

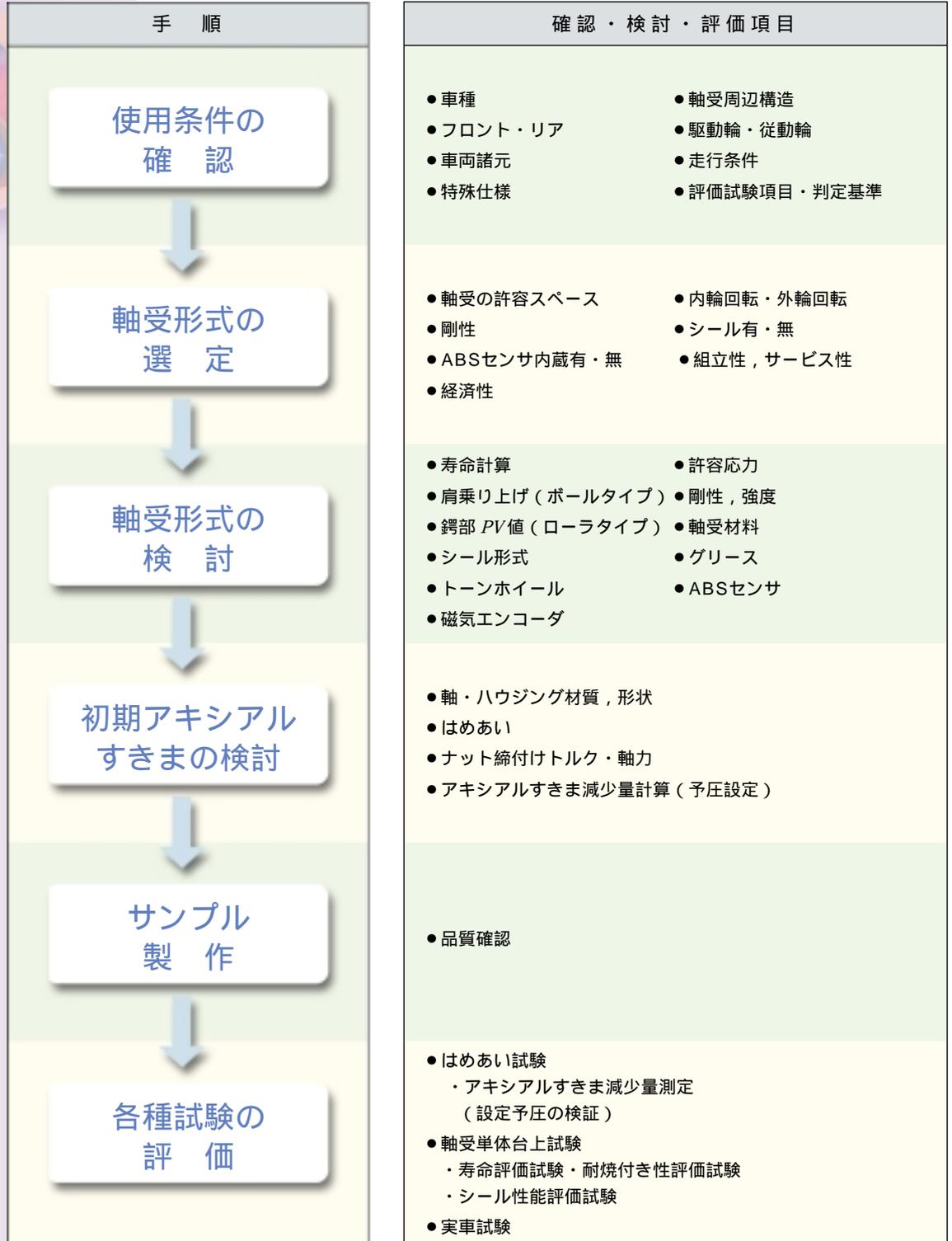
3 Selection of Hub Bearings

ハブベアリングの選定

3.1 選定概要

ハブベアリングは重要保安部品であり、車両に最も適した形式の軸受を選定することは安全性を確保し、要求性能を発揮させるために非常に重要です。ハブベアリングを選定するためにはいろいろな角度から検討、評価する必要があります。ハブベアリングの選定手順をフローチャートに示します。

ハブベアリング選定フローチャート



3.2 ハブベアリングの特徴

3.2.1 駆動輪

優劣の順位 > >

駆動輪用					
形式	GEN 1		GEN 2		GEN 3
回転方式	内輪回転		内輪回転		内輪回転
ライン組立性					
サービス性					
サービス時の信頼性					
コンパクト度					
剛性					
ナックル材料適用性			軽合金化可能		軽合金化可能
シール内蔵					
ABS内蔵					
予圧管理					
用途	乗用車・RV車	乗用車・RV車・トラック	乗用車・RV車	乗用車・RV車・トラック	乗用車・RV車

3.2.2 従動輪

優劣の順位 > >

従動輪用					
形式	GEN 1		GEN 2		GEN 3
回転方式	内輪回転		内輪回転	外輪回転	内輪回転
ライン組立性					
サービス性					
サービス時の信頼性					
コンパクト度					
剛性					
ナックル材料適用性			軽合金化可能		軽合金化可能
シール内蔵					
ABS内蔵					
予圧管理					
用途	乗用車	乗用車・トラック・トレーラ	乗用車	乗用車	乗用車・トラック・トレーラ

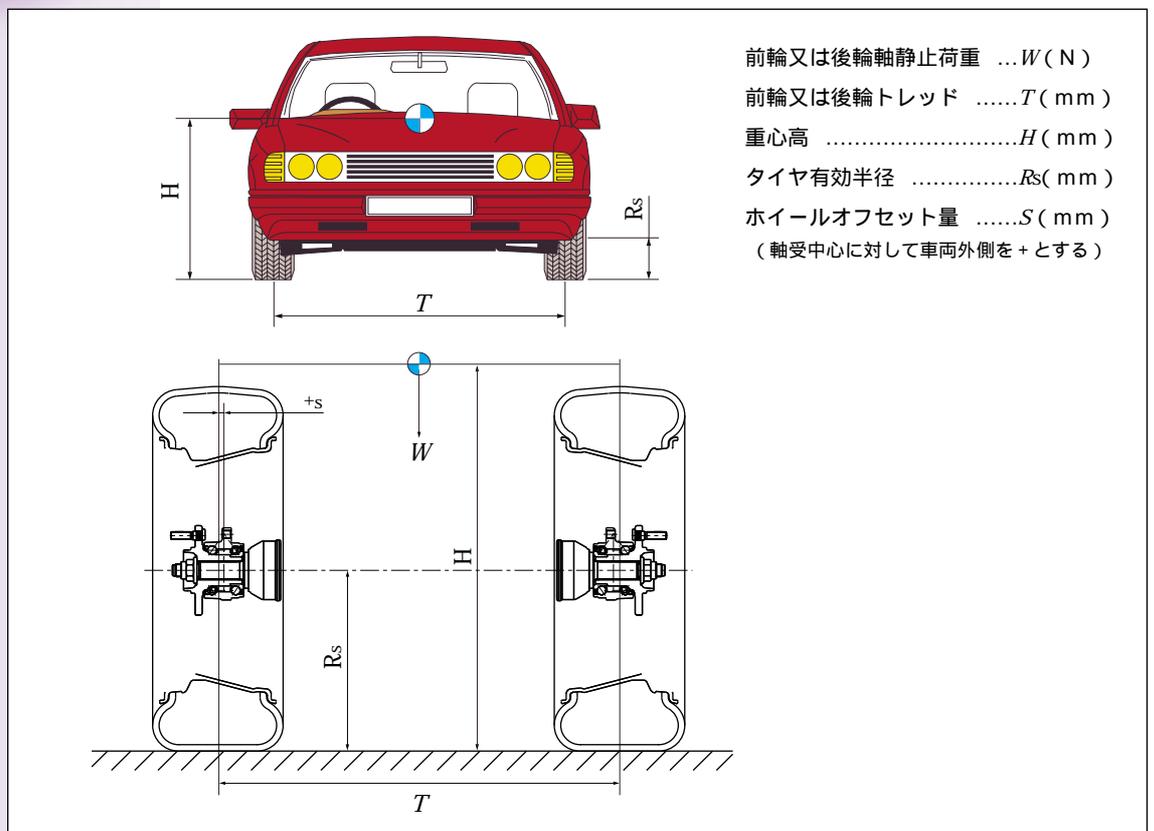
3 Selection of Hub Bearings

ハブベアリングの選定

3.3 寿命計算

ハブベアリングの寿命は、設定走行条件での路面からホイールにかかる反力（ラジアル荷重およびアキシアル荷重）を入力荷重として計算します。1個のハブベアリングは2列の軸受からなるユニット軸受となっています。寿命計算を行う場合には個別の軸受と考えると、外側・内側各々の軸受寿命を計算し、計算値の短い側をハブベアリングの計算寿命とします。

1) 車両諸元



2) 路面反力の計算

まず、路面からホイールに負荷される路面反力を計算します。ラジアル及びアキシアル方向の路面反力はそれぞれ次の計算式で求めます。

$$W_r = f_w (W/2 + G \cdot W \cdot H/T)$$

$$W_a = G \cdot W_r$$

W_r : ラジアル方向の路面反力 (N)

W_a : アキシアル方向の路面反力 (N)

f_w : 荷重係数

G : 旋回加速度 (旋回外側車輪の場合 + , 旋回内側車輪の場合 -)

3) 軸受荷重の計算

次に、ホイールに路面反力が負荷された時の軸受荷重（ラジアル、アキシャル荷重）を計算します。

①ラジアル荷重

外側軸受、内側軸受に負荷されるラジアル荷重はそれぞれ次の計算式で求めます。

$$F_{ro} = | b / \ell \times W_r - R_s / \ell \times W_t |$$

$$F_{ri} = | a / \ell \times W_r + R_s / \ell \times W_t |$$

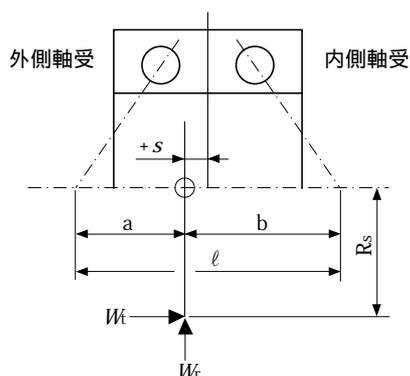
F_{ro} : 外側軸受ラジアル荷重 (N)

F_{ri} : 内側軸受ラジアル荷重 (N)

ℓ : 作用点間距離 (mm)

a : 外側軸受の作用点からホイール中心までの距離 (mm)

b : 内側軸受の作用点からホイール中心までの距離 (mm)



②アキシャル荷重

ハブベアリングにラジアル荷重が負荷された場合、ラジアル荷重による誘起スラスト荷重が発生します。すきませ口（予圧ゼロ）の場合の誘起スラスト荷重は次の計算式で求めます。すきま（予圧）を変化させて計算することも可能ですが計算が非常に複雑であるため、その場合はNTNにご用命下さい。

$F_{ro} / (2Y)$: 外側軸受誘起スラスト荷重 (N)

$F_{ri} / (2Y)$: 内側軸受誘起スラスト荷重 (N)

Y : アキシャル荷重係数

(Y係数は表1, 2の $F_a / F_r > e$ の値を使用する)

次に、外側軸受、内側軸受に発生する誘起スラスト荷重の大小比較を行います。この場合、誘起スラスト荷重の方向と外力アキシャル荷重の方向に注意しなければなりません。

例) 旋回外側車輪 (かつ $F_{ri} / (2Y) + W_t > F_{ro} / (2Y)$) の場合のアキシャル荷重は、以下の通りとなります。

外側軸受のアキシャル荷重: $F_{ao} = F_{ri} / (2Y) + W_t$

内側軸受のアキシャル荷重: $F_{ai} = 0$

③等価ラジアル荷重

外側軸受、内側軸受の等価ラジアル荷重は次の計算式で求めます。

$$P_t = XF_r + YF_a$$

このとき、 X, Y はそれぞれラジアル荷重係数、アキシャル荷重係数と呼び軸受形式ごとに異なった値を使用します。表1及び2に X, Y 係数を示します。

表1 ラジアルボールタイプの係数 X, Y

接触角	X		Y		e
	$F_a / F_r \leq e$	$F_a / F_r > e$	$F_a / F_r \leq e$	$F_a / F_r > e$	
35	1	0.37	0	0.66	0.95
40	1	0.35	0	0.57	1.14

$F_a / F_r \leq e$ の場合は $X = 1, Y = 0$ を適用します。

表2 ラジアルローラタイプの係数 X, Y

接触角	X		Y		e
	$F_a / F_r \leq e$	$F_a / F_r > e$	$F_a / F_r \leq e$	$F_a / F_r > e$	
0	1	0.4	0	$0.4 \cot$	$1.5 \tan$

4) 軸受の寿命計算

①定格寿命

軸受定格寿命は次の式で求めます。

$$L_{10} = (C_r / P_t)^p$$

L_{10} : 軸受定格寿命 ($\times 10^6$ 回転)

p : 定数 (ボールタイプの場合3, ローラタイプの場合10/3)

C_r : ラジアル軸受 (単列) の基本動定格荷重 (N)

P_t : 動等価ラジアル荷重 (N)

3 Selection of Hub Bearings

ハブベアリングの選定

②総合走行距離寿命

いくつかの走行条件を考慮する場合、それぞれの計算寿命を統合して次の計算式により総合走行距離寿命を求めることができます。

$$L = 100 / \left[\sum q(i) / L(i) \right]$$

L : 総合寿命 ($\times 10^6$ 回転)

$q(i)$: 各走行条件の頻度 (%)

$L(i)$: 各走行条件の計算寿命 ($\times 10^6$ 回転)

$$L_K = 2 \cdot R_s \cdot L / 10^6$$

L_K : 総合走行距離寿命 (Km)

R_s : タイヤ有効半径

参考として寿命計算結果の一例を図1に示します。

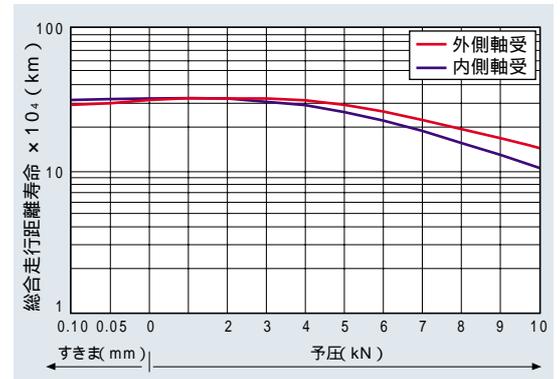


図1. 寿命計算結果の例

3.4 許容応力および肩乗り上げ

1) 許容応力

ハブベアリングに荷重が負荷されたとき、最大応力を受けている軌道と転動体の中央部における接触応力が下記に示す許容値以下となるようにします。

ボールタイプ : 4 200MPa

ローラタイプ : 4 000MPa

2) 肩乗り上げ

一般に転動体と軌道の接触面は楕円となります。

接触楕円の長軸半径が内輪または外輪の肩部にはみ出した場合、肩部に集中応力が生じ、早期破損の原因となるため、接触楕円が肩部よりはみ出さないように配慮します。

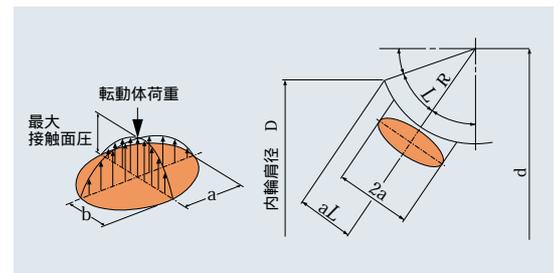


図2

3.5 剛性

ハブベアリングには車が旋回するときにモーメント荷重が負荷され、この荷重によってタイヤ取り付け面に傾きが生じます。この傾き角の変化をハブベアリングの剛性と呼んでいます。

ハブベアリングの剛性は転動体やハブまたはハブ一体外輪の弾性変形量で決まります。これらの変形量は構造解析 (FEM) などを用いて計算します。

転動体の弾性変形量はハブベアリングの内部すきまに影響され、すきまと予圧 (負すきま) の場合のハブフランジ傾き角の比較を図3に示します。

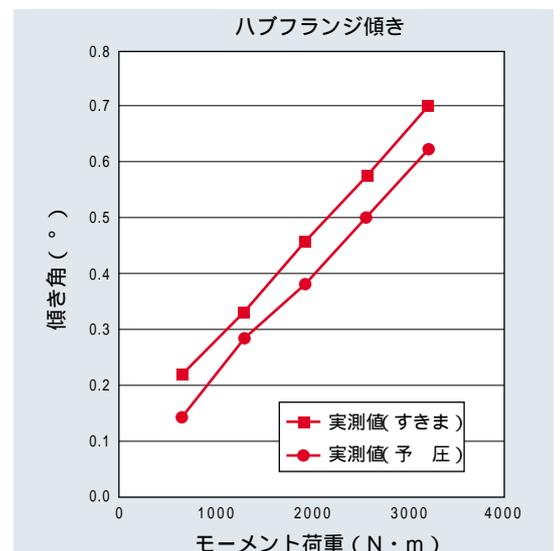


図3 ハブフランジ傾き剛性実測例

3.6 強度

FEMを用いてハブベアリングのフランジ強度、傾き剛性の解析を行うとともに、軽量化を考慮した最適形状を決定しています。

図4にハブフランジの強度解析、図5に軽量化検討例を示します。

3.7 はめあいと予圧

一般的に軸受は、運転状態でわずかな内部すきまを与えて使用しますが、ハブベアリングでは組込み後のアキシャルすきまを負の状態とする予圧法を適用します。予圧は、次に示す効果があります。

- ①荷重負荷時にも弾性変形による内部すきまが発生しにくく、剛性が高くなる。
- ②軸振れが抑えられ、回転精度が向上する。
- ③外部振動によって発生する軌道面のフレットングを防止する。

しかし、過大に予圧を加えると、寿命低下、異常発熱、回転トルク増大などを招くため、ハブベアリングでは、適正な

予圧になるように、はめあいおよび初期アキシャルすきまを決定します。

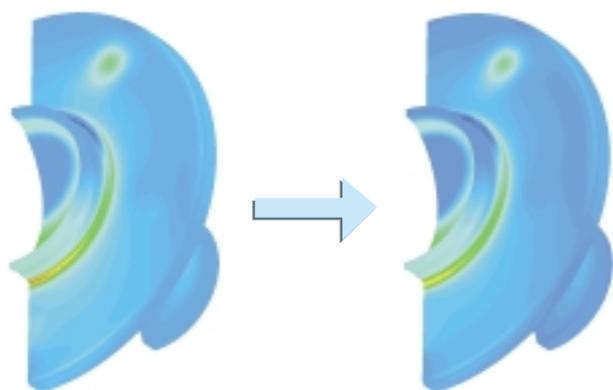
ハブベアリングは相手部材とのはめあいおよびナット締付けにより、アキシャルすきまが減少します。このすきま減少量を考慮して初期アキシャルすきまを設定しますが、すきま減少量は、実機部品を用いたはめあい試験を行い確認します。軸受内輪のはめあいによる締め代が大き過ぎる場合には、圧入面のカジリ、変形、内輪割れ等の不具合を生じることがあります。はめあい時の内輪に作用する最大応力を計算し、はめあいを決定します。

はめあいおよび応力計算については、NTNにご相談下さい。

それぞれの軸受形式を使用する場合の推奨はめあいを表3に示します。

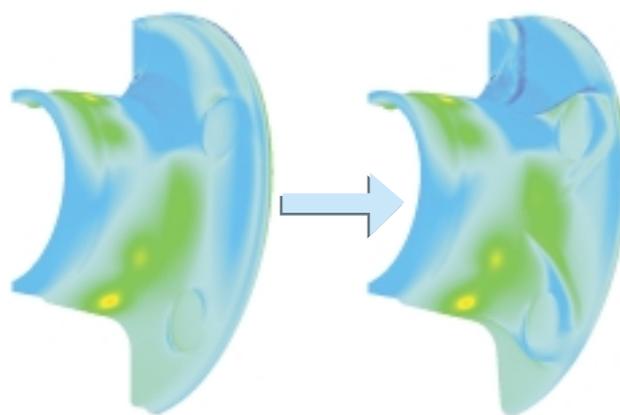
表3 推奨はめあい

軸受形式		軸	ハウジング
GEN 1	内輪回転	m6	R7
	外輪回転	m6	R7
GEN 2	内輪回転	m6	
	外輪回転	ルーズ	



ハブフランジすみRの応力を検討し、すみR寸法を決定します。

図4 ハブフランジの強度解析例



ハブ一体外輪フランジの形状変更を行うことにより強度を低下させず軽量化します。

小 大

図5 軽量化検討例