

ディーゼル機関の主軸受スタッドの折損原因 及び其の対策に就て

風 卷 恒 司

Cause and its Solution of Breakage in Main Bearing Stud at Diesel Engines

Tunezi KAZAMAKI,

The studies on the cause of fault at machine elements and materials have been explained by many authors already. But, the studies of actual machine parts under the influence of dynamic load are rare explained.

Here the studies of breakage in main bearing stud at diesel engine are achieved and its solution is proved.

The results are summarized as follows:

1. The insufficient rigidity of engine bed is most cause of breakage in main bearing studs at diesel engine.
2. Secondly, the main bearing stud suffered severe load by the weak structure of main bearing cap and therefore the better type of structure is recommended by the writer.
3. Tightness of main bearing is important too. The maximum tensile stress of main bearing stud is about 2 times in comparison with one of the other stud by fault of tightening and its value indicates about 28 kg/mm²

1. 緒 言

ディーゼル機関に於て主軸受スタッドの切損を屢々見受ける。この切損の特徴として、その装着位置からして早期発見が仲々むつかしく従つて概事故を発見した時は主軸受メタルの焼付・亀裂又はクランクジャーナル部の偏摩耗等を併発している事が多く、甚だしきに至つては機関台床亀裂等の大事故を起し機関再運転を不能ならしめた例もある。筆者の過去数年間に亘る調査結果より推察すると、概切損事故の特色は機関主軸受NO・としてクランク両端側の主軸受(例えば7シリンダ機関ではNO・1及8主軸受)には事故皆無であり、切損の過半数は中央主軸受(7シリンダ機関ではNO・4及5主軸受)に発生している事である。尚スタッドの切損個所としてはスタッド植込部からが殆んどである。此等の調査結果を表-1に示してある。主軸受スタッド切損に就て調査研究並にこれに基づき実験を行い、その原因を究明し得たのでその対策と併せて茲に発表する。

2. 主軸受スタッドに関する 設計上の諸数値

主軸受スタッドに掛かる力としては、主

スタッド切損主軸受 NO.			スタッド切損個所		
位置	件数	%	位置	件数	%
中央	21	65.6	植込部	26	約81
両端	0	0	ナット締付部	5	約16
その他	11	34.4	その他	1	約3
計	32	100	計	32	100

表-1 主軸受スタッド切損調査状況 調査機関台数17台

軸受荷重並に機関不釣合及び内部モーメントから生ずる機関台床の変形に基づき荷重の総合したものとして考えなければならない。

2・1 主軸受荷重

主軸受荷重はピストン往復運動部分の往復慣性力 F とシリンダ内爆発圧力 P_g 並にクランクピン及クランク腕不平衡部分の遠心力 P_o のベクトル和として作用する。従つて

$$F = -\frac{r \omega^2}{g} W_P (C_{os} \theta + \frac{1}{\lambda} C_{os} 2\theta) \dots \dots \dots (1)$$

r : クランク半径・Cm

ω : 角速度・rad.

W_P : 往復運動部分の重量・Kg

θ : クランク角度・deg

g : 重力加速度・Cm/Sec²

$$\lambda = l/r$$

今、シリンダ直径370mm・行程520mm
・毎分回転数375 r・p・mのデイーゼル機関に就てその数値を求めて見る。(以下記述する数値は全て本機関による)

$W_P = 253 K_g \cdot 1/\lambda = 0.25$ として(1)式に導き求めた結果を第2表に示す。

次に P_o は不平衡部分重量 W_c がクランクピン中心にあるとすれば当然

$$P_o = r \omega^2 W_o / g \dots \dots \dots (2)$$

$$W_o = W_1 + W_2 + W_c \quad (3)$$

茲に W_1 : 連接棒回転部分重量・Kg

W_2 : クランクピン重量・Kg

となり、 $W_1 = 1$

$34 K_g \cdot W_2 = 55$

$K_g \cdot W_c = 140$

K_g として(3)及び(2)式から P_o

$\div 13540 K_g$ となる。

又 P_g は機関

運転時の指圧図

より求める。

以上を総合して

主軸受荷重を

図式的解法により

求めた結果を図-1に示す。

図-1から解

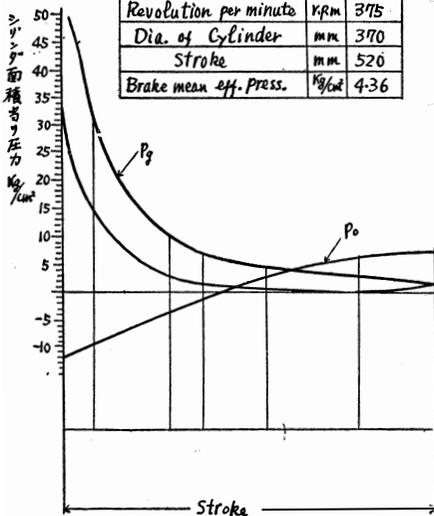
る事は主軸受ス

$$F = -\frac{r \omega^2}{g} \cdot W_P (C_{os} \theta + \frac{1}{\lambda} C_{os} 2\theta) = -1.12 \times 10^{-5} W_P r \omega^2 (C_{os} \theta + \frac{1}{\lambda} C_{os} 2\theta)$$

Crank angle deg	Co θ	Co 2θ	0.25 Co 2θ	Co θ + 0.25 Co 2θ	$\frac{-1.12 \times 10^{-5}}{\lambda W_P r \omega^2}$	F Kg	F_A Kg/cm ²
0	1.0000	1.0000	0.2500	1.2500	10278.45	-12846	-11.9498
10	0.9848	0.9397	0.2397	1.2195	"	-12535	-11.6605
20	0.9397	0.7660	0.1913	1.1310	"	-11625	-10.8140
30	0.8660	0.5000	0.1250	0.9910	"	-10185	-9.4744
40	0.7660	0.1736	0.0434	0.8094	"	-8319	-7.7386
50	0.6428	-0.1736	-0.0434	0.5994	"	-6161	-5.7312
60	0.5000	-0.5000	-0.1250	0.3750	"	-3855	-3.5860
70	0.3420	-0.7660	-0.1913	0.1507	"	-1549	-1.4409
80	0.1736	-0.9397	-0.2397	-0.0611	"	628	0.5842
90	0	-1.0000	-0.2500	-0.2500	"	2568	2.3888
100	-0.1736	-0.9397	-0.2397	-0.4023	"	4197	3.9042
110	-0.3420	-0.7660	-0.1913	-0.5333	"	5481	5.0986
120	-0.5000	-0.5000	-0.1250	-0.6250	"	6423	5.9749
130	-0.6428	-0.1736	-0.0434	-0.6862	"	7053	6.5609
140	-0.7660	0.1736	0.0434	-0.7226	"	7427	6.9088
150	-0.8660	0.5000	0.1250	-0.7410	"	7617	7.0856
160	-0.9397	0.7660	0.1913	-0.7484	"	7692	7.1553
170	-0.9848	0.9397	0.2397	-0.7501	"	7710	7.1721
180	-1.0000	1.0000	0.2500	-0.7500	10278.45	7710	7.1721

表-2

Engine Main Dimension	
Normal Out put	PS 710
Revolution per minute	KRm 375
Dia. of Cylinder	mm 370
Stroke	mm 520
Brake mean eff. Press.	Kg/cm ² 4.36



P_g : シリンダ内爆発圧力 Kg/cm^2
 P_o : 往復慣性力 Kg/cm^2
 P_r : 遠心力 Kg/cm^2
 (*. 図式解法に便なため、シリンダ断面積で除した値を用いた)

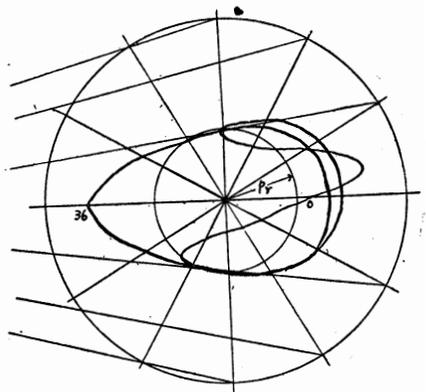


図-1 主軸受荷重

タッドに掛かる引張力の最大値は吸入行程上部死点に於てであり結局スタッドの引張応力 σ はスタッドの最小径27mm・本数4本とすれば

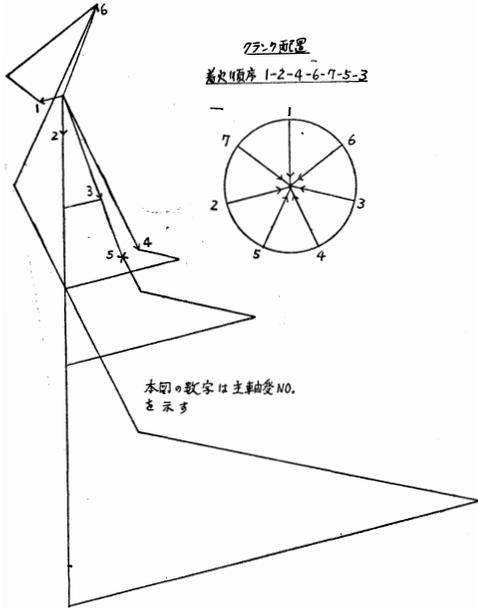
$$\tau = 13000 / \frac{\pi}{4} \times 2 \cdot 7 \times 4$$

$$= 570 \text{ Kg}$$

となる。

2・2 機関不釣合及び内部モーメント

機関不釣合を表-3に又内部モーメントを図-2に示す。



crank No.	1	2	3	4	5	6	7
柱重量 W_p Kg	253	"	"	"	"	"	253
回転重量 W_r Kg	329	"	"	"	"	"	329
回転半径 r m	0.26	"	"	"	"	"	0.26
$Y \omega^2/g$	40.9	"	"	"	"	"	40.9
$P_i = W_p \cdot r \omega^2/g$	10,100	"	"	"	"	"	10,100
入	0.25	"	"	"	"	"	0.25
$P_{i2} = P_i \cdot \lambda$	2528	"	"	"	"	"	2528
$P_{ret} = W_r \cdot r \omega^2/g$	13610	"	"	"	"	"	13610
不釣合慣性力	往復 1次 0 Kg, 2次 0 Kg						
不釣合モーメント	往復 1次 $M = 0.267 \times 8 = 1565 \text{ Kg}\cdot\text{m}$, 2次 $M = 1466 \text{ Kg}\cdot\text{m}$, 回転 $P_{ret} \times 0.267 \times L = 2130 \text{ Kg}\cdot\text{m}$						

表-3 機関不釣合

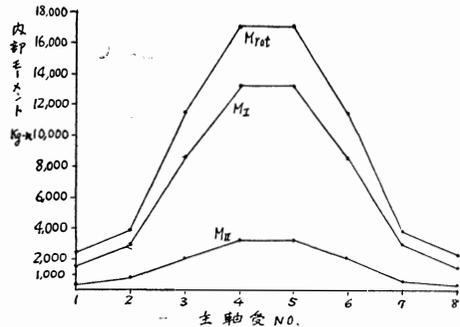


図-2 内部モーメント図式計算

図-2から解る事は中央主軸受(この場合NO・4及び5主軸受)が他の主軸受に比べて、その受ける内部モーメントは非常に大きい事で、例えば1次内部モーメント M_i はNO・2及7主軸受の約4倍又No 1及8主軸受の実に約8倍となつている。この事を逆にいえばNO, 1及8の両端主軸受に掛る内部モーメントが低く従つてこの部分に關聯する機関台床の変形も少くなり結局主軸受スタッドの受ける応力も小となる。この事は緒言で述べた実際の調査結果(表-1)と良く一致している。

3. 実 験

上述した2項の理論に基づき主軸受スタッドの応力及び主軸受冠の変形を實際に求める為、次の要領で実験を行つた。

3・1 使用計器

- 抵抗線動歪計 共和無線製DPM-3
- 電磁オシロ 横河製 N-6
- ストレインゲージ 共和無線製KP-22 (ゲージファクター2.00)
- ダイヤルインデケータ (目盛1/100mm)

3・2 測定要領

- (1) 測定は全てNO.4及5主軸受に就て行つた。ゲージ貼付位置を図-3に示す。

(2) 静的及動的に分け夫々主軸受スタッド締付時の応力、伸び及び主軸受冠の変形を測定した。尚、主軸受冠の変形測定要領を図-4に示す。

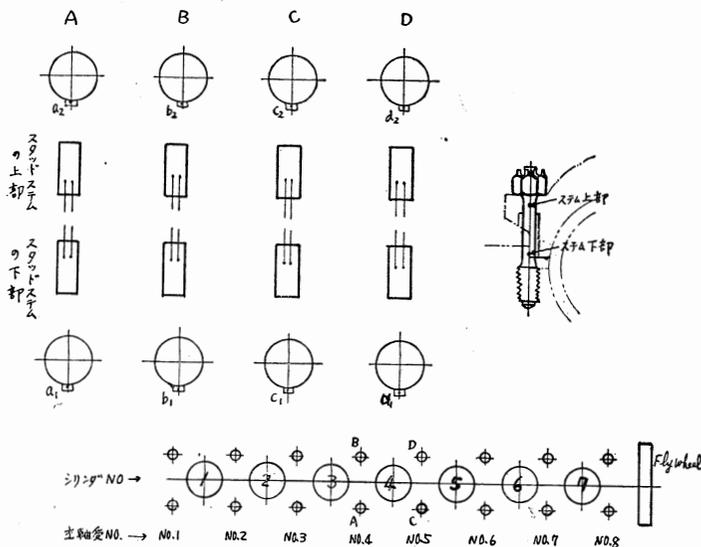


図-3 スタッドゲージ貼付位置

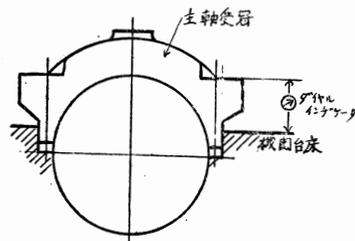


図-4 主軸受冠変形測定方法

3.3 測定結果

静的実験：

(1) スタッドの伸び

締付はトルクレンチにて肌付，300ft-lb及び400ft-lbとした。その値を表-4に示すがこれより見ると多少のばらつきはあるが400ft-lb（正規締付状態）にて約0.15mmである。

単位 1/100 mm				
締付 スタッドNo.	A	B	C	D
肌付	10	11	7	8
300 Ft-lb	13	13	9	10
400 Ft-lb	17	16	13	15

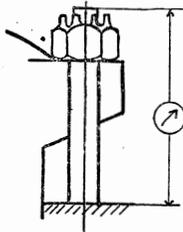


表-4 主軸受スタッドの伸び

値があるがこれは主軸受冠脚部（台床挿入部）の間隙が多く、而も締付に際し最初に締付を行ったもので、主軸受冠の移動とこれに伴う片締めの結果であり充分注意する必要がある。

(3) 主軸受冠の変形

(縮み)

表-6に測定結果を示すが、これより解る事は主軸受冠の剛性が小さいという事でスタッドの伸びに対し約2倍の縮み量を示している。

数値は縮み量を示す 単位 1/100 mm

締付 No.	A	B	C	D
肌付	11	13	23	25
300 Ft-lb	~	~	~	~
400 Ft-lb	24.5	31	29	34

表-6 主軸受冠の変形

(2) スタッドの応力

表-5に測定結果を示す。締付により多少のばらつきはあるが約 18 Kg/mm² である。尚この表中 28 Kg/mm² という

数値は重と元を10⁶

スタッドNo.	測定回数	肌付	300	400	
A	a ₁	1	246	540	660
		2	380	750	970
		mean	313	645	815
	a ₂	1	350	730	950
		2	360	675	860
		mean	355	703	905
B	b ₁	1	320	660	830
		2	420	800	1000
		mean	370	730	915
	b ₂	1	357	867	1100
	C	c ₁	1	400	700
c ₂		1	88	370	500
D		d ₁	1	430	1033
	d ₂	1	960	1220	1320

表-5 スタッドの応力

動的実験：

(4) 機関毎分回転数の主軸受スタッド応力に及ぼす影響

図-5にこれを示す。毎分回転数の増加に従いスタッド応力は増す。実験結果によると375r.p.m.にて全振巾で5.6Kg/mm² (引張3.6Kg/mm² 圧縮2.0Kg/mm²) となり多少の差はあるが計算値の5.76Kg/mm²に近い値を示している。即ち2項で述べた理論的計算により動的応力は推定出来るという事が云われる。

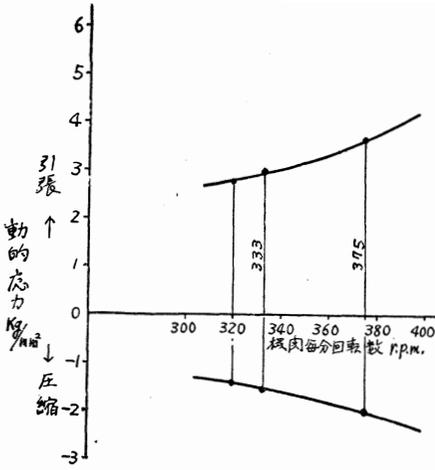


図-5 主軸受スタッド応力に及ぼす機関毎分回転数の影響

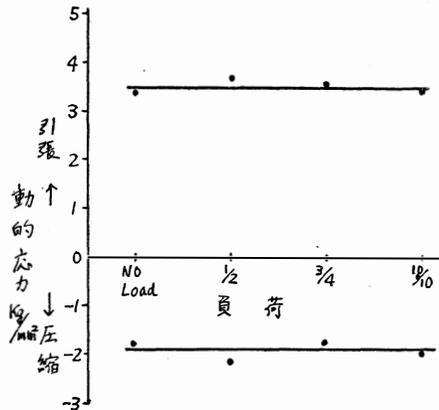


図-6 主軸受スタッド応力に及ぼす機関負荷の影響

(5) 機関負荷の主軸受スタッド応力に及ぼす影響

機関負荷の如何によつてはスタッドの動的応力は殆んど変わらない事を図-6に示した。この事は動的応力の機関回転数のみにより影響する理論結果を如実に示している。

(6) 主軸受スタッドの締付三角形

以上の実験結果より主軸受スタッドの締付三角形を求め、これを図-7に示した。

4. 考 察

4・1 中央主軸受スタッドに切損の多い理由

実際問題として中央軸受スタッドのみ締付が不良という事はありえず、むしろ両端主軸受スタッドの方が締付け難く(機関組立状態に於て)締付不良を起し易い。然るに現実に中央主軸受スタッドに切損事故が多く発生している理由は2.2項で述べた如く機関内部モーメントの大きい為であろうと考える。この為、出来得れば中央主軸受部分に相当する台床部分を他のそれより丈夫に設計する事が考えられる。特に高速機関に於ては機関台床強度に対し充分の留意が望ましい。

4・2 スタッド応力の不安定の理由

表-5に見られるスタッド応力のばらつききの理由は主軸受冠の剛性の不足及び主軸受冠脚部間隙の過大の為と考えられる。この事からして設計上充分考慮する必要があり尚その構造形式として許し得るならば図-8(C)の如く設計する事を推奨する。

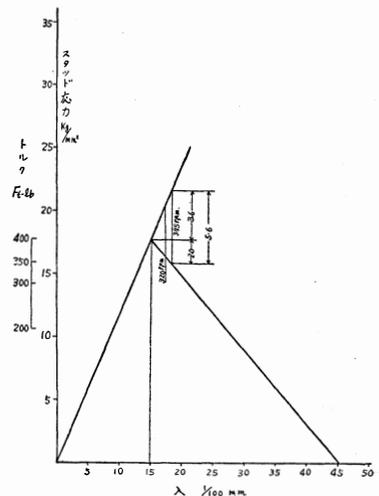


図-7 主軸スタッドの締付三角形

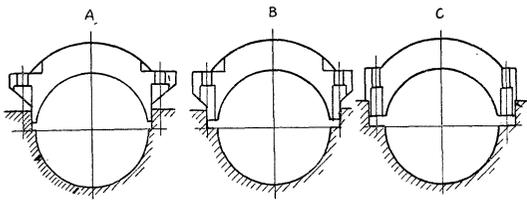


図-8 主軸受冠の構造形式

かかる形式とすれば主軸受脚部の間隙が多
少多く共、且つ主軸受スタッドの締付方法に
多少の不具合があつても主軸受スタッドには
過大な応力は掛らないものとする。

5. 結 言

ディーゼル機関の主軸受スタッドの如く往復運動慣性力並に遠心力の両者を組合せた動的荷重
を受けるものに就てその応力を求める一方法を茲に述べた。

本文に基き設計を行う事によりこの切損事故の発生は殆んど皆無となる事を筆者は確信している。
尚工場現場技術者の直面する主軸受スタッド材料の問題に就ては表-7を掲げて置くが高価な材料
必ずしも適材では無いという事を附言する。

	化 学 成 分 %						機 械 的 性 質 Kg/mm ²			疲 勞 限 Kg/mm ²				
	C	Si	Mn	Ni	Cr	Mo	熱処理	σ_s	σ_b	9%	1%	1%	1%	
St.C35-61 (S35C鋼)	0.30	0.30	0.57				焼鈍	30.4	50.2	23.5	25	5.5		
全上	0.36	0.28	0.82				~	35	54.5	20	26	12	19	16
S45C	0.47		0.64				調質		74		42.5	14		
VCN35 (SNC2)	0.15	0.25	0.50	3.5	0.8		圧延	50	75	18	37	17	25	22
	"	"	"	"	"		調質	74	93	13	44	16	30	25
CrMo	0.53	0.41	0.45	1.21	0.3	"	"	96	102	10	48	16	34	28
CrMo (SCh3FTB)	0.33	0.13	0.71	0.93	0.15	"	"	64	82.7		40.8	14	(30)	

表-7 主軸受スタッドに用いられる材料の機械的性質