日本機械学会論文集

Transactions of the Japan Society of

Mechanical Engineers

別　　刷

60巻　570号　B編

(平成6年2月)

社団法人　日本機械学会

日本機械学会論文集(B編)
60巻570号(1994-2)

論文 No. 93-0855

スパイラルグループ軸受の流れと最適寸法*

黒川淳一*1, 高城邦彦*2
紺野大介*3, 相吉沢俊一*3

Flow Characteristics and Optimum Dimensions of Spiral-Grooved Thrust Bearings

Junichi KUROKAWA, Kunihiko TAKAGI,
Daisuke KONNO and Shunichi AIYOSHIZAWA

The optimum dimensions of spiral-grooved thrust bearings are determined for both incompressible and compressible fluids, together with the relationships between the optimum dimensions and the steady-state flow characteristics. The Reynolds equation and the modified Reynolds equation are numerically solved by the finite-element method, taking into consideration the wall slip condition. The calculated results reveal that the through-flow rate takes the maximum at the optimum dimensions, and that the optimum spiral angle is larger and the optimum groove depth is smaller in incompressible fluid than in compressible fluid. It is also revealed that the inclination of the bearing plate causes little change in the bearing load capacity in spite of considerable nonaxisymmetricity of pressure distribution.

Key Words: Viscous Flow, Axisymmetric Flow, Pressure Distribution, Thrust Bearing, Spiral Groove, FEM, Rarefied Gas

1. 緒言

スパイラルグループ軸受は，スパイラル溝の流れの動圧を利用した平面スラスト軸受で，固体接触がないために，潤滑材を必要とせず原理上半永久的な寿命を有する優れた軸受である．加工技術の進歩に伴い軸受材料にセラミックスが使用され，起動・停止時の固体接触および清浄環境の問題が克服されて以来，幅広い用途が検討され注目を集めている(1)．潤滑流体に空気や水などの低粘度流体を用いることができるので，作動流体で直接潤滑することが要求される流体機械や，高精度が要求される情報機器，例えばハードディスク用スピンドルモータなどの軽負荷軸受に適用されつつある．

スパイラルグループ軸受に関する従来の研究はMuijderman(2)によりレイノルズ方程式に実験近似を用いた近似解析解が求められ，軸受の設計指針が示されて以来，無限溝数軸受に適用したもの(3)，円形翼列理論を用いて定常・非定常特性を検討したもの(4)，慣性力を考慮して高速域まで適用可能にしたもの(5)等が報告されている．一方，実験的には数μmから数十μmの運転すきまおよびその流れの測定が極めて困難なため，報告例は少ないが，軸受面のわずかな変形が流れ場に著しい影響を与えることが明らかにされている(6)．

潤滑流体として空気を用いる場合には，浮上量が数μm程度で分子の平均自由行程の数十倍程度となるため，圧縮性のほかに壁面の滑りも考慮する必要が生じる．Burgdorfer(7)は滑りを考慮した修正レイノルズ方程式を導き，これを無限溝数のスパイラルグループ軸受に適用したもの(8)，さらに高次の修正をしたもの(9)，ボルツマン方程式にさかのぼって修正レイノルズ方程式を検討したもの(10)などが報告されている．

しかし，本軸受の負荷容量を支配するパラメータには，スパイラル角，内外径比，溝内径比，溝本数，溝面積割合，溝深さ比など大変多く，その系統的な研究が少ないため，最適寸法の組合せはいまだ不明である．

本研究は，軽負荷用スパイラルグループ軸受の最適設計寸法を探求する目的で，圧縮性および非圧縮性流体の定常流を対象として，壁面の滑り条件も考慮して有限要素解析したものである．最適寸法として，軸受の負荷容量および剛性の両方を最大にすることが望ま

* 原稿受付 平成5年6月10日.
*1 正員，横浜国立大学工学部（〒240 横浜市保土ケ谷区常盤台156）.
*2 横浜国立大学大学院.
*3 正員，(株)荏原総合研究所（〒251 藤沢市藤沢4720）.

しいが，動圧軸受の場合の剛性は，軸受すきま(浮上量)に反比例し回転数に比例して増大するので，軽負荷高回転のものではあまり問題ない(ボールベアリングの1/2から1/3程度以上あれば十分であることが知られている)．そこでここでは，諸パラメータを考慮して無次元負荷容量を最大にする寸法の組合せを検討し，さらに実用性を考慮して軸受面の組立誤差程度の傾斜の影響についても検討を加えた．

2. おもな記号

A：溝面積比(a, a_g：丘部および溝部面積) $=a_g/(a+a_g)$

H：溝深さ比(h, h_g：軸受すきまおよび溝深さ) $=h_g/h$

Kn：クヌッセン数(λ：分子の平均自由行程) $=\lambda/h$

p, p_2, P：圧力，外周圧力および無次元圧力 $=p/p_2$

r_2, r_1, r_b：外半径，内半径および溝の内半径

R：内外径比 $=r_1/r_2$

R_b：溝内径比 $=(r_2-r_b)/(r_2-r_1)$

W：無次元負荷容量(w：負荷容量) $=wh^2/\mu\omega r_2^4$

x, y, z：円板面座標(x-y)および軸方向座標

β：らせん角

μ, ρ, ν：粘性係数，密度および動粘性係数 $=\mu/\rho$

ω, Ω：回転角速度および無次元角速度 $=\mu\omega/p_2$

添　字

opt：最適値を表す

3. 解析方法

解析対象は，図1に示すようなスパイラル溝(溝深さ数μmから数十μm)をもつ静止平面軸受と，回転軸の端面に狭まれた数μmのすきまの流れである．軸受の内・外周は大気に通じており(オープン形)，流れは溝を通って外から内に貫流する．通常の使用範囲では軸受すきまに基づくレイノルズ数は$Re=r_2h\omega/\nu=10$程度で，臨界レイノルズ数950よりも十分小さく，しかも続報で報告予定の空気実験($r_1=13.75$ mm, $r_2=6.0$ mm, $\beta=18°$)によれば18 000 rpmの定常回転時の温度上昇は約10°Cでほぼ一定に飽和したので，前提条件として，流れは層流で等温変化をすると仮定する．また，軸受すきま(浮上量)hは半径に対して$1/10^4$から$1/10^5$のオーダなので，粘性力が支配的となり，遠心力は無視できる(6)．

なお，潤滑流体が気体で，分子の平均自由行程と同程度の狭いすきまになると，連続体としての特性からずれてきて，壁面の滑り条件を考慮した修正レイノルズ方程式を用いるか，あるいはボルツマン方程式から出発する必要がある．大気圧下での平均自由行程は$\lambda=0.064$ μmであるから，クヌッセン数は$Kn=\lambda/h=0.002\sim0.06$となり，通常滑りを考慮すべきといわれる$0.01\leqq Kn\leqq0.1$の下限境界付近になる．そこで本解析では，壁面のスリップ条件を考慮して修正レイノルズ方程式を用いた場合，および通常のレイノルズ方程式を用いた場合の両方について解析する．

すきま方向の距離に対して半径方向の距離が十分大きいので，圧力はすきまの幅方向にほぼ一定になる．修正レイノルズ方程式および壁面の滑り速度は，円板面(回転壁)をx-y面とし，軸方向にz軸をとれば

$$\frac{\partial}{\partial x}\left[p\left\{\frac{h^3}{12\mu}\frac{\partial p}{\partial x}\left(1+6\frac{\lambda}{h}\right)-\frac{u_0h}{2}\right\}\right]+\frac{\partial}{\partial y}\left[p\left\{\frac{h^3}{12\mu}\frac{\partial p}{\partial y}\left(1+6\frac{\lambda}{h}\right)-\frac{v_0h}{2}\right\}\right]=0 \quad \cdots\cdots\cdots\cdots(1)$$

$$U_{\mathrm{SLIP}}=\begin{cases}\lambda(dU/dy) & \text{for } 0.01\leqq Kn\leqq0.1\\ 0 & 0\leqq Kn<0.01\end{cases} \quad \cdots(2)$$

と表される．なお，u_0, v_0はそれぞれ回転壁面のxおよびy方向速度成分，また式(1)のλ/hの項を零にす

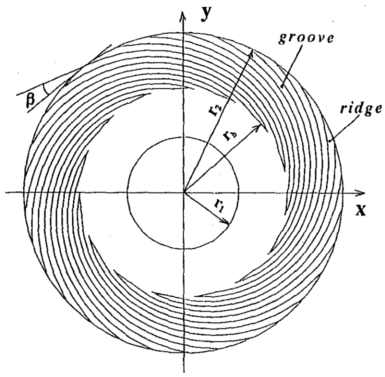


図1　スパイラルグルーブ軸受および記号

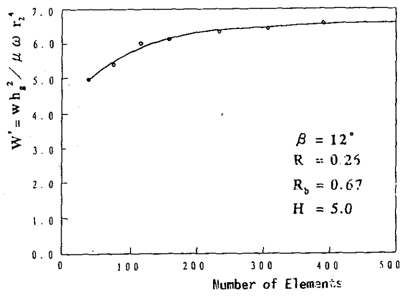


図2　要素数に対する軸受負荷容量

れば通常のレイノルズ方程式になる．

上式をFEM解析するに当たって，補間関数には四節点アイソパラメトリック要素を用い，また周期境界条件を用いて溝-丘1組み分の計算を行う．計算に先だって要素分割数が軸受の負荷容量に及ぼす影響を検討したものが図2である．$N>300$で結果がほぼ飽和しているので，以後は$N=352$(節点数405)で計算する．

軸受寸法を規定する無次元パラメータには，内外径比R，溝内径比R_b，溝深さ比H，スパイラル角β，溝面積比Aおよび溝本数nの6種類がある．このうち溝本数nの影響は比較的小さく[(2)]，実用的には15本付近で用いられることが多いので$n=15$に固定し，その他のパラメータを実用的な範囲で変化させた．数値計算における各パラメータのきざみ幅は，最適寸法を定めるのに必要な精度が確保できるように配慮した．

なお，式(1)を代表長さr_2，代表圧力p_2を用いて無元化すると，無次元パラメータとして$\Omega=\mu\omega/p_2$が得られる．計算では$\Omega=1.4\times10^{-6}$(水)，3.8×10^{-7}(空気)に固定し，最後にΩの影響について多少検討を加える．

4. 解析結果および最適寸法

4・1 実測値[(6)]との比較 最適パラメータの選定に先だって，計算の信頼性を検討するために，文献(6)の実測データと比較したものが図3である．文献(6)では作動流体に水を用い，圧力分布の測定結果をMuijdermanの近似解と比較して，面圧による軸受面の変形を考慮しないと理論値の差異が大きいことを指摘している．本計算でも，変形を考慮して文献[(6)]の計算すきま(最大2.3 μm)を与えて求めた圧力分布は，図示のように実測値と比較的良好に一致し，文献(6)と同様の結果が得られた．高負荷用軸受では，軸受面のわずかの変形が圧力分布に著しい影響を及ぼすことに留意する必要がある．

4・2 軸受の流れと圧力分布 軸受すきま内の層流は，クェット流れと圧力こう配に基づく流れ(以後圧力流れという)の線形和として表され，逆圧力こう配が強くなると，静止壁面近傍ではクェット流れよりも圧力流れが打ち勝って逆流を生ずることがある．図4および図5は溝深さ比$H=8.89$の場合の圧力と速度ベクトルの計算結果を，圧縮性流体の場合に対して示したものである．

図4の圧力分布によると，丘部の等圧線はほぼ周方向を向くが，溝部の等圧線は溝にほぼ直角な方向を向き，これを積分して求まる軸受負荷容量は溝部と丘部でほぼ均等に担っていることが判明する．また溝の内周端に圧力の最大値が現れているので，溝内では貫流

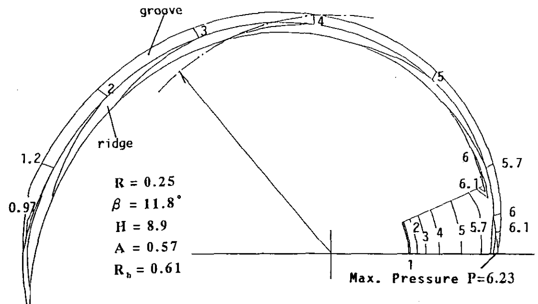


図 4 等圧線(図中の数値は無次元圧力$P=p/p_2$を示す)

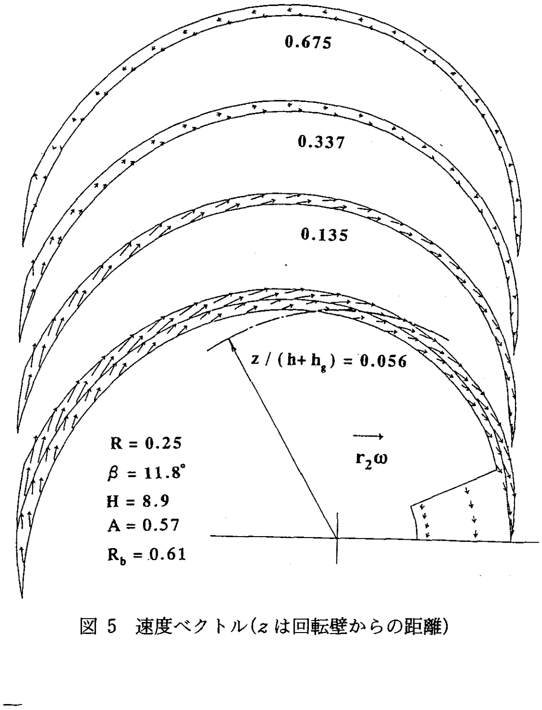


図 5 速度ベクトル(zは回転壁からの距離)

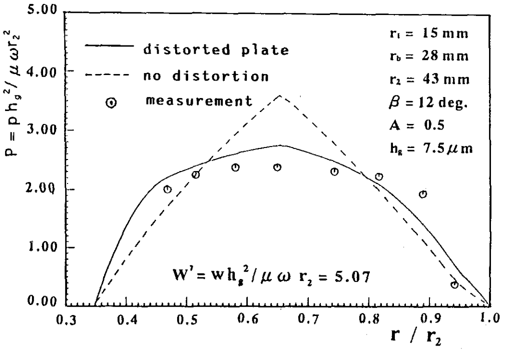


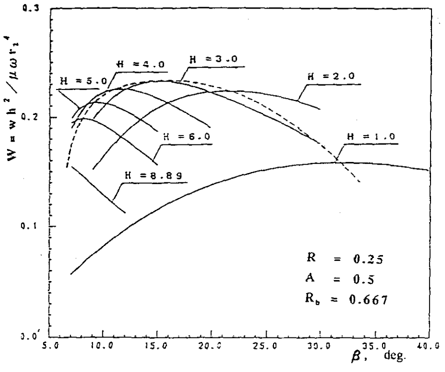
図 3 圧力分布の計算結果と実測結果の比較

力向の強い逆圧力こう配が存在し，そのため速度ベクトル(図5)において静止壁近傍の $z/(h+h_g)=0.675$ で，溝に沿った外向きの逆流が誘起されているのがわかる．これに対し，図示はしてないが，溝の浅い $H=3$ の場合には，溝内の全域で内向きの貫流となっていた．

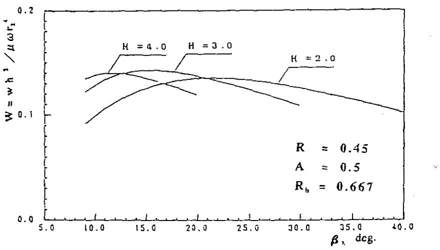
4・3 非圧縮性流体に対する最適軸受寸法 スパイラルグルーブ軸受の負荷容量に最も大きな影響をもつ無次元寸法は，スパイラル角 β，溝深さ比 H および半径比 R である．そこでまず，β を横軸に H をパラメータとして無次元負荷容量 W の変化を示すと図6が得られ，図6(a)，(b)は内外径比 R の異なる場合を示している．全体的な傾向として，スパイラル角には負荷容量を最大にする最適値が存在し，この角度は溝深さ比 H とともに大きく変化すること，そして内外径比 R とともに無次元負荷容量 W が著しく変化することがわかる．したがって，W の最大値を結ぶ曲線を描けば図6の点線のようになり，その最大値をとれば H の変化を考慮した最適角 β_{opt} が求められ，そのときの H が最適溝深さ比 H_{opt} となる．なお図6(a)によれば，$\beta<10°$ では W は急激に低下するので，β をあまり小さくすることは望ましくない．

図6において W を最大にする β とそのときの H の関係を，内外径比 R をパラメータとしてプロットすると図7のようになり，R の異なる3本の曲線がほぼ完全に重なる．通常内外径比 R は設計上の要求から定まるので，最適寸法が R によらないことは軸受設計を大変容易にしてくれる．また図7より，W を最大にする β は $H\leqq4$ では H とともに大きく低下し，W の最大値も大きく変化することがわかる．なお図7中の○印は，図7中の条件における最適値を表している．

次に溝内径比 R_b の最適値を求めるために，R_b をパラメータとして W-β の関係を示したものが図8



(a) 内外径比 $R=0.25$ の場合



(b) 内外径比 $R=0.45$ の場合

図6 無次元負荷容量 W のスパイラル角 β に対する変化

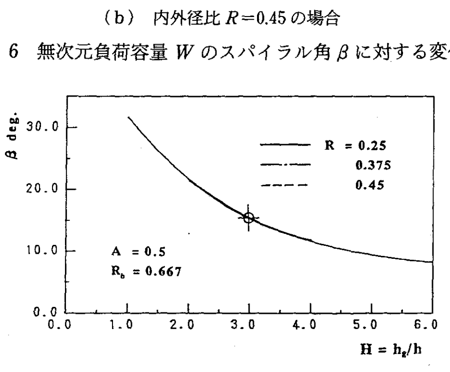
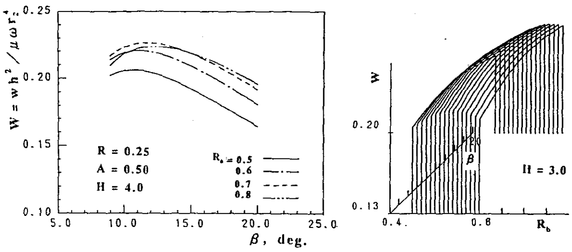


図7 負荷容量を最大にする β と H の関係



(a) パラメータ R_b (b) 三次元表示

図8 W-β 曲線に及ぼす溝内径比 R_b の影響

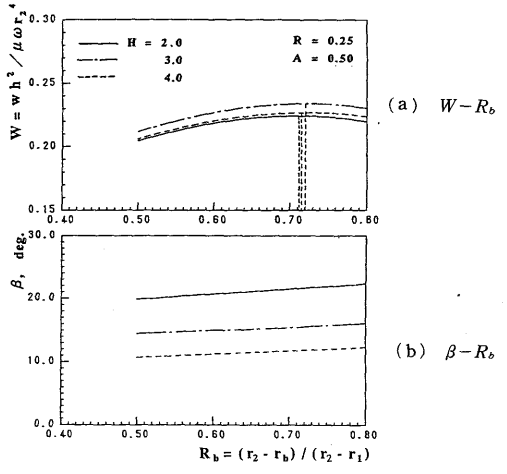


図9 最適寸法の決定

(a)である．W を最大にする β の値は R_b によっても変化することがわかる．そこで W-β 曲線を図 8 (b) のように R_b に対して三次元表示し，W の最大値を結ぶ曲線を W-R_b 平面および β-R_b 平面に投影すると図 9 (a)，(b)を得る．図 9 中には溝深さ比 H を変化させた結果を併記しており，W を最大にする R_b が H によらずほぼ 0.71〜0.72 付近(点線)にあることがわかる．以上の各図より最適寸法として下記寸法が得られる．

$$H_{opt}=3.0,\ \beta_{opt}=15.5°,\ R_{b\,opt}=0.72 \quad \cdots\cdots\cdots (3)$$

最後に溝面積比 A の影響を明らかにするために，上記の最適寸法の組合せ (H, β, R_b) において，A のみを変化させた場合の結果を図 10 に示す．これより最適値 $A_{opt}=0.55$ が得られ，丘部よりも溝部の面積を多少大きめにしたほうが負荷容量が大きくなることがわかる．これは，圧力の最大値が図 4 に示すように，溝内周端付近に発生することがおもな原因であり，他のパラメータ (H, β, R_b) を変化させても同様な傾向が得られる．

4・4 圧縮性流体(空気)に対する最適軸受寸法

気体が等温変化するとして，壁面に滑りがある場合とない場合 $(Kn=0)$ について計算した．滑りがある場合，静止壁面では滑り速度をもち，回転壁面では周速よりも滑り速度分だけ小さくなるため，すきま幅方向の速度分布のこう配はかなり緩やかになる．そこで滑りを考慮する場合は，一例として $Kn=0.064$ ($h=1$ μm に相当)の場合について計算した．

図 11 は，溝深さ比 H をパラメータとして W-β 曲線を示したものであり，滑りを考慮した場合を一点鎖線で示している．滑りがあると，負荷容量の低下により W-β 曲線はほぼ一様に低下するが，その傾向はほとんど変わらないから，最適角度 β_{opt} は滑りの有無によらないことがわかる．

また，図 6 (a)の非圧縮性流体の場合と比較すると，

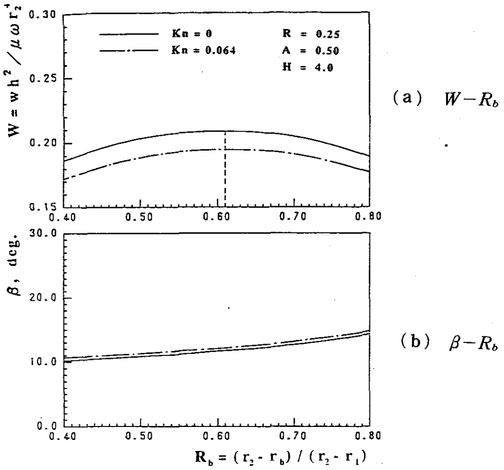


図 12 最適寸法の決定(圧縮性流体の場合)

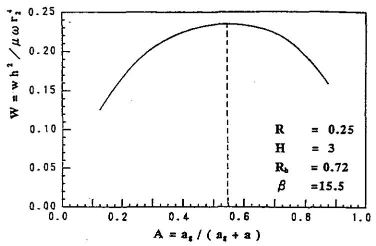


図 10 溝面積比の影響

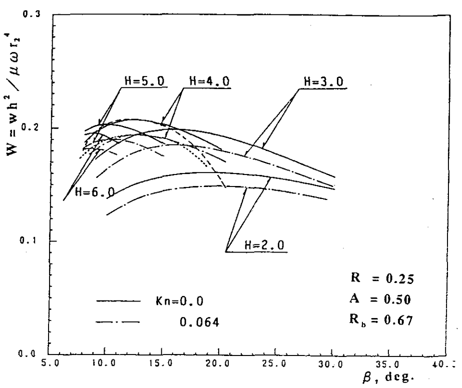
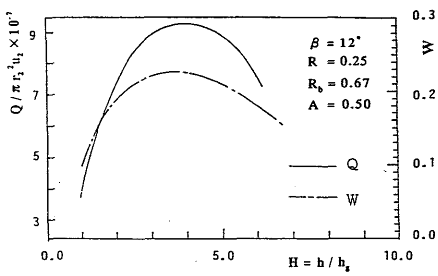
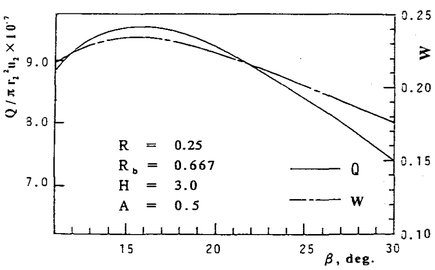


図 11 圧縮性流体の場合の W-β曲線



(a) 貫流量 Q と溝面積比 H の関係



(b) 貫流量 Q とスパイラル角度 β の関係

図 13 軸受を貫流する流量特性

同一$(H.\beta)$に対する無次元負荷容量Wが小さくなり，その傾向は溝深さ比Hが小さいほど著しい．これは，圧縮性のために各点の密度が変化し，すきま内の半径方向の圧力こう配が緩やかになることがおもな原因である．その結果，点線で示すWの最大値を結ぶ曲線はβの小さいほうへ著しく偏り，最適角β_{opt}は非圧縮性流体の場合よりかなり小さくなる．

圧縮性流体に対しても，負荷容量を最大にするスパイラル角度とそのときの負荷容量および溝深さ比H，溝内径比R_bの影響を，非圧縮性流体の場合と同様の方法で求めると図12のようになる．全般的な傾向は非圧縮性流体とあまり変わらないが，滑りの有無により差異が生ずる．図12によれば，$Kn=0.064$のとき負荷容量Wは滑りがない場合よりも約7%低下する．また，溝面積比Aの影響は，非圧縮性流体の場合と同様であった．

以上の結果から，圧縮性流体に対する最適寸法として，滑りがなければ

$$H_{\mathrm{opt}}=4.0,\ \beta_{\mathrm{opt}}=11.8°,\ R_{b,\mathrm{opt}}=0.61,\ A_{\mathrm{opt}}=0.57 \qquad \cdots\cdots\cdots\cdots(4)$$

となり，滑りがあるとβのみがわずかに増大する．

4・5　最適寸法における流れ特性　軸受の最適寸法と流れ特性の関連を明確にするために，軸受を貫流する流量Qの変化を，W-β曲線，W-H曲線上に併記したものが図13(a)，(b)である．特徴的な点として，貫流量Qが最大となるとき，軸受負荷容量Wも最大となっている．すなわち，貫流量が多いほど軸受作用が強くなって負荷容量も増大するが，溝内周端圧力が高くなり過ぎると逆圧力こう配による逆流を生じ，貫流量はかえって減少するようになる．βおよびHを変化させると，圧力流れとクエット流れのバランスから負荷容量Wを最大にする最適寸法が定まることになる．

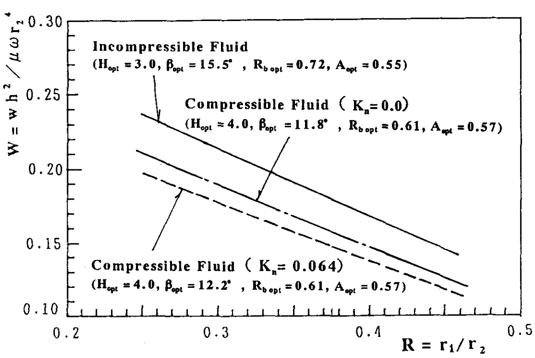
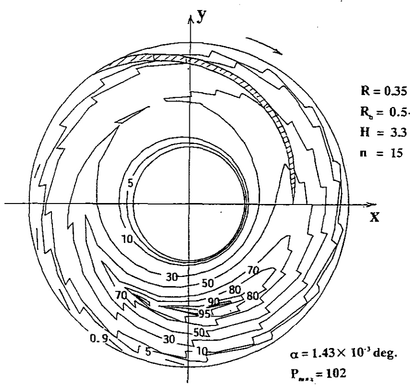
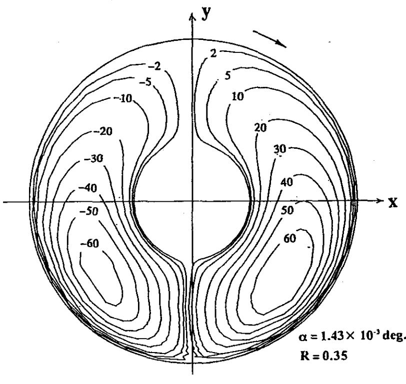


図14　最適寸法におけるWの内外径比Rに対する変化

4・6　内外径比Rと最大負荷容量の関係および無次元回転数Ωの影響　既述のごとく，内外径比Rは軸受設計上の要求から定まることが多く，また最適寸法はRによらぬことが判明した．しかし無次元負荷容量WはRとともに著しく変化するので，WのR



(a)　等圧線(数値はPの値を示す)



(b)　グルーブなしの場合の等圧線

図15　軸受面が傾斜した場合の等圧線

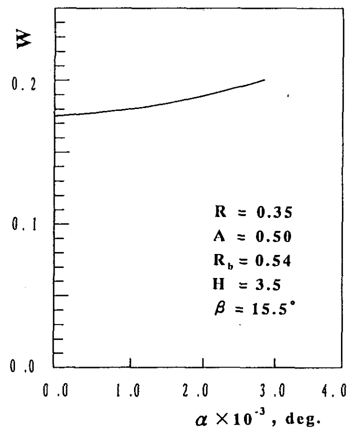


図16　軸受面傾斜が負荷容量に及ぼす影響

に対する変化を明らかにしておくことは，軸受設計上重要である．図14は，最適寸法で設計された場合の W と R の関係を示している．これより圧縮性の有無によらず W は R に対して直線的に減少すること，そして圧縮性流体の無次元負荷容量 W は非圧縮性流体の場合の約86%に低下することが判明する．またすきまが特に狭くなり，滑り流の領域に入ると，負荷容量はクヌッセン数に応じて低下するようになる．

情報機器に用いられるような軽負荷軸受では，すきまを常に一定に保つ必要があり，狭いすきまで高速回転するので，軸受剛性は比較的大きく，図14を用いれば，内外径比 R および負荷容量 W が与えられたときに，スパイラルグループ軸受の最適設計を行うことができる．

以上に述べた結果はすべて無次元回転速度 $\Omega=\mu\omega/p_2$ を一定に保った場合であり，最後に Ω 変化の影響を検討すべく，回転数を1 000 rpmから20 000 rpmまで変化させたところ，無次元負荷容量 W はほとんど変化しなかった．しかし高回転になると，すきまの温度上昇が著しくなり，粘度が変化するだけでなく等温変化の仮定も成立しなくなる．実験的には18 000 rpmでの温度上昇は約10°で一定に飽和することを確認したので，本解析結果20 000 rpm付近までは成立すると考えてよい．

4・7　軸受面傾斜の影響　数μmのすきまをもつスパイラルグループ軸受のグループ面と回転面を厳密に平行に製作することは技術的に大変困難である．実用されている軸受の計測結果によれば，サブミクロン程度の面の起伏や最大すきまと最小すきまの間に1〜2 μm程度の差異が生ずるのが普通である．このような複雑な面の仕上状態や組立状態を一般的に取扱うことは困難であるので，ここでは単純に回転面が直線傾斜をもつ場合を想定して，傾斜角 α が圧力分布および負荷容量に及ぼす影響を検討する．

計算は，全面を570メッシュに分割して行い，一例として $\alpha=0.001\,43°(2.5\times10^{-5}\,\mathrm{rad})$ の場合の等圧線を図15(a)に，また比較のためにグループがない場合を図15(b)に示す．この例は，例えば直径40 mmの軸受を水中で2 000 rpmで回転させた場合，最小すきま1.6 μm，最大すきま2.7 μmの直線傾斜がある場合に相当する．

図15(a)によれば，圧力分布は著しく非軸対称で，最大圧力は最小すきま付近に発生し，最小圧力は大変偏った位置に発生している．この場合，グループがなければ，すきまが流れ方向に狭まる部分(右半分)に正圧が，逆に広がる部分(左半分)に負圧が生じ，左右で正負対称の分布となる．すなわちグループの存在により負圧部はほとんど消滅し，正圧部の圧力が大きく増大する結果，非軸対称性が著しい分布になることがわかる．

しかしこのような分布でも，これを面積積分して得られる負荷容量 W は，傾斜角度 α によってあまり変わらず，図16に示すように，傾斜が大きい $\alpha=0.002°$ の場合の W は $\alpha=0$ の場合より約10%大きくなる程度である．

5. 結　　論

スパイラルグループ軸受の無次元負荷容量を最大にするような最適設計寸法を解明するために，非圧縮性流体および圧縮性流体に対して有限要素解析を行った．得られたおもな結論は以下のように要約される．

(1)　最適設計寸法の組合せを明らかにした．非圧縮性流体ではスパイラル角度 $\beta_{opt}=15.5°$ で溝深さ比 $H_{opt}=3.0$，溝内径比 $R_{b,opt}=0.72$ であるのに対して，圧縮性流体では $\beta_{opt}=11.8°$, $H_{opt}=4.0$, $R_{b,opt}=0.61$ で，滑りがあると β_{opt} はわずかに大きくなる．また，最適溝面積比は $A=0.55〜0.57$ で，溝部面積が多少大きめになる．

(2)　最適寸法において軸受を貫流する流量が最大になり，それ以上になると溝内の底面付近に逆流が発生して流量は逆に低下し，負荷容量も低下する．

(3)　最適寸法は軸受内外径比にはよらないが，無次元負荷容量は内外径比の増大とともに直線的に低下する．圧縮性流体では非圧縮性流体の場合の約86%に低下し，すきまが狭くなり滑り流の領域に入るとクヌッセン数に応じてさらに低下する．

(4)　軸受すきまに直線的な傾斜がある場合には，わずかの傾斜でもすきま内の圧力分布は著しく非軸対称となる．しかしすきま幅程度の直線的な傾斜ならば，負荷容量には大きな影響はなく，傾斜の増大とともに負荷容量が多少増加する程度である．

文　　献

(1)　木村・長田，トライボロジスト，**34**-2(1989)，123.
(2)　Muijderman, E. A., *Trans. ASME,* Ser. F, **89**-3(1967), 291.
(3)　Hsing, F. C., *Trans. ASME,* Ser. F, **96**-3(1974), 365.
(4)　村田・三宅・川端，機論，**44**-388(1978)，4302, 4312.
(5)　佐藤・田村，機論，**21**-8(1976)，504.
(6)　木村・長田・佐々木，トライボロジスト，**35**-8(1990)，54.
(7)　Burgdorfer, A., *Trans. ASME,* Ser. D, **81**-1(1959), 94.
(8)　Hsing, H. C. and Malanoski, S. B., *Trans. ASME,* Ser. F, **91**-1(1969), 69.
(9)　Hsia, Y. T., *Trans. ASME,* Ser. F, **105**-1(1983), 120.
(10)　福井・金子，機論，**53**-487, C(1987)，829.