クランク軸に関する事項

改正規則等

鋼船規則 D 編 鋼船規則検査要領 D 編 (日本籍船舶用及び外国籍船舶用)

改正理由

本会は、鋼船規則 D 編に往復動内燃機関のクランク軸の寸法に関する規定を設けている。一方、IACS 統一規則 M53 においても、クランク軸の設計における疲労強度に基づく評価方法について規定している。本会は、1986 年に当該要件を規則に取入れたが、当時は新しい評価方法であったことから、代替手法として鋼船規則検査要領の附属書に取入れ、その後見直しは行われていなかった。

このため, 鋼船規則及び同検査要領の附属書の運用実績に基づき, 鋼船規則等の総合的見直しの一環としてクランク軸に関する規則の構成も含めて見直すべく, 関連規定を改める。

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 D2.3.1-2.(2)及び同付録 D1 から D4 を, それぞれ 鋼船規則 D 編附属書 2.3.1 及び同付録 1 から 4 に移設する。
- (2) 鋼船規則 D 編 2.3.1 及び 2.3.2 の内容を鋼船規則検査要領 D 編 D2 章に移設する。

「鋼船規則」の一部を次のように改正する。

D編 機関

2章 往復動内燃機関

2.3 を次のように改める。

2.3 クランク軸

2.3.1 一体形クランク軸及び半組立形クランク軸*

-1. クランクピン及びジャーナルの径は、次の算式による値より小としてはならない。

- $d_{e} = \left\{ \left(M + \sqrt{M^{2} + T^{2}} \right) D^{2} \right\}^{\frac{1}{2}} K_{m} K_{e} K_{\mu}$
- d_c :クランク軸の所要径 (mm)

 $M = 10^{-2} ALP_{max}$

- $T = 10^{-2} BSP_{mi}$
- S___:行程(mm)
- L----: 主軸受の中心間距離(*mm*)
- Pmax:シリンダ内の最大圧力 (MPa)

Pmm-: 図示平均有効圧力 (MPa)

A及びB: 定数で等間隔着火機関(V形機関にあっては,片側の列についての 着火間隔が等角のものをいう。)に対して,表 D2.2 及び表 D2.3 による。た だし,定数が与えられていない往復動内燃機関に対しては本会の適当と認 めるところによる。

D-:シリンダの径 (mm)

Km : クランク軸材料の規格最低引張強さに応じて、次により算出される値。ただ
 し、鍛鋼品及び鋳鋼品以外のクランク軸については、本会がその都度定める。
 (1) 規格最低引張強さが 440 N/mm²を超える場合

$$\frac{K_{m}}{\sqrt{440 + \frac{2}{3}(T_{s} - 440)}}$$

- T_g: 材料の規格最低引張強さ (N/mm²) ただし,算式に用いるT_gの上限は炭素

 鋼鍛鋼品については 760 N/mm²,低合金鋼鍛鋼品については 1080 N/mm²

 を超えてはならない。
- (2) 規格最低引張強さが 400-N/mm²以上で 440-N/mm²以下の場合

$$\frac{K_{m}}{K_{m}} = 1.0$$

<u>K-: クランク軸の製造方法に応じて、次により算出される値</u>

(1) 本会の承認した特殊な鍛造方法により製造され,かつ,品質の安定及び自 由鍛造のものと比較して 20%以上の疲労強度の向上が認められた場合

$$\begin{aligned} & \frac{k_{g}}{\sqrt{1+16}} \\ & \text{(2) 本会の承認した表面処理を施す製造方法により製造され、かつ、品質の安定及び疲労強度の向上の優位性が認められた場合
& \frac{k_{g}}{\sqrt{1++\rho/100}} \\ & \mu_{g} = \sqrt{\frac{1}{1+\rho/100}} \\ & \frac{k_{g}}{\sqrt{1-\rho}} \\ & \frac{k_{g}}{\sqrt{1-\rho}} \\ & \frac{k_{g}}{\sqrt{1-\rho}} \\ & \frac{k_{g}}{\sqrt{1-\rho}} \\ & \frac{1}{\sqrt{1-\rho}} \\ & \frac$$

t : 腕の厚さ (mm)

(2) クランクピン又はジャーナルと腕との付根すみ肉部の半径は、それぞれ、クランク ピン又はジャーナルの所要径の 0.05 倍より小としないこと。

表 D2.2 直列単動機関の A 及び B

COLOR BAR	<u>2.₩-</u> 4	<u>' カル</u>	4 世イクル		
↓ 	<u>A</u>		<u>A</u>	₽	
ŧ		8.8		4.7	
곷		8.8		4.7	
3	1.00	10.0	1.25	4.7	
4		11.1		4.7	
놔		11.4		5.4	
\$		11.7		5.4	
₽		12.0		6.1	
ଡ଼		<u>12.3</u>		6.1	
9		12.6		6.8	
10		13.4		6.8	
#		<u>14.2</u>		7.4	
<u>12</u>		15.0		7.4	

表 D2.3(1)-V 形単動機関(連接棒並列配置,

ho,	
2 サイクル機関の場合)	のA及びB

	同一クランスクローに属する								
ミノロング粉	シリンダの最小着火間隔								
↓) ↓ ⁄ ∅	45	0	60	0	90	0			
	<u>A</u>	B	4	B	4	B			
6		17.0		12.6		17.0			
8		17.0		15.7		20.5			
10		<u>19.0</u>		18.7		20.5			
12	1.05	20.5	1.00	21.6	1.00	20.5			
14		22.0		21.6		20.5			
16		<u>23.5</u>		<u>21.6</u>		23.0			
18		24.0		21.6		23.0			
20		24.5		24.2		23.0			

表D2.3(2)V形単動機関(連接棒並列配置、かつ、4サイクル機関の場合)のA及びB

		<u> 同一クランクスローに属するシリンダの最小着火間隔</u>										
シリンダ数	45	0	60	0	90	<u>•</u>	27(<u>)°</u>	300	0°	315	<u> </u>
	4	₽	4	Đ	4	Ð	A	Đ	4	₽	4	₽
6		4.1		4.0		4.0		4.0		4.4		4.3
8		5.5		5.5		5.5		5.5		5.3		5.2
10		6.7		7.0		6.5		6.5		6.1		5.9
12	1.60	7.5	1.47	8.2	1.40	7.5	1.40	7.5	1.30	6.9	1.20	6.6
14		8.4		9.2		8.5		8.5		7.5		7.3
16		9.3		10.1		9.5		9.5		8.2		7.9
18		10.1		11.1		10.5		10.5		8.8		8.5
20		11.5		14.0		11.5		11.5		9.5		9.2

-1. 本 2.3.1 の規定は, 定格回転数かつ定格出力で連続運転可能な主推進用及び補助用 の往復動内燃機関に用いられるクランク軸であって, 一体形及び半組立形の鍛鋼又は鋳鋼 製クランク軸で, 主軸受間に1個のクランクスローを有するものに適用する。

-2. 船尾の軸系を含んだ振動応答計算を行って平行部のねじり応力を算定し,附属書 2.3.1「クランク軸応力の計算方法」より算出される許容係数 Q の値が,次式を満足すること。

$Q \ge 1.15$

-3. すみ肉部が表面処理される場合,疲労に関する影響の試験が行われる場合,又は作用する応力の計測を行う場合には,前-2.との同等性を証明するため計算及び分析を含む関連文書を本会に提出すること。

<u>-4. 本 2.3.1 の規定に拠らないクランク軸の承認については本会の適当と認めるところ</u> による。

2.3.2 組立形クランク軸*

-1. 組立形クランク軸のクランクピン及びジャーナルの寸法は,次の規定によらなけれ ばならない。

- (1) 組立形クランク軸のクランクピン及びジャーナル外径は、2.3.1-1.によること。
- (2) 組立形クランク軸のジャーナル内径は、次式に示す条件に適合すること。

$\frac{C_1 T D^2}{D^2}$

$\frac{2}{G_2 d_{\frac{1}{2}}^2 (1 - 1/r_{\frac{2}{2}}^2)}$

<u>t ≥ 0.525d</u>∠

- t ----: 腕の軸方向の厚さ(*mm*)
- <u>6____定数で、</u>
 - 2 サイクル直列機関の場合 10
 - 4 サイクル直列機関の場合 16
- T : 2.3.1-1.で使用されるものに同じ
- *Ð─:シリンダの径 (mm)*
- C₂: 12.8α 2.4α²ただし、中空軸の場合には、(1-R²)を乗じたものとする。
 - - R:中空軸の内径を外径で割った値

d_n:焼きばめ部の穴の径 (mm)

- d_g : 2.3.1-1.の算式中のK_m及びK_gに 1.0 を代入して算出されたクランク軸の所要径 <u>- (mm)-</u>
- (2) 半組立形クランク軸のクランクピンと腕との付根部における腕の寸法については, 2.3.1-2.を適用する。
- -3. 組立形クランク軸において,-2.(1)で使用されるαの値は, 次に示す範囲になければ ならない<u>-</u>

$$\frac{3-u_p}{2d_p}$$

d_p : クランクピンの径 (mm)

. *d*_f: クランクジャーナルの径 (mm)

組立形クランク軸の承認については本会の適当と認めるところによる。

2.3.3 軸継手及び継手ボルト*

(省略)

2.3.4 詳細検討

クランク軸の寸法が2.3.1 及び2.3.2 の規定に適合しない場合でも,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ときはそのクランク軸を承認する。 附属書 2.3.1 として次の附属書を加える。

<u>附属書 2.3.1 クランク軸応力の計算方法</u>

<u>1.1 適用</u>

本計算法は,往復動内燃機関の一体形及び半組立形の鍛鋼又は鋳鋼製クランク軸で,主 軸受間に1個のクランクスローを有するものに適用する。

<u>1.2 計算の概要</u>

-1. 本計算法の概要は次のとおりである。

- (1) クランク軸の設計は、高応力部の疲労に対する安全評価に基づいて定められる。
- (2) クランク軸の高応力部は、次に掲げる箇所であると仮定する。なお、ジャーナル油 穴出口部に過大な応力集中が起きないよう注意する必要がある。
 (a) クランクピンと腕との間のすみ肉部
 (b) ジャーナルと腕との間のすみ肉部
 (c) クランクピン油穴出口部
- (3) 応力計算においては,まず,呼称変動曲げ応力(1.3.1 参照)及び呼称変動ねじり 応力(1.3.2 参照)を決定し,次に適当な応力集中係数(1.4 参照)を乗じて,等価 変動応力(1.6 参照)を求める。
- (4) 等価変動応力は、次に掲げるものとする。
 (a) すみ肉部においては、曲げ応力とねじり応力とが同位相で、かつ、それぞれの 最大値が同一部に生じると仮定して計算されるミーゼス等価応力。
 - (b) 油穴出口部においては,曲げ応力とねじり応力とが同位相で生じると仮定して 計算される等価主応力。
- (5) クランク軸の寸法の適否は、この等価変動応力とクランク軸材料の疲労強度(1.7 参照)とを比較して決定される(1.8 参照)。

-2. ジャーナルの直径がクランクピンの直径以上である場合には,ジャーナル油穴出口 部は,クランクピン油穴と同様に成形すること。そうでない場合は,疲労に関する資料を 別途要求することがある。

<u>1.3 応力計算</u>

1.3.1 変動曲げ応力

<u>-1. モデル</u>

変動曲げ応力を計算するためのモデルは、次のとおりである。

- (1) 計算は、ジャーナル中央で支持され、ガス圧及び慣性力が作用するクランクスロー 1個により構成される静的なモデルに対して行う。
- (2) クランクスローの長さは、2のジャーナル中央間の長さ(L₃)をとる(図1及び図 2参照)。
- (3) 曲げモーメントM_{BR}及びM_{BT}は,連接棒から受ける力の半径方向成分F_R及び接線方 向成分F_Tによる単純支持はりの曲げモーメントに基づいて計算する(図1参照)。

- (4) クランクスローに2本の連接棒を有する場合の曲げモーメントは、当該シリンダ間 の着火間隔を位相とする2つの単純支持はりの曲げモーメントの重ね合せにより 得られる曲げモーメントとする(図2参照)。
- (5) 腕に作用する曲げモーメント及び半径方向力
 (a) 連接棒から受ける力の半径方向成分から, 腕中心(L1)に作用する曲げモーメントMppg及び半径方向力Opgを求める。
 - (b) 曲げモーメント及び半径方向力を,それぞれクランク腕の断面係数及び断面積 で除して,変動曲げ及び圧縮応力を求める。この断面係数及び断面積は,腕の 厚さ W 及び腕の幅 B を用いて求める(図3参照)。
 - (c) 計算において,平均応力は無視する。
- (6) クランクピン油穴出口部に作用する曲げモーメント (a) 連接棒から受ける力の半径方向成分及び接線方向成分から,油穴を含むクラン クピン断面に作用する曲げモーメントを求める(図4参照)。
 - (b) 曲げモーメントをクランクピンの断面係数で除して,変動応力を求める。
 - (c) 計算において,平均応力は無視する。



$\underline{L}_1 \equiv$	
	(オーバラップを有さないクランク軸については図3も参照すること。)
$\underline{L}_2 =$	ジャーナル中央と連接棒中心との距離
$\underline{L}_3 =$	2の隣接するジャーナル中央間距離



オーバラップを有するクランク軸





<u>M_{BRO}:連接棒から受ける力の半径方向成分による曲げモーメント</u> <u>M_{BTO}:連接棒から受ける力の接線方向成分による曲げ</u>モーメント

- -2. 呼称変動曲げ応力及び呼称変動圧縮応力
- (1) 計算方法は次のとおりである。
 - (a) 1 サイクルにおけるすべての連接棒位置について,ガス圧及び慣性力によりピンに作用する半径方向力及び接線方向力を計算する。
 - (b)1 サイクルにわたって計算される力及びジャーナル中央までの距離を考慮して, -1.(5)及び(6)で定められた曲げモーメントM_{BRF}, M_{BRO}, M_{BTO}及び半径方向力Q_{RF} の時間曲線を計算する。
 - (c) V型機関の場合,1つのクランクスローに作用する2つのシリンダのガス圧及 び慣性力から算出される曲げモーメントは,位相を考えて重ね合わせる。(二 股式コンロッド又は関節式コンロッド等の場合には,それぞれの構造により生 じる位相も考慮する。)
 - (d) 1 本のクランク軸の中に異なる形状のクランクスローがある場合には、すべて の形状について計算を行うこと。
- (2) 腕断面における呼称変動曲げ及び圧縮応力
 - (a) 呼称変動曲げ応力は次式により求められる。

$$\frac{-10}{M_{BDRM}} = \frac{10}{14} \left(2 \times \ln - 2 \right), \\ M_{BDRM} = \frac{10}{16} \frac{10}{16} \frac{1}{2} \sqrt{2} + 2 \times \ln (2 \times 1) + 2 \times \ln (2 \times 1$$

β_q:ジャーナルすみ肉部の半径方向力による圧縮に対する応力集中係数(1.4.3 及び 付録1の3.1.3-2.(1)参照)

(b) $\sigma_{BG} = \pm (\beta_{BQ} \cdot \sigma_{BFN})$

β_{RQ}:ジャーナルすみ肉部の曲げ及び半径方向力による圧縮に対する応力集中係数 (付録1の3.1.3-2.(2)参照)

(3) クランクピン油穴(半径方向のものに限る。)出口部の変動曲げ応力は次式により 求められる。

 $\underline{\sigma_{BO}} = \pm (\gamma_B \cdot \sigma_{BON})$

<u>σ_{BO}: クランクピン油穴出口部の変動曲げ応力 (N/mm²)</u>

<u>*γ_B*: クランクピン油穴出口部の曲げに対する応力集中係数(1.4.4 及び付録 4 の</u> 3.1.2-2.参照)

<u>1.3.2 変動ねじり応力</u>

-1. 呼称変動ねじり応力

<u>呼称変動ねじり応力は、次に掲げる事項を満足する船尾の軸系を含めた振動応答計算を</u> 行い、その結果として得られる各クランクスローのトルクを用いて次式により計算する。 最大呼称変動ねじり応力も指定すること。なお、振動応答計算の結果は本会に提出される こと。

- (1) 最大及び最小変動トルクは、2ストローク機関は1~15次、4ストローク機関は0.5 ~12次の調和合成により各質点について全回転数範囲にわたり与えられること。
- (2) 系の減衰の推定誤差, プロペラ翼のレーシング又は1シリンダ失火(圧縮が行われ, 燃焼が行われない状態をいう。)のような不確定要因に対して, 余裕をもたせてお くこと。
- (3) 回転数の分割は,使用される回転数範囲内において検出される共振について十分な 精度で計算できるように選定すること。

$$\begin{aligned}
\underline{\tau}_{N} &= + \frac{M_{TN}}{W_{P}} \cdot 10^{3} \\
\underline{M}_{TN} &= + \frac{1}{2} (M_{Tmax} - M_{Tmin}) \\
\underline{W}_{P} &= \frac{\pi}{16} \left(\frac{D^{4} - D^{4}_{BH}}{D} \right) \quad \underline{\nabla} (UW_{P}) = \frac{\pi}{16} \left(\frac{D^{4}_{C} - D^{4}_{BG}}{D_{G}} \right) \\
\underline{\tau}_{N} &: 2 - \frac{2}{7} \cdot 2 \sqrt{2} U^{2} \cdot 2 \sqrt{2} U^{2} \cdot \sqrt{2} + U^{2} \cdot U^{2} + U^{2} \cdot U^{2} + U^{2} \cdot U^{2} + U^{2} \cdot U^{2} \cdot U^{2} + U^{2} \cdot U^{2} \cdot$$

に存在してはならず,また,通常の着火状態においては $\lambda \ge 0.8$ の回転数範囲に も存在してはならない。なお,この連続使用禁止範囲は,規則 D 編 8.2.5 及び同 8.3.1 に従って設定されたものであること。

-2.で考慮される呼称変動ねじり応力は、上記の方法に従い計算された最もねじり荷重の 作用する質点で発生する最高値とする。

連続使用禁止範囲が存在する場合,当該範囲内のねじり応力は考慮しない。

クランク軸の承認は、最も大きい呼称変動ねじり応力(ただし、機関の製造業者が指定 した最大値を超えないこと)を有する装置に基づいて行われる。従って、各装置について、 承認された呼称変動ねじり応力を超えないことを適切な計算によって確保しなければな らない。この計算は本会に提出されること。

- -2. すみ肉部及びクランクピン油穴出口部の変動ねじり応力
- (1) クランクピンすみ肉部の変動ねじり応力は次式により求められる。

 - <u>τ_N: クランクピンにおける呼称変動ねじり応力 (N/mm²)</u>
- (2) ジャーナルすみ肉部(半組立形クランク軸のものを除く。)の変動ねじり応力は次 式により求められる。

 $\underline{\tau_G} = \pm (\beta_T \cdot \tau_N)$

- <u>τ_c: ジャーナルすみ肉部の変動ねじり応力 (N/mm²)</u>
- <u>β_T: ジャーナルすみ肉部のねじりに対する応力集中係数(1.4.3 及び付録 1 の</u> 3.1.1-3.参照)
- <u>τ_N : ジャーナルにおける呼称変動ねじり応力 (N/mm²)</u>
- (3) クランクピン油穴(半径方向のものに限る。)出口部のねじりによる変動応力は次 式により求められる。

 $\sigma_{TO} = +(\gamma_T \cdot \tau_N)$

- <u>σ_{то}: クランクピン油穴出口部のねじりによる変動応力 (N/mm²)</u>
- <u>*γ_T*: クランクピン油穴出口部のねじりに対する応力集中係数(1.4.4 及び付録 4</u> の 3.1.1-2.参照)
- τ_N : クランクピンにおける呼称変動ねじり応力 (N/mm^2)

1.4 応力集中係数

<u>1.4.1 用語及び記号の説明</u>

- <u>-1. 本 1.4 で使用される用語の意味は次による。</u>
- (1) 曲げに対する応力集中係数α_B及びβ_Bは,曲げ荷重の下ですみ肉部に生じる最大ミ 一ゼス等価応力と腕の断面における呼称曲げ応力との比をいう。
- (2) ジャーナルすみ肉部の圧縮に対する応力集中係数β_qは、半径方向力の下で一体形ク ランク軸のジャーナルすみ肉部に生じる最大ミーゼス等価応力と腕の断面におけ る呼称圧縮応力との比をいう。
- (3) ねじりに対する応力集中係数α_T及びβ_Tは、ねじり荷重の下ですみ肉部に生じる最 大等価せん断応力とクランクピン又はジャーナルの断面における呼称ねじり応力 との比をいう。
- (4) 曲げ及びねじりに対する応力集中係数γ_B及びγ_Tは,曲げ及びねじり荷重の下でクラ ンクピン油穴出口部に生じる最大主応力とクランクピンの断面における呼称曲げ 及びねじり応力との比をいう。



-2. 本 1.4 で使用される記号の意味は次による(図 5 を参照)。

D	<u> </u>
D	D _{BH} : <u>クランクピン内径 (mm)</u>
D	D_{0} : クランクピン油穴径 (mm)
R	
Т	' _H : クランクピンすみ肉部のえぐり込み (<i>mm</i>)
D	G_{G} :ジャーナル直径 (mm)
D	$D_{BG}: ジャーナル内径(mm)$
R	
T	G :ジャーナルすみ肉部のえぐり込み (mm)
E	
S	: ピンとジャーナルのオーバラップ (mm)
	$\underline{S = \frac{D + D_G}{2} - E}$
И	V : 腕の厚さ (<i>mm</i>)
	ただし,2サイクル機関に用いられる半組立形クランク軸であって,T _H > R _H で
	ある場合には,次式で求められるW _{red} に置き換える。
	$W_{red} = W - (T_H - R_H)$ (図 3 参照)
B	8 : 腕の幅 (<i>mm</i>)
	ただし,2サイクル機関に用いられる半組立形クランク軸については,図3に
	示すようにクランクピンすみ肉部半径中心における値とする。
r	= R_H/D (クランクピンすみ肉部について), R_G/D (ジャーナルすみ肉部につい
7	() $(0.03 \le r \le 0.13)$
<u>s</u>	$=S/D$ ($s \le 0.5$)
<u>n</u>	$v = W/D$ (0.2 $\le w \le 0.5$)
<u>b</u>	$= B/D$ (1.1 $\le b \le 2.2$)
<u>d</u>	$L_0 = D_0 / D$ ($0 \le d_0 \le 0.2$)
<u>d</u>	$L_G = D_{BG}/D \ (0 \le d_G \le 0.8)$
<u>d</u>	$U_H = \frac{D_{BH}}{D} \qquad (0 \le d_H \le 0.8)$
<u>t</u>	$H = T_H / D$

 $t_G = T_G/D$

クランク軸の形状が上記に定める値の範囲外である場合は、クランクピンすみ肉部、ジャーナルすみ肉部及びクランクピン油穴出口部の応力集中係数について**付録1**及び**付録4** に規定する線形弾性有限要素法解析により算出すること。この場合にミーゼス等価応力と 主応力を混同しないように注意を払うこと。これら以外の方法で応力集中係数を評価する 場合にあっては、規則との同等性を証明するため、評価手法と関連する文書が本会に提出 されること。

1.4.2 クランクピンすみ肉部の応力集中係数

-1. 曲げに対する応力集中係数α_Bは次式により求められる。

 $\begin{aligned} a_B &= 2.6914 \cdot f(s,w) \cdot f(w) \cdot f(b) \cdot f(r) \cdot f(d_G) \cdot f(d_H) \cdot f(recess) \\ f(s,w) &= -4.1883 + 29.2004 \cdot w - 77.5925 \cdot w^2 + 91.9454 \cdot w^3 - 40.0416 \cdot w^4 \\ &\quad +(1-s) \cdot (9.5440 - 58.3480 \cdot w + 159.3415 \cdot w^2 - 192.5846 \cdot w^3 + 85.2916 \cdot w^4) \\ &\quad +(1-s)^2 \cdot (-3.8399 + 25.0444 \cdot w - 70.5571 \cdot w^2 + 87.0328 \cdot w^3 - 39.1832 \cdot w^4) \\ &\quad -ttl, s < -0.5 \\ \hline ttl, s < -0.5 \\ \hline tttl, s < -0.5 \\ \hline ttttl, s < -0.5 \\ \hline tttl, s < -0.5 \\ \hline ttttl, s < -0.5 \\ \hline ttttl, s < -0.5 \\ \hline$

-2. ねじりに対する応力集中係数α_Tは次式により求められる。

 $\frac{\alpha_T = 0.8 \cdot f(r,s) \cdot f(b) \cdot f(w)}{f(r,s) = r^{(-0.322+0.1015(1-s))}}$ ただし、s < -0.5である場合には、s = -0.5として計算すること。 $\frac{f(b) = 7.8955 - 10.654 \cdot b + 5.3482 \cdot b^2 - 0.857 \cdot b^3}{f(w) = w^{(-0.145)}}$

1.4.3 ジャーナルすみ肉部の応力集中係数

$$\frac{r = \frac{R_G}{D_G}}{D_G}$$

1.4.4 クランクピン油穴出口部の応力集中係数

- -1. 曲げに対する応力集中係数y_Bは次式により求められる。
- $\gamma_B = 3 5.88 \cdot d_O + 34.6 \cdot d_O^2$
- <u>-2.</u> ねじりに対する応力集中係数 γ_T は次式により求められる。 $\gamma_T = 4 - 6 \cdot d_0 + 30 \cdot d_0^2$

<u>1.5 付加曲げ応力</u>

台板の変形等並びに縦及び横振動による曲げ応力を考慮して、すみ肉部の変動曲げ応力 <u>*o*</u>_{BH}及び<u>*o*_{BC}に<u>*o*_{add}</u>を加える。</u>

クロスヘッド形機関 $\sigma_{add}=\pm 30 N/mm^{2}$ ^(*)

<u>トランクピストン形機関</u> *σ_{add}=±10 N/mm²*

(*) ± 30 N/mm²の付加曲げ応力は,2の成分により構成される。

(1) 縦振動に起因する ±20 N/mm² の付加応力

(2) ミスアライメント/台板の変形に起因する ±10 N/mm²の付加応力

システム全体(機関/軸/歯車装置/プロペラ)に関する縦振動の計算結果が 得られない場合には,縦振動成分 ± 20 N/mm²を用いることを推奨する。計算 結果が得られる場合には,計算値を用いることができる。

<u>1.6 等価変動応力</u>

<u>1.6.1 クランクピンすみ肉部の等価変動応力</u>

クランクピンすみ肉部の等価変動応力は、次式により計算する。

1.6.2 ジャーナルすみ肉部の等価変動応力

ジャーナルすみ肉部の等価変動応力は、次式により計算する。

$$\frac{\sigma_V = \pm \sqrt{(\sigma_{BG} + \sigma_{add})^2 + 3\tau_G^2}}{\sqrt{7}}$$
パラメータは, 1.6.1 を参照のこと。

1.6.3 クランクピン油穴出口部の等価変動応力

<u>クランクピン油穴出口部の等価変動応力は、次式により計算する。</u>

$$\frac{\sigma_V = \pm \frac{1}{3}\sigma_{BO} \cdot \left[1 + 2\sqrt{1 + \frac{9}{4}\left(\frac{\sigma_{TO}}{\sigma_{BO}}\right)^2}\right]$$

パラメータは 161を参照のこと

<u>1.7 疲労強度</u>

1.7.1 クランクピンすみ肉部に対する疲労強度

-1. クランクピンすみ肉部に対する疲労強度は、次式により計算する。ただし、計算に おいて*R*_Hは 2 *mm* 以上とすること。

 $\sigma_{DW} = +K[0.42\sigma_B + 39.3] \times 0.264 + 1.073D^{-0.2} + \frac{785 - \sigma_B}{4900} + \frac{196}{\sigma_B} \frac{1}{R_B}$

σ_{DW}: クランク軸の許容疲労強度(*N/mm*)(すみ肉部表面並びに油穴の出口部及 び内面(油穴直径の 1.5 倍以上の深さまで)を滑らかに仕上げたクランク軸に 関するもの。)

<u>K</u>:鍛造及び鋳造のクランク軸の製造方法の違いによる係数

= 1.05 (CGF 又は Drop-Forged (表面処理を行わないもの。))

= 1.0 (CGF を有さない自由鍛造(表面処理を行わないもの。))

=0.93 (鋳造(すみ肉部に本会が承認した冷間ロール加工を行うもの。))

なお, Kの値は, 実寸法のクランクスロー若しくはクランク軸又はこれらから 採取された試験片による疲労試験により求めることができる。

 σ_{B} : クランク軸材料の最小引張強さ (N/mm^{2})

その他のパラメータは1.4を参照のこと。

-2. 実寸法のクランクスロー若しくはクランク軸又はこれらから採取された試験片に より疲労強度を求める場合,当該試験の評価は,付録2又は本会がこれと同等と認めた方 法に従って行うこと。なお,当該評価結果及び関連資料を本会に提出すること。

-3. すみ肉部に表面処理を行う場合,各処理部を図面上に記載し,当該処理部について は付録3又は本会がこれと同等と認めた方法に従って疲労強度計算を行うこと。なお,当 該計算結果及び関連資料を本会に提出すること。

1.7.2 ジャーナルすみ肉部に対する疲労強度

<u>ジャーナルすみ肉部に対する疲労強度は、次式により計算する。ただし、計算において、</u> <u>*R*_cは2 *mm* 以上とすること。</u>

 $\underline{\sigma_{DW}} = \pm K[0.42\sigma_B + 39.3] \times \left[0.264 + 1.073D_G^{-0.2} + \frac{785 - \sigma_B}{4900} + \frac{196}{\sigma_B} \sqrt{\frac{1}{R_G}} \right]$

<u>パラメータは、1.7.1 を参照のこと。</u>

<u>1.7.3 クランクピン油穴出口部に対する疲労強度</u>

<u>-1. クランクピン油穴出口部に対する疲労強度は、次式により計算する。ただし、計算</u> において、 $D_0/2$ は 2 mm 以上とすること。

$$\underline{\sigma_{DW}} = \pm K[0.42\sigma_B + 39.3] \times \left[0.264 \pm 1.073D^{-0.2} \pm \frac{785 - \sigma_B}{4900} \pm \frac{196}{\sigma_B} \sqrt{\frac{2}{D_0}} \right]$$

K: 鍛造及び鋳造のクランク軸の製造方法の違いによる係数

= 1.0 (鍛造(表面処理を行わないもの。))

=0.93 (鋳造(すみ肉部に本会が承認した冷間ロール加工を施すもの。))

<u>なお,Kの値は,実寸法のクランクスロー若しくはクランク軸又はこれらから</u> 採取された試験片による疲労試験により求めることができる。

その他のパラメータは, 1.7.1 を参照のこと。

-2. 実寸法のクランクスロー若しくはクランク軸により疲労強度を求める場合,当該試験の評価は,付録2又は本会がこれと同等と認めた方法に従って行うこと。なお,当該評価結果及び関連資料を本会に提出すること。

-3. 油穴出口部に表面処理を行う場合,各処理部を図面上に記載し,当該処理部については付録 3 又は本会がこれと同等と認めた方法に従って疲労強度計算を行うこと。なお, 当該計算結果及び関連資料を本会に提出すること。

1.8 判定基準

<u>クランク軸の寸法の適否は、等価変動応力と疲労強度との比較により決定される。クラ</u> ンクピンすみ肉部、ジャーナルすみ肉部及びクランクピン油穴出口部の疲労強度と等価 変動応力の比である許容係数Qは次式を満足すること。

 $Q \ge 1.15$

Q: クランクピンすみ肉部,ジャーナルすみ肉部及びクランクピン油穴出口部の許 容係数

$$\frac{=\sigma_{DW}}{\sigma_V}$$

1.9 半組立形クランク軸の焼きばめの計算

<u>1.9.1 一般</u>

-1. 焼きばめの計算に使用するクランク軸の寸法を図6に示す。



 DA:
 腕外径又はジャーナル中心線と腕外側輪郭との最短距離の2倍のいずれか小 さい方(mm)

 Ds:
 焼きばめ直径(mm)

 Dg:
 ジャーナル直径(mm)

 DBg:
 ジャーナル内径(mm)

 Ls:
 焼きばめ長さ(mm)

 Rg:
 ジャーナルすみ肉部半径(mm)

 y:
 隣接したジャーナル及びピンの距離(mm)

 ただし,
 $y \ge 0.05 \cdot D_s$

 yが0.1・Dsよりも小さい場合には、焼きばめによる応力がクランクピンす

 み肉部における疲労強度に及ぼす影響に対して、特別な考慮がなされなけ

 ればならない。

<u>-2. ジャーナルから焼きばめ直径へ移行する半径は、次が式の大きい方の値を満たされ</u>なければならない。

 $\underline{R_G \ge 0.015 \cdot D_G}$

 $R_G \ge 0.5 \cdot (D_S - D_G)$

<u>-3. 焼きばめしろZは, 1.9.3 及び 1.9.4 に従い計算された Zmin から Zmax の範囲内であること。ただし, 1.9.2 に示す条件を満たさない場合には, 上記の Zmin 及び Zmax は適用できない。この場合, Zmin 及び Zmax は, 有限要素法を用いて定められなければならない。</u>

1.9.2 ジャーナル内径

ジャーナル内径は、次式に示す条件に適合すること。

$D_{BG} \leq 1$	$\frac{D_{S} \cdot 1 - \frac{4000 \cdot S_{R} \cdot M_{\max}}{\mu \cdot \pi \cdot D_{S}^{2} \cdot L_{S} \cdot \sigma_{SP}}}{\sqrt{1 - \frac{4000}{\mu \cdot \pi \cdot D_{S}^{2} \cdot L_{S} \cdot \sigma_{SP}}}$
S_R :	安全率(2以上とすること)
<u>M_{max} :</u>	焼きばめ部の最大トルクの絶対値 (N・m)
μ :	静摩擦係数(0.2以下とすること。)
σ_{SP} :	ジャーナル材料の規格最低降伏点 (N/mm ²)

<u>1.9.3 焼きばめしろの最小値</u>

焼きばめしろの最小値は、次式のうち大きい方とすること。

$$\begin{split} \underline{Z_{min}} &\geq \frac{\sigma_{SW} \cdot D_S}{E_m} \\ \underline{Z_{min}} &\geq \frac{4000}{\mu \cdot \pi} \cdot \frac{S_R \cdot M_{max}}{E_m \cdot D_S \cdot L_S} \cdot \frac{1 - Q_A^2 \cdot Q_S^2}{(1 - Q_A^2) \cdot (1 - Q_S^2)} \\ \underline{Z_{min}} &: \quad \underline{\text{ k}} \geq \vec{i} \ \underline{b} \ O \ \underline{b} \ \underline{h} \ \underline{i} \ \underline{i} \ \underline{c} \$$

<u>1.9.4 焼きばめしろの最大値</u>

焼きばめしろの最大値は、次式に示す条件に適合すること。

$$\underline{Z_{max}} \le \underline{D_S} \cdot \left(\frac{\sigma_{SW}}{E_m} + \frac{0.8}{1000}\right)$$

付録1として次の付録を加える。

付録1 有限要素法を用いたクランク軸腕のすみ肉半径における 応力集中係数の計算指針

<u>1.1 一般</u>

本付録で述べる解析の目的は,解析的に計算されるクランク軸すく肉部における応力集 中係数を有限要素法による数値計算に代えることである。解析的手法は,様々なクラン ク軸形状の歪みゲージ測定により作成された経験式に基づいているため,当該算式の適 用はクランク軸の形状により限定される。

本付録により計算される応力集中係数は,ジャーナル及びピンすみ肉部の呼称応力と有限要素法により計算した応力との比で定義される。附属書 2.3.1 において使用する場合, ねじり及び曲げについては,ミーゼス応力を計算すること。

本手法は一体形及び半組立形(ジャーナルすみ肉部を除く)に対し有効である。

<u>解析は、線形弾性有限要素解析として行い、適当な大きさの単位荷重を全ての荷重条件</u>に適用すること。

油穴における応力集中係数の計算は, 付録4によること。

単純形状のモデルを使って,有限要素法により求められた応力と解析的手法により得ら れた応力を比較する等,有限要素ソルバーで要素精度の確認を行うことを推奨する。 有限要素法に代えて境界要素法を使用してもよい。

<u>2.1 モデル化要件</u>

有限要素モデルを構築するための基本的な推奨事項及び認識事項を 2.1.1 に示す。最終的な有限要素モデルは 2.2 の要件を満足すること。

2.1.1 要素メッシュの推奨事項

<u>-1. メッシュの精度基準を満足するため、次の事項に従って有限要素モデルを構築する</u> ことを推奨する。

- (1) 計算は,ジャーナル中央間のクランクスロー1 個により構成されるモデルに対して 行う。
- (2) すみ肉部近辺において使用する要素タイプは次のいずれかとする。
 - (a) 10 節点 4 面体要素
 - (b) 8 節点 6 面体要素
 - (c) 20 節点 6 面体要素
- (3) クランク面の周方向±90°の範囲内におけるすみ肉部のメッシュは次による。
 - (a) すみ肉部における周方向の最大要素寸法 a は, クランクピンすみ肉部において は a=R_H/4, ジャーナルすみ肉部においては a=R_G/4 とすること。20 節点 6 面体 要素を用いる場合は周方向の最大要素寸法を 5a まで拡大することができる。 すみ肉部半径の値が場所により異なる場合は,採用したモデルにおける半径を 用いる。
 - (b) すみ肉部半径方向の要素寸法は次の通りとする(図1参照)。

- i) 第一層の厚さは要素寸法 a
- ii) 第二層の厚さは要素寸法 2a
- iii) 第三層の厚さは要素寸法 3a
- (4) 腕厚さ方向には少なくとも6つの要素を設ける。
- (5) クランク軸の他の部分の要素はソルバーの数値安定性に適したものとする。
- (6) カウンターウエイトは、クランク軸の全体剛性に大きく影響を及ぼすときにのみモ デル化する。
- (7) 油穴については, クランク軸の全体剛性への影響がごくわずかであり, 図2に示す すみ肉部までの距離が2R_H又は2R_Gより大きい場合は, モデル化する必要はない。
- (8) 重量減少のために設けられた穴はモデル化する。
- (9) ソフトウェア要件が満足されている場合,サブモデリングを用いてもよい。





2.1.2 材料

<u>-1.</u> 鋼材について,解析に用いる材料特性値として次の値を用いること。 縦弾性係数 $E = 2.05 \cdot 10^5 MPa$

<u>ポアソン比 ν = 0.3</u>

<u>-2. 鋼材以外の材料について、文献に引用される値又は代表的な試験片による測定値の</u>いずれかの信頼できる値を用いること。

<u>2.2 要素精度基準</u>

要素メッシュは次の 2.2.1 及び 2.2.2 に示す事項を満足することとし,評価点において, 実際の要素メッシュが次に示す基準を満足しない場合は,より詳細なメッシュにおいて 再度計算を行うこと。

<u>2.2.1 主応力基準</u>

<u>評価点における主応力σ₁, σ₂及びσ₃は, 次式を満足すること。</u>

$\min(|\sigma_1|, |\sigma_2|, |\sigma_3|) < 0.03 \cdot \max(|\sigma_1|, |\sigma_2|, |\sigma_3|)$

2.2.2 平均/非平均応力基準

評価点において,任意の節点に結合した各要素から求められた平均化されていない節点 応力と,100%平均化された節点応力の差は5%未満であること。

3.1 荷重条件

次の 3.1.1 から 3.1.3 の荷重条件を用いて計算を行うこと。

<u>3.1.1 ねじり</u>

-1. クランク軸中心線上の中心節点にねじりモーメント T を作用させた場合を想定し, 図3に示す荷重境界条件において計算を行う。

-2. ジャーナル及びクランクピンすみ肉部のすべての節点における主応力を導き,等価 ねじり応力を次式により計算する。

$$\underline{\tau_{equiv}} = \max\left(\frac{|\sigma_1 - \sigma_2|}{2}, \frac{|\sigma_2 - \sigma_3|}{2}, \frac{|\sigma_1 - \sigma_3|}{2}\right)$$

-3. クランクピン及びジャーナルすみ肉部のねじりに対する応力集中係数 α<u>τ</u>及び β<u>τ</u>は 次式により求められる。

$$\frac{\alpha_T = \frac{\tau_{equiv,\alpha}}{\tau_N}}{\beta_T = \frac{\tau_{equiv,\beta}}{\tau_N}}$$

<u>ここで, *τ*Nはクランクピン及びジャーナルそれぞれにかかる呼称ねじり応力であり次式</u> により求められる(WPは附属書 2.3.1 の 1.3.2 参照)。

$$\tau_N = \frac{T}{W_P}$$



3.1.2 純曲げ(4点曲げ)

-1. クランク軸中心線上の中心節点に曲げモーメントMを作用させた場合を想定し,図 4に示す荷重境界条件において計算を行う。

曲げモーメントをクランク軸の座標軸に配置する中心節点に作用させる。

-2. クランクピン及びジャーナルすみ肉部における全ての節点のミーゼス等価応力 <u>σequiv</u>が抽出される。最大値を用いて,曲げに対する応力集中係数 α_B 及び β_B は次式により 求められる。

$$\frac{\alpha_B}{\sigma_N} = \frac{\sigma_{equiv,\alpha}}{\sigma_N}$$
$$\beta_B = \frac{\sigma_{equiv,\beta}}{\sigma_N}$$

<u>ここで、呼称曲げ応力 σN</u>は次式で表される(Weqwは附属書 2.3.1 の 1.3.1-2.(2)参照)。

$$\underline{\sigma_N = \frac{M}{W_{eqw}}}$$



3.1.3 せん断力を伴う曲げ(3点曲げ)

<u>-1.</u> 連接棒から力 *F*_{3P}を受けた場合を想定し,図5に示す荷重境界条件において計算を 行う。



図6 直列型及びV型エンジンの荷重設定

-2. ジャーナルすみ肉部におけるミーゼス等価応力 <u>σз</u>が抽出される。ジャーナルすみ 肉部における応力集中係数は次の(1)又は(2)に示す方法により求められる。

(1) 半径方向力による圧縮に対する応力集中係数 Bo は次式により求められる。

$\underline{\sigma_{3P}} = \sigma_{N3P}.\beta_B + \sigma_{Q3P}.\beta_Q$

<u>ここで</u>

<u>σ₃p: 有限要素解析により得られる応力</u>

<u>σ_{N3P}: 連接棒から受ける力 F_{3P}による腕における呼称曲げ応力(図6参照)</u>

<u>β_B:前 3.1.2-2.により得られる応力集中係数</u>

 $\sigma_{O3P} = Q_{3P}/(B.W)$

Q3P: 連接棒 F3P により生じる腕における半径方向せん断力(附属書 2.3.1 の図 1)

及び2参照)

(2) 曲げ及び半径方向力による圧縮に対する応力集中係数<u>βBO</u>は次式により求められる。

$$\beta_{BQ} = \frac{\sigma_{3P}}{\sigma_{N3P}}$$

記号については前(1)を参照のこと。

付録2として次の付録を加える。

付録2 疲労試験の評価指針

<u>1.1 序</u>

<u>疲労試験は、主として小試験片による試験及び実寸法のクランクスローを用いた試験の</u> <u>2 通りに分けられる。試験は、本付録のステアケース法又は修正ステアケース法を用い</u> て行うことができる。その他の統計的評価手法を適用してもよい。

<u>1.2 小試験片による試験</u>

-1. すみ肉部を表面処理していないクランク軸の場合,実寸法のクランクスローから採取した小試験片の試験により疲労強度を求めることができる。

-2. すみ肉部近辺の他の領域が表面処理されており、すみ肉部に残留応力がかかる場合 にあっては本手法を適用することはできない。

-3. 本手法は大量の試験片を作成することができる利点がある。その他の利点としては, 異なる応力比(R比)及び/又は異なるモード(例えば,軸,曲げ,ねじり及び切欠きの 有無)での試験が可能なことである。これはクリティカルプレーン基準に用いる材料デー タの評価のため必要である。

1.3 実寸法のクランクスローによる試験

-1. 表面処理したクランク軸の場合,疲労強度は実寸法のクランクスローを用いた試験 からのみ求めることができる。

-2. 荷重は3又は4点曲げの配置で油圧アクチュエーターによって付加するか,共振試験器の励振器により付加する。一般に応力比はR = -1に制限されるが,後者が頻繁に使用 される。

2.1 試験結果の評価

2.1.1 原理

-1. 疲労試験に先立ち,クランク軸に対し,化学組成,機械的性質,表面硬度,硬化層 深さ及び範囲並びにすみ肉部表面仕上げ等の品質管理手順に従って要求される試験を行 うこと。

-2. 試験片は,許容範囲の「下端」を示すように用意するべきである。これは,例えば, 高周波焼入れ処理したクランク軸の場合,硬化層深さ及びすみ肉範囲は許容範囲の下限で あること等を意味する。あるいは,試験結果の平均値を信頼区間で補正するべきである。 標本平均及び標準偏差とも90%信頼区間を使用してよい。

-3. 試験結果は,-2.の 90%信頼区間の考慮にかかわらず,平均疲労強度を表すものとして評価すること。標準偏差は90%信頼区間を考慮に入れて検討するべきである。疲労強度として使用する結果は,平均疲労強度から1標準偏差を引いたものである。

-4. 当該評価が機械特性(静的)と疲労強度との関係を見出すことを目的とする場合, その関係性は,規格最小特性ではなく,実際に測定した機械特性に基づくものであること。 -5. 2.1.4 に示す計算手法はステアケース法用として開発されたものである。しかしなが ら,修正ステアケース法専用の類似手法は存在しないため,同一のものを両者に適用する。

<u>2.1.2 ステアケース法</u>

- -1. ステアケース法では、次の通り疲労試験を実施する。
- (1) 1本目の試験片に、想定される平均疲労強度相当の応力を加える。
- (2) (1)の試験片が 10⁷ サイクルの疲労試験で破断しなかった場合は, その試験片を取り 除き, 次の試験片には, 1 段階増加した応力を加える。
- (3) (2)の通り,破断しなかった試験片の次に使用する試験片には,1段階増加した応力 を加える。当該増加分は想定される標準偏差に対応するように選択するべきである。
- (4) 試験片が10⁷サイクルの疲労試験で破断した場合は,得られたサイクル数を記録し, 次の試験片には1段階減少した応力を加える。
- -2. ステアケース法は多数の試験片を用意できるときのみに適した方法である。
- -3. 試験片は、少なくとも 25 本程度を用意すること。

2.1.3 修正ステアケース法

- -1. 試験片数が限られる場合には、修正ステアケース法の使用を推奨する。
- -2. 修正ステアケース法では、次の通り疲労試験を実施する。
- (1) 1 つ目の試験片に、平均疲労強度よりも十分に低いと考えられる応力を加える。
- (2) (1)の試験片が10⁷サイクルの疲労試験で破断しなかった場合,同一の試験片に対し て1段階増加した応力を加える。増分は想定される標準偏差に対応するように選択 するべきである。この方法を同じ試験片が破断するまで継続する。
- (3) 破断後,破断時のサイクル数を記録し,次の試験片には前の試験片が破断した際の 応力よりも少なくとも2段階減少した応力を加える。

-3. 高い応力であるほど(特に高い平均応力における試験),疲労限度を増加させる傾向があるため,修正ステアケース法により得られる結果は慎重に使用するべきである。ただし,この「トレーニング効果」は,高張力鋼(例えばUTS > 800MPa)ではそれほど顕著ではない。

-4. 試験片は、少なくとも3本を用意すること。

2.1.4 標本平均及び標準偏差の計算

5のクランクスローの場合の計算例を次に示す。

- (1) 修正ステアケース法並びにディクソン及びムードの評価手法を用いる場合,標本数 が10であれば,非破断事象が5,破断事象が5であることを意味する。 標本回数:n = 10
- (2) 破断事象と非破断事象を次の通り分類する。

(a) 破断事象が少ない場合: *C* = 1

(b) 非破断事象が少ない場合: C = 2

<u>本手法では,発生回数が少ない事象のみを用いる。たとえば破断事象が非破断事象</u> より多い場合には,非破断事象の回数を用いる。

(3) 修正ステアケース法では,通常,非破断事象及び破断事象の回数が同数である。しかしながら,例えば,直前の応力段階を2下回る条件で試験片が破断した場合,非

破断事象の回数が破断事象の回数よりも少なくなる等,試験に失敗する可能性がある。 る。一方,この予期せぬ早期破断が比較的高いサイクル数の後に発生する場合には, これより下の応力段階を非破断事象として定義することができる。

(4) ディクソンとムードの手法は,特に標本数の少ない試験においても適用可能な最尤 理論から導かれ,ステアケース試験の結果から標準偏差及び標本平均を計算するた めの簡単な近似式を示す。

 $\underline{0.5 \cdot s < d < 1.5 \cdot s}$

上式のいずれかを満足しない場合,試験を新たに行うか,安全側となるよう極めて大きく標準偏差を取るべきである。

(5) 応力階差 d が標準偏差 s と比べて非常に大きい場合, 階差と標準偏差との差が比較 的小さいときに計算した値と比較して, 当該手法は, 標準偏差がより低く, 標本平 均は僅かに高くなる。それぞれの応力階差 d が標準偏差 s よりはるかに小さい場合, 当該手法は, 標準偏差がより高く, 標本平均は僅かに低くなる。

例

試験結果を図1に示し,試験結果の処理方法並びに標本平均及び標準偏差の評価方法を図2に示す。







(備考)

i=0,1,2...:応力レベルの番号で通常0から始める。

f_i:応力レベルiにおける試験片数

図 2	よ	り、	票本平均及び標準偏差を以下の通り評価することができる
-----	---	----	----------------------------

 (1)
 応力レベル 0: S_{a0} := 375 MPa

 ここでレベル 0: 試験結果中で発生頻度が低い事象の最小値

 (2)
 応力階差: d:= 25 MPa

 (3)
 F:= 5, A:= 3, B:= 5

 (4)
 標本平均は次式により求められる。

 S_a := $S_{a0} + d \cdot \left(\frac{A}{r} - \frac{1}{2}\right)$ C = 1 $S_a = 375.5 MPa$

 (5)
 標準偏差は、次式により求められる。

 $s:= 1.62 \cdot d \cdot \left(\frac{B \cdot F - A^2}{r^2} + 0.029\right)$ S = 27.09 MPa

 (6)
 標準偏差の比は、次式により求められる。

 $S_r:=\frac{s}{s_a}$ $S_r = 0.072$

<u>2.1.5 平均疲労限度の信頼区間</u>

-1. ステアケース疲労試験を繰り返すと,標本平均と標準偏差は,前の試験結果と異なる値となる可能性が高くなる。従って,標本平均に信頼区間を使用することによって,試験値が選択した疲労限度を確実に上回ることを保証する必要がある。

-2. 未知の分散を有する標本平均の信頼区間は,平均を中心に対称な分布である t 分布 (スチューデントの t 分布)に従って分布することが知られている(図3参照)。



(備考)

通常,標本平均に使用される信頼度は 90 %であり,これは,繰り返し試験の標本平均の 90 %が,選択された信頼度で計算値を上回ることを意味する。図3は,標本平均の (1-α)・100%の 信頼区間に対する *t*値を示す。

-3. S_aが経験的平均であり, s が一連の n 個の標本にわたる経験的標準偏差であって, 変数値が未知の標本平均及び分散で正規分布する場合,当該平均に対する(1 – α)・100% の信頼区間は次式となる。

$$\underline{P\left(S_a - t_{\alpha, n-1} \cdot \frac{S}{\sqrt{n}} < S_{aX\%}\right)} = 1 - \alpha$$

-4. 得られた信頼区間は,標本値の経験的平均を中心に対称であり,下端は次式により 求められる。

$$\underline{S_{aX\%}} = \underline{S_a} - \underline{t_{a,n-1}} \cdot \frac{\underline{S}}{\sqrt{n}}$$

これは欠陥の可能性を考慮した場合の低減した疲労限度を得るために使用する平均疲労限度(母集団値)である。

<u>例</u>

90%の信頼区間 ($\alpha = 0.1$) としてn = 10 (破断回数 5 回, 非破断回数 5 回) とすると, 分布表 (E.Dougherty: Probability and Statistics for the Engineering, Computing and Physical Sciences, 1990の表中でv = n - 1) より $t_{\alpha,n-1} = 1.383$ を得られる。

このため、
$$S_{a90\%}$$
は次式で表される。

$$\underline{S_{a90\%} = S_a - 1.383 \cdot d \cdot \frac{s}{\sqrt{n}} = S_a - 0.4373 \cdot s}$$

<u>なお,安全側の値をとるため,nを使用した試験片数である5として, $t_{\alpha,n-1} = 1.533 \epsilon$ </u>使用する場合もある。

<u>2.1.6 標準偏差の信頼区間</u>

<u>-1.</u> 正規確率変数の分散に対する信頼区間は自由度*n*-1のカイ 2 乗分布を取ることが 知られている(図4参照)。



(備考)

標準偏差の信頼度は、繰り返された試験の標準偏差がある信頼度の疲労試験の標準偏差から得られる上限未満であることを 保証するために使用する。図4は、分散に対する(1-α)・100%の信頼区間のカイニ乗を示す。

-2. n 個の標本から想定される疲労試験値は、 σ^2 の分散を有する正規確率変数であり、 経験的分散は s^2 である。当該分散に対する $(1 - \alpha) \cdot 100$ %の信頼区間は次式により求められる。

$$\underline{P\left(\frac{(n-1)s^2}{\sigma^2} < \chi^2_{\alpha,n-1}\right)} = 1 - \alpha$$

<u>-3.</u> 標準偏差について(1 – α) · 100 %の信頼区間は,分散に対する信頼区間の上限値の 2 乗根により得られ,次式により求められる。

$$\underline{S_{X\%}} = \sqrt{\frac{n-1}{\chi^2_{\alpha,n-1}}} \cdot \underline{S_{X\%}}$$

<u>この標準偏差(母集団値)は、欠陥の可能性を考慮した疲労限度を得るために用いられる。</u>

例

<u>90%の信頼区間($\alpha = 0.1$)としてn = 10(破断回数 5 回,非破断回数 5 回)とすると, 分布表(E.Dougherty: Probability and Statistics for the Engineering, Computing and Physical Sciences, 表中でv = n - 1)より $\chi^2_{\alpha,n-1} = 4.168$ を得られる。 このため、S_{90%}は次式で表される。</u>

$$\underline{S_{90\%}} = \sqrt{\frac{n-1}{4.168} \cdot s} = 1.47 \cdot \underline{s}$$

<u>なお,安全側の値をとるため,nを使用した試験片数である5として, $\chi^2_{\alpha,n-1} = 1.064$ を</u>使用する場合もある。

3.1 小試験片試験

<u>3.1.1 一般</u>

-1. 本付録で、小試験片は、クランクスローから採取された1の試験片とみなす。

-2. 試験片はすみ肉部の疲労強度を代表するものとなるように、すみ肉部近傍から採取 するべきである(図5参照)。

-3. -2.の試験片を使用する試験における主応力方向が,実寸法のクランクスローと同等 であることを確認するべきである。有限要素法を使用して検証することを推奨する。 -4. 機械特性(静的)は、品質管理手順に従って求めること。





<u>3.1.2 曲げ疲労強度の決定</u>

-1. 応力勾配の影響に関連する不確実性を避けるため,切欠きのない試験片を使用する ことを推奨する。引張圧縮試験法(応力比R = -1)での試験が望ましいが,特にクリティ カルプレーン基準の目的上,他の応力比及び方法を追加してよい。

-2. 引張圧縮試験において,実寸法のクランクスローの主応力方向を示すように試験を 行うため,また詳細な情報がない場合には,図5に示すように試験片を45度の角度で採 取すること。試験目的が高清浄度の影響を記録することである場合,円周方向に約120度 の位置から採取した試験片を使用することができる(図5参照)。また,試験目的がCGF 鍛造の影響を記録することである場合,試験片の採取はクランク面の近傍に限定するべき である。

3.1.3 ねじり疲労強度の決定

-1. 試験片にねじり試験を行う場合,試験片は 3.1.2 の曲げに関する指針に従って選択 するべきである。疲労強度の評価時には,応力勾配の影響を考慮すること。

-2. 試験片に引張圧縮試験を行い,また詳細な情報がない場合には,試験片と実寸法の クランクスローとの主応力方向の共線性を確保するため,供試材をクランク面に対して45 度の角度で採取するべきである。試験片をすみ肉部に沿ってクランク軸の(クランク)中 間面からある距離で採取する場合,この平面は,ピンの中心点の周りを回転して,ねじれ による破壊方向を再度採取することが可能になる(得られた結果は,適切なねじり疲労強 度に変換すること)。

<u>3.1.4 他の試験位置</u>

-1. 試験目的が疲労特性を見出すことであって,クランク軸が CGF と同様の方法で鍛造されている場合には,通常,機械試験片を採取する場所の延長線上の軸部から長手方向に試験片を採取してよい。ただし,この延長線上の軸部がクランク軸の一部として熱処理され,かつクランクスローと同様の焼入れ速度となる寸法のものであることが条件である。 -2. 延長線上の軸部から採取した試験片による試験結果を使用する場合,その軸部の鍛流線がクランクすみ肉部をどの程度代表しているのかを考慮すること。

<u>3.1.5 試験結果の相関</u>

-1. 試験片の試験によって得られた疲労強度は,適切な方法(寸法効果)で実寸法のクランク軸の疲労強度に対応するように変換すること。

-2. 3.1 の試験から得られた曲げ疲労特性を使用する場合, CGF 鍛造では, 他の鍛造 (CGF 以外のもの)と比べて疲労強度は向上するが,通常,同程度のねじり疲労強度の向 上には繋がらない。このような場合には,ねじり試験も行う,もしくはねじり疲労強度を 安全側に評価することを推奨する。この方法は,ゴフ・ポラード基準を使用する場合に適 用できる。ミーゼスやフィンドリー等の多軸基準を使用することは認められていない。

-3. 曲げ疲労とねじり疲労の比が√3と著しく異なる場合, ミーゼス基準に代えてゴフ・ ポラード基準を使用することを検討するべきである。また, クリティカルプレーン基準を 使用する場合, CGF は疲労強度の点で材料を不均一にする。すなわち, 材料パラメータは 面方向で異なる点に留意すること。

-4. いかなる影響因子の追加も注意して行うこと。例えば、清浄鋼にある種の添加物が 記載されている場合、CGFの係数 K と組合せられない場合もある。清浄鋼及び CGF 鍛造 のクランクから採取した供試材で試験することが望ましい。

<u>4.1 実寸法試験</u>

<u>4.1.1 油圧脈動</u>

<u>-1.</u> 油圧試験機は, クランク軸の試験をねじり並びに3点又は4点曲げで実施できるよう配置する。これにより任意の応力比Rでの試験が可能となる。

-2. 試験の開始にあたり,付加荷重は軸部の平面上でのひずみゲージ測定によって確認 するべきであるが,試験中の荷重制御のために必ずしも使用する必要はない。また,ひず みゲージチェーンですみ肉部の応力を確認することが適当である。

-3. 試験装置は,付録3の3.1に定める境界条件を与えるものであることが重要である。 -4. 機械特性(静的)は,品質管理手順に規定される通り求めること。

4.1.2 共振試験機

-1. 通常,曲げ疲労試験機は,応力比 R=-1 で作動する。図6に試験機の配置を示す。 -2. 付加荷重は,軸部の平面上でのひずみゲージ測定によって確認するべきである。また,ひずみゲージチェーンですみ肉部の応力を確認することが適当である。



-3. ジャーナルのクランプは,クランプ端部での破断に繋がる深刻なフレッティングを 防止できるよう配置すること。クランプとジャーナルすみ肉部間にある程度の距離がある 場合,荷重は4点曲げと一致しジャーナルすみ肉部を代表する。

-4. 実際の機関では,通常,クランクピンすみ肉部における応力比は, *R*= -1 を僅かに 上回り,またジャーナルすみ肉部における応力比は, *R*= -1 を僅かに下回る。必要な場合, スプリングプレロードによって平均荷重(*R*= -1 から逸脱)を加えてよい。

-5. ねじり疲労試験機は、図7に示すように配置することができる。クランクスローが ねじれを受ける場合、クランクピンのねじれによりジャーナルが横方向に動く。単一のク ランクスローをねじり共振試験機で試験する場合、錘付クランプとともにジャーナルは大 きく横に振動する。この錘付クランプの横方向の動きは、特にクランクがほぼ同じ方向に ある場合、2のクランクスローを有することによって低減することができる。ただし、中 央のジャーナルの移動は大きくなる。

<u>-6. 横方向の動きは大きな曲げ応力を発生させる場合があるため、クランクピン平面部ついても、試験結果に影響を及ぼし得る曲げを測定できるようにひずみゲージを取付ける</u>こと。

-7. 曲げ疲労試験の場合と同様に,付加荷重は,軸部の平面上でのひずみゲージ測定に よって確認すること。また,ひずみゲージチェーンですみ肉部の応力を確認することが適 当である。



<u>4.1.3 結果の利用とクランク軸の判定</u>

-1. クランク軸の判定計算(附属書 2.3.1 の 1.8 参照)において,試験から得られた曲げ 及びねじり疲労強度を組合せるため,次の通りゴフ・ポラード手法及び最大主応力の式を 適用することができる。

(1) クランクピンの直径の場合,次式により求められる。

$$Q = \left(\sqrt{\left(\frac{\sigma_{BH}}{\sigma_{DWCT}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{BH}}{\tau_{DWCT}}\right)^2}\right)^{-1}$$

<u>σ_{DWCT}:曲げ試験による疲労強度</u> <u>τ_{DWCT}:ねじり試験による疲労強度</u> (2) クランクピン油穴の場合,次式により求められる。

$$Q = \frac{\sigma_{DWOT}}{\sigma_V}; \quad \sigma_V = \frac{1}{3}\sigma_{BO} \cdot \frac{1+2}{\sqrt{1+\frac{9}{4}\left(\frac{\sigma_{TO}}{\sigma_{BO}}\right)^2}}$$

<u>
 のpwor: ねじり試験における最大主応力による疲労強度</u>
 (3) ジャーナル直径の場合,次式により求められる。
 -1

$$Q = \left(\sqrt{\left(\frac{\sigma_{BG}}{\sigma_{DWJT}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_G}{\tau_{DWJT}}\right)^2} \right)^{-1}$$

<u>σ_{DWJT}:曲げ試験による疲労強度</u>

τDWIT: ねじり試験による疲労強度

<u>-2.</u> 表面処理による疲労強度の増加が上記と類似しているとみなされる場合は、表面処理を考慮していない場合の算式に従い、最も重要な場所のみを試験することで十分である。

5.1 類似のクランク軸の既存の結果の利用

<u>5.1.1 既存の結果の利用</u>

-1. 表面処理していないすみ肉部又は油穴において,試験結果が次の条件を満足する場合には,当該結果を類似のクランク軸に利用することができる。

(1) 材料

(a) 類似の材料を使用すること

(b) 清浄度が同等以上であること

(c) 同等の機械特性を保障できること(寸法対硬化性)

(2) 形状

(a) 寸法効果による応力勾配の差異が小さいこと,又は差異を考慮すること

(b) 主応力方向が等しいこと(3.1 参照)

(3) 製造

(a) 類似の製造方法であること

-2. 高周波焼入れ又はガス窒化されたクランク軸は、表面において又は心部への遷移領 域のいずれかで疲労の影響を受ける。実寸法のクランクの疲労試験によって求められる表 面疲労強度は、疲労が表面から開始した場合、当該試験を実施したクランク軸と同等又は 類似の設計のクランク軸において使用することができる。類似の設計とは、類似の材料及 び表面硬度が使用され、すみ肉部半径及び硬化層深さは、試験を実施したクランク軸のお よそ±30%以内であることを意味する。

-3. 遷移領域における疲労は,表面下(すなわち硬質層下)又は硬化を終える表面のい ずれかで発生する場合がある。心部への遷移点で疲労が開始することを条件に,心部への 遷移点の疲労強度は,疲労試験によって求めることができる。心部材のみで行った試験は, 遷移点の引張残留応力が欠けているため,代表することはできない。

-4. 以下の近年の研究内容に留意すること。

内部欠陥の周囲に拡散して集積する水素捕捉による表面下での亀裂発生により,疲労限度は,超高サイクル域において減少する可能性がある。この場合,10⁷ サイクル後を超える領域では,疲労限度をサイクル数が10倍になるごとに数%減少させることが適切と考えられる。村上敬宜氏の発表「Metal Fatigue: Effects of small Defects and Non-metallic Inclusions」では,特に水素含量が高いと考えられる場合には,この減少はサイクル数が10倍になるごとに5%とすることが提案されている。

付録3として次の付録を加える。

付録3 表面処理されたすみ肉部及び油穴出口の計算指針

<u>1.1 序</u>

<u>本付録では、表面処理されたすみ肉部及び油穴出口について取扱う。種々の処理に関し</u> て説明するとともに計算用の実験式を示す。

<u>可能な場合,測定値又は詳細な情報を使用すること。ただし,残留応力等の値に大きな</u> ばらつきがある場合には,最も安全側となる値を選択すること。

<u>2.1 表面処理の定義</u>

<u>「表面処理」とは、表面から心部にかけて不均一な材料特性(硬度,化学的特性又は残</u>留応力等)をもたらす、熱的、化学的、機械的操作等の処理を含む用語である。

<u>2.2 表面処理手法</u>

表1に処理手法と各手法による疲労強度に関連する材料特性への影響を示す。

表面処理手法	<u>効果</u>
高周波焼入れ	硬度及び残留応力
<u>窒化</u>	化学的特性,硬度及び残留応力
表面硬化	化学的特性,硬度及び残留応力
ダイクエンチ(焼戻しを行わない)	硬度及び残留応力
冷間ロール加工	残留応力
ストロークピーニング	残留応力
ショットピーニング	残留応力
レーザピーニング	残留応力
ボールコイニング	残留応力

表1 表面処理手法とその効果

(備考)

<u>舶</u>用機関には,高周波焼入れ,窒化処理,冷間ロール加工,ストロークピーニングのみが関連すると考えられるため,**表**1 に示す以外の方法(2以上を組合せる場合を含む)は、本付録では取扱ない。加えて、ダイクエンチは、高周波焼入れと同 様の方法とみなすことで差支えない。

<u>3.1 一般</u>

3.1.1 一般

-1. 変動作用応力は,停留亀裂が生じ得る局所疲労強度(表面処理の効果を含む)未満 であること(6.1.2 参照)。これは,一定の安全係数をかけて求める。

-2. -1.については、すみ肉部または油穴の輪郭全体並びに表面下から処理部(表面処理の影響を受ける領域)以下の深さ(心部までの深さを含む)まで適用すること。

-3. 局所疲労強度には、局所硬度、残留応力及び平均作用応力の影響を考慮に入れること。

<u>-4. 「ギガサイクル効果」の影響(特に表面下での亀裂発生)に関しては,安全マージ</u>ンを選択することで考慮すべきである。

-5. 応力が集中する領域においては、硬化/ピーニングの範囲を適切に検討すること。

-6. 硬化/ピーニングが終了するあらゆる遷移領域において,大きな引張残留応力を有 する場合がある。これは「弱点」を形成し,高応力領域と一致する場合には強度に重大な 影響を及ぼす。

<u>-7. 変動及び平均作用応力については、応力集中の存在する全領域及び表面処理深さの</u>約1.2 倍の深さまで求めること(図1参照)。

<u>-8. 判定基準は、すみ肉部表面の輪郭に沿った最大応力集中点から腕まで及び表面から</u> 心部まで段階的に適用すべきである。

図1 深さの関数としての応力に関する一般原則(高周波焼入れの場合)



基準軸は,深さ(面に垂直)又はすみ肉部の輪郭を表す。

3.2 すみ肉部の局所応力の評価

<u>3.2.1 有限要素法による評価</u>

<u>すみ肉部輪郭に沿った応力に加え,硬化層をある程度越えた深さまでの表面下の応力に</u> <u>関する情報を有する必要がある。これは,通常付録3</u>に記載される有限要素法により求め られる。ただし,表面下の領域における要素寸法は,表面と同寸法とすること。クランク ピンの硬化については,表面から硬化層にかけて小寸法要素のみを連続させること。

<u>3.2.2 簡易手法による評価</u>

-1. 有限要素法を利用できない場合, 簡易手法を使用してよい。この場合, 有効範囲内 であることを条件に附属書2.3.1の1.4に定める経験的に決定された応力集中係数とすみ肉 部半径に反比例する相対応力勾配に基づき決定することができる。曲げ応力とねじり応力 について別々に対処すること。これらの組合せは判定基準によること。

-2. 表面下遷移領域の応力は,最小硬化深さをもって,すみ肉部表面に垂直な軸に沿っ た局所応力集中係数によって定めることができる。

(1) クランクピン及びジャーナルすみ肉部の曲げに対する局所応力集中係数α<u>B-local</u>及

<u>びβ_{B-local}は次式により求められる(図 2 参照)。</u> $a_{B-local} = (a_B - 1) \cdot e^{\frac{-2 \cdot t}{R_H}} + 1 - (\frac{2 \cdot t}{\sqrt{W^2 + S^2}})^{\frac{0.6}{\sqrt{a_B}}}$ $\beta_{B-local} = (\beta_B - 1) \cdot e^{\frac{-2 \cdot t}{R_G}} + 1 - (\frac{2 \cdot t}{\sqrt{W^2 + S^2}})^{\frac{0.6}{\sqrt{\beta_B}}}$ <u>パラメータは附属書 2.3.1 の 1.3.1-3.及び 1.4 を参照のこと。</u> (2) クランクピン及びジャーナルすみ肉部のねじりに対する局所応力集中係数<u>α_{T-local}</sub></u> <u>及び β_{T-local}</u>は次式により求められる(図 3 参照)。 $a_{T-local} = (a_T - 1) \cdot e^{\frac{-t}{R_H}} + 1 - (\frac{2 \cdot t}{D_G})^{\frac{0.6}{\sqrt{\alpha_T}}}$ $\beta_{T-local} = (a_T - 1) \cdot e^{\frac{-t}{R_G}} + 1 - (\frac{2 \cdot t}{D_G})^{\frac{0.6}{\sqrt{\beta_T}}}$ <u>パラメータは附属書 2.3.1 の 1.3.2-2.及び 1.4 を参照のこと。</u> -3. ピンのみが硬化処理され、硬化領域端とすみ肉部の距離が最大硬化深さの 3 倍未満

の場合、有限要素法を使用して遷移領域の実際の応力を求めるべきである。





(備考) ジャーナルすみ肉部の対応する応力集中係数は, R_Hを R_Gに置き換えることで得られる。

図3 深さの関数としてのクランクピンすみ肉部のねじり応力集中係数





ジャーナルすみ肉部の対応する応力集中係数は, R_Hを R_Gに, D を D_Gに置き換えることで得られる。

3.3 油穴部応力の評価

<u>3.3.1 有限要素法による評価</u>

-1. 油穴部の応力は,有限要素法によって求めることができる。

<u>-2. 要素寸法は油穴直径Doの1/8以下とし,要素メッシュ精度は付録1の基準に従うべきである。</u>

-3. 有限要素メッシュは,硬化深さに対応する半径方向の深さを十分に超えて適用する べきである。

<u>-4. 有限要素法において,ねじり及び4点曲げの荷重条件を与えること(付録1の3.1.1</u> 及び3.1.2参照)。

<u>3.3.2 簡易手法による評価</u>

-1. 有限要素法が利用できない場合, 簡易手法を使用してよい。当該手法は, 適用範囲 内であることを条件に, 経験的に決定された附属書 2.3.1 の 1.3 の応力集中係数に基づくも のとすることができる。

<u>-2. ピーク応力点における曲げ応力とねじり応力は, 附属書 2.3.1 の 1.6 の通り組合わせる。</u>

-3. 図4は、硬質材料と軟質材料の間の遷移領域において硬度が局所的に低下すること を示している。この低下の発生は、調質処理での焼入れ後の焼き戻し温度に依存する。 -4. 油穴部のピーク応力は、丸み面取りの終端部に発生する。この領域内での応力はピンの中心に向かってほぼ線形に降下する。図4より浅い硬化層の場合(A)と中程度の硬 化層の場合(B)では、実質的に遷移点は最大応力点と一致する。深部まで硬化した場合 (C)では、遷移点はピーク応力点外となり、局所応力は、ピーク応力の(1-2tH/D)とし て評価することができる。ここで、tH は硬化層深さである。



<u>-5.</u> 表面下の遷移領域の応力は,最小硬化層深さを用いて,油穴表面に垂直な軸に沿っ た局所応力集中係数によって求められる。

 (1) クランクピン油穴部の曲げに対する局所応力集中係数γ_{B-local}は次式により求めら れる。

$$\gamma_{B-local} = (\gamma_B - 1) \cdot e^{\frac{-4t}{D_0}} + 1$$

パラメータは附属書 2.3.1 の 1.3.1-3.及び 1.4 を参照のこと。

(2) クランクピン油穴部のねじりに対する局所応力集中係数γ_{T-local}は次式により求め られる。

 $\gamma_{T-local} = (\gamma_T - 1) \cdot e^{\frac{-2t}{D_o}} + 1$ パラメータは附属書 2.3.1 の 1.3.1-3.及び 1.4 を参照のこと。

<u>3.4 判定基準</u>

<u>油穴出口部,クランクピンすみ肉部及びジャーナルすみ肉部の等価変動応力及び疲労強</u> 度の比である許容係数 Q は附属書 2.3.1 の 1.8 に定める次式を満足すること。これは表 面又は遷移領域のいずれかに関わらず,表面処理された領域にも適用する。

 $Q \ge 1.15$

4.1 高周波焼入れ

4.1.1 一般

-1. 硬度の仕様において,表面硬度の範囲(最小値及び最大値),すみ肉部内又はすみ 肉部に渡る最小及び最大範囲並びにすみ肉部輪郭に沿った最小及び最大深さを指定する こと。参照ビッカース硬さは, HV0.5~HV5 とみなす。

-2. 高周波焼入れ深さは,指定最小表面硬度の80%の硬度となる深さとして定義する。 -3. クランクピン又はジャーナルのみを硬化する場合,図5に示す熱影響部に生じる引 張応力のため,すみ肉部までの最小距離を指定すること。

-4. 硬度と深さ分布及び残留応力が明らかでない又は指定されていない場合には,次の とおり仮定してよい。

(1) 硬度特性は次の2層で構成される(図6参照)。

- (a) 表面から遷移領域まで一様な硬度
- (b) 遷移領域から心材まで一様な硬度
- (2) 硬化領域における残留応力は 200 MPa (圧縮)

(3) 局所硬度低下を回避しない限り,遷移領域の硬度は心部硬度の90%

(4) 遷移領域における最大残留応力(ミーゼス応力)は 300 MPa(引張)

-5. クランクピン又はジャーナルの硬化の終端がすみ肉部に近接する場合,引張り残留 応力の影響を考慮すること。硬化の終端とすみ肉部の始端との最小距離が最大硬化層深さ の3倍を超える場合には、当該影響がないものとして差支えない。



(備考)

<u>矢印は定義された硬化層深さを示す。心部への遷移時に図6に示すような硬度低下を生じ得る。局所強度の低下及び引張残</u> 留応力が生じ得るため、これは弱点となる可能性がある。

4.2 局所疲労強度

4.2.1 一般

<u>高周波焼入れされたクランク軸は、表面又は心部への遷移点のいずれかにおいて疲労の</u> 影響を受ける。

4.2.2 疲労試験による評価

-1. 表面及び遷移領域の疲労強度は,付録 2 に定める実寸大のクランクによる疲労試験 によって求めることができる。

-2. 遷移領域の場合,疲労は表面下(硬質層の下側)又は硬化が終了する表面のいずれ かで開始する場合がある。

-3. 心部の材料のみを用いた試験は,遷移領域における引張残留応力が含まれないため, 疲労強度を代表するものとはならない。

<u>4.2.3 計算による評価</u>

-1. 表面疲労強度については、次式により求められる。

 $\sigma_{Fsurface} = 400 + 0.5 \cdot (HV - 400)$ [MPa]

HV:表面ビッカース硬さ

当該式は,疲労強度に残留応力の影響が含まれると仮定しており安全側の値が得られる。 計算結果は *R* = -1 の作用応力比において有効である。なお,高周波焼入れされた鋼材の平 均応力の影響は,調質鋼の平均応力の影響よりも著しく大きくなる場合があることに留意 すること。

<u>-2.</u> 遷移領域における疲労強度は,あらゆる局所的な硬度低下を考慮せずに,次式により求めること。

 $\sigma_{Ftransition,cpin}$

$$= \pm K \cdot (0.42 \cdot \sigma_B + 39.3)$$

$$\cdot \underbrace{\left[0.264 + 1.073 \cdot Y^{-0.2} + \frac{785 - \sigma_B}{4900} + \frac{196}{\sigma_B} \cdot \sqrt{X} \right] }_{\frac{5}{2}}$$

$$\frac{5}{2} \times -5 \times \sqrt{2} \times \sqrt{2}$$

当該式に残留応力の影響は含まれていない。

-3. 表面下の疲労を考慮する目的上,硬化層下においては,引張残留応力による悪影響 を-2.により求められた値から 20%引くことで考慮すること。当該 20%は,300 MPaの残 留引張応力を有する調質合金鋼の平均応力の影響に基づいている。

-4. 前-3.に定める残留応力がより低いことが得られている場合には,-3.で定める割合より低い値で差引くこと。また,低強度鋼の場合には,-3.で定める割合より大きな値で差引 くべきである。

-5. 硬化部の終端付近における表面疲労(図5に示す熱影響部)を考慮する目的上,引 張残留応力の影響は,-2.により求められた値から表2に従って一定の割合を差引くことで 考慮することができる。

領域	硬化層終端とすみ肉部の距離	<u>割合</u>	B
Ī	<u>最大硬化層深さの0~1.0倍</u>	<u>20 %</u>	-12% - 12% - 一硬化層の終端
<u>II</u>	<u>最大硬化層深さの 1.0~2.0 倍</u>	<u>12 %</u>	
III	最大硬化層深さの 2.0~3.0 倍	<u>6 %</u>	
IV	最大硬化層深さの 3.0 倍以上	<u>0 %</u>	

表2 焼入れ終端からすみ肉部方向のある距離における引張残留応力の影響

<u>5.1 窒化</u>

5.1.1 一般

-1. 硬度の仕様には,表面硬度の範囲(最小及び最大)並びに最小及び最大深さを含め ること。

-2. ガス窒化のみを考慮する。

- -3. 参照ビッカース硬さは, HV0.5 とみなす。
- -4. 心部硬度より 50 HV 高い硬度までの深さを窒化層深さ tN とする。
- -5. 硬化分布は、心部まですべて指定すること。
- -6. -5.の硬化分布が得られていない場合は、次式により求めてよい。

$$\underline{HV(t) = HV_{core} + (HV_{surface} - HV_{core}) \cdot \left(\frac{50}{HV_{surface} - HV_{core}}\right)^{\left(\frac{t}{t_N}\right)^2}$$

 t
 : 局所深さ

 HV(t)
 : 深さtにおける硬度

 HV_{core}
 : 心部硬度(最小)

 HV_{surface}
 : 表面硬度(最小)

 tN
 : 窒化層深さ(最小)

5.2 局所疲労強度

5.2.1 一般

窒化されたクランク軸の場合、疲労は表面又は心部への遷移部のいずれかに見られる。

<u>5.2.2 疲労試験による評価</u>

付録2に定める試験によって疲労強度を求めることができる。

5.2.3 計算による評価

-1. 表面疲労強度(主応力)については、次式により求められる。

 $\sigma_{Fsurface} = 450MPa$

当該式は表面硬度が 600 HV 以上のときに有効な式である。

<u>なお、この疲労強度は表面残留応力の影響を含むものとし、作用応力比 R = -1 に適用す</u>ることに注意すること。

-2. 遷移領域における疲労強度は、次式により求められる。

 $\sigma_{Ftransition,cpin}$

$$\frac{= +K \cdot (0.42 \cdot \sigma_B + 39.3)}{(0.264 + 1.073 \cdot Y^{-0.2} + \frac{785 - \sigma_B}{4900} + \frac{196}{\sigma_B} \cdot \frac{1}{\sqrt{X}})}$$

$$\frac{\vec{v} \times - \vec{v} \times \vec{v}$$

当該算式より得られる疲労強度は,残留応力の影響を含むよう仮定していないことに留 意すること。

-3. 高周波焼入れとは対照的に,窒化された部材は心部への明確な遷移領域を有していない。表面における圧縮残留応力は高いが,硬化層深さが浅いため,心部の平衡引張応力は緩やかである。

-4. 表面下の解析の目的上, 窒化硬さ分布が滑らかな曲線であることを考慮し, 遷移領

<u> 域内及び遷移領域下での引張残留応力による悪影響をないものとして取り扱うことで差</u> <u>支えない。</u>

<u>-5. 原則として,硬さ分布全体に沿って計算を行うべきであるが,簡易手法により,表</u> 面及び人工遷移点の評価に限定することもできる(図7参照)。

<u>-6. 前-5.の人工遷移点は、局所硬度が心部硬度より20HV程度高い深さとすることができる。この場合、心部材の特性を使用するべきであり、t = 1.2tNを3.2.2 又は3.3.2 の局所</u>応力集中係数の算式に入れることで、心部への遷移時の応力を求めることができる。



6.1 冷間加工

6.1.1 一般

-1. すみ肉部のストロークピーニング又は冷間ロール加工の利点は,高負荷領域に導入 される圧縮残留応力である。

<u>-2. 疲労強度は疲労試験より求めること(付録 2 参照)。この試験は,通常,作用応力</u> 比 R = -1 の 4 点曲げで実施する。

-3. 前-2.の試験結果から,曲げ疲労強度(破壊様式に応じて表面又は表面下で開始)を 求め,すみ肉部に掛かる曲げに対する疲労強度を代表することができる。

-4. 曲げと比較して, すみ肉部におけるねじり疲労強度は, ミーゼス応力基準で利用さ れる比率√3とは大きく異なる場合がある。曲げに対しては表面下の疲労を防ぐために十分 な処理深さであっても, ねじりにおいては表面下での疲労が発生する場合がある。曲げと ねじりの差異の原因としては, 高応力領域の範囲であると考えられる。

-5. 実寸法のクランク試験で得られた結果は,母材(調質合金)が類似の種類であって, 表面及び深さにわたっての圧縮残留応力が類似レベルとなるように加工が行われること を条件に,他の寸法のクランクにも適用することができる。これは,冷間加工の範囲と深 さの両方がすみ肉部半径に比例しなければならないことを意味する。

<u>6.1.2 球によるストロークピーニング</u>

-1. 曲げ疲労強度及びねじり疲労強度を調査した結果,当該比率が√3と異なる場合には, ミーゼス基準は除外するべきである。

-2. 曲げ疲労強度のみを調査した場合は、ねじり疲労強度を安全側に評価するべきである。曲げ疲労強度が非ピーニング材料の疲労強度よりx%高いと結論づけられる場合、ね

<u>じれ疲労強度は、非ピーニング材料の疲労強度のx %の 2/3 を超えて評価するべきではない。</u>

-3. ストロークピーニング処理の結果として,表面下領域で圧縮残留応力の最大値がみられる。従って,疲労試験荷重及び応力勾配によっては,表面の作用応力が,表面の局所疲労強度より高くなる可能性がある。このため,疲労試験中に小さな亀裂が生じる可能性はあるが,圧縮残留応力の分布のため,試験負荷の若干量の増加及び/又は更なる負荷サイクルによって伝播することはできない。すなわち,表面下の高い圧縮残留応力は,表面での微細な割れを「拘束」する(図8の2.を参照)。

図8 ストロークピーニング加工された表面下の作用及び残留応力



直線1~3は、異なる負荷応力勾配を示す。

(備考)

<u>-4. 実寸法のクランク軸を使用した疲労試験では、小さな「ヘアークラック」を亀裂破壊とみなすべきではない。技術的に破壊に繋がる疲労亀裂であって、その結果として試験台を止める必要があるような亀裂は、破壊荷重レベルを決定する際に考慮するべきである。</u>
 <u>これは、高周波焼入れされたすみ肉部がストロークピーニングされる場合にも適用する。</u>
 <u>-5. 高周波焼入れされたすみ肉部の疲労強度の改善のため、所要表面硬度まで高周波焼入れ及び焼戻しした後、クランク軸すみ肉部のストロークピーニング処理を適用することが可能である。当該処理を実施する場合、ストロークピーニング力を母材の引張強さでは</u>なく表層の硬度に適合させなければならない場合がある。

-6. 高周波焼入れ及びストロークピーニングを施したすみ肉部の疲労強度に関する影響は、実寸法のクランク軸の試験により求めること。

<u>6.1.3 類似のクランク軸の結果の利用</u>

試験結果は、次の基準をすべて満足する場合、他の類似のクランク軸に利用することが できる。

(1) 試験を実施したクランク軸と比較して、すみ肉部半径に対する球の寸法は±10%以 内であること

- (2) 少なくともストロークピーニングの周方向の範囲が同一であること
- (3) 試験を実施したクランク軸と比較して、すみ肉部の半径に対するすみ肉部輪郭角度 の範囲が±15%以内で、機関運転中の応力集中部を含むように配置されていること
- (4) 類似の母材であること(例えば,焼入れ焼戻し合金)
- (5) 同一半径比率の球を使用すること
- (6) 球に加えられる力は母材硬度に比例すること(異なる場合)
- (7) 球に加えられる力は球半径の2乗に比例すること

6.1.4 冷間ロール

-1. 疲労強度は,安全側で適用した場合,実寸法のクランク試験又は経験的方法により 得られる。

-2. 曲げ疲労強度及びねじり疲労強度の両方を調査し、当該比率が√3と異なる場合、フ オンミーゼス基準を除外するべきである。

-3. 曲げ疲労強度のみを調査した場合は、ねじり疲労強度の評価を慎重に行うべきである。当該曲げ疲労強度が非ロール材料の疲労強度よりx%高いと結論づけられる場合には、 ねじり疲労強度は非ロール材料の疲労強度のx%の2/3を超えて評価するべきではない。

6.1.5 類似のクランク軸の結果の利用

試験結果は、次の基準をすべて満足する場合、他の類似のクランク軸に利用することが できる。

- (1) 少なくとも冷間ロールの円周方向の範囲が同一であること
- (2) 試験を実施したクランク軸と比較して、すみ肉部の半径に対するすみ肉部輪郭角度 の範囲が±15%以内で、機関運転中の応力集中部を含むように配置されていること
- (3) 類似の母材であること(例えば,調質合金)
- (4) ローラー力は、少なくとも、すみ肉部半径に対して同一の相対処理深さとなるよう
 に計算すること
 0 ≥ 1.15

49/63

付録4として次の付録を加える。

付録4 有限要素法を用いたクランク軸の油穴出口部における応力集中係数の計算 指針

<u>1.1 一般</u>

本付録で述べる解析の目的は,油穴出口部における応力集中係数の解析計算を適切な有限要素法による数値計算に代えることである。解析的手法は,様々な丸棒の光弾性測定又はひずみゲージから得られた経験式に基づいている。このため,当該算式の適用範囲外では,有限要素法を使用すること。

本付録の規定に従って計算された応力集中係数は,解析的に計算した呼称応力と有限要素法により計算した応力との比として定義される。附属書 2.3.1 において使用する場合, 主応力を計算すること。

<u>解析は、線形弾性有限要素解析として行い、適当な大きさの単位荷重を全ての荷重条件</u>に適用すること。

単純形状をモデル化し、有限要素法より得られた応力を解析的手法により得られた応力 と比較する等、有限要素ソルバーを使用し、要素精度を確認することを推奨する。 有限要素法に代えて境界要素法を用いてもよい。

<u>2.1 モデル化要件</u>

<u>有限要素モデルを構築するための基本的な推奨事項及び認識事項を 2.1.1 に示す。最終</u>的な有限要素モデルは 2.2 の要件を満足すること。

2.1.1 要素メッシュの推奨事項

<u>メッシュの精度基準を満足するため、次の事項に従って有限要素モデルを構築すること</u> を推奨する。

- (1) 計算は,ジャーナル中央間のクランクスロー1 個により構成されるモデルに対して 行う。
- (2) 油穴出口近辺において使用する要素タイプは次のいずれかとする。
 - (a) 10 接点 4 面体要素
 - (b) 8 接点 6 面体要素
 - (c) 20 接点 6 面体要素
- (3) 油穴出口部には次のメッシュ特性を使用する。
 - (a) 最大要素寸法は穴方向のみならず,出口すみ肉部全体に渡りa = r/4とする(8 接点6面体要素を用いる場合は,この精度基準を満足するため,より詳細な要 素が必要となる)。
 - (b) すみ肉部半径方向の要素寸法に関する推奨手法は次の通り示す。
 - i) 第1層の厚さは要素寸法a
 - ii) 第2層の厚さは要素寸法 2a
 - <u>iii) 第3層の厚さは要素寸法3a</u>
- (4) クランク軸の他の部分の要素はソルバーの数値安定性に適しているものとする。

(5) 重量減少のために設けられた穴はモデル化する。

(6) ソフトウェア要件が満足されている場合,サブモデリングを用いてもよい。

<u>2.1.2 材料</u>

- <u>-1. 鋼材について,解析に用いる材料特性値として次の値を用いること。</u> <u>ヤング率E = 2.05 · 10⁵MPa</u> ポアソン比 $\nu = 0.3$
- -2. 鋼材以外の材料について,文献に引用される又は代表の材料片から計測したもののいずれかの信頼できる値を用いること。

2.2 要素精度基準

<u>要素メッシュは次に示す事項を満足することとし、評価点において、実際の要素メッシ</u> <u>ュが次に示す基準を満足しない場合は、より詳細なメッシュにおいて再度計算を行うこ</u> <u>と。</u>

2.2.1 主応力基準

<u>評価点における主応力 σ_1 , σ_2 及び σ_3 は, 次式を満足すること。 min($|\sigma_1|, |\sigma_2|, |\sigma_3|$) < 0.03 · max($|\sigma_1|, |\sigma_2|, |\sigma_3|$)</u>

2.2.2 平均/非平均応力基準

<u>評価点において,任意の節点に結合した各要素から求められた平均化されていない節点</u> 応力と,100%平均化された節点応力の差は5%未満であること。

3.1 荷重条件と応力評価

次の 3.1.1 から 3.1.3 の荷重条件を用いて計算を行うこと。

<u>3.1.1 ねじり</u>

-1. クランク軸中心線上の中心節点にねじりモーメント T を作用させた場合を想定し, 図1に示す荷重境界条件において計算を行う。

-2. 油穴出口部のすべての節点における主応力を導き,その最大値より応力集中係数 <u>γ</u> <u>r</u>は次式により求められる。

$$\underline{\gamma_T} = \frac{\max(|\sigma_1|, |\sigma_2|, |\sigma_3|)}{\max(|\sigma_1|, |\sigma_2|, |\sigma_3|)}$$

$$\iota_N$$

<u>ここで、 τ_N はクランクピンにかかる呼称ねじり応力であり次式により求められる(W_P </u> は附属書 2.3.1 の 1.3.2 参照)。

$$\underline{\tau_N = \frac{T}{W_P}}$$



3.1.2 曲げ

<u>-1. クランク軸中心線上の中心節点に曲げモーメント M を作用させた場合を想定し,図</u> 2 に示す荷重境界条件において計算を行う。



<u>-2. 油穴出口部のすべての節点における主応力を導き,その最大値より応力集中係数 γ</u> <u>*<u></u></u>は次式により求められる。</u>*

「鋼船規則検査要領」の一部を次のように改正する。

D編 機関

D2 往復動内燃機関

D2.3を次のように改める。

D2.3 クランク軸

D2.3.1 一体形クランク軸及び半組立形クランク軸

-1. 規則 D 編 2.3.1-4.の適用上,一体形クランク軸及び半組立形クランク軸の承認は次 による。

-2. クランクピン及びジャーナルの径は、次の算式による値より小としてはならない。

(1) 規格最低引張強さが 440 N/mm²を超える場合

$$K_m = \sqrt[3]{\frac{440}{440 + \frac{2}{3}(T_s - 440)}}$$

- T_s: 材料の規格最低引張強さ(N/mm²) ただし,算式に用いるT_sの上限は 炭素鋼鍛鋼品については760 N/mm²,低合金鋼鍛鋼品については1080 N/mm²を超えてはならない。
- (2) 規格最低引張強さが 400 N/mm²以上で 440 N/mm²以下の場合

 $K_m = 1.0$

自由鍛造のものと比較して20%以上の疲労強度の向上が認められた場合

$$K_s = \sqrt[3]{\frac{1}{1.15}}$$

(2) 本会の承認した表面処理を施す製造方法により製造され,かつ,品質の 安定及び疲労強度の向上の優位性が認められた場合

$$K_s = \sqrt[3]{\frac{1}{1+\rho/100}}$$

(3) 前(1)及び(2)以外の場合

 $K_{s} = 1.0$

 $<u>K_h: クランクピン及びジャーナルの内径に応じて、次により算出される値</u>
 (1) 内径が外径の<math>\frac{1}{3}$ 以上の場合

$$K_h = \sqrt[3]{\frac{1}{1 - R^4}}$$

<u>R:中空軸の内径を外径で割った値</u>

(2) 内径が外径の¹未満の場合

 $K_{h} = 1.0$

表 D2.3.1-2.(1) 直列単動機関の A 及び B

表 D2.3.1-2.(2) V形単動機関 (連接棒並列配置,かつ,

これしては米ケ	2 9 1	7.10	4 9 1 7 70		
<u>ンリング致</u>	<u>A</u>	B	<u>A</u>	<u>B</u>	
<u>1</u>		<u>8.8</u>		<u>4.7</u>	
<u>2</u>		<u>8.8</u>		<u>4.7</u>	
<u>3</u>		10.0		<u>4.7</u>	
<u>4</u>		<u>11.1</u>		<u>4.7</u>	
<u>5</u>		<u>11.4</u>	<u>1.25</u>	<u>5.4</u>	
<u>6</u>	1.00	<u>11.7</u>		<u>5.4</u>	
<u>7</u>		12.0		<u>6.1</u>	
<u>8</u>		<u>12.3</u>		<u>6.1</u>	
<u>9</u>		12.6		<u>6.8</u>	
<u>10</u>		<u>13.4</u>		<u>6.8</u>	
<u>11</u>		<u>14.2</u>		<u>7.4</u>	
<u>12</u>		15.0		7.4	

<u>2サイクル機関の場合)のA及びB</u> <u>同一クランスクローに属する</u> <u>シリンダの最小着火間隔</u>

	シリンダの最小着火間隔						
<u>ンリンタ奴</u>	<u>45°</u>		60	0	90	<u>90°</u>	
	<u>A</u>	B	A	<u>B</u>	<u>A</u>	B	
<u>6</u>		<u>17.0</u>		<u>12.6</u>		<u>17.0</u>	
<u>8</u>		<u>17.0</u>		<u>15.7</u>		20.5	
<u>10</u>		<u>19.0</u>		18.7		20.5	
<u>12</u>	<u>1.05</u>	20.5	<u>1.00</u>	21.6	1.00	20.5	
<u>14</u>		22.0		<u>21.6</u>		20.5	
<u>16</u>		<u>23.5</u>		<u>21.6</u>		<u>23.0</u>	
<u>18</u>		24.0		21.6		23.0	
<u>20</u>		24.5		24.2		23.0	

同一クランクスローに属するシリンダの最小着火間隔													
	<u>シリンダ数</u>	45	0	<u>60</u>	0	<u>90</u>	0	270)°	300)°	315	5°
		A	B	A	B	A	B	<u>A</u>	B	A	B	A	B
	<u>6</u>		<u>4.1</u>		<u>4.0</u>		<u>4.0</u>		<u>4.0</u>		<u>4.4</u>		<u>4.3</u>
	<u>8</u>		<u>5.5</u>		<u>5.5</u>		<u>5.5</u>		<u>5.5</u>		<u>5.3</u>		<u>5.2</u>
	<u>10</u>		<u>6.7</u>		<u>7.0</u>		<u>6.5</u>		<u>6.5</u>		<u>6.1</u>		<u>5.9</u>
	<u>12</u>	<u>1.60</u>	<u>7.5</u>	<u>1.47</u>	<u>8.2</u>	<u>1.40</u>	<u>7.5</u>	<u>1.40</u>	7.5	<u>1.30</u>	<u>6.9</u>	<u>1.20</u>	<u>6.6</u>
	<u>14</u>		<u>8.4</u>		<u>9.2</u>		<u>8.5</u>		<u>8.5</u>		<u>7.5</u>		<u>7.3</u>
	<u>16</u>		<u>9.3</u>		<u>10.1</u>		<u>9.5</u>		<u>9.5</u>		<u>8.2</u>		<u>7.9</u>
	<u>18</u>		<u>10.1</u>		<u>11.1</u>		<u>10.5</u>		10.5		<u>8.8</u>		<u>8.5</u>
	20		11.5		14.0		11.5		11.5		9.5		9.2

表 D2.3.1-2.(3)V 形単動機関(連接棒並列配置,かつ,4 サイクル機関の場合)のA 及びB

-1. 規則 D 編 2.3.1-1.において,不等間隔着火機関のクランク軸に対する定数 A 及び B の値は表 D2.3.1-1.及び表 D2.3.1-2.による。

表 D2.3.1-+2.(4) 4 サイクル直列機関の定数 A 及び B の値(不等間隔着火機関の場合)

シリンダ数	クランク配置	Α	В
4	+	1.25	4.7

表 D2.3.1-2.(5) 2 サイクル V 形機関の定数 A 及び B の値(不等間隔着火機関の場合)

シリンダ数	同一クランクスロ ーに属するシリン ダの最小着火間隔	クランク 配 置	A	B
10		人		21.6
12	60 °	×	1.00	15.0
16		4-		26.3

-<u>23</u>. クランクピン又はジャーナルの径が規則 D 編 2.3.1-1-2.のd_cに不足する場合は、すみ肉部の応力のほか、平行部のねじり応力、材料等を考慮してその都度合否を決定する。 このうち、すみ肉部の応力については、次の(1)又は(2)による。

(1) 船尾の軸系を含んだ振動応答計算を行わずに平行部のねじり応力を算定する場合 附属書 D2.3.1-2.(1)「クランク軸応力の計算に関する検査要領 4」により算出される 等価応力片振幅σ_eの値が,次式に表 D2.3.1-3.に示す係数等を代入して得られる許容 応力σ以下の場合には,規則に適合するものとする。

 $\sigma = \sigma_a \cdot f_m \cdot f_s + \alpha \quad (N/mm^2)$

ただし、本会が適当と認める場合、すみ肉部を含めて表面処理を施されたクランク 軸の硬化層深さ及び硬度をもとに決定される表面硬化層に対する許容応力、並びに、 応力勾配にもとづく発生応力分布を考慮して、規則への適合性を決定することがあ る。

(2) 船尾の軸系を含んだ振動応答計算を行って平行部のねじり応力を算定する場合
 附属書 D2.3.1-2.(2) 「クランク軸応力の計算に関する検査要領 2」より算出される許容係数 Q の値が、次式を満足する場合には、規則に適合するものとする。
 Q-≥-1.15

- -4. 腕の寸法は, 次の(1)及び(2)の規定によらなければならない。
- (1) 腕の厚さ及び幅は、クランクピン及びジャーナルの径に対して次式に示す条件に適合すること。ただし、腕の厚さはクランクピン又はジャーナルの径の 0.36 倍より小としないこと。なお、クランクピン又はジャーナルの実際径が-2.の算式により算出される d_c より大きい場合には、次式は左辺に $(d_c/d_a)^3$ を乗じたものとすることができる。

 $\frac{\{0.122 \ (2.20 - b/d_a)^2 + 0.337\}(d_a/t)^{1.4} \le 1}{(d_a/t)^{1.4}} \le 1$

<u>b : 腕の幅 (mm)</u>

- d_a : クランクピン及びジャーナルの実際径 (mm)
- <u>t : 腕の厚さ (mm)</u>
- (2) クランクピン又はジャーナルと腕との付根すみ肉部の半径は, それぞれ, クランク ピン又はジャーナルの所要径の 0.05 倍より小としないこと。

-<u>35</u>. クランク軸の腕の寸法が<u>規則 D 編 2.3.1-2.前-4.</u>(1)又は(2)の規定に適合しない場合は 次による。

(1) クランク軸の腕の寸法が次に掲げる適用範囲内にある場合において,次式による M 及びTを用いて規則D編2.3.1-1.-2.に掲げるクランク軸の所要径dcを算出し、実際 径 d がdcよりも大なるときは、規定に適合したものとする。 適用範囲 : $0 \le \frac{q}{r} \le 1$, $-0.3 \le \frac{h}{d} \le 0.4$, $8 \le \frac{d}{r} \le 27$ $1.1 \le \frac{b}{d} \le 2.1, 0.2 \le \frac{t}{d} \le 0.56$ $M = 10^{-2} A P_{max} L \times \frac{\alpha_{KB}}{5}$ $T = 10^{-2} B P_{mi} S \times \frac{\alpha_{KT}}{1.8}$ ακε:曲げに関する形状係数で、次式による値 $\alpha_{KB} = 4.84 f_1 f_2 f_3 f_4 f_5$ $f_1 = 0.420 + 0.160 \sqrt{\frac{d}{r} - 6.864}$ $f_2 = 1 + 81 \left\{ 0.769 - \left(0.407 - \frac{h}{d} \right)^2 \right\} \left(\frac{q}{r} \right) \left(\frac{r}{d} \right)^2$ $f_3 = 0.285 \left(2.2 - \frac{b}{d}\right)^2 + 0.785$ $f_4 = 0.444 \left(\frac{d}{t}\right)^{1.4}$ $f_5 = 1 - \left\{ \left(\frac{h}{d} + 0.1 \right)^2 / \left(4 \frac{t}{d} - 0.7 \right) \right\}$ ・ (t/d ≥ 0.36 の場合) $f_5 = 1 - 1.35 \left(\frac{h}{d} + 0.1\right)^2$ ・・・・・(t/d < 0.36 で,かつ, h/d > -0.1 の場合) $f_5=1 \cdot (t/d < 0.36$ で、かつ、 $h/d \leq -0.1$ の場合)

その他の記号は、規則D編2.3.1 で使用されるものに同じ

(2) 前(1)によってもなお腕の寸法が適合しない場合の取扱いは,次の(a)又は(b)による。
 (a) 船尾の軸系を含んだ振動応答計算を行わずに平行部のねじり応力を算定する
 場合

附属書 D2.3.1-2.(1)「クランク軸応力の計算に関する検査要領 +」により算出される等価応力片振幅σ_eの値が,次式に表 D2.3.1-3.に示す係数等を代入して得られる許容応力σ以下の場合には,規則に適合するものとする。

$\sigma = \sigma_a \cdot f_m \cdot f_s + \alpha \quad (N/mm^2)$

ただし、本会が適当と認める場合、すみ肉部を含めて表面処理を施されたクランク軸の硬化層深さ及び硬度をもとに決定される表面硬化層に対する許容応力、並びに、応力勾配にもとづく発生応力分布を考慮して、規則への適合性を 決定することがある。

(b) 船尾の軸系を含んだ振動応答計算を行って平行部のねじり応力を算定する場合

附属書 D2.3.1-2.(2) 「クランク軸応力の計算に関する検査要領 2」より算出され る許容係数 Qの値が,次式を満足する場合には、規則に適合するものとする。 Q ≥ 1.15

-46. 規則 D 編 2.3.1-2.及び前-3.-4.及び-5.において、クランク腕の幅 b、厚さ t、すみ肉半径 r、えぐり込み深さ q の採り方は次による。(図 D2.3.1-1.参照)

図 D2.3.1-1. クランク腕各部の寸法の採り方



腕との付根すみ肉部

- (1) bは、ピン中心とジャーナル中心との垂直二等分線上の幅とし、角が一部曲縁とな っている場合も含み、端から端までの寸法とする。
- (2) tは, bと同じ箇所の厚さとし、えぐり込み深さはあってもこれをないものとして 扱う。
- (3) rは、二段rのときはピン又はジャーナルに連なる部分のrとする。
- -7. 半組立形クランク軸にあっては, **D2.3.2**の規定によること。

	サイクル	クランク軸形式	軸径 d ⁽¹⁾ (mm)				
σ_a			<i>d</i> ≥200	200> <i>d</i> ≥100	100>d		
	2サイクル	半組立形	54	—	—		
(N/mm^2)		一体形	74	142-0.34d	108		
	4 サイクル	一体形	83	133-0.25 <i>d</i>			
f _m	$1 + \frac{2}{3} \left(\frac{T_s^{(2)}}{440} - 1 \right)$						
	製造方法						
f_s	通常の方法	規則 D 編 2.3.1 1.<u>-</u>2 法	規則 D 編 2.3.1 1.<u>2.</u>のKs の(2)に掲げる方法				
	1	1	.15	$1 + \rho^{(3)}/100$			
		主軸受の材料					
α	ホワ	ワイトメタル		アルミメタル又はケルメット			
(N/mm^2) 0				10			

表 D2.3.1-3. すみ肉部の許容応力の係数等

注: (1) d はクランクピン又はジャーナルの実際径のうちいずれか大きい方の値とする。

(2)T_sは材料の規格最低引張強さ(N/mm²)。f_mを算出する際のT_sの限度は,規則D編23.1-1,2の規定による。 (3) ρは表面処理に関連して本会が承認した強度の向上率(%)。

D2.3.2 組立形クランク軸

-1. 規則 D 編 2.3.2.の適用上,組立形クランク軸の承認は次による。

-2. 組立形クランク軸のクランクピン及びジャーナルの寸法は,次の規定によらなけれ ばならない。

(1) 組立形クランクピン及びジャーナル外径は, **D2.3.1-2.**によること。

(2) 組立形ジャーナル内径は、次式に示す条件に適合すること。

$D \leq D \leq 1$ $4000 \cdot S_R \cdot M_{\text{max}}$
$D_{BG} \leq D_S \cdot \sqrt{1 - \frac{1}{\mu \cdot \pi \cdot D_S^2 \cdot L_S \cdot \sigma_{SP}}}$
<u>D_{BG}:ジャーナル内径 (mm)</u>
Ds :焼きばめ部におけるジャーナル外径 (mm)
S _R :安全率(2以上とすること)
<i>M_{max}</i> : 焼きばめ部の最大トルクの絶対値 (<i>N</i> ・ <i>m</i>)
μ :静摩擦係数(0.2以下とすること。)
L <u>s</u> :焼きばめ長さ (<i>mm</i>)
σ_{SP} :ジャーナル材料の規格最低降伏点(N/mm ²)

-<u>+3</u>. <u>規則 D 編 2.3.2-1.(2)</u>前-2.(2)</u>にいう「焼きばめ部の最大トルク」とは,原則として, 附属書 <u>D2.3.1-2.(2)</u>「クランク軸応力の計算に関する検査要領 2方法」中, 1.3.2-1.に掲げる *M*_{Tmax}をいう。

-4. 組立形クランク軸の寸法は、次の(1)及び(2)の規定によらなければならない。

(1) 腕の焼きばめ部の寸法は、次式に示す条件に適合すること。

$$t \ge \frac{C_1 T D^2}{C_2 d_h^2 (1 - 1/r_s^2)}$$
$$\underline{t \ge 0.525 d_c}$$

t : 腕の軸方向の厚さ (*mm*)

<u>C1 : 定数で,</u>

<u>2 サイクル直列機関の場合 10</u>

<u>4 サイクル直列機関の場合 16</u>

- <u>T</u>: **D2.3.1-2.**で使用されるものに同じ
- <u>D : シリンダの径 (mm)</u>
- <u>C₂: 12.8α 2.4α²ただし、中空軸の場合には、(1-R²)を乗じたものとする。</u>
 - <u>α:クランクジャーナルの焼きばめしろを焼きばめ部の穴の径で割った値に</u> <u>10³を乗じた値</u>
 - <u>R:中空軸の内径を外径で割った値</u>
- <u>d_h:焼きばめ部の穴の径(mm)</u>
- rs: 腕の外径を焼きばめ部の穴の径で割った値
- <u>*d_c*</u>: D2.3.1-2.の算式中の*K_m*及び*K_s*に 1.0 を代入して算出されたクランク軸の所要 径 (*mm*)
- (2) 半組立形クランク軸のクランクピンと腕との付根部における腕の寸法については, D2.3.1-4.を適用する。

<u>-5. 組立形クランク軸において,-4.(1)で使用されるαの値は,次に示す範囲になければ</u>ならない。

 $\frac{1.1Y}{225} \le \alpha \le \left(\frac{1.1Y}{225} + 0.8\right) \frac{1}{1 - R^2}$ <u>Y</u>: 腕材料の規格最低降伏点 (*N/mm²*) <u>R</u>: 中空軸の場合, 軸の内径を外径で割った値 <u>α</u>: 前-4.(1)で使用されるものに同じ。 ただし, 腕の材料の規格最低降伏点が 390 *N/mm²*を超える場合又は次式による値が 0.1 未満となる場合のαの値は, 本会の承認を得た値とする。 <u> $S - d_p - d_j$ </u>

$$2d_p$$

S: 行程(mm)
d_p: クランクピンの径(mm)
d_i: クランクジャーナルの径(mm)

-<u>26</u>. 組立形クランク軸の腕の寸法が規則**D 編 2.3.2-2.(1)-4.(1)**の規定に適合しない場合であっても次の(1)又は(2)に掲げる条件を満足する場合には、規則に適合したものとする。

(1) 船尾の軸系を含んだ振動応答計算を行わずに焼きばめ部の最大トルクを算定する 場合

 $d_h^2 t P_m \ge CTD^2$

C: 定数で

2 サイクル直列機関に対し 103

4 サイクル直列機関に対し 165

Pm: 焼きばめ部の面圧で, 次式により算出される値

$$P_m = Y \left[\log_e K + \frac{1}{2} \left\{ 1 - \frac{K^2}{r_s^2} \right\} \right] (1 - R^2)$$
$$K = 0.9 \sqrt{\frac{206\alpha}{Y} + 0.25}$$

その他の記号は規則D編23で使用されるものに同じ

(2) 船尾の軸系を含んだ振動応答計算を行って焼きばめ部の最大トルクを算定する場合

$$\alpha \ge \frac{4 \times 10^3 S_R M_{Tmax} \left(1 - \frac{R^2}{r_s^2}\right)}{\pi \mu E d_h^2 t \left(1 - \frac{1}{r_s^2}\right) (1 - R^2)}$$

M_{Tmax}: 焼きばめ部の最大トルク(附属書 **D2.3.1-2.(2)**「クランク軸応力の計算<u>方法</u> に関する検査要領2」**1.3.2-1.**に掲げるもの)(N・mm)

E: クランク腕材料の縦弾性係数 (N/mm²)

その他の記号は規則D編2.3で使用されるものに同じ

-<u>37</u>. 規則 D 編 2.3.2-2.(1)-4.(1)において,また, <u>同-2.(2)-4.(2)</u>により規則 D 編 2.3.1-2. (D2.3.1-3.を含む。)-D2.3.1-4.及び-5.を適用する場合において,半組立形クランク軸のクラ ンク腕の幅 b, 厚さ t, すみ肉半径 r, えぐり込み深さ q の採り方は次による。(図 D2.3.-1-22-1. 参照) 図 D2.3.-1-22-1. クランク腕各部の寸法の採り方



- (1) *b*は、ピン中心とジャーナル中心とを結ぶ直線と直交し、かつ、ピンの下端に接す る線上のクランク腕の幅とする。
- (2) *t* は, *b* と同じ箇所の厚さとし、えぐり込みがないものとして扱う。また、腕の外 側で焼きばめ部の座がある場合は、*t* にはこの座の厚さを含めないものとする。
- (3) rは、二段rのときはピン又はジャーナルに連なる部分のrとする。

D2.3.3 軸継手及び継手ボルト

規則 D 編 2.3.3-2.にいう「十分な強度を有するもの」は,次の(1)又は(2)による。 ((1)は省略)

- (2) 継手の強度に関する詳細な計算書(計算の手順及び内容については、下記の(a)から(f)を標準とする。)を提出して、本会の承認を得たものであること。この場合において、当該継手厚さが、規則 D 編 2.3.3-1.の算式においてボルト材料の引張強さとしてクランク軸材料の引張強さを用いて求められるボルト径の値以上であることが確認されること。
 - (a) 次の(b)から(f)に掲げる手順により,継手部分の応力が許容される値以下である ことを確認する。この場合の応力として,最大曲げ応力,変動曲げ応力,最大 ねじり応力,変動ねじり応力の4種類を考慮し,それぞれ軸材料の降伏点,曲 げ疲労限,ねじりに対する降伏点,ねじり疲労限に対して適当な安全率を用い て比較を行う。
 - (b) 附属書 D2.3.1-2.(1)「クランク軸応力の計算に関する検査要領 4」又は附属書 D2.3.1-2.(2)「クランク軸応力の計算に関する検査要領 2」附属書 2.3.1「クラン <u>ク軸応力の計算方法」</u>等により,該部の最大曲げモーメント,変動曲げモーメ ントを求める。また,該部の平均トルクを求める。 ((c)から(f)は省略)

附属書 D2.3.1-2.(1)を附属書 D2.3.1 とし、表題を次のように改める。

附属書 D2.3.1-2.(1) クランク軸応力の計算に関する検査要領 4

1.2 応力計算

クランク軸と腕との付根すみ肉部の機械的応力の計算方法は次による。

1.2.1を次のように改める。

1.2.1 曲げモーメントによる腕付根すみ肉部における応力

曲げモーメントによる腕付根すみ肉部における応力は次式で求める。

$$\sigma_x = 1.08\alpha_{KB} \frac{M_W}{Z} (1)$$

$$\sigma_y = 0.285\alpha_{KB} \frac{M_W}{Z} (2)$$

ここに,

σ_x:曲げモーメントによる腕付根すみ肉部の軸方向応力

σ_v:曲げモーメントによる腕付根すみ肉部の円周方向応力

α_{KB}:曲げ形状係数で, **D2.3.1-<u>35</u>.(1**)のα_{KB}に同じ

Z:軸の断面係数

 M_W : 腕の厚さ中心のクランク平面に直角な曲げモーメントで下記による。 ((1)から(3)は省略)

1.2.2を次のように改める。

1.2.2 ねじりモーメントによる腕付根すみ肉部の応力

ねじりモーメントによる腕付根すみ肉部の応力(ねじり応力)は次式で求める。

$$\tau_f = \alpha_{KT} \frac{T}{Z_p}$$
(5)

ここに,

- τ_f : 腕との付根すみ肉部のねじり応力
- *α_{KT}*: ねじり形状係数で **D2.3.1-<u>35</u>.(1**)の*α_{KT}*に同じ
- Z_p:軸の極断面係数
- T: ピン又はジャーナルに作用するねじりモーメントで,自由端側から順次加算 して求める。考慮すべき外力は曲げ応力の場合に同じ

附属書 D2.3.1-2.(2)を削る。

附属書 D2.3.1-2.(2) クランク軸応力の計算に関する検査要領2

(省略)

付録 D1 を削る。

付録 D1 有限要素法を用いたクランク軸腕のすみ肉半径における 応力集中係数の計算指針

(省略)

付録 D2 を削る。

付録 D2 疲労試験の評価指針

(省略)

付録 D3 を削る。

付録 D3 表面処理されたすみ肉部及び油穴出口の計算指針

(省略)

付録 D4 を削る。

付録 D4 有限要素法を用いたクランク軸の油穴出口部における 応力集中係数の計算指針

(省略)