

高速直接噴射ディーゼルエンジンのクランク軸系 ねじり振動に及ぼす不均一燃焼の影響

亀井 延明*・神田 好作*・沼尻 進**

Effects of non-uniform combustion on torsional vibrations of
crankshafts of high speed direct injection diesel engines

Nobuaki KAMEI*, Kousaku KANDA* and Susumu NUMAJIRI**

Abstract

In direct injection diesel engines, torsional vibrations of crankshafts cause crankshaft damage and noise. The conventional method used for obtaining the torsional vibrations of crankshafts was based on the uniform combustion of each cylinder of multi-cylinder engine. But, multi-cylinder engine rises non-uniform combustion by something cause. In this study, the authors solved for effects of non-uniform combustion on torsional vibrations of crankshafts of high speed direct injection diesel engines.

1. 緒 言

高速直接噴射ディーゼルエンジンは、初期の衝撃的な燃焼特性のため最大ガス圧力が上昇し、各次の起振トルクが増大してクランク軸系ねじり振動を誘発し、多くの軸系切損事故の原因となっている。本研究では、7,000 cc 級ターボ・インタークーラ付6シリンダ高速直接噴射ディーゼルエンジンを対象とし、次のような研究を行った。すなわち従来のクランク軸系ねじり振動の解析においては多気筒エンジンの各シリンダの燃焼状態を均一と仮定し計算を行ってきた。しかし、何らかの原因によって多気筒エンジンにおいて各シリンダの燃焼状態が均一ではない状態が発生する可能性がある。そこで、各シリンダの燃焼状態が不均一な種々の場合について、クランク軸系ねじり振動に与える影響を解明した。また、このねじり振動を抑制する手段として減衰効果の確実性、耐久性があることから、ビスカス・ダンパ（以降 V・D）を選択し、その最適設計から自動製図に至る CAE/CAD システムを開発した。

2. ねじり振動基礎理論

（無減衰多自由度振動系の自由振動）

2.1 無減衰多自由度系の固有振動

図 2.1 のような各質量の自由振動に関する運動方程式は次式で表わされる。

$$I_m \ddot{\theta}_m - k_{m-1}(\theta_{m-1} - \theta_m) + k_m(\theta_m - \theta_{m+1}) = 0 \\ (m=1, 2, \dots, n) \quad (2.1)$$

ここで、

$$I_m: \text{各質量の極慣性モーメント} \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^2] \\ \theta_m: \text{各質量の実振幅} \quad [\text{rad}] \\ k_m: \text{各質量間のねじりばね定数} \quad [\text{N} \cdot \text{m/rad}]$$

式 (2.1) を $m=1, 2, \dots, n$ まで辺々加え合わせると、

$$\therefore \sum_{m=1}^n I_m \ddot{\theta}_m = 0 \quad (2.2)$$

この式は、この系の運動量の中心軸の周りのモーメントすなわち振動トルクの和は自由振動中不変であることを示す。

この系の固有振動数 ω を求めるために式 (2.1) の一

1994 年 9 月 21 日受理

* 機械システム工学科

** 三菱自動車工業(株)

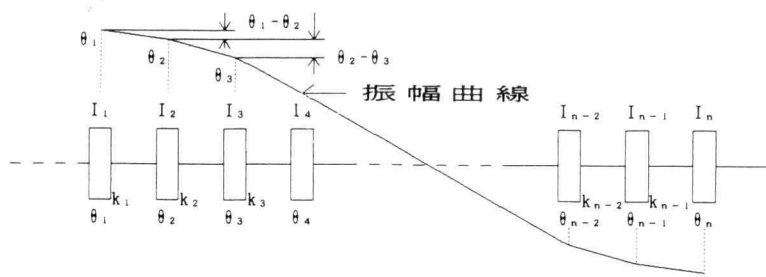


図 2.1 無減衰多自由度振動系

般解を次のようにおく。

$$\Theta_m = \beta'_m e^{j\omega t} \quad (2.3)$$

角速度は、式 (2.3) を時間 t で微分して、

$$\frac{d}{dt} \Theta_m = \dot{\Theta}_m = j\omega \beta'_m e^{j\omega t} \quad (2.4)$$

また、角加速度は式 (2.4) をさらに時間 t で微分して、

$$\frac{d}{dt} \dot{\Theta}_m = \ddot{\Theta}_m = -\omega^2 \beta'_m e^{j\omega t} \quad (2.5)$$

式 (2.3), (2.5) を式 (2.1) に代入し、 $e^{j\omega t}$ で除せば、

$$I_m \beta'_m \omega^2 + k_{m-1} (\beta'_{m-1} - \beta'_m) - k_m (\beta'_m - \beta'_{m+1}) = 0 \quad (m=1, 2, \dots, n) \quad (2.6)$$

式 (2.6) を $m=1, 2, \dots, n$ まで加え合わせると、

$$\sum_{m=1}^n I_m \beta'_m \omega^2 = f(\omega^2) = 0 \quad (2.7)$$

また式 (2.6) において β'_{m+1} を β'_m と β'_{m-1} について解けば、

$$\beta'_{m+1} = \beta'_m - \frac{\omega^2}{k_m} \sum_{a=1}^m I_a \beta'_a \quad (2.8)$$

$m=1$ のとき

$$\beta'_2 = \beta'_1 - \frac{\omega^2}{k_1} I_1 \beta'_1$$

$\beta'_1=1$ とすると、

$$\beta'_2 = 1 - \frac{\omega^2}{k_1} I_1$$

β'_m : クランク軸前端が 1 rad ねじれたときの各質量間の絶対比振幅 [rad]

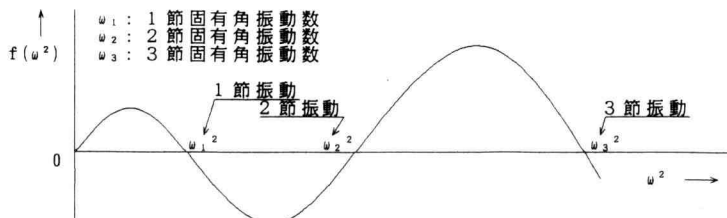
よって式 (2.7) は根 ω^2 についての特性方程式となる。このような高次方程式の根を求めるために一般的には次のような逐次近似法を用いる。

まず ω^2 の概略を見積もり、かつ第 1 番目の質量の振幅 β'_1 を 1 と仮定して式 (2.8) より逐次 β'_{m+1} を求め、 β'_n に至る。もし ω^2 が求む根の場合、式 (2.7) の関係を満足するはずである。もし満足されない場合には、 ω^2 の値を見積もり直し、同様の計算を繰り返すことによって、正しい ω^2 の値を見いだすことができる。

いま $\sum I_m \beta'_m \omega^2 = f(\omega^2)$ とおき、 $f(\omega^2)$ を ω^2 について描けば図 2.2 のようになる。

すなわち $\omega^2=0$ を除く ω^2 の最小根が 1 節振動の固有角振動数で、次が 2 節、3 節、 $\dots, J(=n-1)$ という順序に高節の固有角振動数を表わす。

なお節 (node) と軸系中においてねじれ方向が変わる点で、1 節振動とは node が 1 つ存在する振動形で

図 2.2 $f(\omega^2) - \omega^2$

ある。

一般的に問題となる振動形は2節までであるが、車両用ディーゼル機関においては使用回転数が高い関係上、しばしば3節振動が問題となることがある。

図2.2より明らかなように、各節固有振動数 ω_n の近傍における $f(\omega^2)$ の変化は次のようになる。

- 1 節: $\omega^2 < \omega_1^2$ のとき $f(\omega^2) > 0$
 $\omega^2 > \omega_1^2$ // $f(\omega^2) < 0$
 2 節: $\omega^2 < \omega_2^2$ のとき $f(\omega^2) < 0$
 $\omega^2 > \omega_2^2$ // $f(\omega^2) > 0$
 3 節: $\omega^2 < \omega_3^2$ のとき $f(\omega^2) > 0$
 $\omega^2 > \omega_3^2$ // $f(\omega^2) < 0$

一般に奇数節の根の近傍においては、

$$\left. \begin{array}{l} \omega^2 < \omega_{2J+1}^2 \text{ のとき } f(\omega^2) > 0 \\ \omega^2 > \omega_{2J+1}^2 \text{ // } f(\omega^2) < 0 \end{array} \right\} (J=1, 2, 3, \dots, n-1) \quad (2.9)$$

また偶数節の根の近傍においては、

$$\left. \begin{array}{l} \omega^2 < \omega_{2J}^2 \text{ のとき } f(\omega^2) < 0 \\ \omega^2 > \omega_{2J}^2 \text{ のとき } f(\omega^2) > 0 \end{array} \right\} (J=1, 2, 3, \dots, n-1) \quad (2.10)$$

この特性を利用して逐次近似法により各節固有振動数を求める。本研究では、逐次近似法としてHolzer法を使用した。

2.2 自由振動の諸数値

Holzer法によって固有振動数ならびに以下の諸数値を算出する。

- (1) 固有振動数 f [Hz]

$$f = \frac{1}{2\pi} \omega \quad (2.11)$$

以下の諸数値は、規準質量(質量番号 $M=1$)が1[rad]ねじれたときの値を表わす。

- (2) 相対比振幅 $[\beta']_m$ [rad]

$$[\beta']_m = \frac{1}{k_m} \sum_{m=1}^n I_m \omega^2 \beta'_m \quad (2.12)$$

- (3) 絶対比振幅 β'_{m+1} [rad]

$$\beta'_{m+1} = \beta'_m - [\beta']_m$$

- (4) 各質量間に加わる振動トルクの和 T_m [N·m]

$$T_m = k_m [\beta']_m = \sum_{m=1}^m I_m \omega^2 \beta'_m \quad (2.13)$$

- (5) 規準質量 I_e [kg·m²]

$$I_e = \sum_{m=1}^n I_m \beta'_m{}^2 \quad (2.14)$$

- (6) 前端部が1[deg]当たりねじれたときの各質量に生ずる最大比応力 τ_{deg} [MPa/deg]

$$\tau_{deg} = (T_m / (Y_m Z_m)) \pi / 180$$

ここに、

Y_m : 減速比

Z_m : $\frac{\pi}{16} D^3$ 最小軸系の極断面係数 [m³]

D : 最小軸直径 [m]

2.3 多自由度系から1自由度等価振動系への置換

図2.3に示したような n 個の質量より形成される多自由度ねじり振動系において、軸系の全ての減衰を省略すれば、任意の J 節形の各質量はその振動系固有の一定振幅比で、かつ同位相か逆位相のいわゆる規準振動をなす。この振動系に規準座標理論を用いれば、1自由度等価振動系に置換することができる。すなわち、規準質量 I_e 、規準ばね定数 k_e は次式で与えられる。

$$I_e = \sum_{m=1}^n I_m \beta'_m{}^2 \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^2]$$

$$k_e = \omega_0^2 \sum_{m=1}^n I_m \beta'_m{}^2 \quad [\text{N} \cdot \text{m} / \text{rad}]$$

ただし、

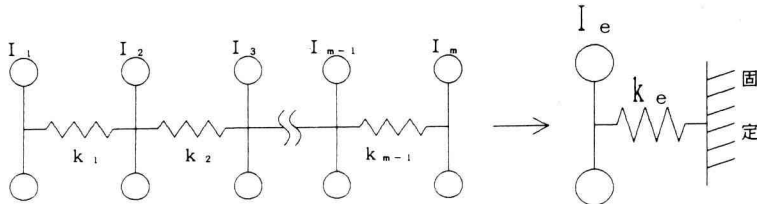


図2.3 多自由度振動系から1自由度等価振動系への置換

I_m : 各質量の極慣性モーメント $[\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2]$
 β'_m : クランク軸前端が $1 [\text{rad}]$ ねじれたときの各質量間の絶対比振幅
 ω_0 : 固有角振動数 $[\text{rad/s}]$

3. 均一燃焼における多自由度ねじり振動系の平衡振幅

図3.1のような n 個の質量からなる多自由度振動系を考える。

ある1つの振動モードに対する平衡振幅は強制トルクが静的に加わって、各質量がその静止の位置から、その振動モードの比振幅に比例して最大変位の位置になるまでになした仕事量と振動の位置エネルギーを算値することによって求められる。

質量番号 m のクランクに働く i 次合成起振トルク \vec{H}_{mi} は次式で表される。

$$\vec{H}_{mi} = H_{mi} \sin(\omega_i t + \zeta'_i - \delta_{mi})$$

ここに、

ω_i : i 次強制振動数

ζ'_i : 合成トルクハーモニックスの位相角

δ_{mi} : 着火位相差

H_{mi} : トルクハーモニックス

各シリンダの燃焼状態が同一と仮定すれば、 $H_{mi} = H_i$ であるから n_{cy} 個のシリンダの H_i を No.1 質量部に置換し、着火位相差 δ_{mi} を考慮して合成した等価起振トルクの振幅 $\sum \vec{H}_i$ は式 (3.1) で表わされる。

$$\sum \vec{H}_i = H_i \sum_{m=2}^{n-1} \beta'_m \quad (3.1)$$

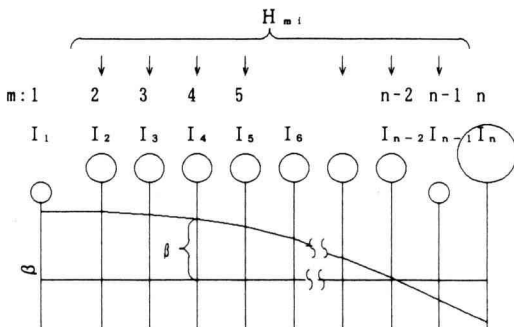


図3.1 多自由度系1節振動モード

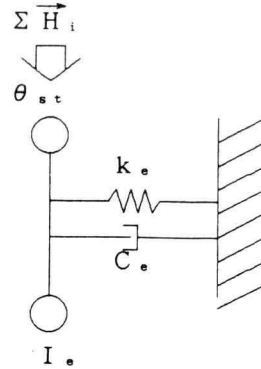


図3.2 1自由度等価振動系

$\sum_{m=2}^{n-1} \beta'_m$: 各シリンダ部の比振幅のベクトル和

図3.2は図3.1に示した任意の振動モードをNo.1質量部に置換した1自由度等価振動系を示したものである。

ここに、

I_e : 等価慣性モーメント $[\text{kg} \cdot \text{m}^2]$

k_e : 等価ばね定数 $[\text{N} \cdot \text{m/rad}]$

質量 I_e に強制トルク $\sum \vec{H}_i$ が加わって静止の位置から最大変位 $\theta_{st}(=\theta'_1)$ になるまでになされる仕事量 E_e は、

$$E_e = \frac{1}{2} H_i \sum_{m=2}^{n-1} \beta'_m \theta_{st} \quad (3.2)$$

振動モードの最大位置エネルギー E_p は、各質量の平衡振幅を θ'_m 、固有角振動数を ω_0 とすれば、

$$E_p = \frac{1}{2} \sum_{m=1}^n I_m \theta_{m2}^2 = \frac{1}{2} \omega_0^2 \sum_{m=1}^n I_m \theta_{m2}^2 \quad (3.3)$$

ここで $\theta'_m = (\beta'_m / \beta'_1) \theta_{st}$ であるから、

$$E_p = \frac{1}{2} \omega_0^2 \sum_{m=1}^n I_m \left(\frac{\beta'_m}{\beta'_1} \right)^2 \theta_{st}^2 \quad (3.4)$$

上式において $\beta'_1 = 1$ とおけば、

$$E_p = \frac{1}{2} \omega_0^2 \sum_{m=1}^n I_m \beta_m'^2 \theta_{st}^2 \quad (3.5)$$

式 (3.5) を式 (3.2) と等値すれば、No.1 質量部すなわち等価質量 I_e の平衡振幅 θ_{st} は次式で与えられる。

$$\theta_{st} = \frac{\sum \vec{H}_i}{\omega_0^2 \sum I_m \beta_m'^2} = \frac{\sum \vec{H}_i}{k_e} \quad [\text{rad}] \quad (3.6)$$

ここに,

$$\begin{aligned}\Sigma \bar{H} &= H \Sigma \bar{\beta}'_m \\ k_e &= \omega_0^2 \sum_{m=1}^n I_m \beta_m'^2 = \omega_0^2 I_e \quad [\text{N} \cdot \text{m} / \text{rad}] \quad (3.7)\end{aligned}$$

これは図 2.4 に示したように, 多自由度系を 1 自由度系に置換した場合の等価ばね定数を表わし, 規準ばね定数とも呼ばれる。

$$I_e = \sum_{m=1}^n I_m \beta_m'^2 \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^2] \quad (3.8)$$

とおけば I_e は等価慣性モーメントに相当し, 規準質量とも呼ばれる。

以上を総括すれば多気筒機関により形成される多自由度ねじり振動系の任意の振動モードに対する i 次強制トルクによる No. 1 質量の平衡振幅 (静的振幅) θ_{st} は図 3.2 のような 1 自由度等価振動系に置換して求めることができる。

4. 不均一燃焼における多自由度ねじり振動系の平衡振幅

図 3.1 のような n 個の質量からなる多自由度振動系を考える。ある 1 つの振動モードに対する平衡振幅は強制トルクが静的に加わって, 各質量がその静止の位置から, その振動モードの比振幅に比例して最大変位の位置になるまでになした仕事量と振動の位置エネルギーを等値することによって求められる。

質量番号 m のクランクに働く i 次合成起振トルク H_{mi} は,

$$\bar{H}_{mi} = H_{mi} \sin(\omega_{it} + \zeta'_i - \delta_{mi}) \quad (4.1)$$

各シリンダの燃焼状態が同一でないと仮定すれば, 着火位相差 δ_{mi} を考慮して合成した等価起振トルクの振幅 $\Sigma \bar{H}_i$ は式 (4.2) で表わされる。

$$\Sigma \bar{H}_i = \sum_{m=2}^{n-1} H_{mi} \bar{\beta}'_m \quad (4.2)$$

$H_{mi} \bar{\beta}'_m$: 各シリンダ部の等価起振トルクの振幅

質量 I_e に強制トルク \bar{H}_i が加わって静止の位置から最大変位 $\theta_{st}(=\theta'_i)$ になるまでになされる仕事量 E_e は,

$$E_e = \frac{1}{2} \sum_{m=2}^{n-1} H_{mi} \bar{\beta}'_m \theta_{st} \quad (4.3)$$

振動モードの最大位置エネルギー E_p は, 各質量の平衡

振幅を θ'_m , 固有角振動数を ω_0 とすれば,

$$E_p = \frac{1}{2} \sum_{m=1}^n I_m \dot{\theta}_m'^2 = \frac{1}{2} \omega_0^2 \sum_{m=1}^n I_m \theta_m'^2 \quad (4.4)$$

ここで $\theta'_m = (\beta'_m / \beta'_1) \theta_{st}$ であるから,

$$E_p = \frac{1}{2} \omega_0^2 \sum_{m=1}^n I_m \left(\frac{\beta'_m}{\beta'_1} \right)^2 \theta_{st}^2 \quad (4.5)$$

上式において $\beta'_1 = 1$ とおけば,

$$E_p = \frac{1}{2} \omega_0^2 \sum_{m=1}^n I_m \beta_m'^2 \theta_{st}^2 \quad (4.6)$$

式 (4.6) を式 (4.3) と等値すれば, No. 1 質量部すなわち等価質量 I_e の平衡振幅 θ_{st} は次式で与えられる。

$$\theta_{st} = \frac{\Sigma \bar{H}_i}{\omega_0^2 \Sigma I_m \beta_m'^2} = \frac{\Sigma \bar{H}_i}{k_e} \quad [\text{rad}] \quad (4.7)$$

5. 共振点における実振幅および実応力

一般に船用高速ディーゼル機関のねじり振動において特に問題となるのは 2 節または 3 節振動である (機関単体の 1 節または 2 節に相当)。これらの振動は, 主として機関減衰を考えればよい。機関減衰のみを考慮した場合の実振幅の平衡振幅に対する動倍率 M_e は次式で与えられる。

$$M_e = \theta_1 / \theta_{st} = \frac{1}{\sqrt{(1 - \gamma^2)^2 + 4 \mu_e^2 \gamma^2}} \quad (5.1)$$

ここに,

$\mu_e = C_e / (2 I_e \omega_0)$: 機関減衰比

C_e : 減衰係数

$\gamma = \omega / \omega_0$: 励振振動数比

$\gamma = 1$ のとき, すなわち共振点において式 (5.1) は, W. Ker, Wilson の実験式により次式で与えられる。

$$M_e = A_h / \sqrt{\tau_{st}} \quad (5.2)$$

ここに,

τ_{st} : 平衡応力 (規準質量部が θ_{st} ねじれたときの軸系中の最大付加応力で一般的にはノードにおける値) [MPa]

A_h : ヒステリシス恒数 (実際的には機関の摩擦減衰をも考慮した値で, 機関の振動実測から逆算して経験的に決定している。) [$\text{N}^{1/2} / \text{m}^{-1}$]

よって機関減衰のみを考慮した規準質量の共振点における実振幅 θ_1 は, 次式で与えられる。

$$\theta_1 = M_e \theta_{st} = (A_h / \sqrt{\tau_{st}}) \theta_{st} \quad (5.3)$$

ここに,

$$\tau_{st} = \tau'_{\max} \theta_{st} \quad [\text{MPa}] \quad (5.4)$$

τ'_{\max} : クランク軸前端が 1 rad ねじれたときの軸系中に生じる最大付加応力 (Holzer 法で求める) [MPa/deg]

また共振点における実応力 $[\tau_e]_{\max}$ は,

$$[\tau_e]_{\max} = \tau'_{\max} \theta_1 \quad [\text{MPa}] \quad (5.5)$$

6. ビスカス・ダンパの最適調整理論

6.1 2 自由度系等価振動系に対する基礎方程式

図 6.1 にダンパ装着時のクランク軸系を 2 自由度の等価振動系に置換した振動モデルを示す。

$$\begin{cases} I_1 \ddot{\theta}_1 + C_1 (\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_2) = 0 \\ I_e \ddot{\theta}_2 - C_1 (\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_2) + K_e \theta_2 = H \cos \omega t \end{cases} \quad (6.1)$$

ここに,

I_1 : ダンパ慣性円板の慣性モーメント [kgm²]

C_1 : ダンパ減衰係数 [Nms]

I_e : 基準慣性モーメント [kgm²]

$$I_e = \sum_{m=1}^n I_m \beta_m^2$$

K_e : 基準ばね定数 [Nm/rad]

$$K_e = I_e \omega_0^2$$

ω_0 : 固有振動数 [rad/s]

H : 合成起振トルク [Nm]

$$H = \sum \vec{H}_i = \sum H_i \vec{\beta}_m$$

H_i : 1 シリンダ当たりの i 次の起振トルク

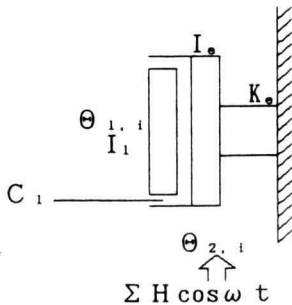


図 6.1 ダンパ付 2 自由度振動系

$\sum \vec{\beta}_m$: 各シリンダの比振幅のベクトル和

θ_1 : ダンパ慣性円板の振幅 [rad]

θ_2 : 基準質量の振幅 [rad]

$\dot{\theta}_1$: ダンパ慣性円板の振動速度 (絶対角速度) [rad/s]

$\dot{\theta}_2$: 基準質量の振動速度 (絶対角速度) [rad/s]

$\ddot{\theta}_1$: ダンパ慣性円板の振動加速度 (絶対角加速度) [rad/s²]

$\ddot{\theta}_2$: 基準質量の振動加速度 (絶対角加速度) [rad/s²]

式 (6.1) は線形 2 階連立微分方程式であるから, θ_1 , θ_2 に対する特性を次式のようにおく。

$$\begin{cases} \theta_1 = A_1 \cos \omega t + B_1 \sin \omega t \\ \theta_2 = A_2 \cos \omega t + B_2 \sin \omega t \end{cases} \quad (6.2)$$

式 (6.2) を一階微分, 二階微分した式 (6.1) に代入すると, 次式ようになる。

$$\begin{cases} -I_1 A_1 \omega^2 + B_1 C_1 \omega - B_2 C_1 \omega = 0 \\ -I_1 B_1 \omega^2 - A_1 C_1 \omega + A_2 C_1 \omega = 0 \\ -I_e A_2 \omega^2 - B_1 C_1 \omega + B_2 C_1 \omega + K_e A_2 = H \\ -I_e B_2 \omega^2 + A_1 C_1 \omega - A_2 C_1 \omega + K_e B_2 = 0 \end{cases} \quad (6.3)$$

また,

平衡振幅 : $\theta_{st} = H/K_e$

質量比 : $R = I_1/I_e$

励振振動数比 : $\gamma = \omega/\omega_0$

無減衰固有角振動数 : $\omega_0 = \sqrt{K_e/I_e}$

減衰比 : $\mu = C_1/(2I_1\omega_0)$

とおき, 式 (6.3) を整理したものに代入すると, 次式のようにになる。

$$\begin{cases} -\gamma A_1 & +2\mu B_2 & -2\mu B_1 & =0 \\ -2\mu A_1 & +2\mu A_2 & -\gamma B_1 & =0 \\ -R\gamma^2 A_1 & + (1-\gamma^2) A_2 & & =\theta_{st} \\ & -R\gamma^2 B_1 & + (1-\gamma^2) B_2 & =0 \end{cases} \quad (6.4)$$

式 (6.4) を行列式にまとめ, A_1, B_1, A_2, B_2 について解くと次式のようにになる。

$$\begin{cases} A_1 = \frac{4\mu^2(1-\gamma^2-R\gamma^2)\theta_{st}}{\gamma^2(1-\gamma^2)^2+4\mu^2(1-\gamma^2-R\gamma^2)^2} \\ B_1 = \frac{2\mu(1-\gamma^2)\gamma\theta_{st}}{\gamma^2(1-\gamma^2)^2+4\mu^2(1-\gamma^2-R\gamma^2)^2} \end{cases}$$

$$\begin{cases} A_2 = \frac{(\gamma^2(1-\gamma^2) + 4\mu^2(1-\gamma^2 - R\gamma^2))\theta_{st}}{\gamma^2(1-\gamma^2)^2 + 4\mu^2(1-\gamma^2 - R\gamma^2)^2} \\ B_2 = \frac{2\mu R\gamma^3\theta_{st}}{\gamma^2(1-\gamma^2)^2 + 4\mu^2(1-\gamma^2 - R\gamma^2)^2} \end{cases} \quad (6.5)$$

よって式 (6.1) の解 θ_1, θ_2 は、次式のようになる。

$$\begin{aligned} \theta_1 &= \sqrt{A_1^2 + B_1^2} \\ &= \sqrt{\frac{4\mu^2}{\gamma^2(1-\gamma^2)^2 + 4\mu^2(1-\gamma^2 - R\gamma^2)^2}} \theta_{st} \end{aligned} \quad (6.6)$$

$$\begin{aligned} \theta_2 &= \sqrt{A_2^2 + B_2^2} \\ &= \sqrt{\frac{\gamma^2 + 4\mu^2}{\gamma^2(1-\gamma^2)^2 + 4\mu^2(1-\gamma^2 - R\gamma^2)^2}} \theta_{st} \end{aligned} \quad (6.7)$$

$$\begin{aligned} \theta_r &= \theta_2 - \theta_1 \\ &= \sqrt{\frac{\gamma^2}{\gamma^2(1-\gamma^2)^2 + 4\mu^2(1-\gamma^2 - R\gamma^2)^2}} \theta_{st} \end{aligned} \quad (6.8)$$

ここに、

θ_1 : ダンパ慣性円板の振幅

θ_2 : 基準質量の振幅

θ_r : ダンパ慣性円板の基準質量に対する相対振幅

6.2 ダンパの最適調整理論

振幅を平衡振幅で割り単位を無次元化するため式 (6.6), (6.7), (6.8) を動倍率の形で表わせば、次式のようになる。

$$\begin{aligned} M_1 &= \left| \frac{\theta_1}{\theta_{st}} \right| \\ &= \sqrt{\frac{4\mu}{\gamma^2(1-\gamma^2)^2 + 4\mu^2(1-\gamma^2 - R\gamma^2)^2}} \end{aligned} \quad (6.9)$$

$$\begin{aligned} M_2 &= \left| \frac{\theta_2}{\theta_{st}} \right| \\ &= \sqrt{\frac{\gamma^2 + 4\mu^2}{\gamma^2(1-\gamma^2)^2 + 4\mu^2(1-\gamma^2 - R\gamma^2)^2}} \end{aligned} \quad (6.10)$$

$$\begin{aligned} M_r &= \left| \frac{\theta_r}{\theta_{st}} \right| \\ &= \sqrt{\frac{\gamma^2}{\gamma^2(1-\gamma^2)^2 + 4\mu^2(1-\gamma^2 - R\gamma^2)^2}} \end{aligned} \quad (6.11)$$

ここに、

M_1 : ダンパ慣性円板の振幅 θ_1 の [静的振幅 θ_{st}] に対する動倍率

M_2 : 基準質量の振幅 θ_2 の [静的振幅 θ_{st}] に対する動倍率

M_r : 相対振幅 θ_r の [静的振幅 θ_{st}] に対する動倍率

式 (6.10) より

$$\begin{aligned} M_2 &= \sqrt{\frac{\gamma^2 + 4\mu^2}{\gamma^2(1-\gamma^2)^2 + 4\mu^2(1-\gamma^2 - R\gamma^2)^2}} \\ &= \sqrt{\frac{4\mu^2 A + B}{4\mu^2 C + D}} \end{aligned} \quad (6.12)$$

ここで、

$$\frac{A}{C} = \frac{B}{D} = k \quad (\text{一定}) \quad (6.13)$$

なる関係が成立するとき

$$\begin{cases} A = Ck \\ B = Dk \end{cases} \text{であるから}$$

$$M_2 = \sqrt{\frac{4\mu^2 Ck + Dk}{4\mu^2 C + D}} = \sqrt{\frac{k(4\mu^2 C + D)}{4\mu^2 C + D}} = \sqrt{k} \quad (6.14)$$

となり、 M_2 は R が決定されれば μ の如何にかかわらず一定値をとる。すなわち γ を変数とし、 μ をパラメータとして M_2 曲線を描くとき、それらはすべて一定点を通過する。よってこの点が M_2 曲線の極大点となるように μ を適当に選べばダンパは最も有効に働いていることになる。

そこで式 (6.13) を満足する γ_{opt} は、

$$\gamma_{opt} = \sqrt{\frac{2}{R+2}} = \frac{\omega_{opt}}{\omega_0} \quad (6.15)$$

$$\therefore \omega_{opt} = \sqrt{\frac{2}{R+2}} \omega_0 \quad (6.16)$$

ここに

γ_{opt} : 最適振動数比

ω_{opt} : 共振角振動数

ω_0 : 無減衰角振動数

また、最適減衰における動倍率 $[M_2]_{opt}$ は式 (6.15) を式 (6.14) に代入し、次式のように求まる。

$$\begin{aligned} [M_2]_{opt} &= \sqrt{k} = \sqrt{\frac{B}{D}} = \sqrt{\frac{\gamma^2}{\gamma^2(1-\gamma^2)^2}} = \sqrt{\frac{1}{(1-\gamma^2)^2}} \\ &= \sqrt{\frac{1}{\left(1 - \frac{2}{R+2}\right)^2}} = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{2+R-2}{R+2}\right)^2}} = \frac{R+2}{R} \\ \therefore [M_2]_{opt} &= 1 + \frac{2}{R} \end{aligned} \quad (6.17)$$

ここに、

$[M_2]_{opt}$: 最適動倍率

次に γ_{opt} において M_2 の値が最大となるように減衰比 μ_{opt} を求める。

それには式 (6.12) を γ で微分して 0 とおき、式

(6.15) の γ_{opt} の値を代入すれば、最適減衰比 μ_{opt} を R の関数で表わすことができる。

$$\mu_{opt} = \frac{1}{\sqrt{2(R+1)(R+2)}} \quad (6.18)$$

ここに、

μ_{opt} : 最適減衰比

また、最適減衰係数 $[C_1]_{opt}$ は、次式により与えられる。

$$[C_1]_{opt} = 2\mu_{opt}I_1\omega_0 \quad (6.19)$$

式 (6.19) に式 (6.15) 及び式 (6.18) を代入すれば、

$$\begin{aligned} [C_1]_{opt} &= \frac{2}{\sqrt{2(R+1)(R+2)}} I_1 \sqrt{\frac{R+2}{2}} \omega_{opt} \\ &= \frac{I_1 \cdot \omega_{opt}}{\sqrt{R+1}} \end{aligned} \quad (6.20)$$

次に共振点におけるタンパ慣性円板の規準質量に対する相対振幅 θ_r の規準質量の振幅 θ_2 に対する比振幅は、式 (6.8) を式 (6.7) で除し、式 (6.15) 及び式 (6.18) を代入すれば、 $[\beta_r]_{opt}$ として次式のように求まる。

$$\begin{aligned} \beta_r^2 &= \frac{\theta_r^2}{\theta_2^2} = \frac{\gamma^2}{\gamma^2 + 4\mu^2} \\ [\beta_r]_{opt} &= \frac{[\theta_r]_{opt}}{[\theta_2]_{opt}} = \sqrt{\frac{R+1}{R+2}} \end{aligned} \quad (6.21)$$

ダンパを装着した場合、クランク軸に生じる最大付加応力 τ_{max} が日本海事協会(NK)規定の許容付加応力 τ_a 以下になるようにダンパの慣性円板の質量比 R を決定しなければならない。機関とダンパの減衰を考慮した合成動倍率 M_2 は次式を満足する必要がある。

$$M_2 = \left[\frac{\theta_2}{\theta_{st}} \right] = \frac{\tau_{max}}{\tau_{st}} \leq \frac{\tau_a}{\tau'_{max} \cdot \theta_{st}} \quad (6.22)$$

ここに

- θ_2 : 機関、ダンパ減衰を考慮した規準質量の共振点振幅 [deg]
- θ_{st} : 平衡振幅 [deg]
- τ_{max} : 最大付加応力 [MPa]
- τ_{st} : 平衡応力 [MPa]
- τ'_{max} : 規準質量の振幅 $\theta_2 = 1 \text{ deg}$ のときのクランク軸に生じる最大比応力 [MPa/deg]
- τ_a : クランク軸の許容付加応力 [MPa]

また、合成動倍率 M_2 は次式で与えられる。

$$\frac{1}{M_2} = \frac{1}{M_e} + \frac{1}{[M_2]_{opt}} \quad (6.23)$$

ここに、

M_e : 機関減衰を考慮した動倍率

$[M_2]_{opt}$: ダンパの減衰を考慮した動倍率

式 (6.23) を M_2 について解き、式 (6.17) を代入すれば許容応力を満足する質量比 R は次式のようにになる。

$$R \geq \frac{2(M_e \cdot \tau'_{max} \cdot \theta_{st} - \tau_a)}{M_e(\tau_a - \tau'_{max} \cdot \theta_{st}) + \tau_a} \quad (6.24)$$

ここに、

$$\tau'_{max} \cdot \theta_{st} = \tau_{st}$$

$$\tau_{st} \cdot M_e = \tau_{max}$$

であるから式 (6.24) に代入すれば

$$R \geq \frac{2(\tau_{max} - \tau_a)}{M_e(\tau_a - \tau_{st}) + \tau_a} = \frac{2(\tau_{max} - \tau_a)}{(M_e + 1)\tau_a - \tau_{max}} \quad (6.25)$$

6.3 ダンパの形状

6.3.1 ダンパの形状

図 6.2 にビスカス・ダンパの形状を示す。このダンパはクランク軸の前端部にボルトにより直結される。ダンパケースと慣性円板の相対変位により、それら

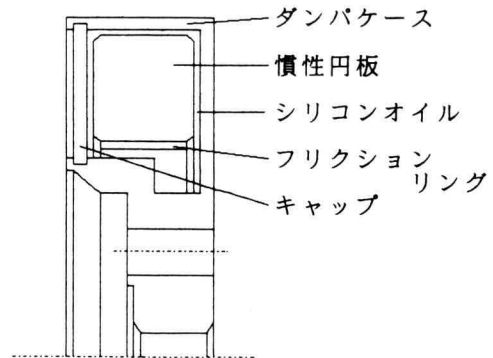


図 6.2 ダンパ形状説明

表 6.1 間隙、ケース及びカバー厚み

内周間隙 (h1)	0.10 mm
外周間隙 (h2)	0.50 mm
側面間隙 (h3)	0.50 mm
ケース厚み (bc1)	3.50 mm
ケース厚み (bc2)	3.50 mm
ケース厚み (bc3)	3.50 mm

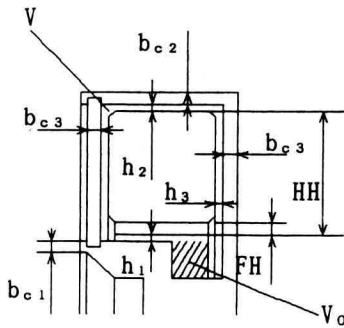


図 6.3 ダンパ寸法説明

の間に充填されたシリコンオイルの粘性摩擦力が働き摩擦熱が発生する。これをダンパケースを介して、大気中に放出している。このように機械的エネルギー（クランク軸系ねじり振動）が熱エネルギーに変わり大気中に放出される仕組みになっている。

6.3.2 間隙、ケース及びカバーの厚み寸法

ビスカス・ダンパの従来品から求めた標準的な各部寸法より本システムにおける間隙、ケース及びカバー厚みの寸法を表 6.1 の様にした。

6.3.3 諸寸法の比率

図 6.3 よりフリクションリングならびに油だめ（斜線部）の寸法に関する比率を次のように定めた。

$$\frac{\text{フリクションリングの高さ (FH)}}{\text{ホイルの高さ (HH)}} = 0.04 \quad (6.26)$$

$$\frac{\text{溝部容積 (V}_0\text{)}}{\text{間隙容積 (V)}} = 0.40 \quad (6.27)$$

6.4 ダンパの諸量

6.4.1 放熱パワーの検討

ダンパの単位面積あたりの放熱パワー (Kw/m^2) が許容値を越えるとダンパの温度が上昇し、シリコンオイルが劣化して粘土状となりダンパの機能を失う可能性がある。

よって、放熱パワーが下記の許容値を満足するようにダンパの形状を定める必要がある。

$$H_D/A = 6.41 \text{ Kw}/\text{m}^2$$

ここに、

H_D : 放熱パワー (Kw)

A : 放熱面積 (m^2)

(1) 放熱パワー

まず、ダンパの 1 サイクルに吸収するエネルギー E_d の誘導を行なう。

慣性円板のケースに対する相対振幅を $(\theta_r)_1$ とおくと

$$E_d = \int_{-(\theta_r)_1}^{(\theta_r)_1} C_1 \frac{d(\theta_r)_1}{dt} d(\theta_r)_1 = \int_0^{2\pi/\omega_d} C_1 \frac{d(\theta_r)_1}{dt} \left(\frac{d(\theta_r)_1}{dt} dt \right) \quad (6.28)$$

$$\therefore E_d = \int_0^{2\pi/\omega_d} C_1 \left(\frac{d(\theta_r)_1}{dt} \right)^2 dt \quad (6.29)$$

ここで、

$$(\theta_r)_1 = (\theta_r)_1 \sin(\omega_d t - \phi)$$

とおけば、

$$(\theta_r)_1 = (\theta_r)_1 \omega_d \cos(\omega_d t - \phi) \quad (6.30)$$

式 (6.30) を式 (6.29) に代入すれば

$$\begin{aligned} E_d &= \int_0^{2\pi/\omega_d} C_1 (\theta_r)_1^2 \omega_d^2 \cos^2(\omega_d t - \phi) dt \\ &= C_1 (\theta_r)_1^2 \cdot \omega_d^2 \int_0^{2\pi/\omega_d} \cos^2(\omega_d t - \phi) dt \\ &= C_1 (\theta_r)_1^2 \omega_d^2 J \end{aligned} \quad (6.31)$$

とおけば、

$$J = \int_0^{2\pi/\omega_d} \cos^2(\omega_d t - \phi) dt$$

$(\omega_d t - \phi) = \alpha$ とおき倍角の公式を用いると、

$$J = \int_0^{2\pi/\omega_d} 1/2 [1 + \cos 2(\omega_d t - \phi)] dt \quad (6.32)$$

式 (6.32) を式 (6.31) に代入すれば、

$$E_d = C_1 (\theta_r)_1^2 \omega_d^2 (\pi/\omega_d) = \pi C_1 (\theta_r)_1^2 \omega_d \quad (6.33)$$

ここに、

$$C_1 = [C_1]_{opt} = \frac{I_1 \omega_{opt}}{\sqrt{1+R}}$$

$$(\theta_r)_1 = [\theta_r]_{opt} = \sqrt{\frac{1+R}{2+R}} [\theta_2]_{opt}$$

$$\omega_d = \omega_{opt}$$

を式 (6.33) に代入すれば、

$$\begin{aligned} E_d &= [E_d]_{opt} = \pi \frac{I_1 \omega_{opt}}{\sqrt{1+R}} \omega_{opt} \frac{1+R}{2+R} [\theta_2]_{opt}^2 \\ &= \frac{\pi \sqrt{1+R}}{2+R} \omega_{opt}^2 I_1 \end{aligned} \quad (6.34)$$

ここに,

$[E_d]_{opt}$: ダンパの1サイクルに吸収するエネルギー (Nm/cycle)

ω_{opt} : 最適状態における固有角振動数 (rad/sec)

I_1 : ダンパの慣性円板の慣性モーメント ($\text{Kg}\cdot\text{m}^2$)

よって, 1秒間の振動数: $f_{opt} = \omega_{opt}/2\pi$ (Hz)であるから, 1秒間に放熱されるエネルギー, すなわち放熱パワー: H_D は次式ようになる。

$$H_D = \frac{1}{2} \times \frac{\sqrt{1+R}}{2+R} \omega_{opt}^3 I_1 [\theta_2]_{opt}^2 \quad (6.35)$$

ここに,

f_{opt} : 最適共振振動数 (cpm)

$$f_{opt} = \sqrt{\frac{2}{2+R}} f_0$$

(2) 放熱面積

ダンパ慣性円板の寸法を下記のとおりにする。

内周半径: $r_1 = D_1/2$ (m)

外周半径: $r_2 = D_2/2$ (m)

厚さ : b (m)

図 6.4 より放熱面積 A は

$$\begin{aligned} A &= A_a + A_b + 2A_c \\ &= \pi D_2 b + \pi D_1 b + 2 \times \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_1^2) \\ &= 2\pi(r_2 + r_1)(b + r_2 - r_1) \end{aligned} \quad (6.36)$$

6.4.2 最適粘度

図 6.5 のビスカス・ダンパにおいて回転中心より半

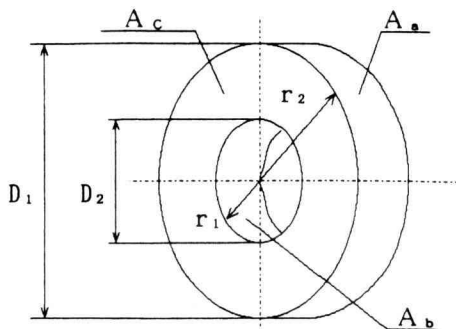


図 6.4 慣性円板の放熱面積

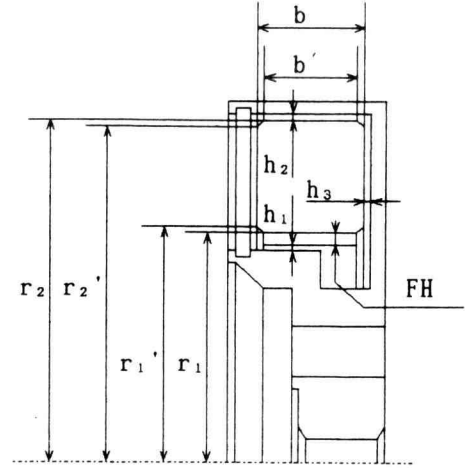


図 6.5 ビスカス・ダンパモデル

径 r の位置にある微小面積 ΔA における粘性摩擦力 Fd は次式により与えられる。

$$F_d = \eta \frac{V_r}{h} \Delta A \quad (6.37)$$

ここに,

V_r : 規準質量と慣性円板間の相対速度 [m/s]

h : 規準質量と慣性円板間の間隙 [m]

V_r/h : S_h : 速度勾配 (シャレーイト) [s^{-1}]

η : 粘度 [$\text{Pa}\cdot\text{s}$]

$V_r = r \cdot \dot{\theta}_r$ なるゆえ, トルクに換算すれば, 次式のようにになる。

$$T_d = \eta \frac{r \cdot \dot{\theta}_r}{h} \Delta A \cdot r = \frac{\eta \cdot r^2 \cdot \Delta A}{h} \dot{\theta}_r \quad (6.38)$$

ここに,

$\dot{\theta}_r$: ダンパ慣性円板の規準質量に対する相対振幅

ここで $\Delta A \rightarrow dA$ として慣性円板全周について積分して粘性摩擦トルクを求めると, 式 (6.29) より, 次式のようにになる。

内周においては

$$\begin{aligned} T_{d1} &= \int_0^{2\pi} \int_0^{b'} \frac{\eta \cdot r_1'^2}{h_1} (r_1' \cdot d\phi \cdot db') \dot{\theta}_r \\ &= \frac{2\pi \cdot \eta \cdot (r_1' - FH)^3 \cdot b'}{h_1} \dot{\theta}_r \end{aligned} \quad (6.39)$$

外周においては

$$T_{d2} = \int_0^{2\pi} \int_0^{b'} \frac{\eta \cdot r_2^2}{h_2} (r_2 d\phi \cdot db') \dot{\theta}_r$$

$$= \frac{2\pi \cdot \eta \cdot r_2^3 \cdot b'}{h_2} \dot{\theta}_r \quad (6.40)$$

側面においては

$$T_{d3} = 2 \int_0^{2\pi} \int_{r_1'}^{r_2'} \frac{\eta \cdot r'^2}{h_3} (r' \cdot d\phi \cdot dr') \dot{\theta}_r$$

$$= \frac{\pi \eta (r_2'^4 - r_1'^4)}{h_3} \dot{\theta}_r \quad (6.41)$$

故に全周については式 (6.39), 式 (6.40), 式 (6.41) より

$$T_d = T_{d1} = T_{d2} + T_{d3}$$

$$\therefore T_d = \pi \eta \left\{ \frac{2b'(r_1 - FH)^3}{h_1} + \frac{2b'r_2^3}{h_2} + \frac{r_2'^4 - r_1'^4}{h_3} \right\} \dot{\theta}_r \quad (6.42)$$

$$\therefore T_d = C \dot{\theta}_r$$

ここに,

C: 等価粘性減衰係数

であるから式 (6.42) と等置して, C について解けば,

$$C = \pi \eta \left\{ \frac{2b'}{h_1} (r_1 - FH)^3 + \frac{2b'}{h_2} r_2^3 + \frac{r_2'^4 - r_1'^4}{h_3} \right\} \quad (6.43)$$

一方, 式 (6.20) より

$$[C_1]_{opt} = 2\mu_{opt} I_1 \omega_0 = \frac{I_1 \cdot \omega_{opt}}{\sqrt{R+1}}$$

であるから式 (6.20) (6.43) を等置すれば, 次式のようにになる。

$$\eta_{opt} (Pa \cdot s) = \frac{2\mu_{opt} I_1 \omega_0}{\pi \left\{ \frac{2b'}{h_1} (r_1 - FH)^3 + \frac{2b}{h_2} r_2^3 + \frac{r_2'^4 - r_1'^4}{h_3} \right\}}$$

$$= \frac{I_1 / \omega_{opt} / \sqrt{R+1}}{\pi \left\{ \frac{2b'}{h_1} (r_1 - FH)^3 + \frac{2b}{h_2} r_2^3 + \frac{r_2'^4 - r_1'^4}{h_3} \right\}} \quad (6.44)$$

動粘性系 (cst) 単位で表わせば, 次式のようにになる。

$$(1 \text{cst} = \rho \times 10^{-3} \text{Pa} \cdot \text{s})$$

$$\therefore \eta_{opt} (\text{cst}) = \frac{2\mu_{opt} I_1 \omega_0}{\pi \rho \left\{ \frac{2b'}{h_1} (r_1 - FH)^3 + \frac{2b}{h_2} r_2^3 + \frac{r_2'^4 - r_1'^4}{h_3} \right\}} \quad (6.45)$$

ここに,

ρ : シリコンオイルの比重

式 (6.45) で与えられる粘度は作動中の粘度であり, 共振点に於いて作動中のシリコンオイルの粘度が η_{opt} になるように, 作動中のシャーレイト及び温度による粘度降下を考慮して, ダンプケースに注入前の標準状態 (温度 25°C, シャーレイト 0) に於けるシリコンオイルの粘度を決定する必要がある。

標準状態のシリコンオイルの粘度を η_{nom} とすれば,

$$\eta_{nom} = \frac{\eta_{opt}}{\xi_s \cdot \xi_T} \quad (6.46)$$

ここに,

η_{opt} : 作動中のシリコンオイルの最適粘度

$$\xi_s = \frac{S_n \text{ における粘度}}{S_n = 0 \text{ における粘度}} \quad (\text{図 6.7 参照})$$

$$\xi_T = \frac{T \text{ における粘度}}{T = 25^\circ\text{C} \text{ における粘度}} \quad (\text{図 6.6 参照})$$

作動中の慣性円板外周 (半径 r_2) における平均シャーレイト S_m (時間的平均値) は, 次式で求められる。

$$S_m = \frac{1}{\pi/\omega} \int_0^{\pi/\omega} S(t) dt = \frac{\omega}{\pi} \int_0^{\pi/\omega} \frac{r_2 \cdot \dot{\theta}_r}{h_2} dt$$

$$= \frac{\omega}{\pi} \int_0^{\pi/\omega} \frac{r_2 \cdot \omega \cdot \theta_r}{h_2} \sin \omega t dt = \frac{2}{\pi} \frac{r_2 \cdot \omega \cdot \theta_r}{h_2} \quad (6.47)$$

よって最適減衰における S_m は式 (6.47) に式 (6.21) を代入すれば, 次式のように求まる。

$$S_m = \frac{2}{\pi} \frac{r_2 \cdot \omega_{opt}}{h_2} \sqrt{\frac{R+1}{R+2}} [\theta_2]_{opt} \quad (6.48)$$

となる。

またダンパ作動中の温度はダンパがクランクケースの内部にあるか外部にあるかによって異なり, 実測結果によれば次のとおりである。

クランクケース内にダンパが装着されている場合:

90°C ~ 110°C

クランクケース外にダンパが装着されている場合:

55°C ~ 85°C

6.5 シリコンオイルの粘度特性を考慮した標準粘度算出法

6.5.1 従来のシリコンオイルの標準粘度算出法

標準状態 (温度 25°C, 速度勾配 0s^{-1}) におけるシリコンオイルの標準粘度 η_{nom} は速度勾配によるシリコンオイル粘度の変化率 ξ_s , 温度によるシリコンオイル粘

度の変化率 ξ_t , 作動中の粘度 η_{opt} で表される。

$$\eta_{nom} = \frac{\eta_{opt}}{\xi_s \xi_t} \quad (6.49)$$

ダンパ作動中の温度は過去の実測結果より 85°C と仮定し, 温度による変化率 ξ_t は図 6.6 のグラフより決定できる。

速度勾配による変化率 ξ_s を求めるために必要な速度勾配 S_m は式 (6.48) より以下の式で求められる。

次に, この速度勾配をもとに図 6.7 よりシリコンオイル粘度の変化率 ξ_s を読み取るのだが, 従来は図 6.7 にある 4 種の標準粘度曲線に基づき実際の標準粘度 η_{nom} を仮定しその場合の変化率 ξ_s を読み, 式 (6.49) に変化率 ξ_s を代入し標準粘度 η_{nom} を算出する。仮定した標準粘度と算出した標準粘度との許容相対誤差を満足するまで, この作業の繰り返しを行った。

6.5.2 シリコンオイルの標準粘度算出法のアルゴリズム

(1) 温度による変化率 ξ_t の算出

T : 作動中のダンパ温度

とおき, 図 6.6 より最小二乗法により $\xi_t = f(T)$ の 4 次式で温度によるシリコンオイルの粘度の変化率曲線

を示した (適用範囲は $10^\circ\text{C} \leq T \leq 100^\circ\text{C}$ とする)。

$$\begin{aligned} \xi_t = & 0.891 \times 10^{-6} \times T^4 - 0.278 \times 10^{-3} \times T^3 \\ & + 0.432 \times 10^{-1} \times T^2 - 0.373 \times 10^1 \times T + 0.170 \times 10^3 \end{aligned} \quad (6.50)$$

(2) 速度勾配による変化率 ξ_s の算出

ここに,

S_m : 速度勾配 (シャーレイト) [s⁻¹]

η_{nom} : 標準粘度 [cSt]

η_{opt} : 作動中の粘度 [cSt]

ξ_s : 速度勾配によるシリコンオイルの粘度変化率

ξ_t : 温度によるシリコンオイルの粘度変化率

とおき, ここで図 6.7 より $\xi_s = S_m$ を常用対数にとり最小自乗法により, $\log_{10} \xi_s = f(\log_{10} S_m)$ の 4 次式で 4 種類の標準粘度のシリコンオイルの粘度変化率を示した。

10^4 (cSt) の時

$$\begin{aligned} \log_{10} \xi_s = & 0.00520 \times \log_{10} S_m^4 - 0.0119 \times (\log_{10} S_m)^3 \\ & - 0.302 \times (\log_{10} S_m)^2 + (\log_{10} S_m) - 0.829 \end{aligned} \quad (6.51)$$

20×10^4 (cSt) の時

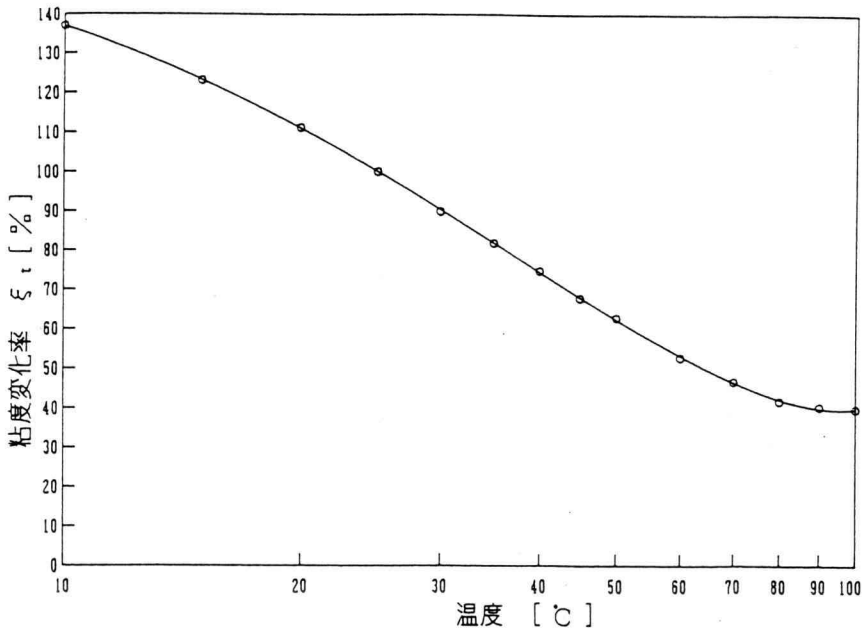


図 6.6 シリコンオイルの温度による粘度変化率

$$\begin{aligned} \log_{10} \xi_s &= 0.00812 \times (\log_{10} S_m)^4 - 0.0409 \times (\log_{10} S_m)^3 \\ &\quad - 0.179 \times (\log_{10} S_m)^2 + 0.667 \times (\log_{10} S_m) \\ &\quad - 0.559 \end{aligned} \quad (6.52)$$

$$\begin{aligned} 50 \times 10^4 \text{ (cSt) の時} \\ \log_{10} \xi_s &= 0.00724 \times (\log_{10} S_m)^4 - 0.000541 \times (\log_{10} S_m)^3 \\ &\quad - 0.423 \times (\log_{10} S_m)^2 + 1.07 \times (\log_{10} S_m) - 0.905 \end{aligned} \quad (6.53)$$

$$\begin{aligned} 100 \times 10^4 \text{ (cSt) の時} \\ \log_{10} \xi_s &= 0.00541 \times (\log_{10} S_m)^4 - 0.0287 \times (\log_{10} S_m)^3 \\ &\quad - 0.132 \times (\log_{10} S_m)^2 + 0.224 \times (\log_{10} S_m) - 0.276 \end{aligned} \quad (6.54)$$

次に、シャーレイト S_m について式 (6.51)～(6.54) より各標準粘度と対応する各 ξ_s を求める。これを標準粘度 η_{nom} 、速度勾配によるシリコンオイルの粘度変化率 ξ_s を対数にとり、ここで図 6.8 より最小自乗法により $\log_{10} \xi_s = f(\log_{10} \eta_{nom})$ の 1 次式に近似する (適用範囲は $10^4 \sim 10^5$ (cSt) とする)。

$$\log_{10} \xi_s = a \log_{10} \eta_{nom} + b \quad (6.55)$$

$$\frac{\xi_s}{\eta_{nom}^a} = 10^b \quad (6.56)$$

$$\xi_s = \eta_{nom}^a 10^b \quad (6.57)$$

ここで式 (6.49) に式 (6.57) を代入すると、

$$\eta_{nom} = \frac{\eta_{opt}}{\xi_s \xi_t} = \frac{\eta_{opt}}{\eta_{nom}^a 10^b \xi_t}$$

$$\eta_{nom}^{a+1} = \frac{\eta_{opt}}{10^b \xi_t}$$

となる。よって、

$$\eta_{nom} = \left(\frac{\eta_{opt}}{10^b \xi_t} \right)^{\frac{1}{a+1}} \quad [\text{cSt}] \quad (6.58)$$

となる。

ここで図 6.9 は、標準状態の粘度を求めるフローチャートを示したものである。

7. 6K15 エンジンに対する自由振動—エネルギー法によるダンパの減衰を省略した場合の共振点実振幅および最大実応力の計算

7.1 供試機関要目及び等価振動系

以下本論文において、ダンパの減衰を省略した場合を“ダンパ無し”とし、ダンパの減衰を考慮した場合を“ダンパ付”と記す。

7.1.1 供試機関要目

ここで表 7.1 に供試機関要目を示す。

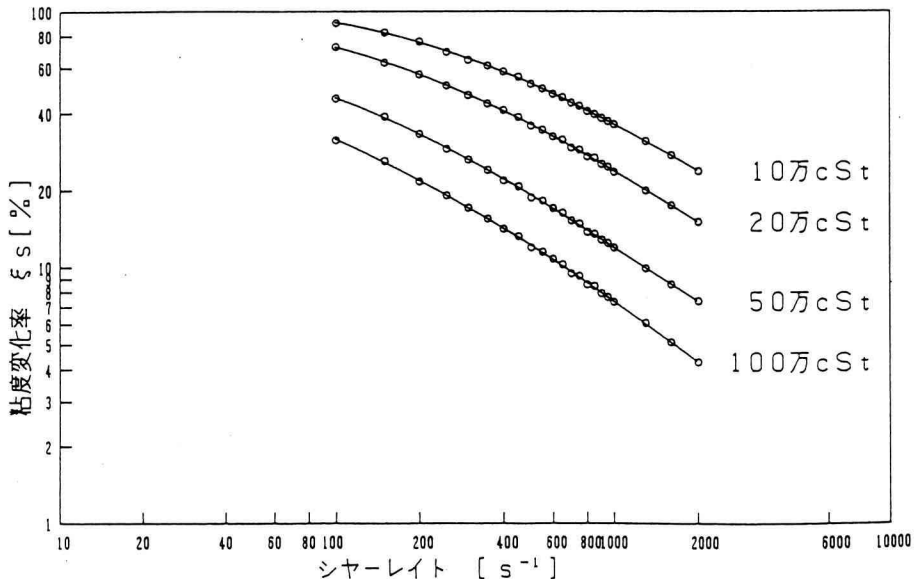


図 6.7 シリコンオイルのシャーレイトによる粘度変化率

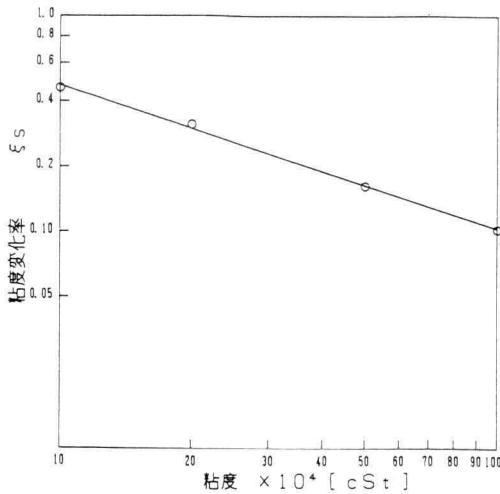


図 6.8 任意のシャーレイト, 粘度の粘度変化率

7.1.2 計算条件

(1) 機関回転速度と出力の関係

各回転速度において指示平均有効圧力 $P_{mi}=1.280$ MPa ($=13.061 \text{ kgf/cm}^2$) 一定として計算を行った。

(2) ガス圧力による接線力ハーモニックス

ガス圧力による接線力ハーモニックスは、本機関の実測指圧線図より、0.5 次より 12 次までコンピュータを用いて調和解析した値を使用した。

(3) 機関減衰

機関減衰比 μ' はたかだか 0.02 程度であるので、自

由振動モードの計算においてはこれを省略し、強制振動の計算においては W. Ker. Wilson のヒステリシス減衰を主減衰と考える平衡応力法を用いて実振幅の推定を行った。なお本機関のヒステリシス恒数 A_h は、実測結果より下記のように定めた。

$$A_h = 66.6 \text{ kN}^{1/2} \text{m}^{-1} (= 212 \text{ kgf}^{1/2} \text{cm}^{-1})$$

7.1.3 等価振動系

ここで表 7.2 に等価振動系を示す。

7.1.4 Holzer 法による固有値及び振動モード

表 7.2 に示した 6K15 エンジンの基礎 DATA を基に、Holzer の逐次近似法により固有振動数 ω_0 を求めた結果をここで表 7.3 に示す。また、振動モードを図 7.1 に示した。

ダンパ無しの、ねじり振動解析を行った結果、応力的に問題となる振動形は、図 7.1 に示したような 1 節振動形で、ノードは 6K15 では No.5 クランクピンに生じることが判った。

7.2 各シリンダの燃焼状態が均一な場合における自由振動—エネルギー法による共振点実振幅および実応力

図 7.1 に示した機関の振動形から、トルク位相線図および振動形に各次のトルクハーモニックスが加わった場合の共振点における振幅、応力の解析結果とグラフを図 7.2、表 7.4、図 7.3 に示す。

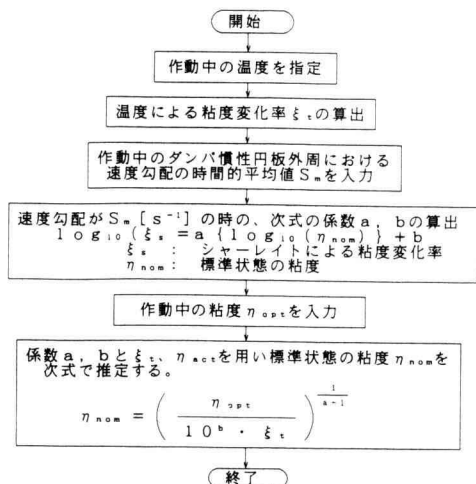


図 6.9 標準状態の粘度を求めるフローチャート

表 7.1 6K15 供試機関要目

エンジン形式	ターボ・インタークーラ付高速直噴ディーゼル・エンジン
定格出力	169 KW (230 PS) / 2700 rpm (トルク一定)
シリンダ数-配列	6-直列
着火順序	1-5-3-6-2-4 (120° 等間隔着火)
ボア × ストローク	φ113 × 115 mm
総排気量	6920 cc
圧縮比	16.5 : 1
乾燥質量	585 kg
コンロッド長	185 mm
往復運動部質量	2.942 kg
クランク配置	

7.3 各シリンダの燃焼状態が不均一な場合における自由振動-エネルギー法による共振点実振幅および実応力

ここで図 7.3 より定格回転速度の約 5% オーバードの 2,839 rpm 近傍に日本海事協会規定¹⁾の許容応力をはるかに越える 1 節 4.5 次の共振点が存在することが判明した。よって 1 節 4.5 次で各シリンダの燃焼状態が不均一な場合の振動を解析する必要がある。図 7.2 トルク位相線図から、4.5 次において合成した等価起振トルクの振幅 ΣH_i が最大となるのは、4 番・5 番シリンダが燃焼していない状態 ($P_{mi}=0.000$ [MPa]) であることが判明した。したがって、ここで

表 7.2 6K15 エンジン等価振動系

名称	慣性モーメント ($\text{kg} \cdot \text{cm}^2$)	等価軸長 L_e (cm)	ばね定数 K ($\text{MN} \cdot \text{m} / \text{rad}$)	極断面係数 Z (cm^3)
プーリー	0.0564 (0.5755)	6.631 (663.1)	1.479 (1.508 $\times 10^4$)	53.92 (μ)
NO.1 シリンダ	0.0414 (0.4219)	8.217 (821.7)	1.193 (1.217 $\times 10^4$)	53.92 (μ)
NO.2 シリンダ	0.0236 (0.2404)	6.748 (674.8)	1.453 (1.481 $\times 10^4$)	53.92 (μ)
NO.3 シリンダ	0.0418 (0.4265)	8.518 (851.8)	1.151 (1.174 $\times 10^4$)	53.92 (μ)
NO.4 シリンダ	0.0418 (0.4265)	6.748 (674.8)	1.453 (1.481 $\times 10^4$)	53.92 (μ)
NO.5 シリンダ	0.0236 (0.2404)	8.217 (821.7)	1.193 (1.217 $\times 10^4$)	53.92 (μ)
NO.6 シリンダ	0.0421 (0.4292)	5.379 (537.9)	1.821 (1.859 $\times 10^4$)	53.92 (μ)
フライホイール	0.9459 (9.6520)			

は 4 番・5 番シリンダが燃焼していない状態の計算結果を以下に示す。以降、任意の m 番シリンダが燃焼していない状態 ($P_{mi}=0.000$ [MPa]) を欠筒と記す。

7.3.1 共振点実振幅および実応力計算例

前述の 4 の理論から、4 番、5 番シリンダが欠筒の 4.5 次における計算は、下記ようになる。

(1) 各シリンダにおけるトルクハーモニックスの算出

(a) 1 番シリンダについて ($P_{mi}=1.280$ [MPa])

接線力ハーモニックス

$$Q_{s(1,4.5)} = A_{s4.5} \times P_{mi} + B_{s4.5} \\ = 0.20625 \text{ [MPa]}$$

$$Q_{c(1,4.5)} = A_{c4.5} \times P_{mi} + B_{c4.5} \\ = -0.07780 \text{ [MPa]}$$

$$Q_{(1,4.5)} = \sqrt{Q_{s(1,4.5)}^2 + Q_{c(1,4.5)}^2} \\ = 0.22044 \text{ [MPa]}$$

表 7.3 6K15 ホルツァーテーブル(ダンパ無し)

$$\omega_0 = 1338.264 \text{ rad/sec}$$

$$F_0 = 213.0 \text{ [Hz]} (12779.5 \text{ cpm})$$

I $\text{kg} \cdot \text{m}^2$	$I \omega^2$ $\text{MN} \cdot \text{m}$	J rad	$I \omega^2 J$ $\text{MN} \cdot \text{m}$	$\Sigma I \omega^2 J$ $\text{MN} \cdot \text{m}$	$1/K$ $\text{rad/MN} \cdot \text{m}$	$1/K I \omega^2 J$ rad	Z μm^3	τ MPa/deg
0.0564	0.101	1.000	0.101	0.101	0.67613	0.068	53.92	32.71
0.0414	0.074	0.932	0.069	0.170	0.83822	0.143	53.92	55.07
0.0236	0.042	0.789	0.033	0.203	0.68823	0.140	53.92	65.87
0.0418	0.075	0.649	0.049	0.252	0.68881	0.219	53.92	81.61
0.0418	0.075	0.430	0.032	0.284	0.68823	0.196	53.92	92.03
0.0236	0.042	0.235	0.010	0.294	0.83822	0.247	53.92	95.24
0.0421	0.075	-0.012	-0.001	0.293	0.54915	0.161	53.92	94.95
0.9459	1.694	-0.173	-0.293	0.000				

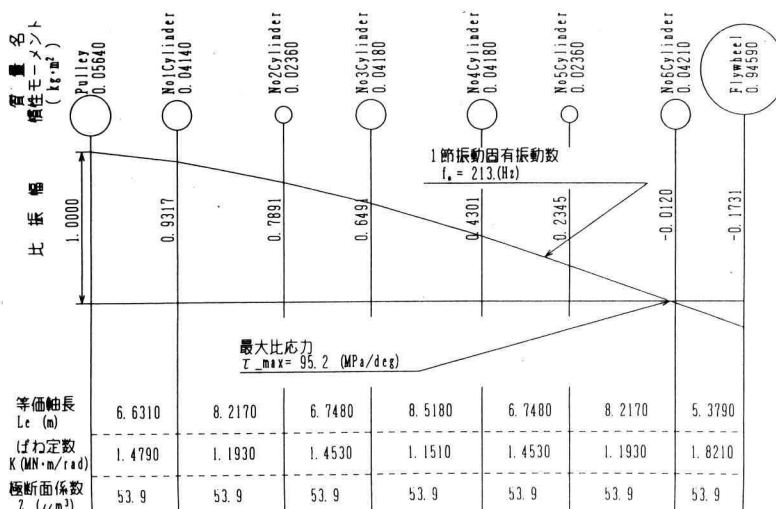


図 7.1 6K15 一節振動正規弾性曲線(ダンパ無し)

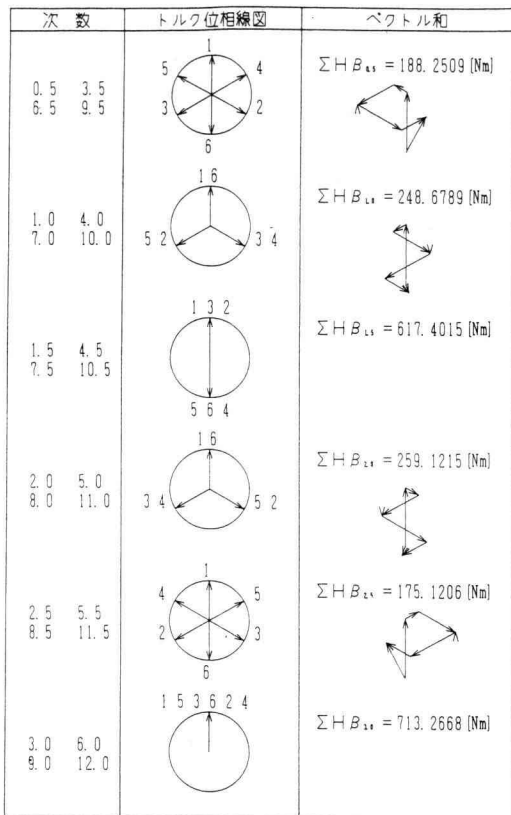


図 7.2 トルク位相線図(6K15 機関)

表 7.4 6K15 各次における共振点と最大応力(ダンパ無し)
各シリンダの指示平均有効圧力: $P_{mi}=1.280$ [MPa] 規準質量: $I_e=0.1620$ ($\text{kg} \cdot \text{m}_2$)
慣性力トルクハーモニクス
 $Q_{i1}=1386.2$ $Q_{i2}=-2178.4$ $Q_{i3}=467.6$
 $Q_{i4}=-27.7$ $Q_{i5}=3.8$ [Mpa]

次数	n (rpm)	$\Sigma H_{n, \beta}$ (N·m)	$\theta_{n, \beta}$ (deg)	$\tau_{n, \beta}$ (MPa)	M_n	$\theta_{n, \tau}$ (deg)	$\tau_{n, \tau}$ (MPa)
0.5	25558	105	0.0208	1.981	47.32	0.984	93.74
1.0	12779	178	0.0352	3.352	36.38	1.280	121.94
1.5	8519	758	0.1498	14.264	17.63	2.641	251.53
2.0	6389	320	0.0633	6.032	27.12	1.717	163.58
2.5	5111	123	0.0243	2.317	43.75	1.064	101.38
3.0	4259	786	0.1553	14.787	17.32	2.689	256.10
3.5	3651	88	0.0174	1.661	51.67	0.901	85.84
4.0	3194	9	0.0018	0.173	160.24	0.291	27.68
4.5	2839	254	0.0503	4.794	30.42	1.531	145.82
5.0	2555	2	0.0005	0.043	321.28	0.145	13.81
5.5	2323	39	0.0077	0.734	77.76	0.599	57.04
6.0	2129	179	0.0355	3.381	36.22	1.286	122.47
6.5	1966	25	0.0050	0.474	96.74	0.481	45.85
7.0	1825	1	0.0002	0.019	485.39	0.096	9.14
7.5	1703	63	0.0126	1.203	60.73	0.767	73.04
8.0	1597	0	0.0001	0.009	709.77	0.066	6.25
8.5	1503	9	0.0019	0.185	154.70	0.301	28.67
9.0	1419	41	0.0083	0.788	75.00	0.621	59.14
9.5	1345	5	0.0011	0.108	202.59	0.230	21.89
10.0	1277	0	0.0001	0.014	564.41	0.083	7.86
10.5	1217	13	0.0026	0.247	134.10	0.347	33.08
11.0	1161	0	0.0001	0.007	812.11	0.057	5.46
11.5	1111	2	0.0004	0.039	338.43	0.138	13.11
12.0	1064	9	0.0018	0.171	161.06	0.289	27.54

トルクハーモニクス

$$H_{(1,4,5)} = (\pi/4) \times D^2 \times r \times Q_{(1,4,5)} \\ = 127.117 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

(b) 2 番シリンダについて ($P_{mi}=1.280$ [MPa])

(a) と同じ値となる。

(c) 3 番シリンダについて ($P_{mi}=1.280$ [MPa])

(a) と同じ値となる。

(d) 4 番シリンダについて ($P_{mi}=0.000$ [MPa])

接線力ハーモニクス

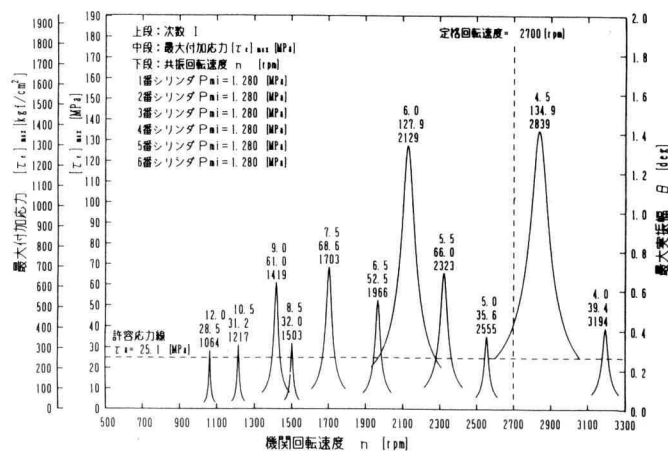


図 7.3 6K15 一節振動幅曲線(ダンパ無し)

$$Q_{s(4,4.5)} = A_{s4.5} \times P_{mi} + B_{s4.5} \\ = 0.12450 \text{ [MPa]}$$

$$Q_{c(4,4.5)} = A_{c4.5} \times P_{mi} + B_{c4.5} \\ = -0.01066 \text{ [MPa]}$$

$$Q_{(4,4.5)} = \sqrt{Q_{s(4,4.5)}^2 + Q_{c(4,4.5)}^2} \\ = 0.12496 \text{ [MPa]}$$

トルクハーモニックス

$$H_{(4,4.5)} = (\pi/4) \times D^2 \times r \times Q_{(4,4.5)} \\ = 72.059 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

(e) 5 番シリンダについて ($P_{mi} = 0.000 \text{ [MPa]}$)

(d) と同じ値となる。

(f) 6 番シリンダについて ($P_{mi} = 1.280 \text{ [MPa]}$)

(a) と同じ値となる。

(2) 合成トルクハーモニックス

$$\sum \vec{H}_{4.5} = \sum_{m=1}^6 H_{(m,4.5)} \vec{\beta}_m \\ = 254.873 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

(3) 平衡振幅

$$\theta_{st} = \frac{\sum I I_{4.5}}{\omega^2 \sum I_m \beta_m^2} \times \frac{180}{\pi} \\ = 0.0503 \text{ [deg]}$$

(4) 平衡応力

$$\tau_{st} = \tau'_{\max} \times \theta_{st} \\ = 4.79 \text{ [MPa]}$$

(5) 動倍率 (ここでヒステリシス恒数: A_h は実験値より $66.6 \text{ [N}^{1/2} \text{m}^{-1}]$ である。)

$$M_e = \frac{A_h}{\sqrt{\tau_{st}}} \\ = 30.43$$

(6) 実振幅

$$\theta_1 = M_e \times \theta_{st} \\ = 1.531 \text{ [deg]}$$

(7) 最大付加応力

$$[\tau_e]_{\max} = \tau'_{\max} \times \theta_1 \\ = 145.81 \text{ [MPa]}$$

計算による 4 番・5 番シリンダが欠筒の 4.5 次における最大付加応力 $[\tau_e]_{\max}$ は, 145.81 [MPa] となる。

7.3.2 共振点実振幅および実応力解析結果

トルク位相線図および振動形に各次のトルクハーモニックスが加わった場合の共振点における振幅, 応力の解析結果とグラフを図 7.4, 表 7.5, 図 7.5 に示す。

8. 6K15 エンジンに対する V・D の最適設計

8.1 計算条件

8.1.1 ダンパの制約条件

ダンパ取り付け部である機関前端部のスペースを考慮して表 8.1 の制約条件を設定した。

8.1.2 クランク軸最大付加応力の目標値

日本海事協会規定⁽¹⁾ のねじり振動に対する許容応力は 25.1 MPa であるが, 10% の安全性を考慮し目標値は 22.6 MPa とした。

8.2 ビスカス・ダンパの最適調整値

6K15 エンジンにおけるクランク軸系ねじり振動 1 節 4.5 次 (機関単体系 1 節振動 4.5 次) 4・5 番シリンダ欠筒時の共振点付加応力を許容値内に抑制する適切なビスカス・ダンパを設計する。

次 数	トルク位相線図	ベクトル和
0.5 3.5 6.5 9.5		$\Sigma H B_{4.5} = 105.3466 \text{ [Nm]}$
1.0 4.0 7.0 10.0		$\Sigma H B_{4.5} = 178.2344 \text{ [Nm]}$
1.5 4.5 7.5 10.5		$\Sigma H B_{4.5} = 758.4095 \text{ [Nm]}$
2.0 5.0 8.0 11.0		$\Sigma H B_{4.5} = 320.7466 \text{ [Nm]}$
2.5 5.5 8.5 11.5		$\Sigma H B_{4.5} = 123.2074 \text{ [Nm]}$
3.0 6.0 9.0 12.0		$\Sigma H B_{4.5} = 786.2230 \text{ [Nm]}$

図 7.4 トルク位相線図 (6K15 機関)

8.2.1 ダンパ慣性円板の質量比

1節4.5次の共振点最大付加応力为目标値22.6 MPaに抑制するに必要な慣性円板の質量比Rは6.2項の式(6.24)より与えられる。6.24式は

$$R \geq \frac{2(\tau'_{\max} \theta_{st} M_e - \tau_a)}{M_e(\tau_a - \tau'_{\max} \theta_{st}) + \tau_a}$$

であり、この式に $\tau'_{\max} \theta_{st} = \tau_{st}$, $\tau_{st} M_e = [\tau_e]_{\max}$ を代

入すると

$$R \geq \frac{2([\tau_e]_{\max} - \tau_a)}{M_e(\tau_a - \tau_{st}) + \tau_a} = \frac{2([\tau_e]_{\max} - \tau_a)}{(M_e + 1)\tau_a - [\tau_e]_{\max}}$$

上式に

$$[\tau_a]_{\max} = 145.81 \text{ Mpa}$$

$$\tau_a = 22.6 \text{ Mpa}$$

$$M_e = 30.43$$

を代入すれば

$$R = 0.436$$

従って、慣性モーメント I_1 は

$$I_1 = R I_e = 0.72$$

8.2.2 ダンパの最適調整値

(1) 共振振動数 f_{opt}

$$f_{opt} = \gamma_{opt} f_0 = 11579 \text{ cpm}$$

(2) 1節4.5次共振点 $n_{d,4.5} \text{ rpm}$

$$n_{d,4.5} = \gamma_{opt} n_{4.5} = 2573 \text{ rpm}$$

表 7.5 6K15 各次における共振点と最大応力(ダンパ無し)

4番・5番シリンダの指示平均有効圧力:

$$P_{mi} = 0.000 [\text{MPa}]$$

その他のシリンダの指示有効圧力: $P_{mi} = 1.280 [\text{MPa}]$

規準質量: $I_e = 0.1620 (\text{kg} \cdot \text{m}^2)$

慣性力トルクハーモニクス

$$Q_{i1} = 1386.2 \quad Q_{i2} = -2.178.4 \quad Q_{i3} = -467.6$$

$$Q_{i4} = -27.7 \quad Q_{i5} = 3.8 [\text{MPa}]$$

次数	n (rpm)	$\Sigma H_{mi}, \beta$ (N·m)	θ_{st} (deg)	τ_{st} (MPa)	M_e	θ_1 (deg)	τ_{max} (MPa)
0.5	25558	188	0.0372	3.540	35.40	1.316	125.32
1.0	12779	248	0.0491	4.677	30.80	1.512	144.03
1.5	8519	617	0.1219	11.612	19.54	2.383	226.95
2.0	6389	259	0.0512	4.873	30.17	1.544	147.02
2.5	5111	175	0.0346	3.294	36.70	1.269	120.87
3.0	4259	713	0.1408	13.415	18.18	2.561	243.93
3.5	3651	122	0.0243	2.310	43.82	1.063	101.22
4.0	3194	18	0.0037	0.351	112.47	0.414	39.44
4.5	2839	218	0.0431	4.106	32.87	1.417	134.95
5.0	2555	15	0.0030	0.286	124.48	0.374	35.63
5.5	2323	52	0.0103	0.982	67.19	0.693	66.01
6.0	2129	196	0.0387	3.688	34.68	1.343	127.90
6.5	1966	33	0.0065	0.622	84.45	0.551	52.52
7.0	1825	5	0.0011	0.104	206.90	0.225	21.44
7.5	1703	56	0.0111	1.060	64.68	0.720	68.57
8.0	1597	3	0.0007	0.071	249.68	0.187	17.76
8.5	1503	12	0.0024	0.231	138.69	0.336	31.98
9.0	1419	44	0.0088	0.839	72.71	0.640	61.00
9.5	1345	7	0.0014	0.133	182.87	0.255	24.26
10.0	1277	1	0.0002	0.020	466.02	0.100	9.52
10.5	1217	11	0.0023	0.219	142.34	0.327	31.16
11.0	1161	0	0.0001	0.013	578.86	0.080	7.66
11.5	1111	2	0.0005	0.051	296.12	0.157	14.98
12.0	1064	9	0.0019	0.183	155.69	0.299	28.49

表 8.1 ダンパの制約条件

最大外径	≦	275 mm
最小内径	≧	160 mm
最大幅	≦	35 mm
放熱パワー	<	6.41 kW/m ²

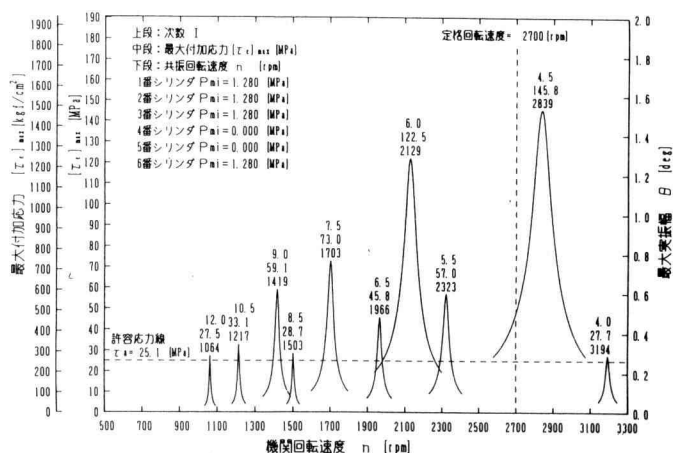


図 7.5 6K15 一節振動振幅曲線(ダンパ無し)

- (3) 共振点振幅
- θ_2
- 及び最大付加応力
- τ_{\max}

$$M_e = 30.33$$

$$[M_2]_d = 1 \frac{2}{R} = 5.587$$

$$M_2 = \frac{M_e [M_2]_d}{[M_2]_d + M_e} = 4.718$$

$$\theta_2 = M_2 \theta_{st} = 0.238 \text{ deg}$$

$$\tau_{\max} = \tau'_{\max} \theta_2 = 231.10 \text{ kgf/cm}^2$$

- (4) 最適減衰係数
- $[C_1]_{opt}$

$$\mu_{opt} = \frac{1}{\sqrt{2(R+1)(R+2)}} \\ = 0.378$$

$$[C_1]_{opt} = 2\mu_{opt} I_1 \omega_0 \\ = 728.3 \text{ kgf} \cdot \text{cm} \cdot \text{s}$$

- (5) ダンパ慣性円板のケースに対する相対比振幅
- β_r

$$\beta_r = \left| \frac{\theta_r}{\theta_2} \right| = \sqrt{\frac{1+R}{2+R}} = 0.7678$$

8.2.3 ビスカス・ダンパの諸寸法

V・D を構成する部品の材料名, 密度を表 8.2 に示した。構成部品名は図 6.2 と一致する。

表 8.3 に慣性円盤の縦横比を 0.1 から 1.6 まで変化させたときの諸寸法と放熱パワーの計算結果を示した。尚, コメントの欄で 'OK' があるものはダンパの寸法制約条件と放熱パワーの安全性を満足していることを示す。

表 8.3 の計算結果より単位面積当りの放熱パワーの最も小さい縦横比 0.6 の形状を選択した。また, 表 8.2 の値をもとにしてダンパケース部の慣性モーメントを求めた。ダンパケース部の慣性モーメントは 0.41 [kgfcm²] となった。以下に縦横比 0.6 の形状のビスカス・ダンパの諸寸法を示す。

慣性円盤の内周半径 $r_1 = 8.90$ [cm]

慣性円盤の外周半径 $r_2 = 13.10$ [cm]

慣性円盤の幅 $b = 2.50$ [cm]

慣性円盤内周の有効幅 $b_1 = 1.51$ [cm]

慣性円盤内周の有効幅 $b_2 = 2.18$ [cm]

オイル溜りの幅 OILW = 0.88 [cm]

オイル溜りの深さ OILH = 0.32 [cm]

ジャーナルベアリングの厚み FH = 0.17 [cm]

各ダンパケースの厚み 内周 $bc_1 = 0.35$ [cm]

外周 $bc_2 = 0.35$ [cm]

側面 $bc_3 = 0.35$ [cm]

ケースと慣性円盤の間隙 内周 $h_1 = 0.01$ [cm]

外周 $h_2 = 0.05$ [cm]

側面 $h_3 = 0.05$ [cm]

単位面積当りの放熱パワー $H_D/A = 8.54$ [PS/m²]

8.2.4 最適粘度

作動中の最適粘度 η_{opt} は

表 8.2 ダンパの構成部品, 材料名, 密度

構成部品	材料名	密度 [kgf/cm ³]
ハウジング	FCD	7.10×10^{-3}
キャップ	SPCC	7.85×10^{-3}
慣性円盤	FC	7.30×10^{-3}
フリクションリング	PTFE	2.20×10^{-3}
作動油	シリコンオイル	0.975

表 8.3 ダンパ慣性円盤の縦横比と諸寸法, 放熱パワー

縦横比 l/n	慣性円盤 内周半径 [cm] r_1	慣性円盤 外周半径 [cm] r_2	慣性円盤 内周有効幅 [cm] b_1	慣性円盤 外周有効幅 [cm] b_2	単位面積当り の放熱パワー [PS/m ²] H_D/A	コメント
0.1	8.90	16.90	0.37	0.48	5.24	
0.2	8.90	15.20	0.64	0.88	6.69	
0.3	8.90	14.40	0.91	1.28	7.40	
0.4	8.90	13.80	1.11	1.58	8.01	
0.5	8.90	13.40	1.31	1.88	8.36	
0.6	8.90	13.10	1.51	2.18	8.54	OK
0.7	8.90	12.90	1.71	2.48	8.55	
0.8	8.90	12.70	1.84	2.68	8.68	
0.9	8.90	12.50	1.97	2.88	8.82	
1.0	8.90	12.40	2.17	3.18	8.64	
1.1	8.90	12.20	2.31	3.38	8.78	
1.2	8.90	12.10	2.44	3.58	8.73	
1.3	8.90	12.00	2.57	3.78	8.68	
1.4	8.90	11.90	2.71	3.98	8.63	
1.5	8.90	11.80	2.77	4.08	8.70	
1.6	8.90	11.80	2.91	4.28	8.48	

$$\eta_{opt} = \frac{[C_1]_{opt} \times 10^8}{1.0197 \pi \rho \left\{ \frac{2b'_1}{h_1} (r_1 - FH)^3 + \frac{2b'_2}{h_2} r_2^3 + \frac{r_2'^4 - r_1'^4}{h_3} \right\}}$$

$$= 28362 \text{ cSt}$$

ここに

$$[C_1]_{opt} = 728.3 \text{ kgf} \cdot \text{cm} \cdot \text{s}$$

$$\rho = 0.975$$

$$r_1 = 8.90 \text{ cm}$$

$$r_2 = 13.10 \text{ cm}$$

$$b'_1 = 1.51 \text{ cm}$$

$$h_1 = 0.01 \text{ cm}$$

$$FH = 0.17 \text{ cm}$$

$$r'_1 = 8.90 + 0.16 = 9.06 \text{ cm}$$

$$r'_2 = 13.10 - 0.16 = 12.94 \text{ cm}$$

$$b'_2 = 2.18 \text{ cm}$$

$$h_2 = h_3 = 0.05 \text{ cm}$$

8.2.5 標準状態の粘度 η_{nom} (1) ダンパの作動中の温度 T_s $T_s = 85^\circ\text{C}$ と仮定すれば

$$\xi_t \doteq 0.41$$

(2) ダンパ作動中のシャーレイト S_m

$$S_m = \frac{2}{\pi} \frac{\theta_r \omega_{opt} r_2}{h_2}$$

$$= 643.9 \text{ s}^{-1}$$

ここに

$$\theta_r = \beta_r \theta_2 = \sqrt{\frac{1+R}{2+R}}$$

$$= 0.1827 \text{ deg} = 3.19 \times 10^{-3} \text{ rad}$$

$$\omega_{opt} = 1212 \text{ rad/sec}$$

$$r_2 = 13.10 \text{ cm}$$

$$h_2 = 0.05 \text{ cm}$$

(3) 標準状態の粘度

シャーレイト $S_m = 643.9 \text{ s}^{-1}$ の時, 6.5.2 項の (6.55) 式の係数 a, b は

$$a = -0.662, b = 2.99$$

 a, b を 6.5.2 項の式 (6.58) に代入すると

$$\eta_{nom} \doteq 30.5 \times 10^4 \text{ cSt}$$

また, 6.5.2 項の式 (6.57) より

$$\xi_s = 0.227$$

8.2.6 各吸収エネルギー

1 サイクル中のダンパの吸収エネルギー

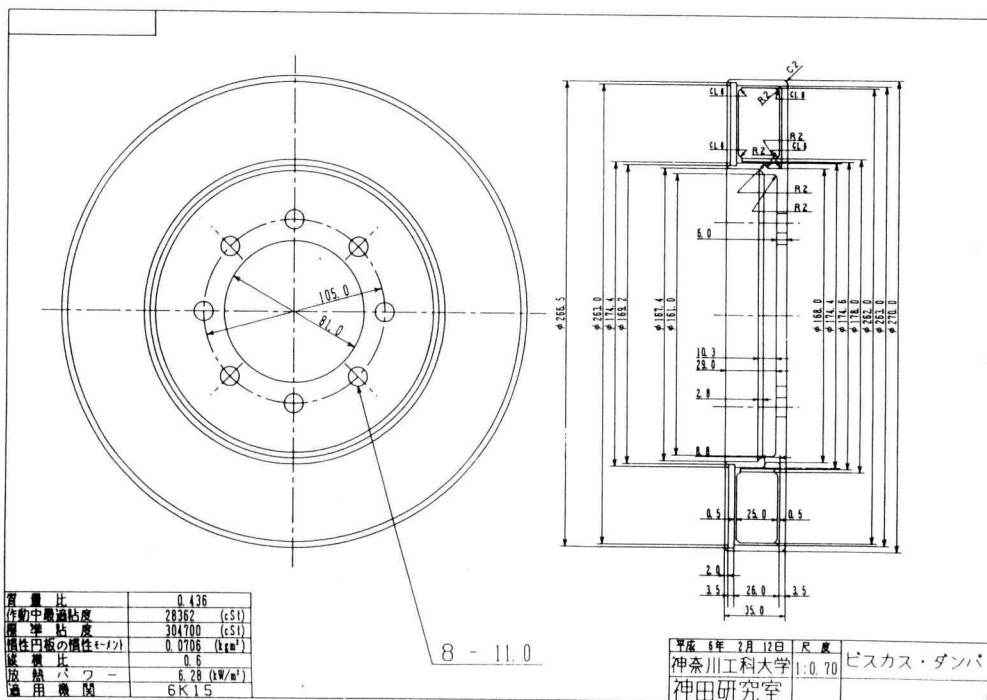


図 8.6 ビスカス・ダンパ製図結果

$$E_{d1} = \pi C_{1opt} \omega_{opt} \beta_r^2 \theta_2^2$$

$$= 28.13 \text{ kgf/cm}$$

$\theta_2 = 1 \text{ rad}$ の時の起振トルクのエネルギー

$$E_{d2} = \pi C_{1opt} \omega_{opt} \beta_r^2 \theta_2$$

$$= 6.79 \times 10^3 \text{ kgf/cm}$$

$\theta_2 = 1 \text{ rad}$ の時のダンパの吸収エネルギー

$$E'_d = \pi C_{1opt} \omega_{opt} \beta_r^2$$

$$= 163.6 \times 10^4 \text{ kgf/cm}$$

8.3 V・D の最適設計

8.2 項で 1 節 4.5 次で 4, 5 番シリンダ欠筒の燃焼状態に対して最適設計した V・D の製図結果をここで図 8.6 に示す。一般公差は表 8.4 に、精度を要求される部分の寸法公差は表 8.5 に示した。

この V・D を供試機関に装着した結果をここで図

表 8.4 一般公差

区分 (mm)	公差 (mm)
$1 < L \leq 4$	± 0.1
$4 < L \leq 16$	± 0.2
$16 < L \leq 63$	± 0.3
$63 < L \leq 250$	± 0.5
$250 < L \leq 1000$	± 0.8

9. 結 論

本論文では、高速直接噴射ディーゼルエンジンの各シリンダの燃焼状態が不均一な種々の場合について、クランク軸系ねじり振動に与える影響を解明した。また、クランク軸系ねじり振動を抑制するビスカス・ダンパの設計にあたり、設計作業の上流を占める基礎数値計算および最適設計計算等から、下流の製図に至る作業の CAE/CAD システムを開発した。

そして、シリコンオイルの粘度特性に着目し、最適状態における標準粘度算出法の自動化について研究を行い、以下のような結論を得た。

- 1) 供試機関では定格回転速度の約 5% オーバー

表 8.5 寸法公差

ダンパケースの外径 内側	$263.0 + 0.025 \text{ mm}$
ダンパケースの内径 外側	$174.4 - 0.025 \text{ mm}$
ダンパケースの内径 内側	$161.0 + 0.04 \text{ mm}$
慣性円板の外径	$262.0 - 0.025 \text{ mm}$
慣性円板の内径	$178.0 + 0.025 \text{ mm}$
慣性円板の幅	$25.0 - 0.021 \text{ mm}$
ダンパケースの幅 内側	$26.0 + 0.021 \text{ mm}$

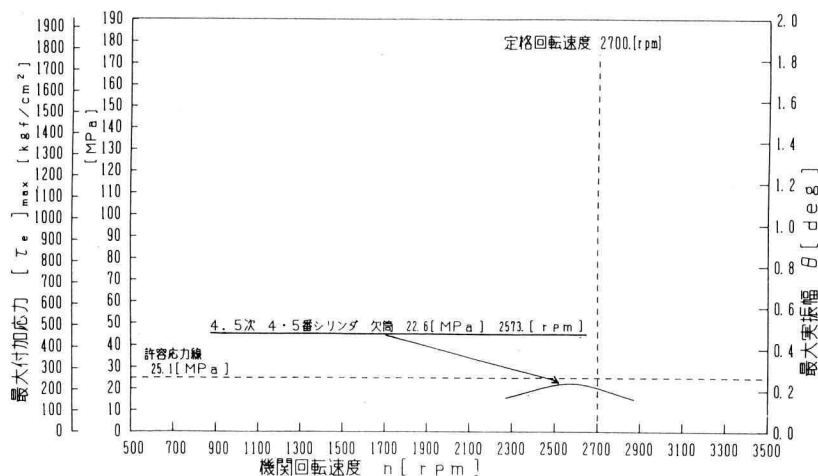


図 8.7 6K15 機関一節振動振幅曲線(ダンパ付)

ロードの 2839 rpm 近傍に 1 節 4.5 次の共振点が存在し、この振動の最大付加応力は、均一な燃焼状態の場合 $\tau_{\max}=134.9$ [MPa]、起振トルク最大となる 4, 5 番シリンダが欠筒した場合 $\tau_{\max}=145.8$ [MPa] となり増大することが判明した。

2) クランク軸系ねじり振動を抑制するビスカス・ダンパの CAE/CAD システムにより設計したビスカス・ダンパを供試機関に適用した結果、1 節 4.5 次で 4, 5 番シリンダが欠筒した状態の共振点の最大付加応力をダンパ無しの $\tau_{\max}=145.8$ [MPa] から $\tau_{\max}=22.6$ [MPa] まで大幅に低減できた。

3) 従来の CAE/CAD システムでは、温度による変化率と、速度勾配による変化率をグラフから読み取ることにより標準状態の粘度を推定していたが、本研究によって標準粘度を算出するアルゴリズムが開発されたことにより、設計時間の大幅短縮を可能にした。

参 考 文 献

- 1) 日本海事協会，鋼船規則集検査要項，pp. 200-210, 1982.