

島根原子力発電所第2号機 審査資料	
資料番号	NS2-補-027-10-7 改 02
提出年月日	2022年12月15日

ダクトの支持点設計について

2022年12月

中国電力株式会社

## 目 次

1. 概要	1
2. ダクトの支持点設計	1
3. 直管部の支持間隔について	1
3.1 振動数基準スパンにおける裕度	2
3.2 モーメント基準スパンにおける裕度	3
4. 曲管部の支持間隔について	4
4.1 曲管部の支持間隔縮小率	4
4.2 曲管部の支持間隔縮小率に対する直管部設計裕度の包絡性	4
5. 分岐部の支持間隔について	5
5.1 分岐部の支持間隔縮小率	5
5.2 分岐部の支持間隔縮小率に対する直管部設計裕度の包絡性	5
6. 集中質量部の支持間隔について	5

## 1. 概要

主配管範囲のダクト支持点設計における、直管部、曲管部、分岐部、集中質量部の考慮について考え方を示すものである。

なお、本資料が関連する図書は以下のとおり。

- ・ VI-2-1-13 「ダクト及び支持構造物の耐震計算書について」

## 2. ダクトの支持点設計

ダクト系が適切な剛性を有するとともに、地震時に発生するモーメントが許容座屈曲げモーメントを満足するよう、定ピッチ支持方法により耐震性を確保している。ダクト系の直管部、曲管部、分岐部、集中質量部の標準的な構成要素の支持間隔について、固有振動数及び地震時の応力（モーメント）に対する裕度を検証した。

## 3. 直管部の支持間隔について

連続はりモデルを図3-1に示す。実機のダクトは連続はりであることから、ダクト1スパンに着目した場合は、隣接するスパンにより一定の拘束を受けるため両端固定はりに近似されるが、その支持間隔の算出を1スパン両端支持はりとして定ピッチ支持を算出することにより、裕度を有するものとしている。

両端固定はりを両端支持はりとしてモデル化することによる裕度について、各計算式の比較を行い、その検証を以下に示す。

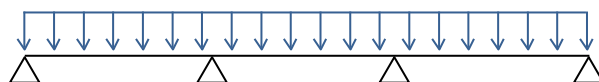


図3-1 連続はり

### 3.1 振動数基準スパンにおける裕度

両端支持はりモデルを図3-2に、両端固定はりモデルを図3-3に示す。固有振動数を一定としたときの、両端支持はりの支持間隔（設計値）と両端固定はりの支持間隔（実機近似値）の比較結果を下記に示す。

$$L_1 = \sqrt{\frac{\pi^2}{2 \cdot \pi \cdot f}} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I \cdot g}{w}} \dots \dots \dots (3. 1)$$

出典：機械工学便覧α2編 機械力学

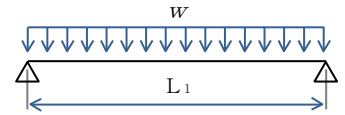


図3-2 両端支持はり

$$L_2 = \sqrt{\frac{4.730^2}{2 \cdot \pi \cdot f}} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I \cdot g}{w}} \dots \dots \dots (3. 2)$$

出典：機械工学便覧α2編 機械力学

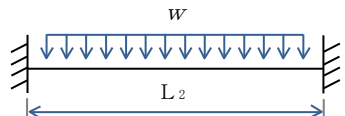


図3-3 両端固定はり

(記号の説明)

- π : 円周率
- f : 固有振動数
- E : 縦弾性係数
- L<sub>1</sub> : 等分布荷重を受ける両端支持はりの振動数基準支持間隔
- L<sub>2</sub> : 等分布荷重を受ける両端固定はりの振動数基準支持間隔
- I : 断面二次モーメント
- g : 重力加速度
- w : ダクト単位重量

(3. 1), (3. 2) 式より、同一断面、重量のダクトにおける支持間隔L<sub>1</sub>はL<sub>2</sub>の約0.67倍（約33%の設計裕度）である。したがって、振動数基準スパンにおける直管部の設計は、実機に対し保守的となる支持間隔が算出されることから振動数基準スパンは設計裕度を有している。

### 3.2 モーメント基準スパンにおける裕度

両端支持はりモデルを図3-4に、両端固定はりモデルを図3-5に示す。モーメントを一定とした時に、両端支持はりの支持間隔 $L_3$ （設計値）と両端固定はりの支持間隔 $L_4$ （実機近似値）の比較結果を以下に示す。

$$L_3 = \sqrt{\frac{8 \cdot M}{w}} \quad \dots \dots \dots (3. 3)$$

出典：機械工学便覧α3編 材料力学

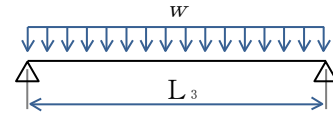


図3-4 両端支持はり

$$L_4 = \sqrt{\frac{12 \cdot M}{w}} \quad \dots \dots \dots (3. 4)$$

出典：機械工学便覧α3 材料力学

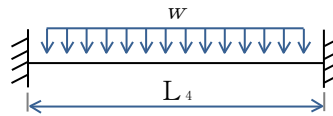


図3-5 両端固定はり

(記号の説明)

M : 許容座屈曲げモーメント

w : ダクト単位重量

$L_3$  : 等分布荷重を受ける両端支持はりの振動数基準支持間隔

$L_4$  : 等分布荷重を受ける両端固定はりの振動数基準支持間隔

(3. 3), (3. 4) 式より、同一断面、重量のダクトにおける支持間隔 $L_3$ は $L_4$ の約0.82倍（約18%の設計裕度）である。したがって、モーメント基準スパンにおける直管部は、実機に対し保守的となる支持間隔が算出されることからモーメント基準スパンは設計裕度を有している。

#### 4. 曲管部の支持間隔について

ダクトの曲管部については、これらの近傍を支持することを原則とし、その支持間隔は直管部の支持間隔以内に収まるような設計を行っている。これは3.項で述べた直管部の支持間隔の設計法における裕度（以下「直管部設計裕度」という。）に曲管部の支持間隔縮小率が包絡されることに拠る。

曲管部の支持間隔縮小率に対する直管部設計裕度の包絡性について検証結果を以下に示す。

##### 4.1 曲管部の支持間隔縮小率

曲管部は、直管部に比べ曲がり面と直角な方向（面外方向）の振動数が低下する。このため、曲管部の近くで面外振動を抑えるよう支持を行い、その支持間隔の長さは、図4-1の曲がり角 $\theta$ と振動数係数 $\lambda$ の関係（曲管部の支持間隔縮小率）を考慮した基準支持間隔以内となるようにする必要がある。

##### 4.2 曲管部の支持間隔縮小率に対する直管部設計裕度の包絡性

曲がり角 $\theta$ と振動数係数 $\lambda$ の関係を図4-1に示す。図4-1より曲がり角 $\theta$ が $\pi$ （＝直管）の場合 $\lambda_{\pi}=4.73$ に対しては、 $l_1=l_2$ の場合に最も振動数係数 $\lambda$ が低下し、曲がり角 $\theta$ が $\pi/2$ （＝曲管）の場合は $\lambda_{\pi/2}=3.95$ まで低下することがわかる。

したがって、ダクトの振動数を低下させないようにするための支持間隔縮小率は次式のとおりとなる。

$$\frac{l_{\text{曲管}}}{l_{\text{直管}}} = \frac{\lambda_{\pi/2}}{\lambda_{\pi}} = \frac{3.95}{4.73} = 0.83 \dots (4.1)$$

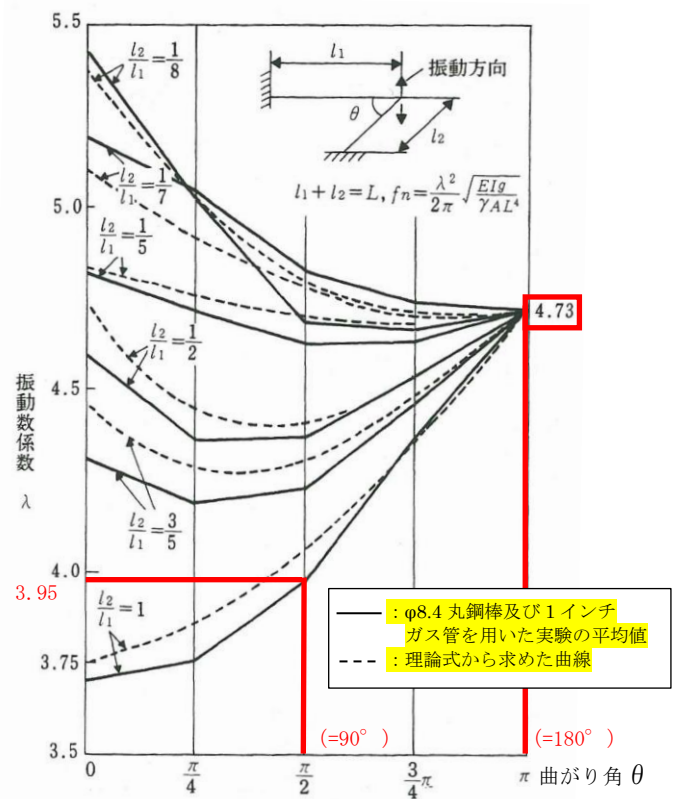


図4-1 曲がり角 $\theta$ と振動数係数 $\lambda$ の関係  
（J E A G 4 6 0 1 - 1987 より引用）

(4.1)式より、直管部（実機近似値）に対する曲管部の支持間隔縮小率は約0.83倍（約17%の設計裕度）であり、直管部設計裕度である約0.82倍（約18%の設計裕度）に包絡される。実機に対し保守的となる支持間隔が算出されることからモーメント基準スパンは設計裕度を有している。

## 5. 分岐部の支持間隔について

ダクトの分岐部は、これらの近傍を支持することを原則とし、その支持間隔は直管部の支持間隔に縮小率を乗じた支持間隔以内に収まる支持点設計を行っている。

分岐部の支持間隔縮小率に対する直管部設計裕度の包絡性についての検証結果を以下に示す。

### 5.1 分岐部の支持間隔縮小率

分岐部がある場合の支持間隔は、図 5-1 に示す同部支持区間振動数が、直管部の振動数以上となるように、直管部の支持間隔に縮小率を乗じる必要がある。

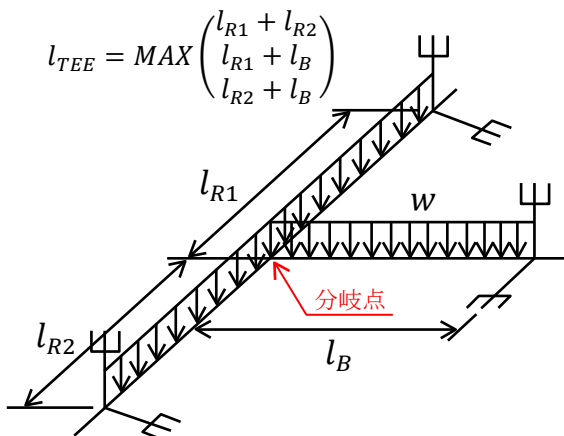


図 5-1 単純支持モデル (分岐部)  
(J E A G 4 6 0 1 -1987 より引用)

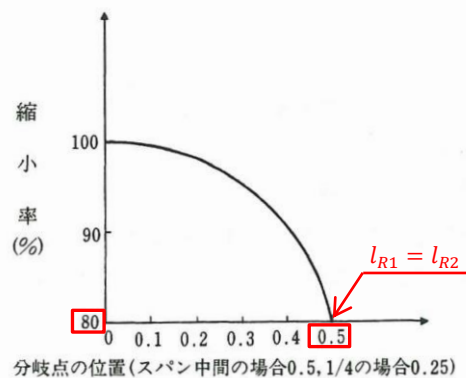


図 5-2 分岐部の支持間隔縮小率  
(J E A G 4 6 0 1 -1987 より引用)

### 5.2 分岐部の支持間隔縮小率に対する直管部設計裕度の包絡性

分岐部の位置と支持間隔縮小率の関係を図 5-2 に示す。図 5-2 より分岐点の位置がスパン中間(=0.5)の場合に直管部(実機近似値)に対する支持間隔縮小率は 0.80 倍 (20%) であり、直管部設計裕度約 0.82 倍 (約 18%) を 2% 超過する。

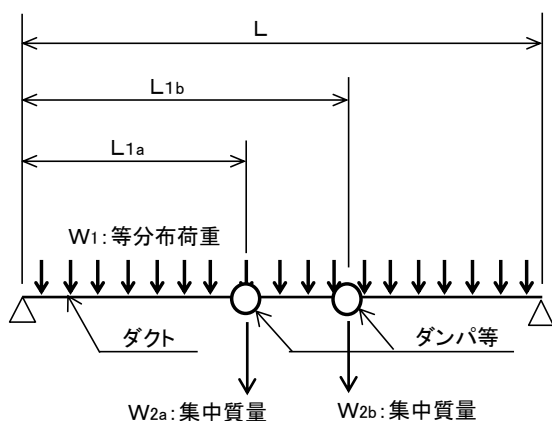
したがって、分岐部は、直管部の支持間隔を 2% 以上縮小した支持間隔によって支持点設計を行っている。

## 6. 集中質量部の支持間隔について

ダクトに自動ダンパ等の重量物を取り付く場合は、重量物自体又は近傍を支持する設計とする。近傍を支持する場合においては、当該集中重量を考慮した支持間隔を算定し、支持点設計を行う必要がある。

実機条件(実機のスパン/集中質量部配置)における発生曲げモーメント及びダクトの許容座屈曲げモーメントを算出し、許容値内に収まっている支持点設計とすることで、主配管範囲の集中質量の負担に対して設計裕度を確認している。

ここで、発生曲げモーメントについては、図 6-1 に示すモデルを用いて、以下のとおりに算出する。



(記号の説明)

記号	記号の説明	単位
$f_n$	固有振動数	Hz
$\omega_n$	固有角振動数	rad/s
$\pi$	円周率	-
$L$	ダクト長さ	mm
$L_{1a}$	ダンパ位置	mm
$L_{1b}$	ダンパ位置	mm
$\lambda_n$	振動数方程式の根	-
$\rho$	ダクト材料密度	kg/mm <sup>3</sup>
$A$	ダクト断面積	mm <sup>2</sup>
$E$	縦弾性係数(ヤング率)	N/mm <sup>2</sup>
$g$	重力加速度	mm/s <sup>2</sup>
$I$	断面二次モーメント	mm <sup>4</sup>
$W_1$	等分布荷重(ダクト)	N/mm
$W_{2a}$	集中重量(ダンパ等) (=m <sub>2a</sub> · g)	N
$W_{2b}$	集中重量(ダンパ等) (=m <sub>2b</sub> · g)	N
$M_0$	発生曲げモーメント	N · mm
$\alpha$	設計震度	-
$M$	許容座屈曲げモーメント	N · mm

図 6-1 集中質量部を考慮した設計方法のモデル図

$W_1$ ,  $W_{2a}$ ,  $W_{2b}$  による発生曲げモーメントは、それぞれ (6.1), (6.2), (6.3) 式で表される。

$$W_1 \text{ が作用する両端支持はりの発生曲げモーメント} \quad \frac{W_1 \cdot L^2}{8} \quad \dots (6.1)$$

$$W_{2a} \text{ が作用する両端支持はりの発生曲げモーメント} \quad \frac{W_{2a} \cdot L_{1a} \cdot (L - L_{1a})}{L} \quad \dots (6.2)$$

出典：機械工学便覧 α3 3章 表 3.2

$$W_{2b} \text{ が作用する両端支持はりの発生曲げモーメント} \quad \frac{W_{2b} \cdot L_{1b} \cdot (L - L_{1b})}{L} \quad \dots (6.3)$$

出典：機械工学便覧 α3 3章 表 3.2

(6.1), (6.2), (6.3) 式より、発生曲げモーメント  $M_0$  は (6.4) 式となる。

$$M_0 = \alpha \cdot \left( \frac{W_1 \cdot L^2}{8} + \frac{W_{2a} \cdot L_{1a} \cdot (L - L_{1a})}{L} + \frac{W_{2b} \cdot L_{1b} \cdot (L - L_{1b})}{L} \right) \quad \dots (6.4)$$

また、ここで、固有振動数  $f$  は、以下のとおりに算出する。

$$\omega_n = 2 \cdot \pi \cdot f_n \quad \dots (6.5)$$

$$f_n = \frac{\lambda_n^2}{2 \cdot \pi \cdot L^2} \sqrt{\frac{E \cdot I}{\rho \cdot A}} \quad \dots (6.6)$$

出典：機械工学便覧 α2 6.2.2項 自由振動, 12.2.4項 はりの横振動



$$\lambda_n = \pi \dots (6.7)$$

出典：機械工学便覧 α2 12章 図 12.3 ( $\lambda_n$ ：振動数方程式の根 (一次振動モードを適用))

ここで、 $\rho \cdot A = W_1/g$ として整理すると、 $W_1$ による固有角振動数 $\omega_0$ が得られる。

$$\omega_0 = \frac{\lambda_n^2}{L^2} \sqrt{\frac{E \cdot I}{W_1/g}} \dots (6.8)$$

はりに集中重量がある場合の固有角振動数は (6.9) 式で得られる。

$$\omega = \frac{1}{L_1 \cdot (L - L_1)} \sqrt{\frac{3 \cdot E \cdot I \cdot L}{m}} \dots (6.9)$$

出典：機械設計便覧 9章 表 9-7

(6.9) 式に、 $m = m_{2a}$ ,  $L_1 = L_{1a}$ を代入すると、 $W_{2a}$ による固有角振動数 $\omega_1$ が、  
 $m = m_{2b}$ ,  $L_1 = L_{1b}$ を代入すると、 $W_{2b}$ による固有角振動数 $\omega_2$ が、それぞれ得られる。

$$\omega_1 = \frac{1}{L_{1a} \cdot (L - L_{1a})} \sqrt{\frac{3 \cdot E \cdot I \cdot L}{m_{2a}}} \dots (6.10)$$

$$\omega_2 = \frac{1}{L_{1b} \cdot (L - L_{1b})} \sqrt{\frac{3 \cdot E \cdot I \cdot L}{m_{2b}}} \dots (6.11)$$

(6.8), (6.10), (6.11) 式より、全体の固有角振動数 $\omega_c$ は (6.12) 式で得られる。

$$\frac{1}{\omega_c^2} = \frac{1}{\omega_0^2} + \frac{1}{\omega_1^2} + \frac{1}{\omega_2^2}$$

出典：機械設計便覧 9章 9-3-6項 ダンカレー法 (9.84) 式

$$\omega_c = \sqrt{1 / \left( \frac{1}{\omega_0^2} + \frac{1}{\omega_1^2} + \frac{1}{\omega_2^2} \right)} \dots (6.12)$$

固有振動数  $f$  と固有角振動数  $\omega_c$  の関係から、固有振動数  $f$  は (6.13) 式で得られる。

$$f = \frac{\omega_c}{2 \cdot \pi} \dots (6.13)$$