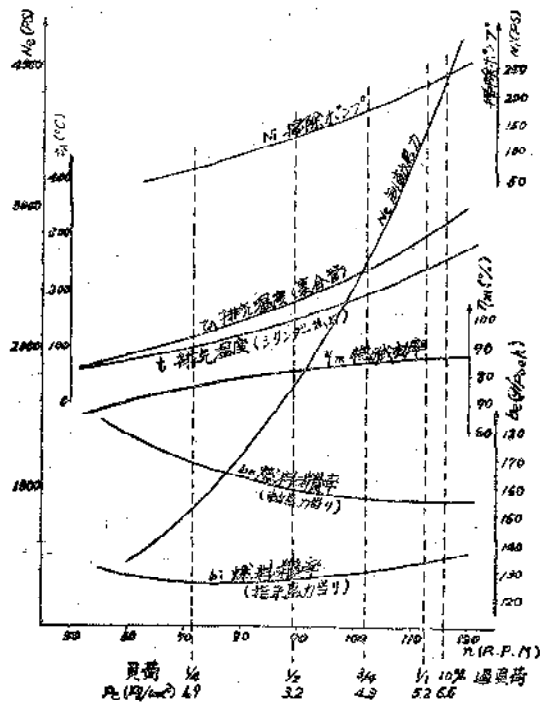


台板、架構共に鋼板溶接製であつて機関重量は約 63 kg/B.HP である。

第 7 図は K 6 Z⁷/₁₂₀ デーゼル機械、115 R.P.M. 3,900 B.HP の性能曲線を示す。燃料消費率は 155 gr/B.HP. hr に達して居る。



第 7 図 K 6 Z⁷/₁₂₀ デーゼル機械性能曲線

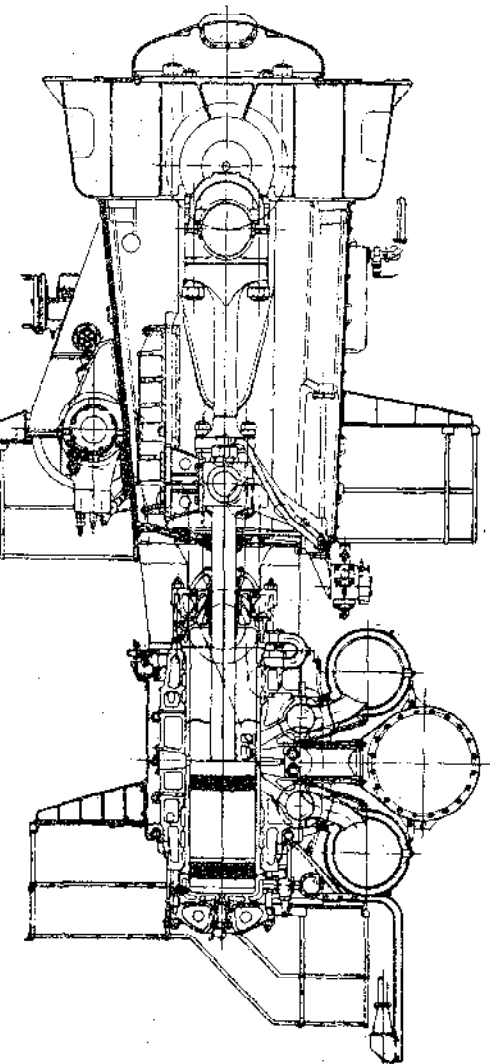
3) 複効機関 (DZ型) 第 8 図参照

DZ⁶/₁₁₀ 型及 DZ⁷/₁₂₀ 型の二種があり何れも戦前より M.A.N. 型複効ディーゼル機械として広く船用主機として低用されて来た機種であつて戦後この掃除方式を改め掘気管制弁を装置したものである。重量及容積が特に小で一台にて大出力のものが可能なる事を特徴とする。

これらの要目は下記の通りである。

DZ⁶/₁₁₀ 型要目

筒径×行程	600×1,100 M/M
毎分回転数	100~140 R.P.M.
筒当り出力	650~910 B.HP.



第 8 図 DZ⁶/₁₁₀ デーゼル機械断面図

DZ⁷/₁₂₀ 型要目

筒径×行程	720×1,200 M/M
毎分回転数	100~130 R.P.M.
筒当り出力	1050~1350 B.HP.

掃除ポンプとしては往復式ポンプ又はループロアを装備する。ピストンは海水にて冷却される。

馬力当り機関重量は DZ⁶/₁₁₀ 型では約 48kg/B.HP. Z⁷/₁₂₀ 型では 49kg/B.HP である。

ディーゼル機関の振動防止に就いて

久保田鉄工株式会社
内 燃 機 技 術 部

安 田 富 次

1. 緒 言

一般に内燃機関の振動に就ては、たとへば多気筒機関

の場合、各気筒間における種々の調整条件が不同であるとか、或は軸受部、間隙の適否、歯車噛合せの良、不良、其の他一般の磨耗、衝撃の如く、工作上の不正確、

組立上の誤差等の直接、間接の原因と考えられるものがあるが、理論的には次の4条件に就いて考慮を払う必要がある。

- (1) 爆発力による回転力の変化
- (2) クランク軸の戻りの不均一
- (3) 不釣合回転質量に起因する遠心力
- (4) 往復質量による慣性力

是等に基づいて発生する機関の振動或は騒音の防止は、船舶、車輛、自動車、航空機に供される場合はもとより一般動力或は発電用としても建造物等に振動が伝達されておこる多大の支障を避ける意味からも絶対に必要である。まして最近の一般の傾向として、要望に応じて機関が更に軽量、高速化の方向に進展してゆく事実に対しては、ひとしは機関の振動防止の重要性が痛感される。従つて本文に於てはディーゼル機関の共通台床と基礎との間に当社独自の弾性的機構を挿入して機関より生ずる振動を可能な限り基礎台に伝わらぬ様にした新しい試みと実用試験成績に就いて言及する。

是等の振動現象を理論計算を行うに当り其の因子と考

えられるものは、機関（装置全体としての）の重量、回転数、弾性体の固有係数等のみならず前述の如く振動を絶縁する上においては

1. 1次2次の不平衡力
2. 1次2次の不平衡偶力
3. 機関の全重量
4. 重心に関する慣性力率
5. 重心の位置
6. 最低回転数と機関の衝程
7. 地形地質の自然振動数

が考えられる。

2. ディーゼル機関における不釣合力及び不釣合モーメント

ディーゼル機関においておこる不釣合力〔Fx〕及び不釣合モーメント〔My〕の一例を列挙すれば次表の如くである。

第 1 表 不釣合回転質量往復質量（4サイクル機関）

シリンダー数	クランク軸	不釣合力〔Fx〕 及 不釣合モーメント〔My〕
1		$F_x = m p \omega^2 \gamma (\cos \theta + A_2 \cos 2\theta + A_4 \cos 4\theta + \dots)$ $M_y = 0$
2		$F_x = 2 m p \omega^2 \gamma (\cos \theta + A_2 \cos 2\theta + A_4 \cos 4\theta + \dots)$ $M_y = 0$
2		$F_x = 2 m p \omega^2 \gamma (0 + A_2^2 \cos 2\theta + A_4 \cos 4\theta + \dots)$ $M_y = m p \omega^2 \gamma a \cos \theta$ (aはシリンダー間隔)
3		$F_x = 3 m p \omega^2 \gamma (0 + 0 + 0 + \dots)$ $M_y = m p \omega^2 \gamma a (\sqrt{3} \sin \theta - \sqrt{3} A_2 \sin 2\theta + \sqrt{3} A_4 \sin 4\theta - \dots)$
4		$F_x = 4 m p \omega^2 \gamma (0 + A_2 \cos 2\theta + A_4 \cos 4\theta + \dots)$ $M_y = 0$
4		$F_x = 4 m p \omega^2 \gamma (0 + 0 - A_4 \cos 4\theta + \dots)$ $M_y = m p \omega^2 \gamma a (\sqrt{2} \sin \theta + 4 A_2 \sin 2\theta + 0 + \dots)$
5		$F_x = 5 m p \omega^2 \gamma (0 + 0 + 0 + \dots)$ $M_y = m p \omega^2 \gamma a (0.449 \sin \theta - 4.980 A_2 \sin 2\theta - 0.449 A_4 \sin 4\theta + \dots)$
6		$F_x = 6 m p \omega^2 \gamma (0 + 0 + 0 + \dots)$ $M_y = 0$

(註) m_y = 往復質量, γ = クランク長

(ii) 回転力による不釣合:

今シリンダー数を n とすれば回転力〔T〕は、

$$T = \frac{\pi}{4} D^2 \gamma (a_0 + a_n \cos \frac{n}{2} \omega t + a_n \cos n \omega t + \dots)$$

であらわされる。

此のクランク回転力の反作用によつて機関は前後軸の

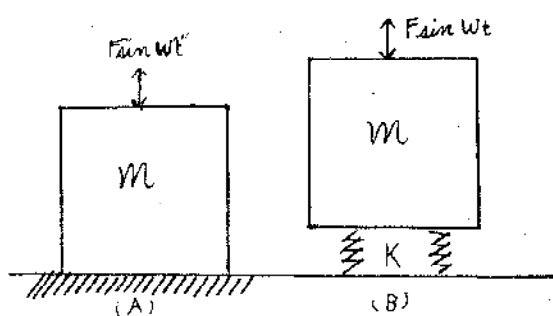
$$+ f_n \sin \frac{n}{2} \omega t + f_n \sin n \omega t + \dots)$$

周りに回転運動即ち Rolling を行う。

従つて理論的に完全平衡を取り得たと考えられる場合においてさへも工作上或は材質上の僅かの差の為に理論的計算と結果がくつがへされる事がある。たとへば機関の運転に伴う熱膨脹によるピストン・クリアランスの不平均、燃焼室の相違等のために尙不可避免的の不均衡力が誘発される。

3. 振動の原理

第1図 (a) に示す如く不動の基礎の上に固定された質量 m に $F \sin \omega t$ なる強制力が作用する時、明かに



第 1 図

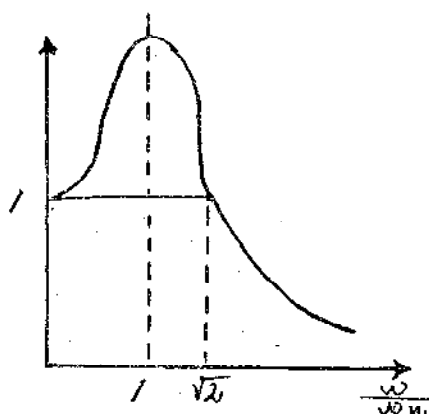
強制力はそのまま基礎に伝達される。即ち振動伝達率は 100% である。是れに反し第1図 (b) に示す如くバネ定数 K なるバネを介して弾性支持をなす時は基礎に伝わる力は振幅 kx なるバネの力である (制振を無視する) 従つて振動伝達率は、

$$T_r = \frac{kx}{F} = \frac{1}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}$$

ω_n = 振動系の固有振動数

故に $\frac{\omega}{\omega_n} > \sqrt{2}$ となるとき $T_r > 1$ となる。

即ち $\omega > \sqrt{2} \cdot \omega_n$ なる如く ω_n を選ぶ事により振動を軽減する事が出来る。



第 2 図

(第2図参照)

$\frac{\omega}{\omega_n}$ は一般に 3~5 程度であるが強制力の大きさに応じ適当に選定しなければならぬ。

4. クボタ式ディーゼル機関スプリングベッド

(1) ディーゼル機関支持法一般に機関支持法は次の如く固定式支持法と弾性支持法に分けられる事は言う迄もない。

(i) ディーゼル機関支持法

(1) 固定式支持法 (第3図)

是は機関を直接機関台に取付ける最も一般的な方法であつて此の場合、機関の振動及騒音はその儘機関台に伝わり従つて一般には機関台を強固にするか或は十分大きい基礎重量を必要とするものがある。船体や建造物などでその基礎が十分強固に出来ない場合には船体や建造物に機関の振動が伝わり多大の支障を来す事が少なくない。

(2) 弾性支持法

(第4図)

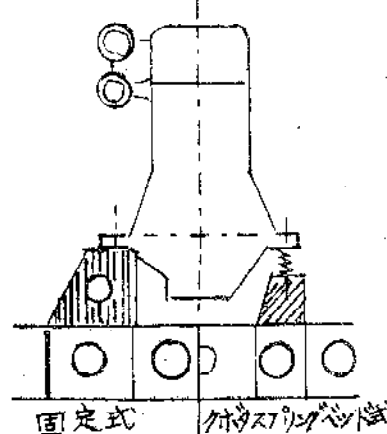
是は機関と機関台の間にばねやゴム等の弾性体を挟む方法で、此の場合、機関より生ずる各種の力に基く振動並に騒音が機関

台に伝達されるのを防止する事も容易ある。

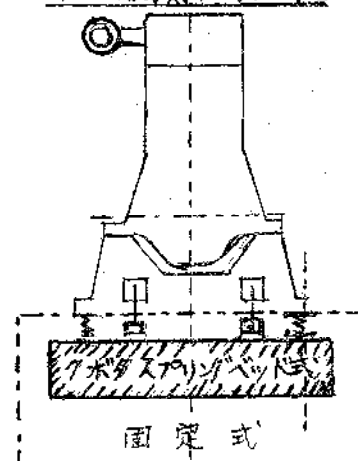
「久保田」に於ては長年その研究を致してきたが、今回特殊の「ディーゼル機関スプリングベッド」を完成した。

第 3 図

船用機関台の比較



陸用機関台の比較

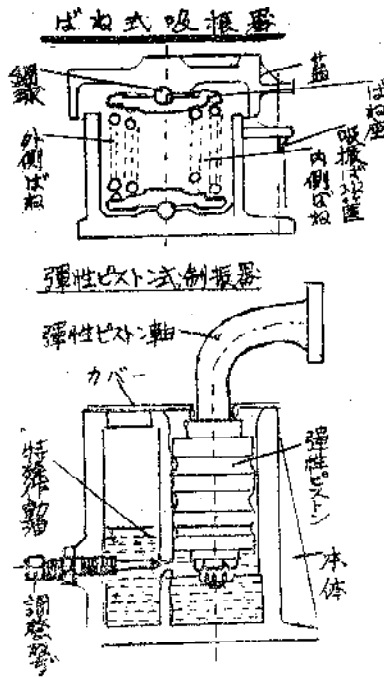


第 4 図

(ii) クボタ式ディーゼル機関スプリングベッド

今般当社に於て考案した防振法は即ち前記の弾性支持法を採用しているものでありかつ次記の特徴をもっているものであつて、第5図に示す吸振器と第6図に示す制振器を最も有効に配列せしめて成果をあげたものである。

第 5 図



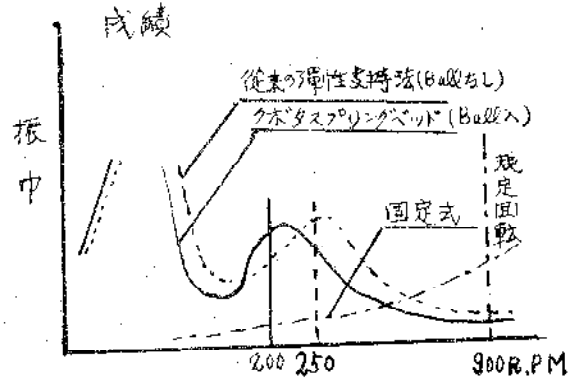
第 6 図

【特 徴】

- (1) ばね式吸振器 (第5図) はボール支持になつてゐるので、ばねに依る水平弾性反力が除かれ極めて容易に振動を防止する事が出来る。(特許出願中)
- (2) 弾性ピストン式制振器 (第4図) は従来のピストン

ン作用を行なうと同時に機関の振れ止めに対して有効に作用する。(実用新案出願中)

第7図は当社の気筒数6、気筒径160mm、衝程220mm、標記回転数100、標記手動160馬力、ディーゼル機関の100KVA交流発電機付共通台床に採用した場合の実験成績を示すものであつて、本式の効果は第2表に示す如く固定式に於て振動伝達率100%に対し5%と言う防振成果を示すものである。

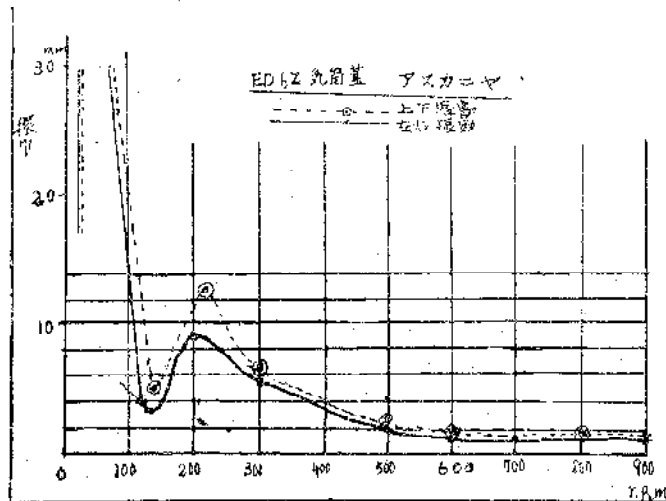


第 7 図

第 2 表

振動伝達率 = $\frac{1}{\left \left(\frac{\omega_n}{\omega_0} \right)^2 - 1 \right }$	
固 定 式	100%
従来弾性支持法 (Ballなし)	8%
クボタディーゼル機関支持法 (Ball入)	5%

尚第8図は同上的場合の上下、左右方向の振動の実測曲線である。従つて本型式の採用により船舶用、ビル据付用等の一切の場合に於て非常に有効顯著な防振防音効果を期待し得る事になる。



第 8 図