

● 軸受荷重の計算

4. 軸受荷重の計算

軸受荷重を算定するためには、軸受が支持している軸系に作用している荷重を決定する必要がある。軸系に作用する荷重には、回転体の自重、機械が仕事をするために生じる荷重および動力伝達による荷重などがあり、これらは理論的に数値計算できるものもあるが、計算が困難な場合も多い。

軸受の主要な用途である動力伝達軸について作用する荷重の計算方法を示す。

4.1 軸系に作用する荷重

4.1.1 荷重係数

実際に軸受が使用されている機械では、衝撃などにより、理論的に計算された軸荷重より通常は大きくなる。したがって、表 4.1 に示す荷重係数を乗じて、式 (4.1) にて軸系に作用する実際の荷重を求めることが多い。

$$K = f_w \cdot K_c \dots\dots\dots (4.1)$$

ここで、

K : 軸系に作用する実際の荷重 N

f_w : 荷重係数 (表 4.1 参照)

K_c : 理論的な計算値 N

表 4.1 荷重係数 f_w

衝撃の種類	f_w	使用機械例
ほとんど 衝撃のない場合	1.0~1.2	電気機械、工作機械、計器類
軽い 衝撃のある場合	1.2~1.5	鉄道車両、自動車、圧延機 金属機械、製紙機械 印刷機械、航空機、繊維機械 電装品、事務機械
強い 衝撃のある場合	1.5~3.0	粉碎機、農業機械 建設機械、物揚機械

4.1.2 歯車に作用する荷重

歯車に作用する荷重は、接線方向 (K_t)、ラジアル方向 (K_s) およびアキシャル方向 (K_a) に分解できる。その大きさおよび方向は歯車の種類によって異なる。以下に 4 種類の歯車について、歯車に作用する荷重の計算方法を示す。

(1) 平行軸歯車に作用する荷重

平行軸に用いられる平歯車およびはすば歯車 (ヘリカルギヤ) にかかる荷重を図 4.1 ~ 図 4.3 に示す。

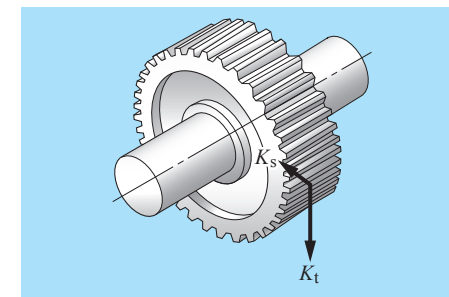


図 4.1 平歯車に作用する荷重

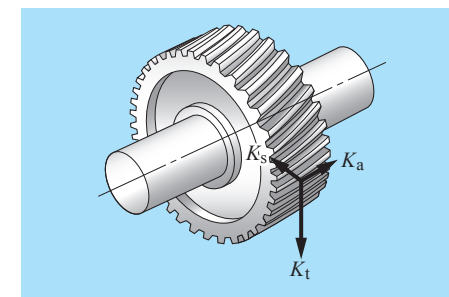


図 4.2 はすば歯車に作用する荷重

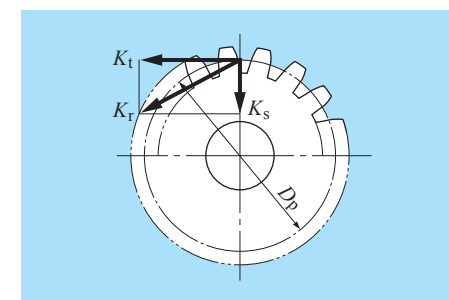


図 4.3 歯車のラジアル合成力

歯車に作用する荷重は式 (4.2) ~ 式 (4.6) で求めることができる。

軸入力トルクが分かっている場合の歯車接線方向荷重

$$K_t = \frac{2T}{D_p} \dots\dots\dots (4.2)$$

軸入力として伝達動力が分っている場合

$$K_t = \frac{19.1 \times 10^6 \cdot H}{D_p \cdot n} \dots\dots\dots (4.3)$$

$$K_s = K_t \cdot \tan \alpha \text{ (平歯車)} \dots\dots\dots (4.4a)$$

$$= K_t \cdot \frac{\tan \alpha}{\cos \beta} \text{ (はすば歯車)} \dots\dots\dots (4.4b)$$

$$K_r = \sqrt{K_t^2 + K_s^2} \dots\dots\dots (4.5)$$

$$K_a = K_t \cdot \tan \beta \text{ (はすば歯車)} \dots\dots\dots (4.6)$$

ここで、

- K_t : 歯車の接線方向荷重 (接線力) N
- K_s : 歯車のラジアル方向荷重 (分離力) N
- K_r : 歯車軸に垂直な荷重 (ラジアル合成荷重, 接線力と分離力の合成力) N
- K_a : 歯車軸に平行な荷重 (アキシャル荷重) N
- T : 入力トルク N・mm
- H : 伝達動力 kW
- n : 回転速度 min^{-1}
- D_p : 歯車のピッチ円径 mm
- α : 歯車の圧力角 $^\circ$
- β : 歯車のねじれ角 $^\circ$

実際の歯車荷重は、上記の計算式で求めた理論荷重に振動、衝撃が加わるので表 4.2 に示した歯車係数 f_z を乗じて求める。

表 4.2 歯車係数 f_z

歯車の種類	f_z
精密研削歯車 (ピッチ誤差, 形状誤差が0.02 mm以下)	1.05 ~ 1.1
普通切削歯車 (ピッチ誤差, 形状誤差が0.1 mm以下)	1.1 ~ 1.3

(2) 交差軸歯車に作用する荷重

交差軸に用いられるすぐばか歯車およびまがりばか歯車 (スパイラルベベルギヤ) には図 4.4 および図 4.5 に示す歯車荷重が作用する。計算式を表 4.3 に示す。

ここで、すぐばか歯車ではねじれ角 $\beta = 0$ として歯車荷重を求めることができる。

表 4.3 に用いられている記号および単位を以下に示す。

ここで、

- K_t : 歯車の接線方向荷重 (接線力) N
- K_s : 歯車のラジアル方向荷重 (分離力) N
- K_a : 歯車軸に平行な荷重 (アキシャル荷重) N
- H : 伝達動力 kW

- n : 回転速度 min^{-1}
- D_{pm} : 平均ピッチ円径 mm
- α : 歯車の圧力角 $^\circ$
- β : 歯車のねじれ角 $^\circ$
- δ : 歯車のピッチ円すい角 $^\circ$

一般に二つの軸は直交しているの、小歯車および大歯車荷重の間には、式 (4.7)、式 (4.8) の関係がある。

$$K_{sp} = K_{ag} \dots\dots\dots (4.7)$$

$$K_{ap} = K_{sg} \dots\dots\dots (4.8)$$

ここで、

- K_{sp}, K_{sg} : 小歯車, 大歯車の分離力 N
- K_{ap}, K_{ag} : 小歯車, 大歯車のアキシャル荷重 N

まがりばか歯車では、ねじれ角の方向、回転方向および駆動側か従動側かによって荷重の向きが異なる。分離力 (K_s) およびアキシャル荷重 (K_a) は図 4.5 に示す方向を正としている。回転方向とねじれ角の方向は歯車の端面から見て定義することになっており、図 4.5 に示した歯車は時計方向回転で右ねじれ方向である。

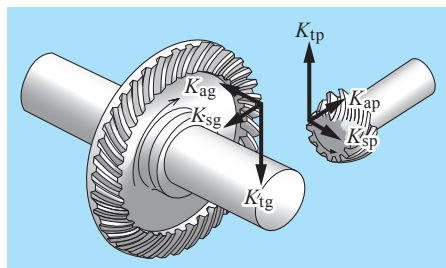


図 4.4 かさ歯車に作用する荷重

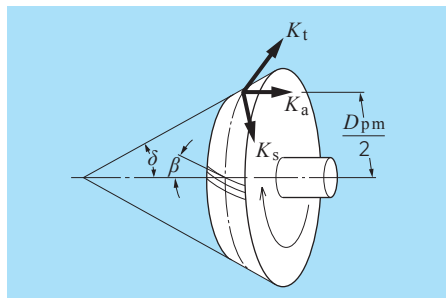


図 4.5 かさ歯車の諸元

表 4.3 かさ歯車に作用する荷重の計算式

荷重の種類	回転方向	時計方向	反時計方向	時計方向	反時計方向
	ねじれ方向	右	左	左	右
接線方向荷重 (接線力) K_t		$K_t = \frac{19.1 \times 10^6 \cdot H}{D_{pm} \cdot n}$			
ラジアル方向荷重 (分離力) K_s	駆動側	$K_s = K_t \left[\tan \alpha \frac{\cos \delta}{\cos \beta} + \tan \beta \sin \delta \right]$	$K_s = K_t \left[\tan \alpha \frac{\cos \delta}{\cos \beta} - \tan \beta \sin \delta \right]$		
	従動側	$K_s = K_t \left[\tan \alpha \frac{\cos \delta}{\cos \beta} - \tan \beta \sin \delta \right]$	$K_s = K_t \left[\tan \alpha \frac{\cos \delta}{\cos \beta} + \tan \beta \sin \delta \right]$		
歯車軸に平行な荷重 (アキシャル荷重) K_a	駆動側	$K_a = K_t \left[\tan \alpha \frac{\sin \delta}{\cos \beta} - \tan \beta \cos \delta \right]$	$K_a = K_t \left[\tan \alpha \frac{\sin \delta}{\cos \beta} + \tan \beta \cos \delta \right]$		
	従動側	$K_a = K_t \left[\tan \alpha \frac{\sin \delta}{\cos \beta} + \tan \beta \cos \delta \right]$	$K_a = K_t \left[\tan \alpha \frac{\sin \delta}{\cos \beta} - \tan \beta \cos \delta \right]$		

(3) ハイポイドギヤに作用する荷重

まがりばか歯車の内、食違い軸で動力を伝達する歯車装置をハイポイドギヤという。図 4.6 に作用する歯車荷重を表 4.4 に計算式を示す。

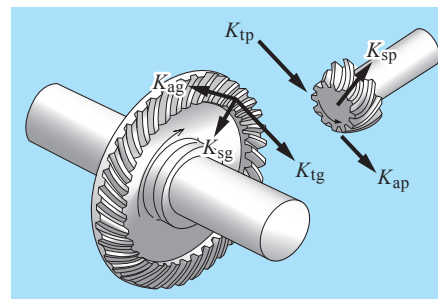


図 4.6

ここで、

- K_t : 歯車の接線方向荷重 (接線力) N
- K_s : 歯車のラジアル方向荷重 (分離力) N
- K_a : 歯車軸に平行な荷重 (アキシャル荷重) N
- H : 伝達力 kW
- n : 回転速度 min^{-1}
- D_p : 歯車の平均ピッチ円径 mm
- α : 歯車の圧力角 $^\circ$
- β : 歯車のねじれ角 $^\circ$
- δ_1 : 歯車の歯先円すい角 $^\circ$
- δ_2 : 歯車の歯底円すい角 $^\circ$

* 駆動軸に p, 従動軸に g の添え字を付ける。

表 4.4 ハイポイドギヤに作用する荷重の計算式

荷重の種類	回転方向	時計方向	反時計方向	時計方向	反時計方向
	ねじれ方向	右	左	左	右
接線方向荷重 (接線力) K_t	駆動軸	式 (4.9)		式 (4.10)	
	従動軸				
ラジアル方向荷重 (分離力) K_s	駆動軸	式 (4.11)		式 (4.12)	
	従動軸	式 (4.13)		式 (4.14)	
歯車軸に平行な荷重 (アキシャル荷重) K_a	駆動軸	式 (4.15)		式 (4.16)	
	従動軸	式 (4.17)		式 (4.18)	

$$K_{tp} = \frac{19.1 \times 10^6 H}{D_{pmp} n_p} \dots\dots\dots (4.9)$$

$$K_{tg} = \frac{19.1 \times 10^6 H}{D_{pmg} n_g} = \frac{\cos\beta_g}{\cos\beta_p} K_{tp} \dots\dots (4.10)$$

$$K_{sp} = \frac{K_{tp}}{\cos\beta_p} (\tan\alpha_p \cos\delta_{p1} + \sin\beta_p \sin\delta_{p1}) \dots (4.11)$$

$$K_{sp} = \frac{K_{tp}}{\cos\beta_p} (\tan\alpha_p \cos\delta_{p1} - \sin\beta_p \sin\delta_{p1}) \dots (4.12)$$

$$K_{sg} = \frac{K_{tg}}{\cos\beta_g} (\tan\alpha_g \cos\delta_{g2} - \sin\beta_g \sin\delta_{g2}) \dots (4.13)$$

$$K_{sg} = \frac{K_{tg}}{\cos\beta_g} (\tan\alpha_g \cos\delta_{g2} + \sin\beta_g \sin\delta_{g2}) \dots (4.14)$$

$$K_{ap} = \frac{K_{tp}}{\cos\beta_p} (\tan\alpha_p \sin\delta_{p1} - \sin\beta_p \cos\delta_{p1}) \dots (4.15)$$

$$K_{ap} = \frac{K_{tp}}{\cos\beta_p} (\tan\alpha_p \sin\delta_{p1} + \sin\beta_p \cos\delta_{p1}) \dots (4.16)$$

$$K_{ag} = \frac{K_{tg}}{\cos\beta_g} (\tan\alpha_g \sin\delta_{g2} + \sin\beta_g \cos\delta_{g2}) \dots (4.17)$$

$$K_{ag} = \frac{K_{tg}}{\cos\beta_g} (\tan\alpha_g \sin\delta_{g2} - \sin\beta_g \cos\delta_{g2}) \dots (4.18)$$

(4) ウォームギヤに作用する荷重

ウォームギヤはねじ歯車（ウォーム）とはすば歯車を組合せた歯車装置である。ウォーム軸のねじ方向（右ねじ、左ねじ）と回転方向により受ける荷重の方向が異なる。歯車に作用する荷重の方向を図 4.8 に、荷重の計算式を表 4.5 に示す。

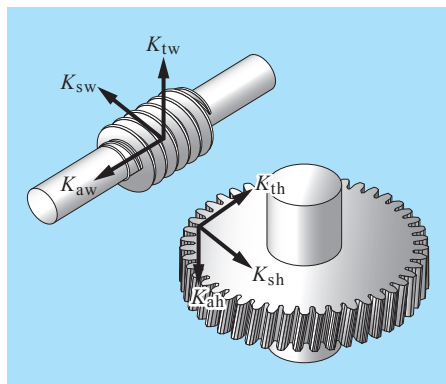


図 4.7 ウォームギヤ

ここで、
 K_t : 歯車の接線方向荷重（接線力） N
 K_s : 歯車のラジアル方向荷重（分離力） N
 K_a : 歯車軸に平行な荷重（アキシャル荷重） N
 H : 伝達力 kW
 n : 回転速度 min^{-1}
 D_p : 歯車の平均ピッチ円径 mm
 α : 歯車の圧力角 °
 γ : ウォームの進み角 °
 *ウォーム軸に w, ウォーム歯車に h の添え字

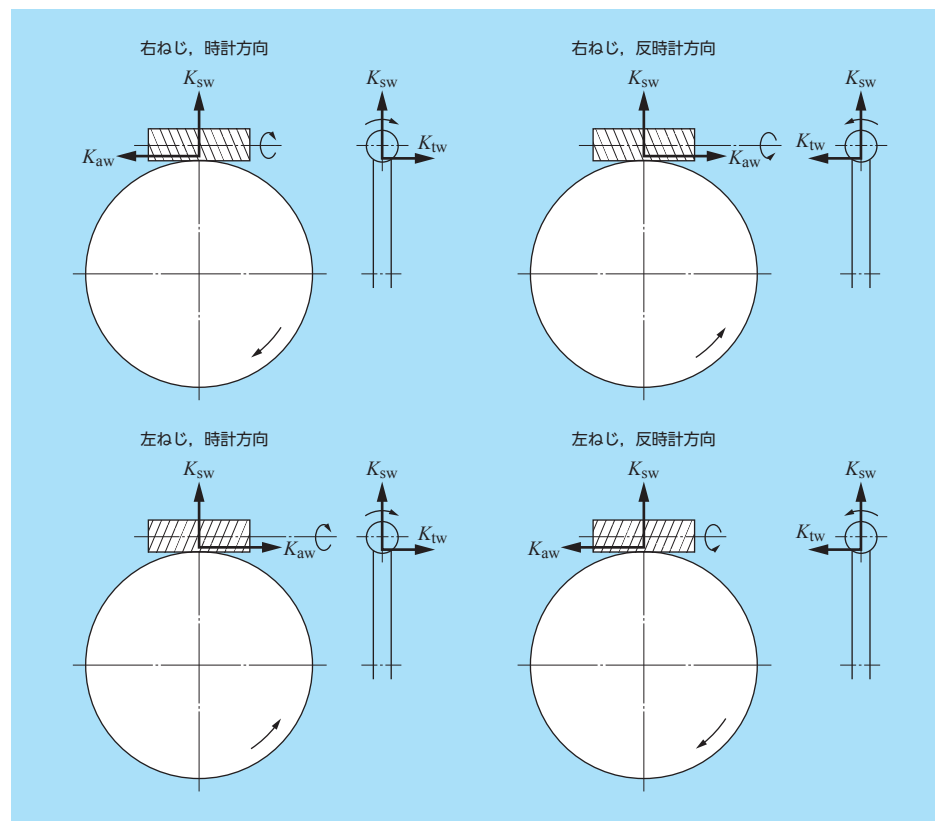


図 4.8 ウォームギヤ荷重方向

表 4.5 ウォームギヤに作用する荷重の計算式

歯車の種類	ウォーム軸	ウォーム歯車
接線方向荷重 (接線力) K_t	$K_{tw} = \frac{19.1 \times 10^6 H}{n D_{pw}}$	$K_{th} = \frac{K_{tw}}{\tan\gamma} = K_{aw}$
ラジアル方向荷重 (分離力) K_s	$K_{sw} = \frac{K_{tw} \tan\alpha}{\tan\gamma}$	$K_{sh} = \frac{K_{tw} \tan\alpha}{\tan\gamma} = K_{sw}$
歯車軸に平行な荷重 (アキシャル荷重) K_a	$K_{aw} = \frac{K_{tw}}{\tan\gamma}$	$K_{ah} = K_{tw}$

4.1.3 チェーン・ベルト軸に作用する荷重

図 4.9 に示すように、チェーン・ベルトによって動力を伝えるとき、スプロケットまたはプーリに作用する荷重は式 (4.19) で求めることができる。

$$K_t = \frac{19.1 \times 10^6 \cdot H}{D_p \cdot n} \dots\dots\dots (4.19)$$

- ここで、
- K_t : スプロケットまたはプーリに作用する荷重 N
- H : 伝達動力 kW
- D_p : スプロケットまたはプーリのピッチ径 mm
- n : 回転速度 min^{-1}

ベルト駆動では、プーリとベルトが常に適当な荷重で押付けられるように、初期張力（イニシアルテンション）が与えられる。

この初期張力を考慮するとプーリに作用するラジアル方向荷重は式 (4.20) で求めることができる。チェーン駆動の場合には振動、衝撃を考慮すれば同じ式で求めることができる。

$$K_r = f_b \cdot K_t \dots\dots\dots (4.20)$$

- ここで、
- K_t : スプロケットまたはプーリのラジアル方向荷重 N
- f_b : チェーン・ベルト係数 (表 4.6 参照)

表 4.6 チェーン・ベルト係数 f_b

チェーン・ベルトの種類	f_b
チェーン (単列)	1.2 ~ 1.5
Vベルト	1.5 ~ 2.0
タイミングベルト	1.1 ~ 1.3
平ベルト (テンションプーリ付き)	2.5 ~ 3.0
平ベルト	3.0 ~ 4.0

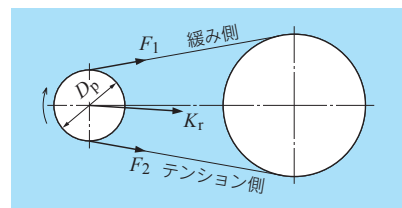


図 4.9 チェーン・ベルトに作用する荷重

4.2 軸受への荷重配分

軸系を軸受で支えられた静的はりと考えて、軸系に作用する荷重を軸受に配分する。例えば、図 4.10 の場合では、軸受 A、軸受 B にかかるラジアル荷重は式 (4.21) および式 (4.22) で求めることができる。

この例は簡単な場合であるが、実際は相当複雑な計算になる場合が多い。

$$F_{rA} = \frac{a+b}{b} F_I + \frac{d}{c+d} F_{II} \dots\dots\dots (4.21)$$

$$F_{rB} = -\frac{a}{b} F_I + \frac{c}{c+d} F_{II} \dots\dots\dots (4.22)$$

- ここで、
- F_{rA} : 軸受 A にかかるラジアル荷重 N
- F_{rB} : 軸受 B にかかるラジアル荷重 N
- F_I, F_{II} : 軸系にかかるラジアル荷重 N

ただし、ラジアル荷重の方向が異なる場合は、それぞれの荷重のベクトル和を求める必要がある。

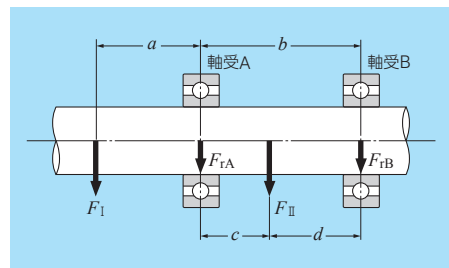


図 4.10

4.3 平均荷重

通常の機械に使用されている軸受にかかる荷重は、一定周期または一定の作業計画に従って変動することが多い。この場合の軸受荷重は、軸受に同じ寿命を与えるように換算された平均荷重 F_m を用いる。

(1) 荷重が段階状に変化する場合 (図 4.11 参照)

軸受荷重 $F_1, F_2 \dots F_n$ が作用し、このときの回転速度および時間がそれぞれ $n_1, n_2, \dots, n_n, t_1, t_2, \dots, t_n$ である場合の平均荷重 F_m は式 (4.23) で求めることができる。

$$F_m = \left[\frac{\sum (F_i^p n_i t_i)}{\sum (n_i t_i)} \right]^{1/p} \dots\dots\dots (4.23)$$

- ここで、
- $p = 3$ 玉軸受
- $p = 10/3$ ころ軸受

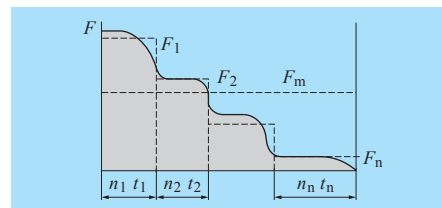


図 4.11 段階状に変化する荷重

(2) 荷重が連続的に変化する場合 (図 4.12 参照)

荷重が周期 t_0 で時間 t の関数 $F(t)$ で表すことのできる場合には、平均荷重は式 (4.24) で求めることができる。

$$F_m = \left[\frac{1}{t_0} \int_0^{t_0} F(t)^p dt \right]^{1/p} \dots\dots\dots (4.24)$$

- ここで、
- $p = 3$ 玉軸受
- $p = 10/3$ ころ軸受

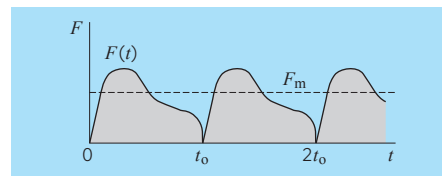


図 4.12 時間の関数として変化する荷重

(3) 荷重がほぼ直線状に変化する場合 (図 4.13 参照)
平均荷重 F_m は近似的に式 (4.25) で求めることができる。

$$F_m = \frac{F_{\min} + 2F_{\max}}{3} \dots\dots\dots (4.25)$$

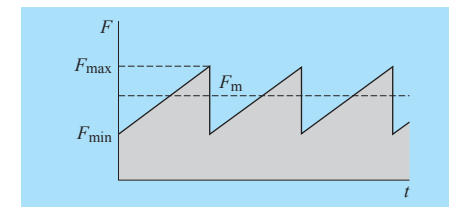


図 4.13 直線状に変化する荷重

(4) 荷重が正弦波状に変化する場合 (図 4.14 参照)

平均荷重 F_m は近似的に式 (4.26) および式 (4.27) で求めることができる。

- (a) の場合 $F_m = 0.75 F_{\max} \dots\dots\dots (4.26)$
- (b) の場合 $F_m = 0.65 F_{\max} \dots\dots\dots (4.27)$

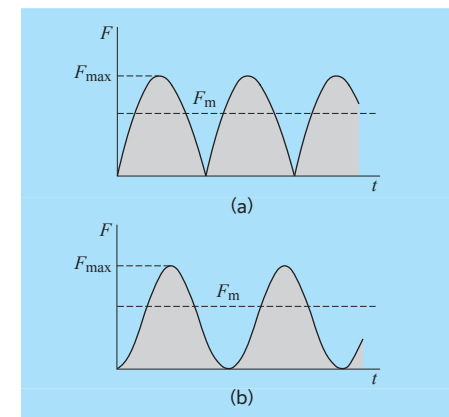


図 4.14 正弦波状に変化する荷重

4.4 等価荷重

4.4.1 動等価荷重

軸受にラジアル荷重とアキシャル荷重の両方が同時に働く場合に、これと同じ寿命を与えるような軸受の中心に作用する仮想荷重を動等価荷重という。

ラジアル軸受では純ラジアル荷重、スラスト軸受では純アキシャル荷重で表し、それぞれ動等価ラジアル荷重、動等価アキシャル荷重という。

(1) 動等価ラジアル荷重

動等価ラジアル荷重は式 (4.28) で求めることができる。

$$P_r = X F_r + Y F_a \dots\dots\dots (4.28)$$

ここで、

- P_r : 動等価ラジアル荷重 N
- F_r : ラジアル荷重 N
- F_a : アキシャル荷重 N
- X : ラジアル荷重係数
- Y : アキシャル荷重係数

X , Y の値はそれぞれの軸受の寸法表に記載している。

(2) 動等価アキシャル荷重

一般のスラスト軸受 (接触角 $\alpha = 90^\circ$) はラジアル荷重を受けることができないが、スラスト自動調心ころ軸受はいくらかのラジアル荷重を受けることができ、式 (4.29) によって動等価アキシャル荷重を求めることができる。

$$P_a = F_a + 1.2 F_r \dots\dots\dots (4.29)$$

ここで、

- P_a : 動等価アキシャル荷重 N
- F_a : アキシャル荷重 N
- F_r : ラジアル荷重 N

ただし、 $F_r / F_a \leq 0.55$ となる必要がある。

4.4.2 静等価荷重

静等価荷重とは、軸受にラジアル荷重とアキシャル荷重が同時に働いた場合に、最大荷重を受けるときの軸受と軌道との接触部中央に生じる永久変形量と等価な永久変形量を与えるような仮想荷重をいう。

ラジアル軸受では純ラジアル荷重で、スラスト軸受では中心上に作用する純アキシャル荷重で表し、それぞれ静等価ラジアル荷重および静等価アキシャル荷重という。

(1) 静等価ラジアル荷重

ラジアル軸受の静等価ラジアル荷重は式 (4.30) および式 (4.31) で求めた値のうち大きい方を採用する。

$$P_{0r} = X_0 F_r + Y_0 F_a \dots\dots\dots (4.30)$$

$$P_{0r} = F_r \dots\dots\dots (4.31)$$

ここで、

- P_{0r} : 静等価ラジアル荷重 N
- F_r : ラジアル荷重 N
- F_a : アキシャル荷重 N
- X_0 : 静ラジアル荷重係数
- Y_0 : 静アキシャル荷重係数

X_0 , Y_0 の値はそれぞれの軸受の寸法表に記載している。

(2) 静等価アキシャル荷重

スラスト自動調心ころ軸受の静等価アキシャル荷重は式 (4.32) で求めることができる。

$$P_{0a} = F_a + 2.7 F_r \dots\dots\dots (4.32)$$

ここで、

- P_{0a} : 静等価アキシャル荷重 N
- F_a : アキシャル荷重 N
- F_r : ラジアル荷重 N

ただし、 $F_r / F_a \leq 0.55$ となる必要がある。

4.4.3 アンギュラ玉軸受および円すいころ軸受の荷重計算

アンギュラ玉軸受および円すいころ軸受の荷重の作用点は図 4.15 に示すような位置にあり、それぞれの軸受の寸法表に記載している。

これらの軸受にラジアル荷重が作用すると、アキシャル方向の分力が生じるため、2 個相對して使用される。この分力は荷重計算のときに考慮しなければならない。その大きさは式 (4.33) で求めることができる。

$$F_a = \frac{0.5 F_r}{Y} \dots\dots\dots (4.33)$$

ここで、

F_a : アキシャル方向分力 N

F_r : ラジアル荷重 N

Y : アキシャル荷重係数

この場合に各軸受に作用するアキシャル荷重は、表 4.7 で求めることができる。

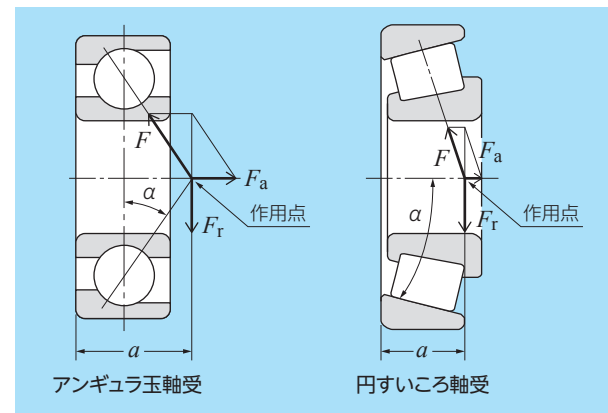


図 4.15 軸受の作用点およびアキシャル方向分力

表 4.7 軸受配置と等価荷重

軸受配置	荷重条件	アキシャル荷重
背面 Brg I Brg II 	$\frac{0.5 F_{rI}}{Y_I} \leq \frac{0.5 F_{rII}}{Y_{II}} + F_a$	$F_{aI} = \frac{0.5 F_{rII}}{Y_{II}} + F_a$ —
正面 Brg II Brg I 	$\frac{0.5 F_{rI}}{Y_I} > \frac{0.5 F_{rII}}{Y_{II}} + F_a$	— $F_{aII} = \frac{0.5 F_{rI}}{Y_I} - F_a$
背面 Brg I Brg II 	$\frac{0.5 F_{rII}}{Y_{II}} \leq \frac{0.5 F_{rI}}{Y_I} + F_a$	— $F_{aII} = \frac{0.5 F_{rI}}{Y_I} + F_a$
正面 Brg II Brg I 	$\frac{0.5 F_{rII}}{Y_{II}} > \frac{0.5 F_{rI}}{Y_I} + F_a$	$F_{aI} = \frac{0.5 F_{rII}}{Y_{II}} - F_a$ —

備考 1 予圧がゼロのときに適用する。
 2 ラジアル荷重は上図の矢印と逆方向の場合でも正として計算する。
 3 動等価ラジアル荷重は、アキシャル荷重を求めた後、各軸受寸法表の右上の表を用いて X , Y 係数を求め計算する。

4.5 軸受の定格寿命および許容荷重の計算例

この項での計算例では、前提となる荷重も計算結果の荷重もすべて荷重係数などの係数を含んだ値と見なす。

なお、NTNのWebサイト(https://www.ntn.co.jp/japan)に掲載している軸受技術計算ツールを用いることで、歯車荷重と軸受の基本定格寿命計算が可能ですので、ご利用ください。

(例 1)

深溝玉軸受 6208 が回転速度 $n = 650 \text{ min}^{-1}$ でラジアル荷重 $F_r = 3.2 \text{ kN}$ を受ける場合、軸受寿命 L_{10h} はどれだけか。

動等価ラジアル荷重 P_r は、式 (4.28) から、
 $P_r = F_r = 3.2 \text{ kN}$

6208 の基本動定格荷重 C_r は B-20 より、32.5 kN、回転速度 $n = 650 \text{ min}^{-1}$ に対する玉軸受の速度係数 f_n は図 3.1 から $f_n = 0.37$ であるから、寿命係数 f_h は式 (3.5) により

$$f_h = f_n \frac{C_r}{P_r} = 0.37 \times \frac{32.5}{3.2} = 3.76$$

この f_h に対する軸受寿命 L_{10h} は図 3.1 から約 27 000 時間となる。

(例 2)

例 1 において、さらに、アキシャル荷重 $F_a = 1.8 \text{ kN}$ が作用する場合の軸受寿命 L_{10h} はどれだけか。

動等価ラジアル荷重 P_r を計算するには、ラジアル荷重係数 X 、アキシャル荷重係数 Y および定数 e を求める。

軸受 6208 の基本静定格荷重 C_{0r} は B-20 より、17.8 kN および f_0 は 14.0 であるから、

$$\frac{f_0 \cdot F_a}{C_{0r}} = \frac{14 \times 1.8}{17.8} = 1.42$$

B-21 より比例補間法により計算し、 $e = 0.30$ となる。

一方、作用するラジアル荷重とアキシャル荷重から、

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{1.8}{3.2} = 0.56 > e = 0.30$$

したがって、B-21 より、 $X = 0.56$ 、 $Y = 1.44$ が得られる。

次に、動等価ラジアル荷重 P_r を式 (4.28) から求めると、

$$\begin{aligned} P_r &= XF_r + YF_a \\ &= 0.56 \times 3.2 + 1.44 \times 1.8 \\ &= 4.38 \text{ kN} \end{aligned}$$

図 3.1 と表 3.1 から寿命係数 f_h を求めると、

$$f_h = f_n \frac{C_r}{P_r} = 0.37 \times \frac{32.5}{4.38} = 2.75$$

この f_h に対する軸受寿命 L_{10h} は図 3.1 から約 10 500 時間となる。

(例 3)

円筒ころ軸受をラジアル荷重 $F_r = 200 \text{ kN}$ 、回転速度 $n = 450 \text{ min}^{-1}$ で使用するとき、20 000 時間以上の軸受寿命 L_{10h} が必要である。最適型番を選定せよ。

軸受寿命 $L_{10h} = 20\,000$ 時間に対して図 3.1 より、寿命係数 $f_h = 3.02$ であり、回転速度 $n = 450 \text{ min}^{-1}$ に対して図 3.1 より、速度係数 $f_n = 0.46$ であるから、必要な基本動定格荷重 C_r は式 (3.5) から

$$C_r = \frac{f_h}{f_n} P_r = \frac{3.02}{0.46} \times 200 = 1\,313 \text{ kN}$$

B-102 より、条件を満足し、最小寸法の軸受は、NU2332E ($C_r = 1\,460 \text{ kN}$) であることがわかる。

(例 4)

図 4.16 に示す平歯車軸 (ピッチ円径 $D_p = 150 \text{ mm}$ 、圧力角 $\alpha = 20^\circ$) が 2 個の円すいころ軸受 32907XU ($C_r = 30.5 \text{ kN}$) と 32908XU ($C_r = 36.0 \text{ kN}$) で支持されている。歯車の伝達動力 $H = 150 \text{ kW}$ 、回転速度 $n = 2\,000 \text{ min}^{-1}$ のとき、それぞれの軸受の定格寿命を求めよ。

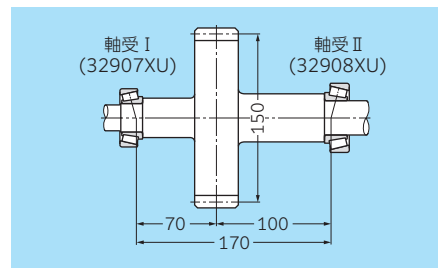


図 4.16 平歯車軸の諸元

歯車に作用する荷重は、式 (4.3)、式 (4.4a) および式 (4.5) から

$$K_t = \frac{19.1 \times 10^6 \cdot H}{D_p \cdot n} = \frac{19\,100\,000 \times 150}{150 \times 2\,000}$$

$$= 9.55 \text{ kN}$$

$$K_s = K_t \cdot \tan \alpha = 9.55 \times \tan 20^\circ = 3.48 \text{ kN}$$

$$K_r = \sqrt{K_t^2 + K_s^2} = \sqrt{9.55^2 + 3.48^2} = 10.16 \text{ kN}$$

軸受 I、軸受 II に作用するラジアル荷重は

$$F_{rI} = \frac{100}{170} K_r = \frac{100}{170} \times 10.16 = 5.98 \text{ kN}$$

$$F_{rII} = \frac{70}{170} K_r = \frac{70}{170} \times 10.16 = 4.18 \text{ kN}$$

$$\frac{0.5F_{rI}}{Y_I} = 1.45 > \frac{0.5F_{rII}}{Y_{II}} = 1.01 \text{ であるから}$$

軸受 I、軸受 II に作用するアキシャル荷重は

$$F_{aI} = 0 \text{ kN}$$

$$F_{aII} = \frac{0.5F_{rI}}{Y_I} = \frac{0.5 \times 5.98}{2.06} = 1.45 \text{ kN}$$

B-131 より、軸受 I に作用する動等価ラジアル荷重は

$$\frac{F_{aI}}{F_{rI}} = \frac{0}{5.98} = 0 < e = 0.29$$

$$P_{rI} = F_{rI} = 5.98 \text{ kN}$$

同様に軸受 II に作用する動等価ラジアル荷重は

$$\frac{F_{aII}}{F_{rII}} = \frac{1.45}{4.18} = 0.35 > e = 0.29$$

$$\begin{aligned} P_{rII} &= XF_{rII} + Y_{II}F_{aII} \\ &= 0.4 \times 4.18 + 2.07 \times 1.45 \\ &= 4.67 \text{ kN} \end{aligned}$$

軸受の定格寿命は式 (3.5) および図 3.1 から

$$f_{hI} = f_n \frac{C_{rI}}{P_{rI}} = 0.293 \times 30.5 / 5.98 = 1.49$$

$$f_{hII} = f_n \frac{C_{rII}}{P_{rII}} = 0.293 \times 36.0 / 4.67 = 2.26$$

したがって、表 3.1 より

$$L_{hI} = 500 f_{hI} = 1\,900 \text{ 時間}$$

$$L_{hII} = 500 f_{hII} = 7\,550 \text{ 時間}$$

この歯車軸の総合軸受寿命 L_h は式 (3.3) から、

$$\begin{aligned} L_h &= \frac{1}{\left\{ \frac{1}{L_{hI}^e} + \frac{1}{L_{hII}^e} \right\}^{1/e}} \\ &= \frac{1}{\left\{ \frac{1}{1\,900^{9/8}} + \frac{1}{7\,550^{9/8}} \right\}^{8/9}} \\ &= 1\,600 \text{ 時間} \end{aligned}$$

(例 5)

自動調心ころ軸受 23932EMD1 ($C_r = 455 \text{ kN}$) が表 4.8 に示されている条件で使用されるとき、その平均荷重を求めよ。

表 4.8

条件 i	使用頻度 ϕ_i %	ラジアル荷重 F_{ri} kN	アキシャル荷重 F_{ai} kN	回転速度 n_i min^{-1}
1	5	10	2	1 200
2	10	12	4	1 000
3	60	20	6	800
4	15	25	7	600
5	10	30	10	400

各条件について動等価ラジアル荷重 P_r は式 (4.28) で求められ、表 4.9 が得られる。なお、寸法表から F_{ri} と F_{ai} の値が全て、 $F_a / F_r > e = 0.17$ の関係にあるので、 $X = 0.67$ 、 $Y_2 = 5.81$ となる。

$$P_{ri} = XF_{ri} + Y_2 F_{ai} = 0.67F_{ri} + 5.81 F_{ai}$$

平均荷重は式 (4.23) から

$$F_m = \left[\frac{\sum (P_{ri}^{10/3} \cdot n_i \cdot \phi_i)}{\sum (n_i \cdot \phi_i)} \right]^{3/10} = 50.0 \text{ kN}$$

表 4.9

条件 i	動等価ラジアル荷重 P_{ri} (kN)
1	18.3
2	31.3
3	48.3
4	57.4
5	78.2

(例 6)

円筒ころ軸受 **NUP312** が以下に示す条件で使用されるときに定格寿命時間と許容アキシャル荷重の限界値を求めよ。

なお、アキシャル荷重は間欠負荷で、油潤滑とする。

$$\begin{aligned} \text{ラジアル荷重 } F_r &= 10 \text{ kN} \\ \text{回転速度 } n &= 2\,000 \text{ min}^{-1} \end{aligned}$$

ラジアル荷重 F_r は 10 kN であり、

$$P_r = F_r = 10 \text{ kN}$$

回転速度 $n = 2\,000 \text{ min}^{-1}$ に対する円筒ころ軸受の速度係数 f_n は表 3.1 から

$$f_n = \left[\frac{33.3}{2\,000} \right]^{3/10} = 0.293$$

f_n に対する円筒ころ軸受の寿命係数 f_h は表 3.1 から

$$f_h = 0.293 \times \frac{137}{10} = 4.01$$

f_h に対する円筒ころ軸受の基本定格寿命 L_{10h} は表 3.1 から

$$L_{10h} = 500 \times 4.01^{10/3} \approx 51\,000 \text{ 時間となる。}$$

次に、円筒ころ軸受の許容アキシャル荷重は A-27 を参照し求める。

まず、つばの許容面圧を基準とする許容アキシャル荷重 P_t を求める。A-27 の式 (3.13) において、 k_1 は A-27 表 3.7 から **NUP312** の項を参照して、 $k_1 = 0.065$

$$D_{pw} = (60 + 130) / 2 = 95 \text{ mm, 回転速度 } n = 2\,000 \text{ min}^{-1}$$

より、間欠アキシャル荷重の場合を考え、

$$D_{pw} \cdot n \times 10^4 = 19 \times 10^4$$

となる。

A-27 図 3.16 にて $D_{pw} \cdot n \times 10^4 = 19 \times 10^4$ で間欠アキシャル荷重の場合、つばの許容面圧 $P_z = 40 \text{ MPa}$ となる。

したがって、 P_t は以下となる。

$$P_t = 0.065 \times 60^2 \times 40 = 9\,360 \text{ N}$$

次に、ラジアル荷重を基準とする許容アキシャル荷重 F_{ar} を求める。A-27 の式 (3.14) において、 k_2 は A-27 表 3.7 から **NUP312** の項を参照して、 $k_2 = 0.4$

ラジアル荷重 $F_r = 10\,000 \text{ N}$ より、 F_{ar} は以下となる。

$$F_{ar} = 0.4 \times 10\,000 = 4\,000 \text{ N}$$

実際に許容アキシャル荷重 $F_{a \max}$ を求める場合、上記で求めた P_t および F_{ar} のうち、小さい方の値を採用する。

したがって、 $P_t = 9\,360 \text{ N} > F_{ar} = 4\,000 \text{ N}$ より、 $F_{a \max}$ は以下となる。

$$F_{a \max} = 4\,000 \text{ N}$$