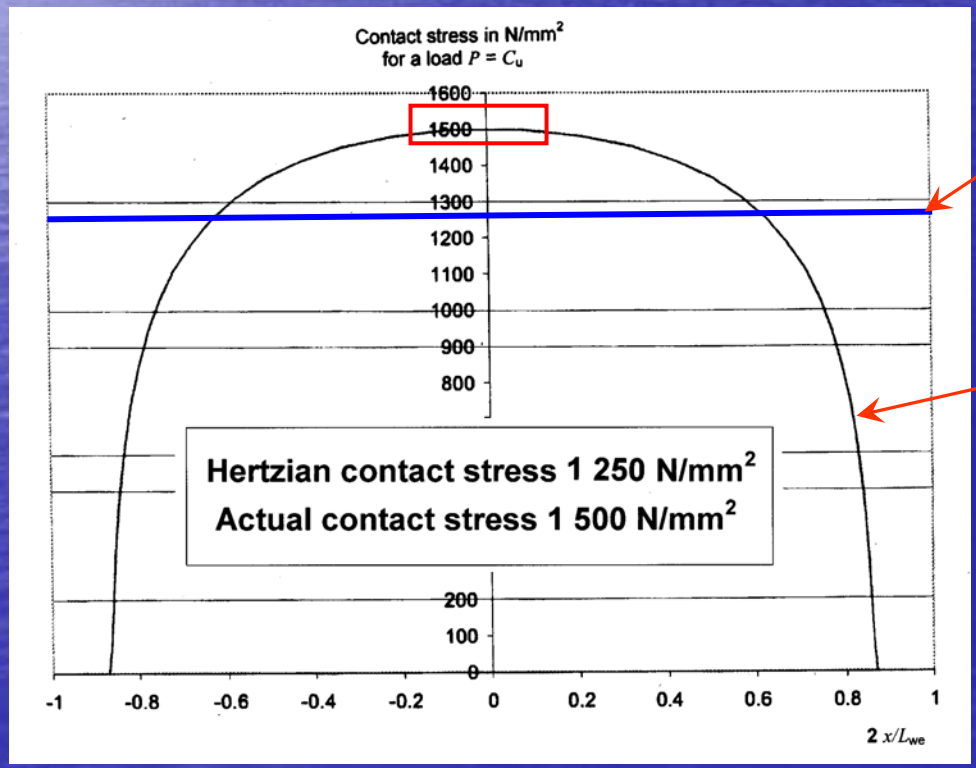
$D_{pw} \leq 100$mm時の
玉軸受の $C_u = \dfrac{C_0}{22}$ の意味

ヘルツ接触面圧の比を荷重の比に変換する

$$\frac{C_0}{C_u} = \left(\frac{4200}{1500}\right)^3 = 21.95 \approx 22$$

D_{pw}≦100mm時の ころ軸受の $C_u = \frac{C_0}{8.2}$ の意味

$$\frac{C_0}{C_u} = \left(\frac{4000}{1500}\right)^2 \times \frac{0.2}{0.2453} \times \left(\frac{1500}{1250}\right)^2 = 8.31 \approx 8.2$$



クラウニングなし

クラウニングあり

解説4B

D_{pw}>100 軸受の疲労限荷重の補正の根拠

D_{pw}>100mmの補正（玉軸受）

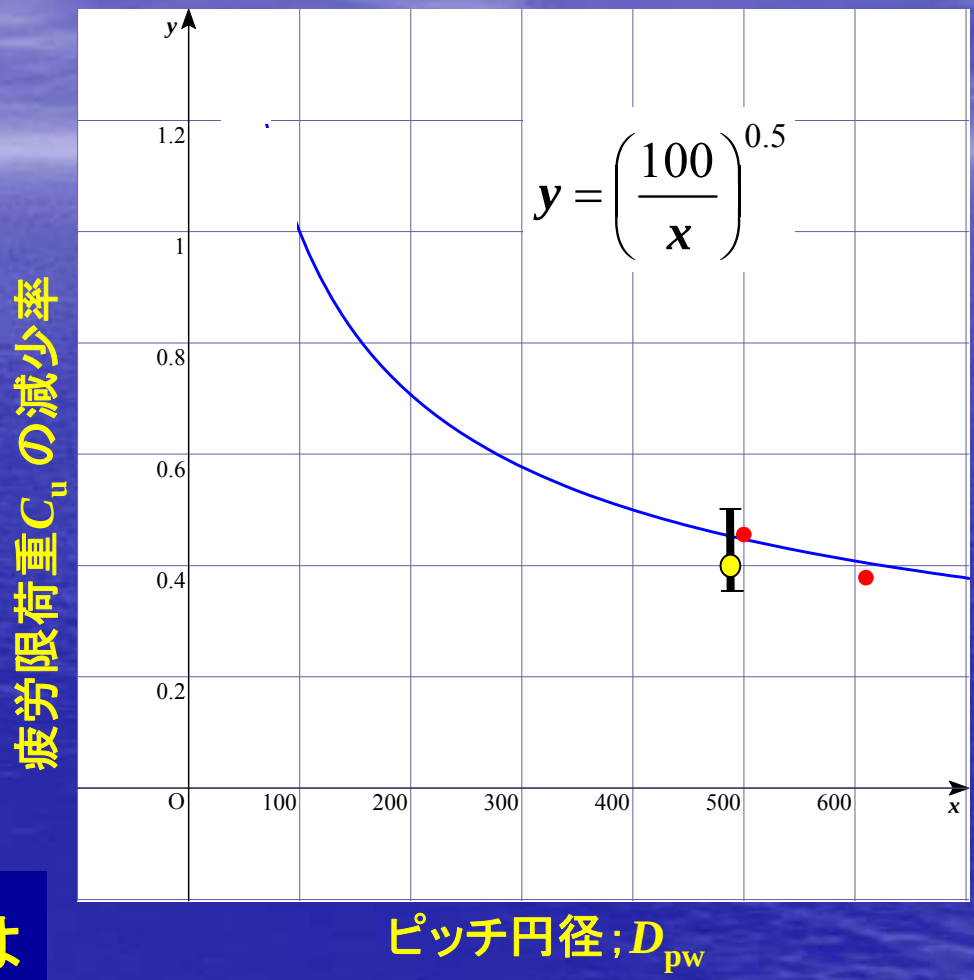
疲労限となる接触面圧の変化

$$\frac{P_{\max}(D_{pw} \geq 500)}{P_{\max}(D_{pw} = 100)} = \frac{1100}{1500} = 0.73$$

疲労限荷重としての変化

$$\therefore \quad \frac{C_u(D_{pw} = 500)}{C_u(D_{pw} = 100)} = 0.73^3$$

$$\approx (0.7 \sim 0.8)^3 = 0.34 \sim 0.51$$



D_{pw}>100mmの玉軸受に対しては

$\left(\frac{100}{D_{pw}}\right)^{0.5}$ **の減少率となる。**

D_{pw}>100mmの補正（ころ軸受）

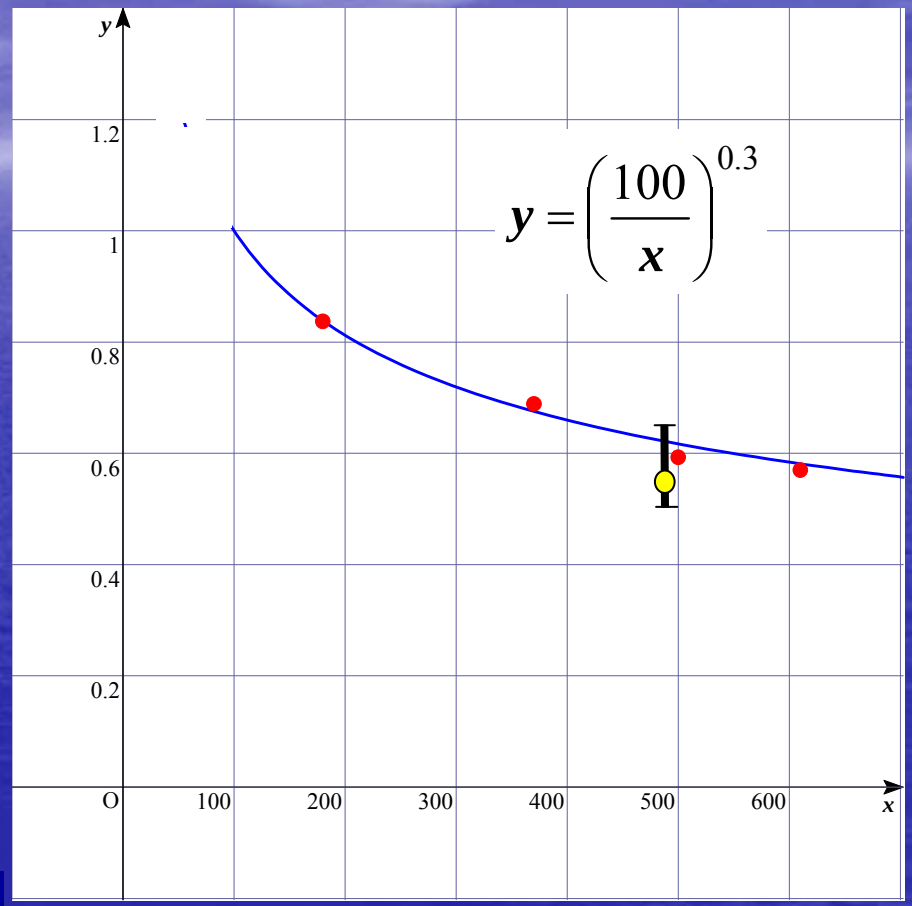
疲労限となる接触面圧の変化

$$\frac{P_{\max}(D_{pw} \geq 500)}{P_{\max}(D_{pw} = 100)} = 0.7 \sim 0.8$$

疲労限荷重としての変化

$$\therefore \quad \frac{C_u(D_{pw} = 500)}{C_u(D_{pw} = 100)} = (0.7 \sim 0.8)^2$$

$$\approx 0.49 \sim 0.64$$



D_{pw}>100mmのころ軸受に対しては

$\left(\frac{100}{D_{pw}}\right)^{0.3}$ **の減少率となる。**


JBIA
4. 附属書B 疲労限荷重
ISO 281:2007
THE END



5. 計算事例

説明者　NTN（株）鶴谷金告

1) 軸受と運転条件

使用軸受	深溝玉軸受：6308
主要寸法($\phi d \times \phi D \times B$)	$\phi 40 \times \phi 90 \times 23$
動定格荷重 C_r	40.5 kN
静定格荷重 C_{r0}	24.0 kN
回転数 n	4000 min^{-1}
等価荷重 P	F_r = 10 kN
潤滑	油浴潤滑(ISO VG150)
運転温度	100ºC
汚染水準(ISO 4406コード)	ー/17/14
信頼度	99% ∴ a_1=0.25

2) オイル汚染度レベル

ISO 4406の清浄度コード

—/17/14 の意味（パーティクルカウンタ使用の場合）



1ml中に含まれる
80 < 14μm(c)以上の粒子数 ≦ 160

1ml中に含まれる
640 < 6μm(c)以上の粒子数 ≦ 1300

1ml中に含まれる
4μm(c)以上の粒子は，カウントしない

3) 基準動粘度

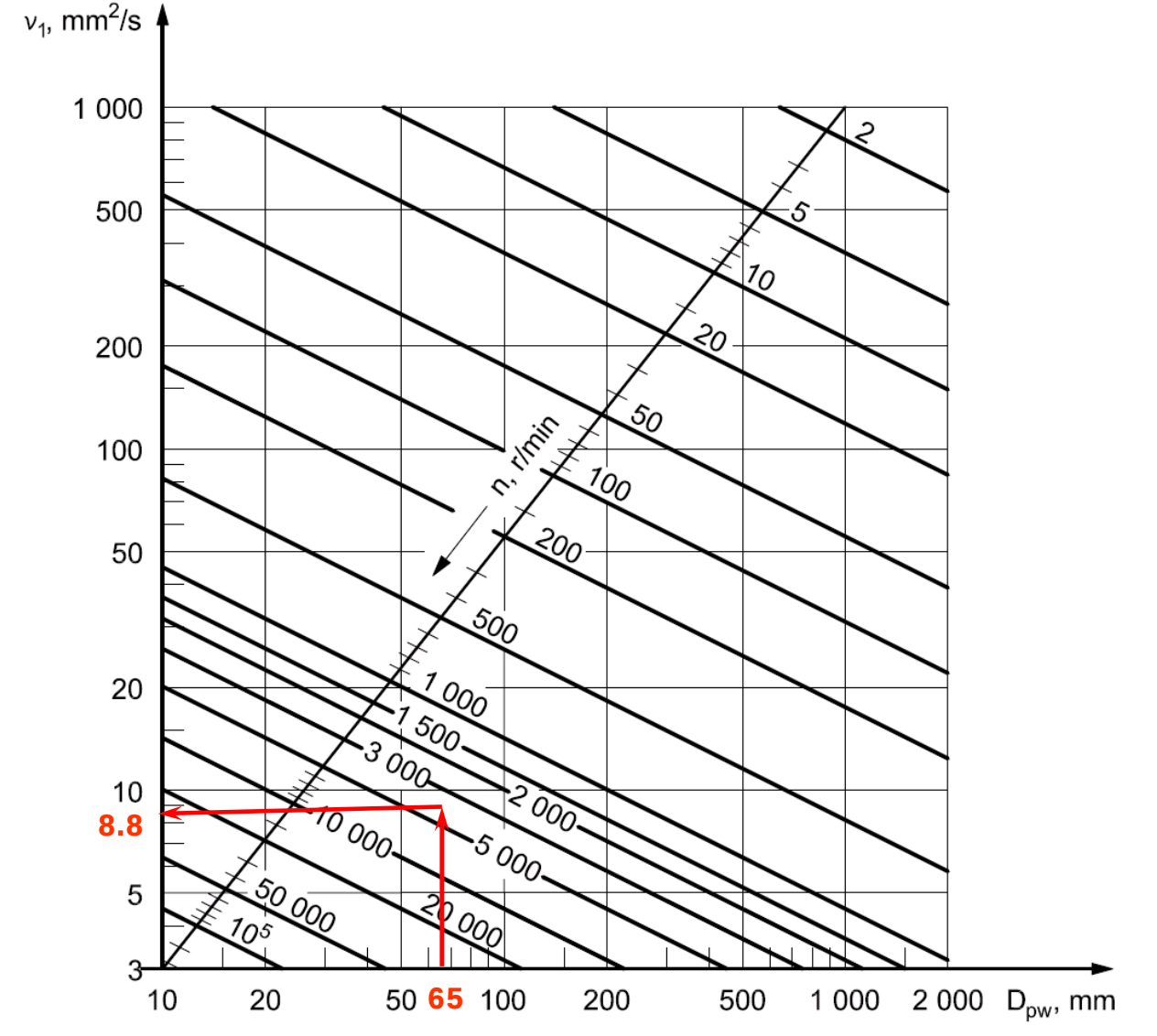
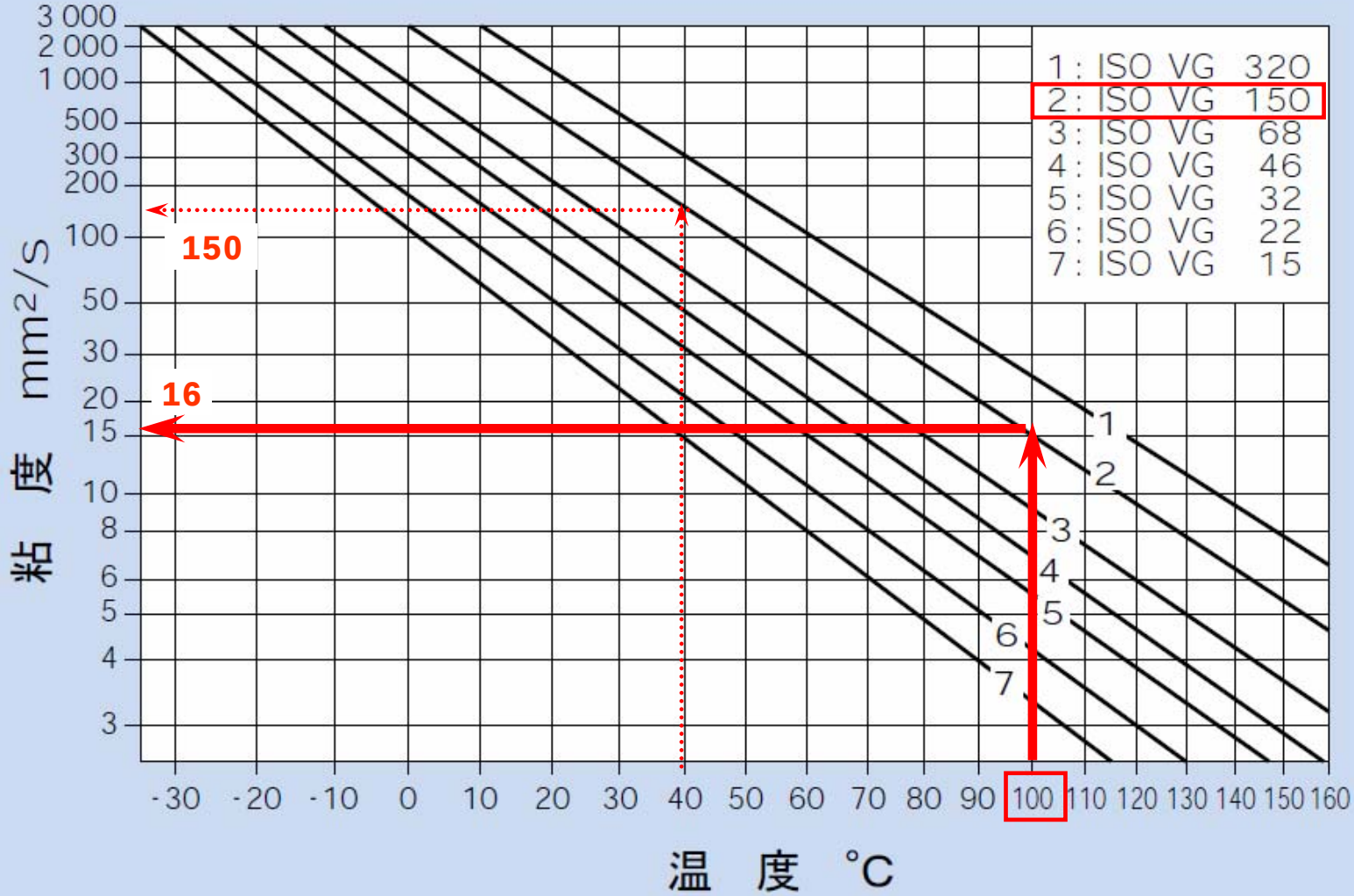


図2－基準動粘度，ν_1

4) 運転動粘度:運転温度100℃



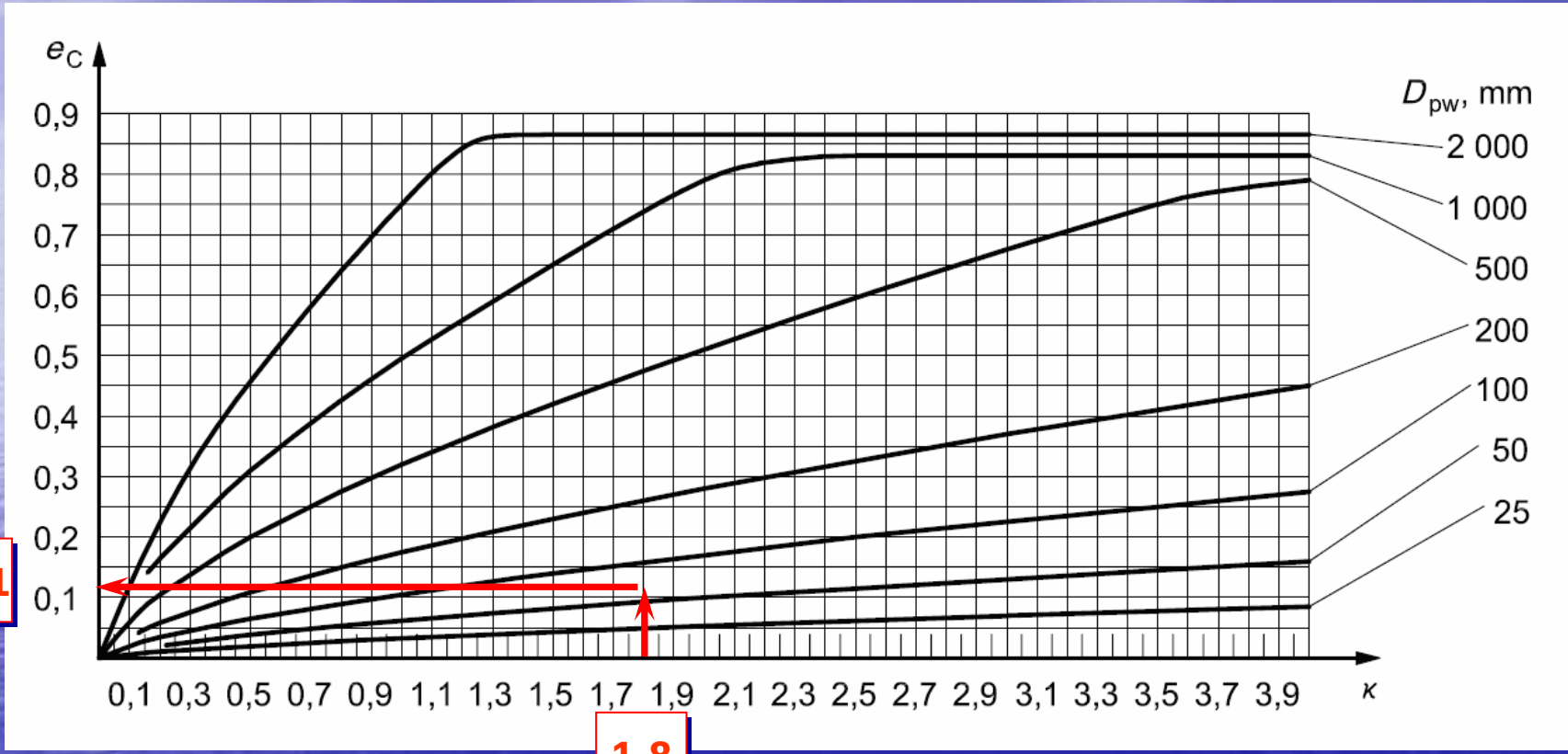
5) 使用ギヤオイル

ISO VG 150

温度	粘度（mm^2/s）
40℃	150
100℃	16

粘度比: $\kappa = \nu / \nu_1 = 16/8.8 = 1.8$

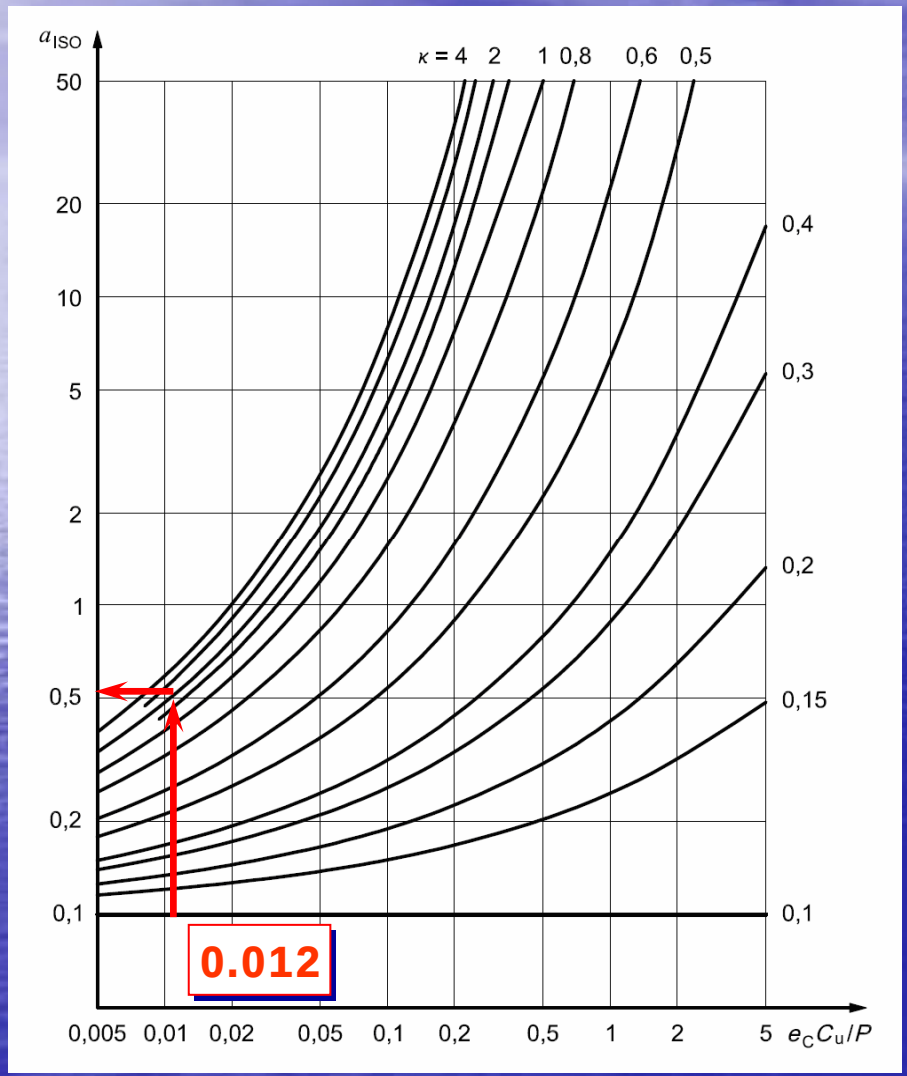
6) 汚染度係数 e_C



ISO 4406コードの範囲：**—/17/14**，—/18/14，/18/15，/19/15

図A.7－フィルタなし又はオフライン・フィルタの油潤滑の係数e_C
ISO 4406コード —/17/14

7) 寿命修正係数 a_{ISO}



$$\frac{e_C C_u}{P} = \frac{0.11 \times (24\ 000/22)}{10\ 000} = 0.012$$

図3—ラジアル玉軸受の寿命修正係数，a_{ISO}

8) 計算結果

L_{10}	$(C_r/P)^3 \times 10^6 = 66.4 \times 10^6$ (回転)
D_{pw}	$(d+D)/2 = 65$
ν_1	$4500 \times n^{-0.5} \times D_{pw}^{-0.5} = 8.8$
κ	$\nu / \nu_1 = 1.8$
C_u	簡易式$C_0/22 = 1.09$ kN
e_C	$0.0133\,\kappa^{0.68} D_{pw}^{0.55}(1-1.67/D_{pw}^{1/3}) = 0.11$ （グラフから読んだ数値もほぼ同一）
$e_C C_u/P$	$0.11 \times 1.09/10 = 0.012$
a_{ISO}	$0.1[1-(2.5671-1.9987/\kappa^{0.071739})^{0.83}(e_C C_u/P)^{1/3}]^{-9.3} = 0.51$ （グラフから読んだ数値もほぼ同一）
L_{nm}	$L_{nm} = a_1 a_{ISO} L_{10} = 0.25 \times 0.51 \times 66.4 \times 10^6$ (回転) $= 8.5 \times 10^6$ (回転)


5. 計算事例
THE END



6. 将来の検討課題

ISO 281:2007
定格荷重及び寿命

今回の規格に含まれていない因子
【疲労寿命に影響を及ぼす推定因子】

- 摩耗による応力集中の影響
- 水分の影響
- 水素原子による軸受鋼の疲労強度への影響
- EP添加剤による影響
- フープ応力及び残留応力による影響
- 温度による組織変化による影響

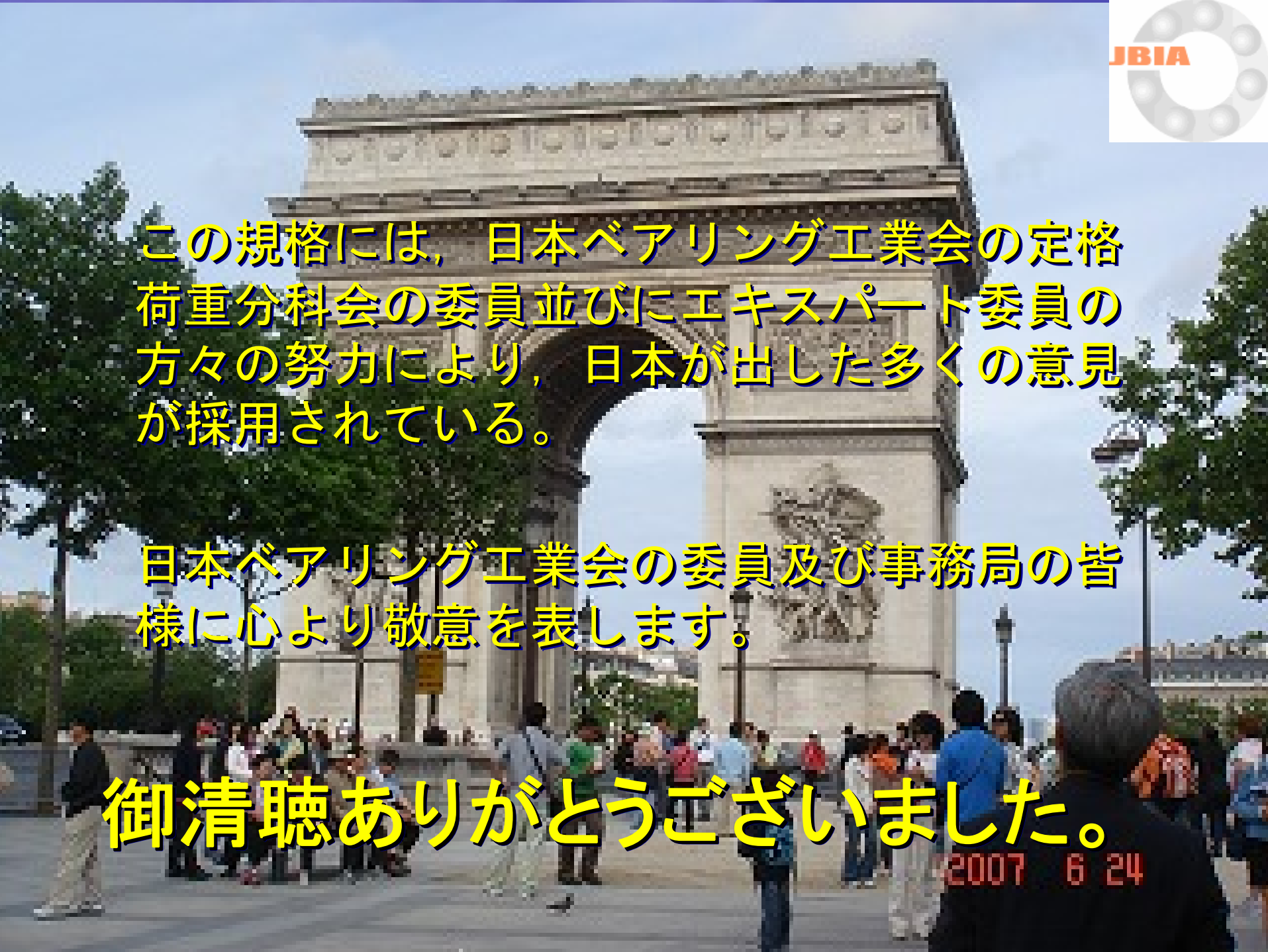
ISO 281の将来

工業界への浸透

JIS 化

現行規格の成熟

将来規格への発展



この規格には，日本ベアリング工業会の定格荷重分科会の委員並びにエキスパート委員の方々の努力により，日本が出した多くの意見が採用されている。

日本ベアリング工業会の委員及び事務局の皆様に心より敬意を表します。

御清聴ありがとうございました。