

論文 / 著書情報
Article / Book Information

題目(和文)	歯車の発生音の研究
Title(English)	
著者(和文)	北條春夫
Author(English)	Haruo HOUJOH
出典(和文)	学位:工学博士, 学位授与機関:東京工業大学, 報告番号:乙第2169号, 授与年月日:1991年2月28日, 学位の種別:論文博士, 審査員:
Citation(English)	Degree:Doctor of Engineering, Conferring organization: , Report number:乙第2169号, Conferred date:1991/2/28, Degree Type:Thesis doctor, Examiner:
学位種別(和文)	博士論文
Type(English)	Doctoral Thesis

歯車の発生音の研究

平成2年11月

北條 春夫

歯車の発生音の研究

目次

記号表, 図説一覧	----- i~x
緒 論	----- 1
第一章 音響ホログラフィ法とこれによる音源の確認	8
1・1 緒言	----- 9
1・2 歯車試験機および実験条件	----- 10
1・2・1 歯車試験機	----- 10
1・2・2 測定室	----- 10
1・2・3 試験歯車諸元と運転条件	----- 12
1・3 音響ホログラフィによる音源探索システム	----- 12
1・3・1 記録および再生原理	----- 13
1・3・1・1 ホログラムの記録	----- 13
1・3・1・2 波面再生による音源の可視化	----- 14
1・3・2 システム構成	----- 15
1・3・2・1 バンドパスフィルタによる周波数の抽出	----- 15
1・3・2・2 複素ホログラムによる画質の向上	----- 16
1・3・2・3 二つのホログラム面による音源の立体的把握	----- 16
1・3・2・4 表示	----- 17
1・3・2・5 波長変動の影響	----- 17
1・3・2・6 反射音の影響	----- 18
1・4 歯車の発生音への適用	----- 19
1・4・1 試験歯車の発生音とその特徴	----- 19
1・4・2 かみあい周波数の音への適用	----- 20

1・4・2・1	測定結果	21
1・4・2・2	遮音板による検定	21
1・4・2・3	天井の反射と指向性	24
1・4・2・4	かみあい周波数の音の放射挙動の推定	24
1・4・3	歯車円板の軸方向固有振動成分への適用	26
1・4・3・1	音と振動のスペクトルの特徴	26
1・4・3・2	音の発生過程の推定	28
1・4・3・3	音響ホログラフィによる確認	29
1・5	結言	32
第二章 かみあい周波数の音の挙動		33
2・1	緒言	34
2・2	測定方法	35
2・2・1	試験歯車対	35
2・2・2	測定方法	35
2・3	実験結果	37
2・3・1	音の放射の概要と振動との対応	37
2・3・1・1	上向き回転（かみあいはずれ側）の音の特徴	37
2・3・1・2	振動加速度との対比	38
2・3・1・3	下向き回転（かみ込み側）の音の挙動	39
2・3・1・4	まとめ	41
2・3・2	クリアランスの影響	42
2・3・2・1	軸間距離と歯底処理	42
2・3・2・2	かみあいはずれ側への放射	42
2・3・2・3	かみ込み側への音の放射	46
2・3・3	トルクの影響	48
2・3・4	材質の影響	49
2・3・5	まとめ	49
2・4	考察	51
2・4・1	タフトによる流れの観察	51

2・4・2	ギヤポンプとの対比	53
2・4・3	音の放射のモデル化	55
2・4・4	音源の挙動についての考察	57
2・5	結言	59
第三章 空力音の挙動の実験的把握		60
3・1	緒言	61
3・2	歯車諸元の影響	62
3・2・1	試験歯車	62
3・2・2	歯幅の効果	63
3・2・2・1	歯幅による音圧応答の変化	63
3・2・2・2	音響ホログラフィによる結果	65
3・2・2・3	歯幅の広い場合の指向特性	66
3・2・2・4	歯幅に対する相似性	68
3・2・3	モジュール, 歯数の影響	69
3・2・4	相似性に対する考察	72
3・2・4・1	ギヤポンプからの類推	73
3・2・4・2	流速の瞬時値による検討	74
3・2・4・3	実験結果の検討	75
3・2・4・3・1	歯幅の影響	75
3・2・4・3・2	モジュール, 歯数の影響	76
3・2・5	まとめ	77
3・3	モデル音源による音源部位の推定	77
3・3・1	モデル音源	78
3・3・2	モデル音源の指向性	79
3・3・3	音響ホログラフィによる検証	80
3・3・4	まとめ	81
3・4	中溝入り歯車による検討	82
3・4・1	試験歯車	82
3・4・2	測定結果	82

3.4.3	中溝の幅の影響	85
3.4.4	考察	85
3.4.5	まとめ	88
3.5	熱線流速計による流れの詳細の測定	88
3.5.1	測定方法	88
3.5.2	測定条件	89
3.5.3	かみ合いはずれの領域での挙動	90
3.5.3.1	回転数の影響	90
3.5.3.2	歯幅方向の流速の分布	92
3.5.3.3	まとめ	93
3.5.4	端面での流れの挙動	93
3.5.4.1	流速の分布と回転数依存性	93
3.5.4.2	歯みぞに注目した流速の推移	96
3.5.4.3	軸間距離の影響	99
3.5.4.4	まとめ	99
3.6	結言	99

第四章 空力音の発生についての物理的考察 101

4.1	緒言	102
4.2	軸方向流れの数値解析	103
4.2.1	系のモデル化	103
4.2.2	各パラメータの設定	107
4.2.2.1	空気の物性値	107
4.2.2.2	幾何学的パラメータ	108
4.2.3	計算結果	109
4.2.3.1	回転速度の影響	109
4.2.3.2	実験結果との比較	111
4.2.4	軸間距離と歯底埋めの効果	111
4.2.5	まとめ	113
4.3	音源としての振舞い	113

4・3・1	流れの変動から音への変換機構の前提	-----	113
4・3・2	音源の3領域分割によるモデル化	-----	115
4・3・3	高さyにおける水平方向の音源の集約	-----	117
4・3・3・1	幾何学的ファクター	-----	117
4・3・3・2	音源の分布と基本成分への分解	-----	119
4・3・4	まとめ	-----	122
4・4	音の放射に対する検討	-----	123
4・4・1	分布する音源からの音の放射の基本	-----	123
4・4・2	音源の分布形状による位相の評価	-----	124
4・4・3	各基本成分ごとの再合成	-----	125
4・4・4	各成分の単純化による検討	-----	127
4・4・4・1	成分A, Cの単純化	-----	128
4・4・4・2	成分Bの単純化	-----	129
4・4・4・3	成分Dについて	-----	130
4・4・4・4	全体の合成に対するクリアランスの効果	-----	131
4・4・5	検討モデルの定量的検討	-----	131
4・5	結言	-----	132
第五章 空力音の低減化の指針			134
5・1	緒言	-----	135
5・2	放射音圧と放射エネルギー	-----	135
5・3	歯車設計の立場からの空力音の評価	-----	137
5・3・1	基本的な設計条件	-----	137
5・3・2	主要諸元による低減化の手法	-----	138
5・3・3	中溝入り歯車による低減化	-----	140
5・3・3・1	中溝の効果	-----	140
5・3・3・2	音圧低減の効果の検討	-----	140
5・3・3・3	放射パワの低減効果の検討	-----	141
5・3・4	レベルの谷を利用した低減法	-----	143
5・4	はすば歯車による低減化の指針	-----	143

5・4・1	試験歯車及び測定方法	-----	144
5・4・2	実験結果	-----	145
5・5	結言	-----	148
結 論			----- 149
謝 辞			----- 153
参考文献			----- 155
発表論文との対応表			----- 157

記号表

第一章

$A(x, y)$	信号波面の，ホログラム面上での振幅分布
e_s	ホログラム面に入射する音波（信号波面と呼ぶ）
e_R	位相の基準信号（参照波面と呼ぶ）
$h(x, y)$	ホログラム信号
$I(x', y')$	再生面上の音源の強度分布
j	虚数単位
M_R	参照波面を採集するためのマイクロホン
M_{SF}, M_{ST}	信号波面を採集するためのマイクロホン
n	円板の軸方向固有振動数の次数（節線の本数）
t	時刻
R	ホログラム面と再生面の微小要素間の距離
$x_n(\varphi, t)$	歯車上に固定された座標系からみたモード振動の分布
$X_n(\Phi, t)$	空間に固定された座標系からみたモード振動の分布
z	ホログラム面と再生面の距離
$\alpha(x, y)$	信号波面の，ホログラム面上での位相分布
λ	注目する音波の波長
Φ	歯車円板の中心を極とした空間に静止する極座標系の角度
φ	歯車と一緒に回転する極座標系の角度
ω	角周波数
ω_G	歯車の回転角速度
ω_n	歯車の軸方向固有振動数

第二章

$A_1(a), A_2(a)$	レベルの谷を説明するモデル音源の振幅の係数
a	軸間距離
b	歯幅
c_0	音速
c_1, c_2, c_3	モデル音源の振幅の上昇率の移り変わりを決定する係数
c_d	音源間の距離の変化のファクター
d, d_0	音源の間隔
f_z	かみあい周波数
h	音源から反射面までの距離
k	波数 ($\equiv 2\pi/\lambda$)
L	音源の代表寸法
n	整数
r	音源から観測点までの距離
r_k	歯先円半径
r_g	基礎円半径
S_1, S_2	レベルの谷を説明する2音源モデルのそれぞれの振幅
Q	吐き出し量 (m^3)
z	歯数
Δf	反射による干渉の谷の周波数間隔
Δk	反射による干渉の谷の波数間隔
θ	歯車の回転角
λ	音の波長
ν	無次元周波数, $\nu = f_z/5 \text{ kHz}$

第三章

a	軸間距離
b	歯幅
c_0	音速 ($\approx 340\text{m/s}$)
D	歯車直径
D_0	基準ピッチ円直径
d_g	歯車の中溝の幅
f	任意関数
f_s, f_d, f_b	音圧を決定するファクターを表す関数
f_z	かみあい周波数
L	互いの歯先円が食い込み合っている領域の長さ
m	モジュール
N	回転数 (rps)
p	音圧
Q	空気の吐き出し量 [m^3]
q_0	吐き出し流量の直流成分
q_i	吐き出し流量の変動成分のフーリエ係数
r	音源から観測点までの距離
r_g	歯車の基礎円半径
s	2円筒モデル音源の音源部分の隙間 (図3.10)
V	着目する気室の代表体積
v	ピッチ円周速度
z	歯数
θ	歯車の回転角
λ	かみあい周波数の音の波長
ω_g	歯車の回転角速度 $= d\theta/dt$
ω_z	かみあい周波数の角周波数 $\omega_z = z \cdot \omega_g$

第四章

c_a, c_b	この時間推移を決定するファクター
c_0	音速
$C_1(x, y)$	流速変動の一次のフーリエ係数
C_{tl}	歯みぞに先行する歯面の間の隙間の長さ
C_{tr}	歯みぞに追従する歯面の間の隙間の長さ
$f(y)$	音源の分布を表す任意関数
G	定積分
$g(t, x, y)$	単位高さの矩形波
I	速度ポテンシャルの音源の分布に依存す積分項
J	単純化した音源からの正規化された音の放射のファクター
k	波数 ($= 2\pi/\lambda$)
l	各成分の音源長さ
P, P_i	気室の圧力の大気圧からの差
r	音源から観測点までの距離
r_0	音源の代表点から観測点までの距離
S_{ax}	歯と相手歯みぞで構成される気室の断面積 (図4.1)
S_{ol}, S_{or}	C_{tl}, C_{tr} に対応する隣接気室間の開口断面積
S_j	S_{ax}, S_{ol} または S_{or}
S_A, S_B, S_C, S_D	音源の分布の基本成分
$S_{dI}, S_{dII}, S_{dIII}$	三領域に分割したときの各領域の音源
$S_{dI}, S_{dII}, S_{dIII}$	歯底埋めを駆動側に施した場合の各領域の音源
$S_{rI}, S_{rII}, S_{rIII}$	歯底埋めを駆動側に施した場合の各領域の音源
$\text{Sinc}(x)$	$\equiv \sin(x)/x,$
T	気室が収縮を始めてから元に戻るまでの時間
T_r	音源の代表点からの距離減衰と位相遅れを表すファクター
T_z	かみあい周期
$U(y)$	y 軸上に集約した音源の分布 [$\text{m}^3/\text{s}/\text{m}$]
$U_{\max}, U_A, U_B, U_C$	$U(y)$ の最大値

$u_{ax}, u_{ax}(t,x,y)$	開口 S_{ax} における軸方向流速
u_c	隣接気室間の流速 (u_{cl} or u_{cf})
u_j	u_{ax}, u_{cl} または u_{cf}
u_h	空間に固定したある点での矩形波状流速の高さ
V, V_i	気室の体積 ($= S_{ax} \times b/2$)
v	ピッチ円周速度
α	音源分布のピークの位置を表すファクタ
α_θ	圧力角
Δa	バックラッシュゼロからの軸間増加量
Δp	開口の内と外の圧力差
ζ	成分A,Cの周波数パラメータ $\equiv \ell_a/2 \cdot (2/m \mp k)$
μ	成分Bの周波数パラメータ $\equiv \ell_b/2 (2/m \mp k)$
ξ	隣接気室間の流路の長さにより流速係数の補正係数
ρ, ρ_θ	媒質(空気)の密度
η	比例係数 (本論文では、流速係数と呼ぶことにする)
θ	領域 I, II, III の音源の位相差, $(-\phi, 0, \phi)$
ϕ	速度ポテンシャル
φ	バックラッシュゼロの状態から見た 頂隙部分の位相のずれ $\phi = 2/\pi - \varphi$
ψ	バックラッシュ部を基準とした頂隙部分の位相差
ω_z	かみあい角周波数

添字

A,B,C,D	各領域で 音源を分解したときの各基本成分
I, II, III	音源の3領域に分解したときのそれぞれの領域
d,f	駆動歯車の歯底に処理をした場合, 被動側に歯底処理
q	成分AまたはBのどちらかを表す添え字
i	気室を区別する添え字 偶数:被動側気室, 奇数:駆動側
j	ある気室について三種類の開口を表す識別子 $j=ax, cl, cf$

第五章

a	軸間距離
b	歯幅
C_1, C_2	任意定数
c_0	音速
f_z	かみあい周波数 ($= N_z$)
$f(b/\lambda)$	歯車諸元がある基準状態での音圧応答曲線
m	モジュール
N	回転数 [rps]
p	音圧の実効値
p_{max}	最大音圧
PWL	音響パワーレベル
S_{eff}	指向性の広がりを表すファクター
S_h	最大音圧の2乗に対する半値面積
SPL	音圧レベル
w	音響放射パワー
w_g	中溝入り歯車の音の放射パワ
w_n	$b = 80\text{mm}$ の歯車の放射パワ
z	歯数
β	ねじれ角
ΔL_w	放射パワ低減比のデシベル値 ($= 10 \cdot \log(w_g/w_n)$)
λ	波長
ρ	媒質 (空気) の密度

添字

i	かみあいはずれ, かみ込み側を区別する添え字
0	基準値を与える添え字
$\wedge$	基準値に対する比を表す符号

図説一覧

第一章	頁
図 1.1 歯車試験機概略図	11
図 1.2 測定室断面図	11
図 1.3 試験歯車諸元	12
図 1.4 音響ホログラフィの原理	13
図 1.5 音響ホログラフィのシステム構成	15
図 1.6 ホーンスピーカを用いた天井からの反射音の影響の検討 (7.8kHz)	18
図 1.7 歯車の発生音の周波数分析結果	20
図 1.8 かみあい周波数成分のホログラムと再生像, (a)天井面, (b)正面 (下向き回転, 7.88kHz, 3030rpm, Torq=20N・m)	22
図 1.9 かみあい周波数成分のホログラムと再生像, (a)天井面, (b)正面 (上向き回転, 7.88kHz, 3030rpm, Torq=20N・m)	22
図 1.10 かみあい点正面に取り付けた遮音板 (a)と測定結果 (b) (c) (下向き回転, 7.88kHz, 3030rpm)	23
図 1.11 かみあい点上方に取り付けた遮音板 (a)と測定結果 (b) (c) (上向き回転, 7.88kHz, 3030rpm)	23
図 1.12 発生音のスペクトルと, 空間に固定した座標系からみた 歯車ブランクの軸方向振動のスペクトル (3420rpm)	27
図 1.13 空間に静止する座標系と歯車と一緒に回転する座標系	28
図 1.14 固有振動数の両側に対になって現れる二つのピーク周波数の差	29
図 1.15 対となって現れるピークの高周波側成分に対する音響ホログ ラフィによる測定結果 (a: 9.13kHz, 3025rpm, 上向き回転), とシミュレーション結果 (b)	30
図 1.16 電磁ピックアップの信号を参照波として得られた 被動側歯車の再生像	31
図 1.17 固有振動数の音の天井面からの測定結果 (9.13kHz, 3025rpm, 上向き回転)	31

第二章

図 2.1	歯車から放射されるかみあい周波数の音の分析方法	36
図 2.2	かみあいはずれ側 (A) でのかみあい周波数の音の挙動と、 円周方向振動加速度の応答	38
図 2.3	かみ込み側 (B) の音圧応答測定結果	39
図 2.4	直接音と、定盤による反射音による干渉のモデル	40
図 2.5	歯底処理の方法	42
図 2.6	音圧応答に及ぼす軸間距離または歯底処理の影響 (かみあいはずれ側)	43
図 2.7	軸間距離の変化に対する代表回転数での音圧の変化 (かみあいはずれ側)	44
図 2.8	レベルの谷を生ずるかみあい周波数と軸間距離との関係	44
図 2.9	音圧応答に及ぼす軸間距離または歯底処理の影響 (かみ込み側)	47
図 2.10	軸間距離の変化に対する代表回転数での音圧の変化 (かみ込み側)	47
図 2.11	音の放射に及ぼす負荷トルクの影響	48
図 2.12	鋼製歯車とナイロン製歯車の放射音の比較	50
図 2.13	タフトグリッド	52
図 2.14	タフトによる流れの測定結果	52
図 2.15	ギヤポンプの吐き出し流量の波形	54
図 2.16	2音源モデルの配置	55
図 2.17	振幅の係数の推移	56
図 2.18	音源モデルによる音圧応答の計算結果	57

第三章

図 3.1	歯幅の違いによる音圧応答の変化 ($m=2$, $z=138$, $b=40, 80, 110\text{mm}$)	64
図 3.2	音響ホログラフィによる音源の可視化結果 (A, $b=110\text{mm}$, $f_z=6.23, 7.8, 8.74\text{kHz}$)	65

図 3.3	かみ込み側からみた音源の可視化結果 (λ , $f_z=8.72\text{kHz}$)	65
図 3.4	かみあい点真上を中心としてその前後左右での音圧応答の違い	67
図 3.5	かみあいはずれ側での音の指向性測定結果($b=100\text{mm}$)	67
図 3.6	b/λ で整理したときの最大音圧の推移	69
図 3.7	歯幅が等しく($b=100\text{mm}$), モジュールと歯数が異なる歯車の音圧 応答の比較	70
図 3.8	歯幅とモジュール, 歯数がすべて異なる歯車の音圧応答の比較	71
図 3.9	b/λ が一定のときの音圧と歯幅の関係	76
図 3.10	歯車をモデル化した音源	78
図 3.11	音源の長さによる指向性の変化 (モデル音源, 6.5kHz)	79
図 3.12	周波数による指向性の変化 (モデル音源)	79
図 3.13	最大音圧方向と, 音圧比の周波数に対する変化の比較	80
図 3.14	モデル音源に対する音源の可視化結果	81
図 3.15	中溝入り歯車諸元	82
図 3.16	かみあい点真上で測定した中溝入り歯車の音圧応答 (a) かみあいはずれ側, (b) かみ込み側	83
図 3.17	中溝の幅が音圧応答に及ぼす影響	86
図 3.18	モデル音源による音圧の周波数応答 $b=40, 80\text{mm}$	87
図 3.19	熱線流速計による流速計測法と測定位置	89
図 3.20	かみあいはずれの領域における流速の測定結果($y=36\text{mm}$)	91
図 3.21	かみあいはずれでの流速の直流成分と変動成分の応答	91
図 3.22	かみあいはずれ側での歯幅方向の流速の分布	92
図 3.23	端面における流速分布の測定結果($f_z=2.6\text{kHz}, 8.45\text{kHz}$)	94
図 3.24	端面における流速の回転数に対する応答	95
図 3.25	一つの開口に注目したときの流速の時間推移	97
図 3.26	端面での流速に及ぼす軸間距離の影響($f_z=7.8\text{kHz}$)	98

第四章

図4.1	かみあい領域における気室群のモデル	104
図4.2	気室列における断面積及び隙間の時間推移の概念	109
図4.3	軸方向流速の計算結果（回転数の影響）	110
図4.4	周速とベクトル合成された流速と，熱線流速計の結果との比較	111
図4.5	軸間距離や歯底埋めによる軸方向流速の変化の計算結果	112
図4.6	端部の音の3領域分割によるモデル化	116
図4.7	点L，C，Rでの開口の通過波形	116
図4.8	それぞれの領域で集約された音源の幾何学的ファクタの分布	118
図4.9	3領域の音源の強さの分布 (a)歯底無処理，(b)被動側歯底処	120
図4.10	音源の大きさの基本成分の分布 (a)(b)(c);歯底無処理の各成分， (d)(e)(f)(g);被動側歯底処理	120
図4.11	各成分ごとの複素平面上での再合成	126
図4.12	成分A，B，Cの分布の近似形状	128
図4.13	成分A，B，Cの音の放射の周波数応答	130
図4.14	各成分の軸間距離／歯底処理に対する変化の概念	131

第五章

図5.1	かみあいはずれ側の放射エネルギーの試算	137
図5.2	伝達動力一定のもとでの放射音圧の推定	139
図5.3	かみあいはずれ側での音圧低減の効果	141
図5.4	音響放射パワの低減の効果	143
図5.5	はすば歯車歯車のかみあい周波数の音の音圧応答	145
図5.6	$\beta = 30^\circ$ での音圧応答の軸間距離依存性（かみあいはずれ側）	146
図5.7	かみあいはずれ側での指向性の比較	147

緒 論

＜機械騒音問題についての概観＞

機械の発達の歴史は、いうまでもなく18世紀の産業革命にさかのぼることができる。当時は人間や動物の労力に代わって、または力の不足を補うべく、人類社会に便利な機能を提供することを第1の目標としていたと考えることができる。機械がその機能を常に満足できるように発揮するためには、強度、信頼性、加えて耐久性を確保することが必要最低条件であった。この見地からは、機械振動は度々破損などの原因として重要な問題をもたらすものの、振動に伴う騒音が機械の第一義的な機能に悪影響を及ぼすことは希であったと言える。

機械工学もしくは工業の発達につれて、上述の基本的な機能が満足されるようになってくると、経済性の見地からの効率が要求されるようになり、機械は質の良さをもち合わせもつことが重要な課題となってきた。そして今日高機能化された社会のなかで、機械が商品として、道具として、また輸送手段として、人間社会の中に受け入れられる為の価値基準の一つに、大は公害問題から小は個人の趣味の問題までの広い領域で、より快適な環境の実現が必要以上にまで重要な位置を占めるようになってきている。今日の騒音問題も主としてこのような視点から低減化の対策が望まれているといつてよい。

過去十数年の歴史を振り返ってみると、このような背景のもとで機械騒音の低減のための取り組みによって、騒音は飛躍的に静かになったといつてよい。これは単一の対処技術の成果ではなく、機械を構成する各要素に対する個別の技術や全体を統合する技術に支えられている。このような対処の結果として実は騒音が10dB下がったということは、音の放射エネルギーが1/10になったことを意味するから、工学的に見れば偉大な成果を挙げていると評価してよい。

ところが音には周知のようにマスキング効果があり、ある周波数の音がうるさいと判断されるかは、騒音を構成するほかの周波数成分のレベルとの相対的な関係に依存している。いったん弱くなった成分も、ほかの周波数成分の音が小さくなると再び際立って感ぜられる。機械騒音の場合には、その周波数成分ごとに発

生原因および部位が異なっていることが多く、それぞれの部位での騒音低減化対策は、すでに十分に低減化された別の音に、さらなる低減の要求を突きつけるという、いたちゴッコをくり返していると言える。

すなわち、すでに10dB下げられた音にさらなる10dBの低減をさせることは、音のエネルギーをはじめの1/100 にすることを意味し、その努力は容易ではない。このように音の放射がデシベルという対数目盛りで表現されるために、現実問題として、音の放射エネルギーを限り無くゼロに近づけるというたゆまない努力が、無限に続く軸上で評価されなければならないという苛酷な状況下のもとに行われているといえる。

<歯車の振動騒音の研究について>

歯車装置は、回転角度の正確な伝達に加えて、動力をも伝えその際に原動機の持つ能力をできるだけ有効に使うべく回転数と負荷トルクを高効率に変換することのできる、ある種のインピーダンス変換機として、今日では主として、自動車や産業用機器、OA機器に用いられている。その変換効率の高さや、信頼性、耐久性の高さでこれをしのぐような代替機器は、いまだに存在しないといってよい。

これらの特徴は基本的には、歯車という機能部品の本質的なものであるが、現実には、今日の高性能を支えるための幾多の研究成果に支えられている。歯車研究の歴史については、仙波氏⁽¹⁾⁽²⁾によって克明に分類整理されている。基本的には、静的な伝達力に対する強度、負荷がくり返されることに対するいわゆる疲労強度についての材料力学的検討や材質の向上、さらに加工精度を高めることによって現在の高性能が実現されている。疲労強度の見地からは面圧と歯の曲げの二つの強度を知るために、歯車の動的挙動を把握して、現実の応力状態を把握しなければならないために振動の解析が必要であり、数多くの研究が行われてきた。またできるだけ円滑な回転を得るためにも同様に振動を抑えなければならなかった。このために、歯車の振動についての研究ではそれぞれに対応して、“動荷重”もしくは“動的伝達誤差”という言葉が必ず用いられていた。どちらにしても結局は振動の低減という今日の要求を満たすための基盤としての価値がある。

以上のような経過を経て、今日では、耐久性の見地から見た歯車の振動はほぼ把握できるようになったと思われる。しかし、歯車装置はそれ自身が歯という離

散的な要素による動力伝達を特徴とするために、常時騒音の発生が問題視され、その低減化が強く望まれているのが実状である。

そこで、音の原因は基本的には機械振動であるという立場から歯車系の振動問題としてとらえ、実験結果をよく説明することのできる解析モデルを構築し、その解析手法によって、最終的に実用上の誤差まで含めた振動挙動を把握することによって、その低減化の方策を与えることが試みられている。また現実の振動について、ミクロに見た振動の発生のプロセスを探求すべく、種々の誤差や振動発生の要因が振動に及ぼす影響や、観測された振動加速度のスペクトルに対する解釈を試みたりする研究が行われている。

以上のような研究から明らかになっているのは、歯車装置の騒音の一次原因は、あくまでも歯のかみあいによるかみあい周波数およびその高調波によるばねこわさの変動であることである。そしてこれが、歯車という質量と歯のばね作用とで振動となり、さらに軸や軸受を介して歯車箱あるいは負荷装置をこの周波数で励振するという過程により、歯車自体から放射される音が箱を透過するばかりでなく、種々の部位から歯車騒音が放射されている。この音の原因は先に述べたように歯車特有の振動励振のプロセスであるので、この振動をできるだけ低く抑えることが機械振動による音の低減の共通の方策として種々検討されている。

また、今日のように、機械装置の高効率化が叫ばれるようになると、自ずと原動機の高速度化、そして機械装置全体の軽量化への路をたどることになる。これらは、原因としての振動を発生しやすくするばかりでなく、振動の伝播や音の透過を助けるように作用すると予想され、なお一層騒音の低減化のための研究が必要となっている。このとき、原因としての振動そのものの低減化を図る同時に、振動の伝播過程、音の発生過程をよりの確に把握して音の素性を、明確にすることが重要である。

なお、騒音という用語は、人や環境にとって不快な、または邪魔な音という意味で用いられている。しかし、これを低減化しようとする立場からは、一般に周波数毎にそれぞれ独立した因果関係のもとに発生、すなわち物理的な意味付けのもとに放射されているので、あえて『発生音』と呼ぶことにする。

＜本研究の位置づけ＞

さて、以上のような努力の結果、騒音低減の対策は、まずは成功を収めつつあると考えるが、前述のようにさらなる低減化の要求に対しては、今後ますます困難を極めるものと思われる。この場面で必要なことは、騒音の発生原因と音の放射のメカニズムを的確に把握することであろう。一般には、機械の発生音はほとんどの場合機械振動に伴うものであるので、音を評価する場合にも実は振動の様子を把握することが重要である。すなわち、振動挙動を把握することが、そのまま音源の分布を知ることに他ならない。その意味では、音を評価することは、振動を評価することそのものである。

しかし一方では、いったいどこからどのような音が放射されているかを把握することは未知の音源の発見や、音源がいくつもの構成要素によって、複雑になっているときに有用であると思われる。本研究はこのような背景のもとで、歯車本体から発生する音について、その放射源の探索と、それに付随した種々の検証実験から、音の発生のプロセスを探求しようとしたケーススタディとして位置づけることができる。

この研究のプロセスのなかで、音響ホログラフィーや、狭帯域周波数分析による分析手法を用いて実際の歯車から放射される音の分析を行った結果、発生音の中に含まれる卓越周波数成分の音についてその音源部位と発生の過程の一部を明らかにすることができた。とくにかみあい周波数の音については、歯がかみあうときに空気が押し退けられたり、その逆によって、ある種のポンプ作用から音を放射するという、機械の振動とは全く関係のない音の発生を、従来から存在するといわれながらも明解な証拠がないままにされていた状態から、初めて実験的な検証を与えている。

この音は、通常予想される発生音とは異なり、機械振動とは全く無相関に発生しているので、対応の仕方が異なる。従来より歯車自体から放射される音は歯車箱によって遮断され、外部への伝達が少ないと考えられているが、機械振動による音を小さく出来てもこの音は小さくならないので、逆に顕著となる。また、機械全体の低騒音化のプロセスで、このような音との干渉により、予想外に対策の効果がないとか、予想以上に音が小さくなったというような理由不明の挙動を示

すことが考えられる。特に周速の高い歯車装置では、このような問題が顕著になると思われるが、著者の研究によれば必ずしも数十m/s以上の周速にならなくても強い音が放射されており、どのような条件のもとで音が発生するかを把握することは重要であると考える。

＜本論文の構成＞

本論文は、緒論と結論を除いて、5章から構成されている。

第一章 音響ホログラフィ法とこれによる音源の確認では、音響ホログラフィによる機械の発生音の音源探査システムを実用的に初めて構築し、そのシステムの構成と特性について述べている。とくに二つの方向から同時に計測して音の放射を三面図的に捉えて、発生音を有意に可視化できることを述べている。

またこのシステムが機械の発生音の音源を明瞭に可視化できる事を、歯車の発生音を対象事例として示した。得られた音源の位置に遮音板を置くことによって、音源の信頼性を確認している。また音波には著しい指向性があり、このような場合に、音源をいくつかの異なった方向から観測するようにすべきであることを指摘している。

そして、かみあい周波数の音については、かみあい点からかみあいはずれの方向に強い指向性をもって放射されていることを突き止めた。一方、円板としての軸方向固有振動数の音については、スペクトルの特徴から、この振動が歯車と一緒に回転しているという予想をたて、これに対する検証を音響ホログラフィにより与えている。

第二章 かみあい周波数の音の挙動では、一章の音響ホログラフィの結果から、かみあい点から放射されていることを明らかにしたかみあい周波数の音について、かみあい点の近傍でのかみあい周波数の音圧の回転数に対する応答をとらえることによってその挙動を明らかにしている。

この音は機械振動と対応しているとは言い難く、また歯底を埋めたり、軸間距離を変えたりすると音の挙動が顕著に変わること、そして負荷トルクや材質の影響を受けないことから、これが歯車のかみあいの進行に伴うポンプ作用によって

発生していることを確認し、これを空力音と名づけた。この音はかみあいはずれの向きに強く放射されていると同時に、かみ込み側にも放射されていることを突き止めた。

さらに空力音には2種類の成分があることを見いだしている。この一方は軸間距離を短くしたり歯底を埋めてクリアランスを狭くすると、予想に反して音圧が低くなる成分であり、両方向に放射されている。また他方はかみあいはずれ側のみに放射され、第一の音に干渉して、特定の回転数で音圧が著しく小さくなる、『レベルの谷』と呼ぶ独特の挙動をもたらすことと、これより高い周波数で支配的となることをはじめて発見した。さらにこの挙動を実験式で表現できることを示している。

第三章 空力音の挙動の実験的把握では、空力音の放射の性質として、放射の相似則、音源の部位の詳細、音の発生プロセスについて明らかにしている。まず、歯幅やモジュール、歯数を変えた場合の放射の類似性から、かみあい周波数（回転速度）の指標を、歯幅とかみあい周波数の音の波長の比 b/λ で整理すれば応答の曲線形状が一致することを見出した。そして音の放射はこれらの基本的な諸元と、 b/λ を変数として与えられる曲線形状との積で表されることを示した。以上から、音の発生には相似則が支配していると断定した。

これらの音源がかみあいの領域のどの部位にあるかについて、音響ホログラフイによる測定や、歯車をモデル化して二円筒の外接部にマグネチックイヤホンを埋めた音源、更に歯幅の中央に中溝を入れた歯車を用いて検討した。その結果、軸間距離を短くすると弱くなる音は端面から、かみこみ側とかみあいはずれ側の両方向に放射されており、歯車の形状が大きく関与していることを示している。またレベルの谷より高い周波数の音は、かみあいが終了する近辺で、歯幅の中央の点音源から放射されていることを明らかにし、この音源は端面からの空気の流入がある限界を越えると出現すると推定できることを示している。

さらに、熱線流速計を用いてかみあい領域の空気の流れの挙動の把握を試み、音源との対応について検討している。

第四章 空力音の発生についての物理的考察では、端面から放射されている音について、「軸間距離を短くする」または、「歯底を埋める」とその放射音圧

が低くなるという，前章までで得られた独得の特徴の合理的説明を試みた。

そこで，歯車の歯溝を気室と考えて，端面からの空気の出口と，隣接する相手歯車の歯溝とをつなぐ流路を考慮に入れたモデル化を行い端面の流れの挙動を検討した。まず，モデル化によるシミュレーション歯形が熱線流速計の波形とほぼ等しいことを確かめた上で，軸間距離や，歯底埋めの効果を求めた。求めた流れが音源の分布に対応するとして，この分布がピッチ点に関して対称な基本成分の合成として捉えられることを示し，「軸間距離を短くする」または，「歯底を埋める」効果がそれぞれについて単純な形式で表せることから，その放射音圧が低くなるという性質を説明している。

第五章 空力音の低減化の指針 では，空力音の抑止を現実の歯車に適用する方法について考察している。動力伝達用歯車の前提から，軸間距離，トルク，回転数が与えられ，これから歯数やモジュール，歯幅が関係付けられる。空力音の放射はこの制限を勘定に入れたうえで， b/λ を横軸にとって推定できることを示し，これから空力音を抑止できる条件が見いだせることを示している。また，歯車の歯幅の中央に中溝を入れたり，レベルの谷を利用した低減法についても考察を加えている。

さらにはすば歯車の空力音について，この音がどのように放射されているかを，主として実験によって調べ，ねじれ角を十分に大きくすれば空力音の発生自体をかなり抑圧できることを明らかにした。

第一章

音響ホログラフィ法と これによる音源の確認

1・1 緒 言

歯車の発生音や振動に関する研究は古くから行われているが、音については歯車の種々の誤差が発生音の大きさにどの様に寄与しているかを実験的に追求したものが多⁽³⁾⁽⁴⁾。また最近では音の原因となる振動として歯をばねとし歯車本体を質量とする系に注目し、振動や発生音の波形が解析結果とよく対応することが報告されている⁽⁵⁾。

一方現象としての音に直接注目し、特にその指向性と音の放射機構を対応づけようとした例もあり⁽⁶⁾⁽⁷⁾、歯車本体の軸方向振動が音の放射に大きく寄与しているとされているが、軸受などの影響があるため振動と音場が明確に対応づけられたとはいえない。これは、音の放射の様子を直接目で見るのが困難であったためと思われる。

また歯車の荷重伝達の機構はベルトによる伝動などとは異なり、歯という離散的な要素が次々に荷重を伝えるため、振動の原因を完全に除去することはできない。従って騒音低減のためにも音の放射様子をさらに詳しく知る必要がある。しかし歯車の発生音はいくつもの周波数成分から構成されており、これらが全く同じ機構で放射されているわけではなく、別々にその挙動を知ることが重要である。

このような要求に対して、音響ホログラフィは音源を可視化する技術として紹介されたが⁽⁸⁾、これらはいずれも既知の音波を発射してその反射音を捉えるという形式をとっており、光におけるレーザーホログラフィと全く同様にコヒーレンスのよい条件下での計測法であった。機械が発生放射しているいわゆる騒音（ここでは、それ自身の挙動に注目するので発生音と呼ぶ）にこの様な映像化技術を適用しようとした場合、機械自身が音の放射源であり、そのコヒーレンスも決して高いとはいえないので、この方法を直接適用するわけにはゆかず、このような音についての音源の可視化事例はなかった。

そこで上羽らによって、ある卓越した周波数成分についてその音源の位置や強度分布を可視化することができる音響ホログラフィによる音源探索システムが世界で初めて開発された⁽⁹⁾。しかしこのときに得られた音源の分布に関する情報は基本的には歯車がある位置になにか音源らしい物が写っている程度のものであっ

たためそれが果して何を意味するのかについての考察ができるまでには至っていなかった。

そこで、音響ホログラフィシステム自体を、実用性と信頼性のある測定手法にするべく改良を加えて新たに構築した。これを歯車からの発生音に適用して音源の分布を可視化した。さらに、得られた結果に対する検証実験および、考察を加えた結果、歯車のかみあい周波数の音と歯車本体の軸方向固有振動による音についてその挙動を有意にとらえることにはじめて成功した。

1・2 歯車試験機および実験条件

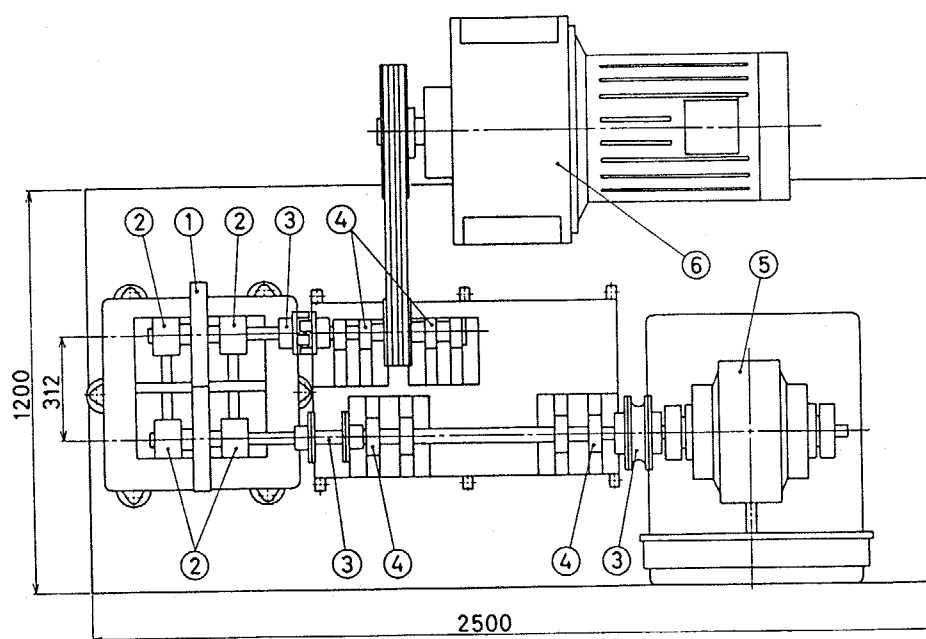
本研究では、歯車を運転して、それから発生、放射される音を取り扱う。そこでまず、新たに製作した歯車試験機と、構築した測定環境の概要について以下に述べる。

1・2・1 歯車試験機

本研究を行うに当たり図1.1に示すような歯車試験機を新たに製作し、これに取り付けた歯車対からの発生音を取り扱うこととした。試験歯車は、最大出力55 kWの可変速モータによってVベルト、弾性継手を介して駆動される。被動歯車には弾性継手、延長軸を介して最大負荷トルク210Nm (21.6kgf・m) の渦電流式動力計が接続されており、これによって負荷を吸収する。この装置は、伝達動力をモータによってすべて発生しなければならないため、動力循環式歯車試験機に比べると装置の規模の割に大きい負荷をかけることができないが、試験歯車以外には歯車を用いないため、振動や発生音の測定には有利であると考えられる。また軸間距離も100mm～320mmの間で任意に設定できることが大きな特徴である。

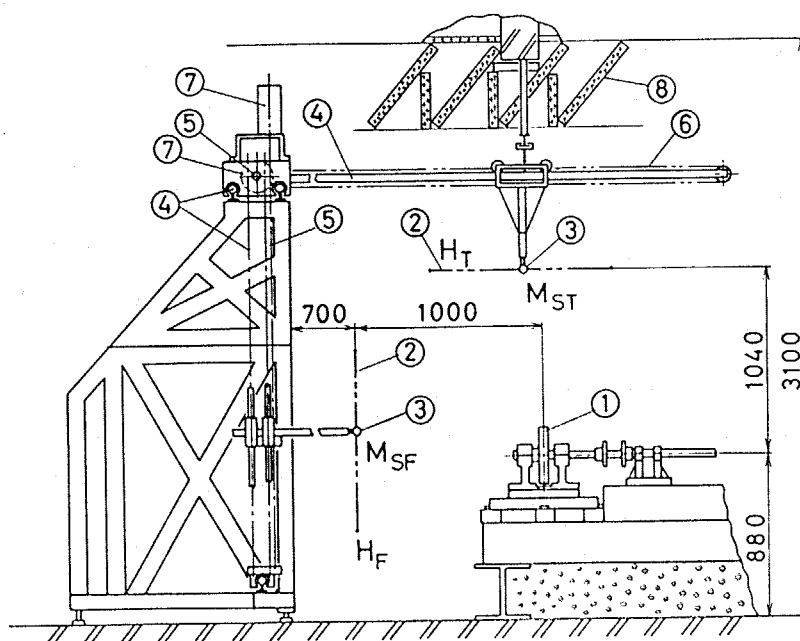
1・2・2 測定室

一般に音の測定は、反射音や外乱のない環境で測定できるように、無響室という大がかりな設備の中で行うのがよいといわれているが、機械装置をこのような部屋の中に持ち込むのは、動力源や負荷などの付帯設備を必要とするために困難を伴うことが多い。そこでできる限り一般の残響のある環境で計測することとし、



1. Test gear 3. Coupling 5. Dynamometer (eddy current type)
 2. Ball bearing 4. Ball bearing 6. Induction motor (variable speed)

图 1.1 齒車試驗機概略圖



1. Test gear 4. Guide way 7. Pulse motor
 2. Hologram plane 5. Leadscrew 8. Glass wool
 3. Microphone 6. Wire

图 1.2 測定室断面圖

図1.2に示すような実験室の中で測定を行うこととした。音響ホログラフィは後に述べるように、反射の影響を受けにくいため、このような環境での測定が可能となった。歯車試験機は、音響ホログラフィによる測定を行うため床面から軸までの高さを880mmに設定してある。また、歯車に正対して、地面に垂直にホログラム面と呼ぶ音圧計測面を構成するためのマイクロホンスキヤナが設置され、これに連動して水平面で測定できるもう一つのスキヤナが歯車の上方にある。これらの2面をそれぞれ正面、天井面と呼んで区別している。なおこの天井面の背後すなわち歯車の上方の天井の一部（約2m×2mの領域）にはグラスウールで吸音対策が施してある。これは、音響ホログラフィの結果で述べるように、音源から天井に向けての音の放射が著しく大きいことが判明したため、この反射音が測定結果に及ぼす悪影響を低減させるように処置したものである。その他には特に音響的対策を施すことは行わなかった。

1・2・3 試験歯車諸元と運転条件

本章では試験歯車は、図1.3に示すものを一対用いている。また歯面は高周波焼き入れ後研削仕上げしてある。ここでは、歯車自身から放射される音に注目しているので、一対の歯車を歯車箱で囲むことなく開放空間で運転する。このため潤滑に油を用いることができないので、二硫化モリブデンペーストを運転前に歯面に塗布して潤滑を行った。

なお歯車の回転方向をかみあいの進行する向きに対応させ、上向き回転（ $\nearrow$ ）、下向き回転（ $\searrow$ ）と呼ぶ。

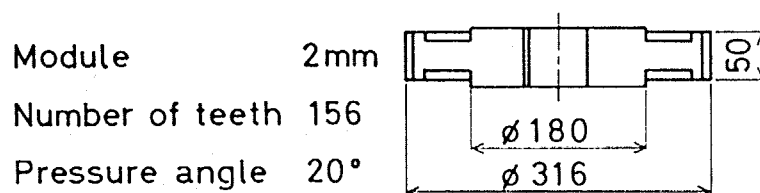


図1.3 試験歯車諸元

1・3 音響ホログラフィによる音源探索システム

ここでは上羽らによって開発された音響ホログラフィの基本原理と、著者が実用化のために改善した測定システムの特徴について述べる。

1・3・1 記録および再生原理

本システムの原理の本質はレーザーホログラフィと同一である。しかし、レーザーホログラフィの場合には、既知の信号を対象物に照射してその反射波の波面を参照波と干渉させて強度として写真乾板上に記録するのに対して、参照波を実際の音源から採集すること、処理が電氣的に行われることの2点が異なっており、周波数にゆらぎがある音源についても測定が可能であることを特色としている。その記録再生の原理を述べる⁽¹⁰⁾。

図1. 4に示すようにある音源から特定の周波数の音が放射されているとして、これをホログラム面と呼ぶ音源に正対した平面上で観測するとする。

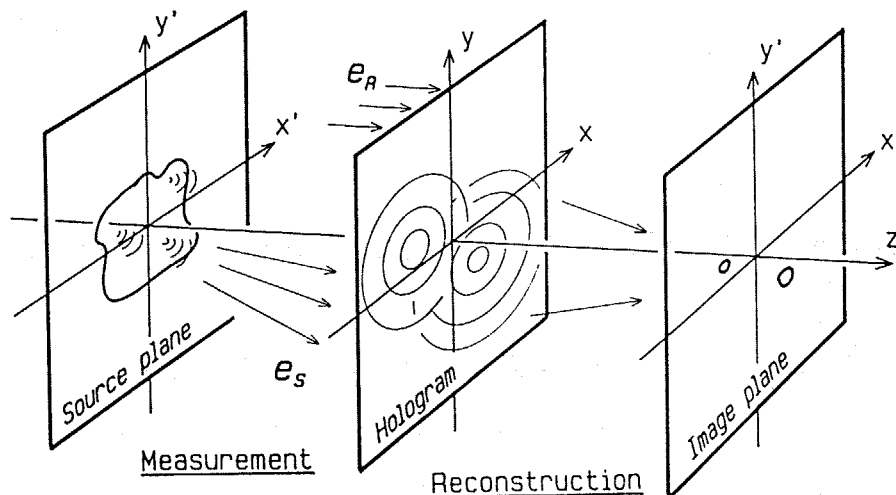


図1.4 音響ホログラフィの原理

1・3・1・1 ホログラムの記録 ホログラム面に入射するある注目する周波数の音波（これを信号波面と呼び e_s で表す）の波面についての情報すなわち振幅と位相を記録する。振幅については、音が定常的に放射されていると考えれば、ホログラム面上を走査するマイクロホンによって、時系列的に計測することができる。一方位相に関しては、面全体での音波を同時に測定することが困難であるため、注目する周波数でかつ音源と常に一定の位相関係を保つことのできる基準信号に対して計測する。この基準信号は、見かけ上ホログラム面に垂直に入射する平面波と考えることができ、これを参照波面と呼び e_R で表す。

参照波面は、音源がスピーカのように電気信号によって駆動される場合にはその入力を選べばよい。また、音源が機械のように未知の場合には、別にマイクロホンも固定しておきこれから得られる信号を用いれば、音源からマイクロホンまでの距離が固定されているので見かけ上音源の位相の基準として用いることができる。そこで参照波面を簡単に

$$e_R = e^{j\omega t} \quad \text{-----} \quad (1.1)$$

と表すと、信号波面は、ホログラム面内での振幅分布 $A(x, y)$ と、式(1.1)に対する位相差 $\alpha(x, y)$ を用いて

$$e_s = A(x, y) e^{j\{\omega t + \alpha(x, y)\}} \quad \text{-----} \quad (1.2)$$

と表すことが出来る。これらより信号波面の位相を含めた複素振幅として、ホログラムが次式のように得られる。

$$h(x, y) = e_s \cdot e_R = A(x, y) e^{-j\alpha(x, y)} \quad \text{-----} \quad (1.3)$$

ただし* は複素共役を表す。この式は実際にはホログラム面に入射した波面に共役な波面を記録したことを意味し、再生時に実像を得ることが出来る。

1・3・1・2 波面再生による音源の可視化 以上のように記録されたホログラムが式(1.3)で表されるような振幅と位相の透過率を持つとき、これに参照波面、すなわち平面波を、ホログラム面に垂直にを再び入射させると、音源からホログラム面までの距離だけ離れた位置に実像を結ぶ波面が再生される。従ってこの位置にホログラム面に平行な平面（像面または再生面と呼ぶ）を置けば、その面上で音波の強度分布を得ることが出来る。すなわち強度分布を $I(x', y')$ とすれば、

$$I(x', y') = \left| \iint_{\text{ホログラム面}} h(x, y) \times e^{-j2\pi R/\lambda} / R \, dx dy \right|^2 \quad \text{-----} \quad (1.4)$$

$$\text{ただし} \quad R = \sqrt{z^2 + (x-x')^2 + (y-y')^2},$$

z はホログラム面と像面の距離、 λ は波長。

のようにホログラム面上での二重積分の形式で与えられ、これが音源の分布に対応すると考えることができる。実際には、この処理を計算機で行う。

1・3・2 システム構成

以上の原理に基づいて機械の発生音を可視化できるように，上羽らは参照波面を機械の発生音自身から採取する方法を考案した⁽⁸⁾．これによって開発されたシステムでは歯車のかみあい周波数の音に対して，何等かの音源らしき像が得られたものの，その音源の位置や結果の信頼性を検証するには到らなかった．この理由として，構築された測定系が比較的広いバンド幅を持つバンドパスフィルタ特性を有していたため，参照波と信号波のコヒーレンスが良くなかったこと，測定面が必ずしも大きくなかったことが考えられた．また，得られた結果をいかに解釈すればよいかという，経験が乏しかったことも理由の一つと考えられる．そこでこれらの点を考慮にいれて，図1.5のようなシステム新たにを構築した．以下に本研究で，初めて実用化したシステムの主要な特徴，特性を挙げる．

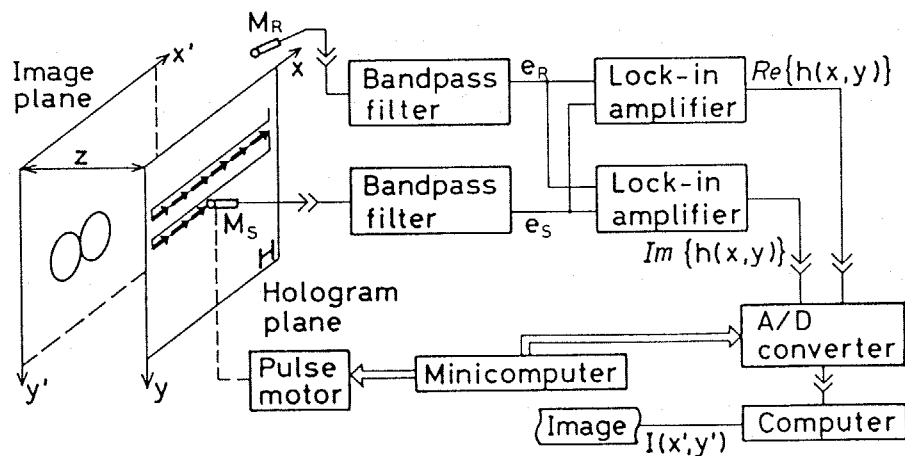


図1.5 音響ホログラフィのシステム構成

1・3・2・1 バンドパスフィルタによる周波数の抽出 対象とする機械の発生音にはいくつもの卓越する周波数成分やノイズ的な成分が含まれており，これから注目する成分だけを得るために新たに鋭敏なバンドパスフィルタを用いた．このフィルタは，回転数変動に起因する測定周波数の変動を許容し，かつ隣接する別の周波数成分を十分に除去する性能を要求される．そこで本研究では，バンド幅100Hz，シェイプファクタ5.6（-60dBバンド幅/-3dBバンド幅）のフィルタを

用いることにした。音響ホログラフィの測定では波面の位相情報が重要であるので、参照波面の信号と信号波面の信号の位相特性を揃えるために、それぞれの信号に同じバンドパスフィルタを用いている。

1・3・2・2 複素ホログラムによる画質の向上 上羽らが構築したシステム⁽⁸⁾では1台のロックインアンプでホログラムを得ていた。これは式(1.3)で表されるような複素量としてのホログラムの実数部のみを記録したことに相当し、その結果、面を通過してゆく真の波面に加えて、これに共役な収れんする波面とを重ね合わせの形で記録していたことを意味する。このために波面再生において、この両者の波面が重ねあわされていた。またホログラム面の大きさも小さかったために、良質な再生像を得ることが困難であった。そこでもう1台のロックインアンプを用い、内部で参照波面を90°移相することによって式(1.3)に表される複素ホログラム⁽¹¹⁾を得ることを可能にした。

なお本論に示す結果は点音源に近いものも多く、そのような場合には測定点の大きさを広げたため収れんする波面の再生強度が強くなって、共役波面の影響が相対的に少なくなるので、従来のホログラムの実部のみを測定して、再生処理する方法でも十分な結果が得られることが確認された。

1・3・2・3 二つのホログラム面による音源の立体的把握 音波は音源から三次元的に放射されており、音源の形状や波長によっていろいろな指向特性をもつことが知られている⁽¹⁴⁾。しかし、ホログラフィは波動現象の3次元情報を捕捉できるといっても、ホログラム面という一種の窓に入射しない情報まで可視化できるわけではない。従って、強い指向性を持つ音源を、ある特定の方向にだけ開けられた窓(ホログラム面)から観測しただけでは、その音源の特徴を完全に知ることは困難である。

そこで本研究では、ホログラム面を構成するマイクロホンスキヤナを新たに製作し、ミニコンピュータで自動計測が行えるようにした上で、図1.2に H_T と表示したような二つめのホログラム面を設け、二つのホログラム面で同時計測ができるようにした。そして歯車に正対して垂直に設けられた面を正面(H_F)、歯車の上方に水平に設けられた面を天井面と呼んで区別する。

このように、音の放射を異なった方向から三面図的に観測できるようにしたことで、以降の実験結果で述べるように本システムによる音源探索の有用性を倍加することができた。

それぞれのホログラム面には、信号波面を採集するためのマイクロホン M_{SF} 、 M_{ST} が設けられている。これらはパルスモータによって最大 $160\text{cm} \times 160\text{cm}$ の平面内を走査することが可能である。実際の測定では、マイクロホンは 2cm 間隔で移動停止を繰り返し、約 1 秒の停止時間中に波面を採集することとした。ここで用いたマイクロホンは民生用に市販されているものである。またホログラム面の大きさは主として $98\text{cm} \times 98\text{cm}$ とし、このときそれぞれのホログラム面上で 2500 のサンプル点で波面を採集する。以上の条件で波面を記録するのに約 90 分を要する。このサンプル間隔は、注目する周波数範囲（およそ 8kHz 以下）で音の波長の $1/2$ 以下になるように定め、音場の計測に対して、ほぼサンプリング定理を満足して、ホログラム面に平行に伝播するような反射音があってもよいようにしている。

正面のホログラム面は、かみあい点から 100cm 、天井面はかみあい点から 104cm の位置にある。参照波面を採集するマイクロホン M_R の位置については、測定中の波長変動の影響を極力少なくするために、かみあい点から約 110cm の距離でかつ二つのホログラム面に干渉しないよう設定している。

なお本システムは、原理的にはマイクロホンで得られる信号を直ちに処理してホログラムを得ることができる。しかし処理系において、2面についての同時処理ができないこと、一度にある周波数についてしか処理ができないことの原因で、3本のマイクロホンの信号とマイクロホンの位置の信号をまずデータレコーダに記録し、後にこれを再生した信号から図1.5に示した処理を行うようにしている。なお、このような記録媒体の使用は図1.5では省略している。

1・3・2・4 表示 ホログラムや再生像の強度分布は、ラインプリンタの多重打ちを用いて視覚化することとした。特に再生像では、強度に比例する濃淡表示や、強度の対数（すなわちデシベル）に比例する表示が可能である。ここでは、ある一定値以上（一般には最大強度の 40% 程度）を白く抜き、それ以下を9レベルに濃淡表示している。

1.3.2.5 波長変動の影響 測定中の温度変動や、回転数変動によって生ずる測定周波数の変動は、波長の変動となりホログラムを歪曲させる。その結果、再生像に真の音源以外の像を結ぶことがある。種々のシミュレーションからこれは参照波用マイクロホン M_R と音源の距離に大きく依存しており、この距離が音源からホログラム面の各サンプル点までの距離の平均にほぼ等しいときに波長変動の影響が最小になる。そこで本システムでは、上記の位置に M_R を置き、さらに温度変動を $\pm 1^\circ\text{C}$ 、周波数変動を $\pm 0.5\%$ 以内に制御することによって全体の波長変動を $\pm 1\%$ 以内に抑さえ、この影響が無視できるようにして測定を行っている。

1.3.2.6 反射の影響 測定室の壁面による音波の反射現象は、壁(反射面)を無限平面と考えれば、反射面は光の場合の鏡と考えることができるから、

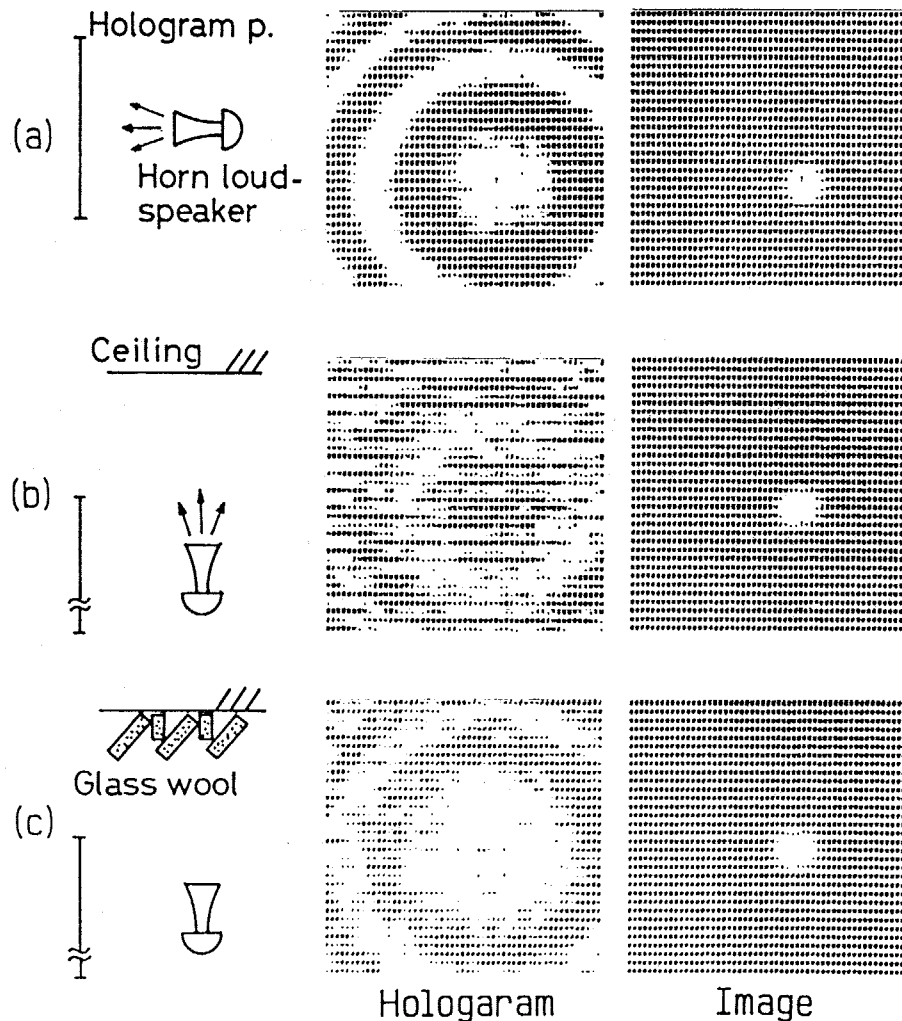


図1.6 ホーンスピーカを用いた天井からの反射音の影響の検討(7.8kHz)

その裏側にある鏡像から音が放射されていることに置き換えられる。この見かけの音源と真の音源とは位置的に十分に離れているので、音響ホログラフィは像再生の過程でこれらを空間的に分離することができる。従って、本システムは原理的には反射の影響を受けない。

図1.6は、指向性のある音源として小型ホーンスピーカを用い、図1.2に示した実験室で歯車のかみあい点付近に置いて純音を放射したときに、正面から測定した結果で、(a)はスピーカを正面に向けた場合、(b)は天井に向けた場合、(c)は天井に向け、かつ天井に吸音処理を施した場合を示す。ホログラムは(b)で横方向の縞が目立ち、(c)でこれが回復している。この縞は天井に向かって強く放射された音が天井で反射して、ホログラム面上で音源から直接入射する音と干渉したために生じたものと解釈できる。しかし、再生像にはこの影響が現れていない。またホログラムにみられるこの特徴は、計算機によるシミュレーションともよく一致した。

1.4 歯車の発生音への適用

1.4.1 試験歯車の発生音とその特徴

試験歯車を、負荷トルク20Nm(2kgf・m)として、1100,1500,2000,3000rpmで運転したときの発生音を、かみあい点から軸方向に1m離れた位置に置いたマイクロホンで記録し、周波数分析した結果を図1.7に示す。また歯車が停止しているときに、歯車本体にハンマーで軸方向の衝撃力を加えることによって得られた歯車本体の軸方向固有振動数(円板の曲げ固有振動数)を同時に示した。この固有振動数はいずれも直径節のみを持つ成分で図中に示したnの値はその本数を示している。

図からわかるように、発生音にはいくつもの卓越する周波数成分が存在する。これらは、図中に矢印で示したように回転数に比例して高くなる、かみあい周波数成分(歯数×毎秒あたりの回転数; f_z と表示する)と、図で周波数軸上に示したように直径節を持つ歯車本体の軸方向固有振動数(図中nは直径節線の本数を示している)に対応してその両側対になって現れる成分とに大別されることがわかる。そこで、これらの二種類の成分について音響ホログラフィの適用を試みた。

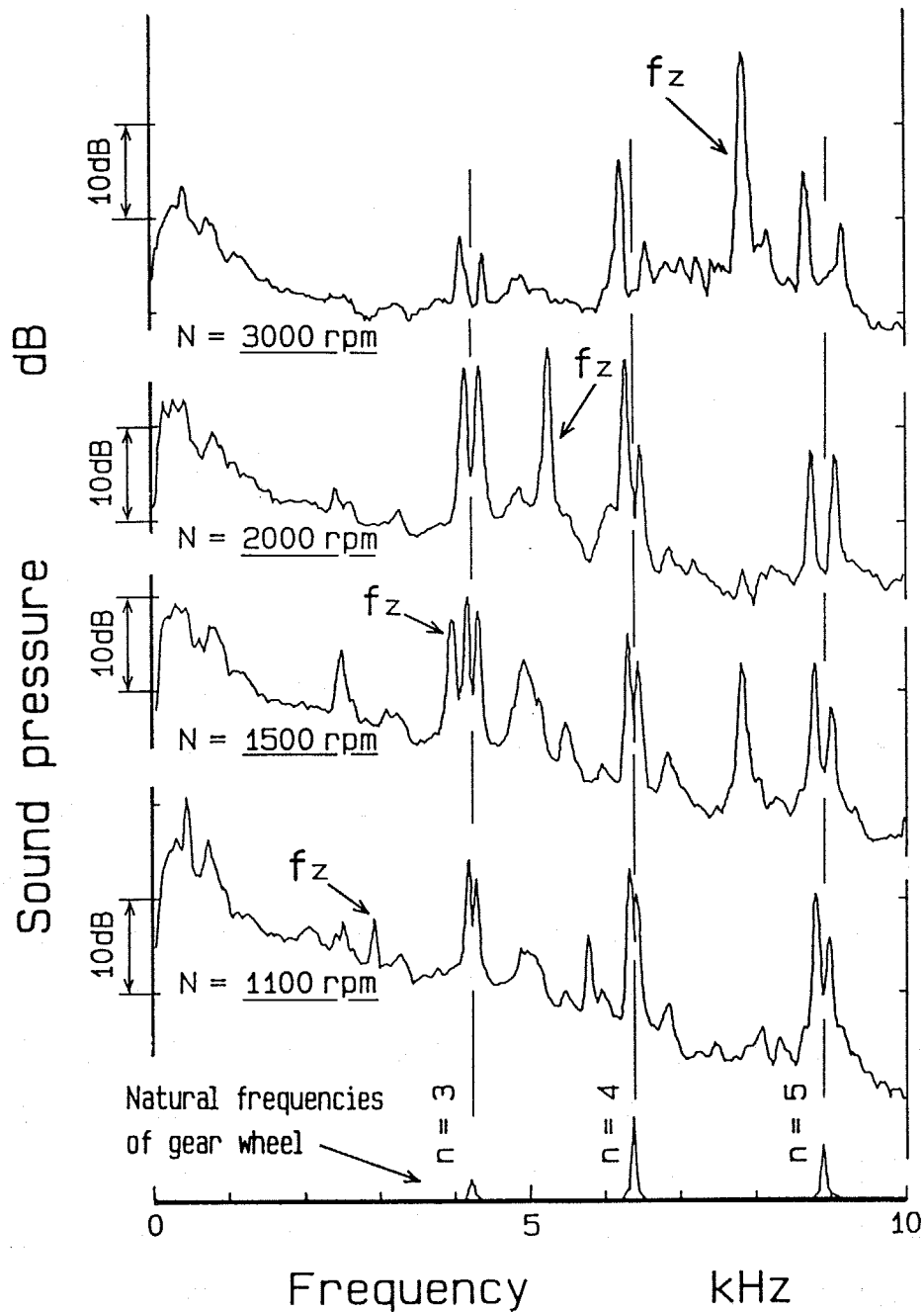


図1.7 歯車の発生音の周波数分析結果

1.4.2 かみあい周波数の音への適用

かみあい周波数の音は、図1.7に見られるように非常に卓越しており、歯車の発生音の低減のためにその発生機構を知ることは重要である。そこで、音響ホログラフィによる測定を行い、音の放射の挙動を解明する。本来音の発生のプロセスには歯車の回転方向は無関係と考えられるが、音の伝播には軸受などによる境界条件が影響を及ぼすので、上向き回転（ $\nearrow$ ）と下向き回転（ $\searrow$ ）それぞれの回

転で測定を行った。ここでは回転数を3030rpmとし、負荷トルク20Nmでの測定結果について述べる。

1・4・2・1 測定結果 図1.8,9に、それぞれ下向き回転と上向き回転について、正面および天井面で記録したホログラムの実部とホログラムからの再生像を示す。図では、それぞれの面からみた歯車および軸受台の外形を白線で表示している。また再生像については、それぞれの方向について得られた個々の像での最大強度の40%以上の領域を白く抜き、それ以下の強度を9段階に濃淡表示している。したがって、この図からだけでは音源の分布の様子はわかるものの、定量的な比較はできない。

図1.8(b)の下向き回転における正面の結果では、ホログラムはほぼ同心円状の干渉縞になっている。音はその中心軸上から放射されていると考えることができ、この予想に対応して、歯車外周と軸受台の外形とに囲まれた領域が音源として再生されている。これ以外に軸受台の周囲に弱い音源が認められる。またこれを天井面からみた図1.8(a)の結果では、音源はいくつかの部位に存在するが、かみあい点の手前にあるのが主要な音源と認められる。

一方、図1.9(b)に示した上向き回転における正面からの計測結果では、ホログラムは横方向の縞が目立ち、このパターンから直接音源の位置を予想することは困難であるが、再生計算の結果はかみあい点に音源があることを示している。このホログラムは、図1.6(b)のホーンスピーカによる反射音の検討結果に類似している。逆に図1.8(a)の天井面からの計測結果では、明瞭な同心円状の干渉縞(ホログラム)が得られ、これに対応して、かみあい点のみが音源として再生、表示されている。これらの上向き回転の計測では、正面と天井面という2面からそれぞれがかみあい点という同一の部位を音源として再生しているので、かみあい周波数の音はかみあい点から放射されていると判断できる。

1・4・2・2 遮音板による検定 測定結果が表示した音源が信頼できるものであることを確認するため、図1.8(b)で主要な音源の位置と表示された、かみあい点の下部位の手前に厚さ3mmのアルミニウム板を遮音板として置いたときの測定結果を図1.10に示す。図1.8(b)に認められた強い音源は図1.10(a)

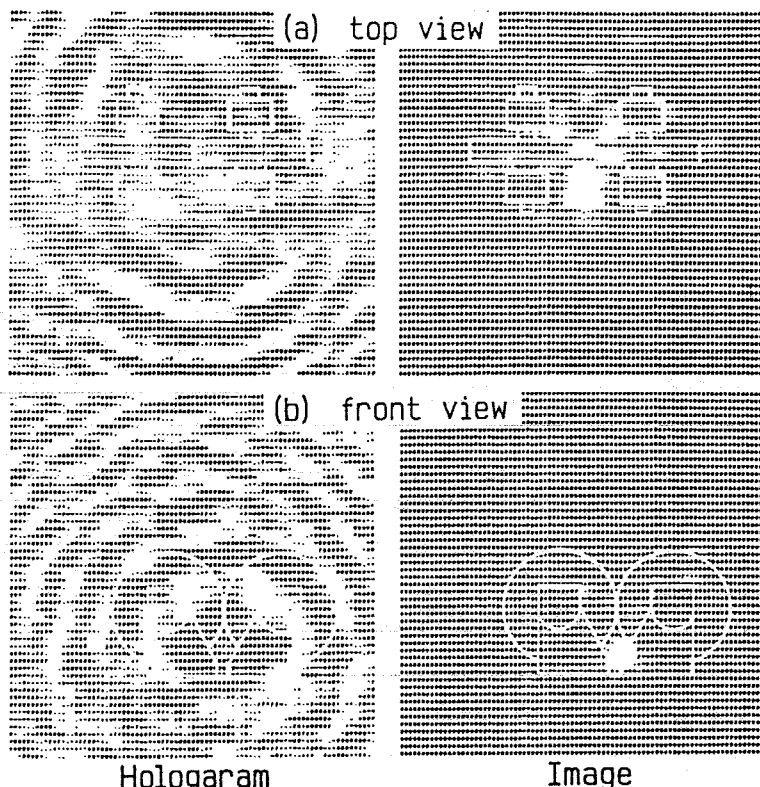


図1.8 かみあい周波数成分のホログラムと再生像, (a)天井面, (b)正面
(下向き回転 λ , 7.88kHz, 3030rpm, Torq=20N・m)

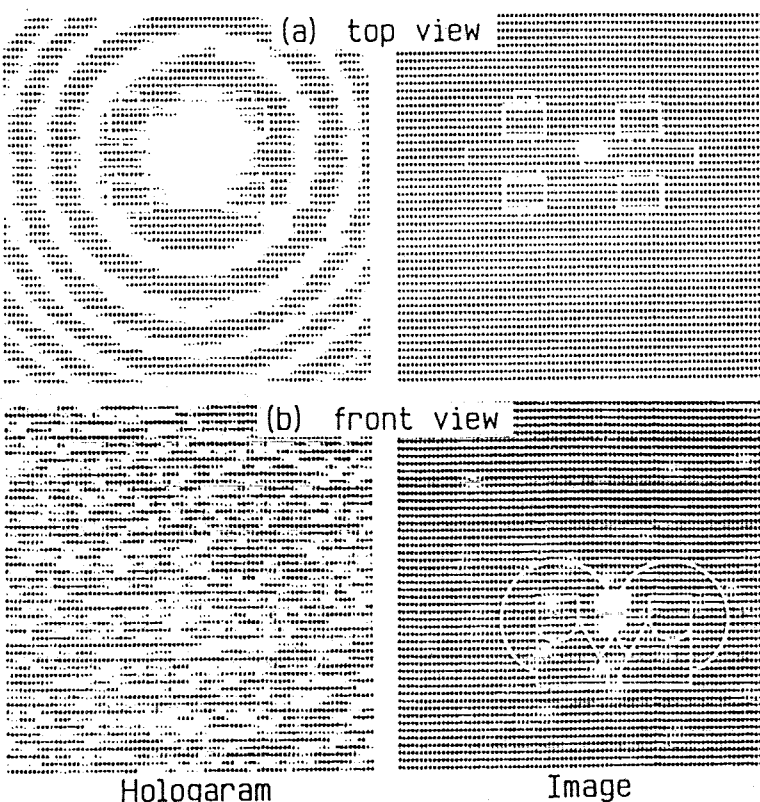


図1.9 かみあい周波数成分のホログラムと再生像, (a)天井面, (b)正面
(上向き回転 λ , 7.88kHz, 3030rpm, Torq=20N・m)

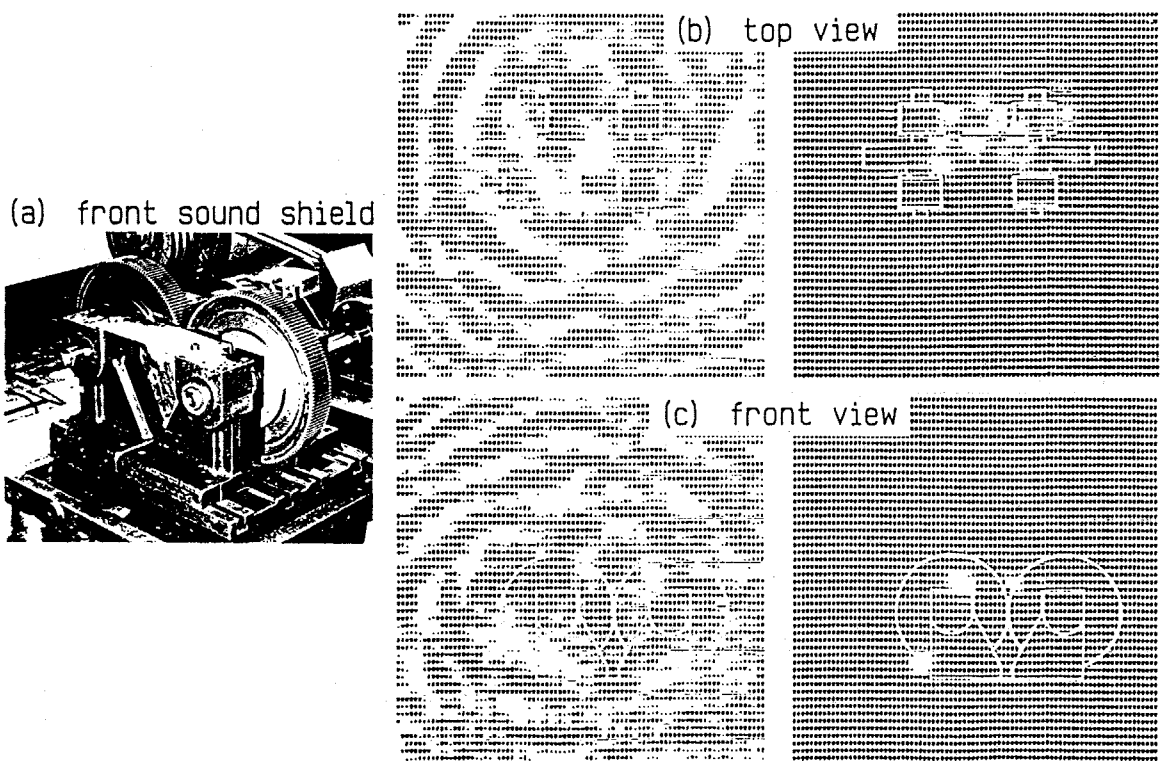


図1.10 かみあい点正面に取り付けた遮音板(a)と測定結果(b)(c)
(下向き回転 ω , 7.88kHz, 3030rpm)

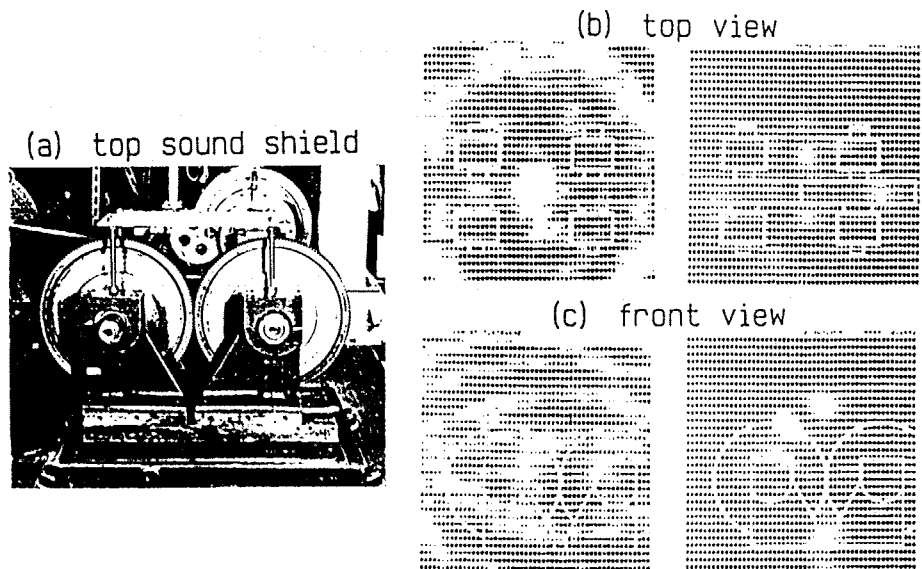


図1.11 かみあい点上方に取り付けた遮音板(a)と測定結果(b)(c)
(上向き回転 ω , 7.88kHz, 3030rpm)

に示した遮音板の影響で消滅し、その代わりに図1.11(c)のように遮音板および軸受台でふさがれた領域の外側にいくつかの音源が現れている。これは、音の放射が、遮音板によってさえぎられ、その周囲から回り込むように伝播するため、遮音板の周囲が見かけ上音源として観測されたものと考えられる。これより、図1.8のかみあい点下方の白い部分が現実の音の放射源と解釈でき、測定結果が信頼できるものであると判定できた。

1.4.2.3 天井の反射と指向性 上向き回転のときの正面で得られたホログラム(図1.9(b))に見られる横方向の縞模様は、スピーカによる反射音の影響の検討結果の図1.6(b)に類似しており、これがさらに強調されたパターンと解釈できる。すなわち、天井に吸音処理を施してあるにもかかわらず、天井による反射音が歯車から正面のホログラム面に直接入射する音に強く干渉しているものと考えることができる。このことから、かみあい周波数の音は、かみあい点からかみあいはずれの方向に向けて、強い指向性を持って放射されているものと推定され、逆に、かみあい点から正面に向けて放射される成分は、これに比べて著しく弱いと考えることができる。

1.4.2.4 かみあい周波数の音の放射挙動の推定 上向き回転(Ⅷ)の場合に、かみあい周波数の音がかみあい点からかみあいはずれの向きに強い指向性を持って放射されている推定できた。図1.8に示した下向き回転でも同じ音が放射されていると考えられる。したがってこの測定結果に認められる音源は、かみあい点からかみあいはずれの向き(すなわち下向き)に放射された音が、軸受台を支えている定盤で反射して、みかけ上歯車外周と軸受台外形とで囲まれた領域から開放されている空間に伝播するために生じたものと解釈できる。

したがって、かみあい点の上方に水平に遮音板を置いて上向き回転で測定すれば、図1.8(b)と同様の音源がかみあい点と遮音板との間に観測されるはずである。そこで図1.11(a)に示すように幅360mm、奥行き約200mm、厚さ4mmのアルミ板をかみあい点の真上およそ180mmの高さに固定して、さらにアルミ板の共振を防ぐために上面に油粘土を取り付けて測定を行った。その天井面からの測定結果について図1.11(b)に、正面からの結果を同図(c)に示す。なおここでは測定点数

を 32×32 としたので、歯車の大きさが等しくなるように縮尺して表示している。

(b)の天井面からの測定結果では図1.9(a)のかみあい点の音源が消え、その代わりに遮音板の周囲(かみあい点を中心として、その前後および左右)に音源が認められる。これは、 $1 \cdot 4 \cdot 2 \cdot 2$ の遮音板の効果と同じ理由によると考えられる。(c)に示した正面でのホログラムでは、図1.9(b)の様な縞模様が消滅しており、同時に再生像では図1.8(b)でかみあい点の下方に認められた放射源と類似の音源像が、今度はかみあい点の真上で遮音板の直下の位置に現れている。さらに、正面からみてかみあい点の音源が消滅しているが、これは、他の音に対して著しく弱いために観測できなかったものと思われる。ホログラムの縞模様の消滅は、図1.6との対比からわかるように、図1.9(b)の上向き回転では(㍿)、天井へ向けて著しく強い音の放射があったために、天井に吸音対策を施したにもかかわらずその反射音が除去しきれなかったものが、かみあい点の上方に置かれた遮音板によって天井への放射がさえぎられて音が散乱させられ、その結果反射音も消滅したためであるといえる。

以上から、かみあい周波数の音は、回転方向に関係なくかみあい点からかみあいはずれの向きに強い指向性を持って放射されており、これが、下向き回転の場合には定盤に遮られて、かみあい点の下の空間に”こもって”いるように観測され、上向き回転の場合にはそのまま音の放射を遮るものがないのでかみあい点の音源を直視しているといえる。また、上向き回転で天井での反射音が吸音対策でも十分に除去できなかったことや、下向き回転でかみあい点の位置に音源が認められなかったことは、かみあい点から正面へ放射される音の強さが、かみあいはずれの向きに放射される音よりも著しく弱いことを示している。

また図1.9(b)の様に、反射音が強くても音響ホログラフィは音源の位置を的確に表示することのできるシステムであることが確認できた。

次に以上で明らかになった音の放射の方向性、すなわち指向特性がどの程度のものかを、以下に述べる方法で推定した。再生像における最大強度の40%以上の強度を持つ領域を音源と見なし、実際にはラインプリンタの多重打ちで強度を濃淡表示しているため、その字数で音源の面積を代表させる。そしてこの面積と最大強度の積は、音源からホログラム面内に向けて放射するエネルギーに比例する量と考えられる。そこで、天井面と正面のそれぞれの測定結果から、かみあい

点に観測された音源についてこの量を計算し、相対的に比較する。

この方法で、上向き回転の測定結果について、かみあい点からそれぞれのホログラム面への入射エネルギーを比較すると、天井面に入射するエネルギーは正面に入射するエネルギーの約100倍(20dB)大きいことがわかった。

以上のように、2方向からの観測を行い、かつ回転方向を変えた測定を行って初めて、かみあい点から放射されるかみあい周波数の音が、かみあいはずれの向きへの強い指向性をもっていることを明らかにすることができた。音響ホログラフィによる結果からは、単に着目した周波数の音がどこから放射されているかを指摘するだけであるので、この音の発生原因については、別に検討しなければいけない。これについては、二章以降で取り扱う。

1・4・3 歯車円板の軸方向固有振動成分への適用

図1.7で示したように、発生音に含まれるもう一種類の卓越成分は、明らかに円板の曲げ固有振動数に対応しているが、詳しくはその周波数の両側に一對のピークとして観測されている。従来より、比較的直径の大きな歯車では歯車本体の軸方向固有振動が発生していることが知られており⁽⁶⁾⁽¹²⁾、この振動が歯車と一緒に回転している場合や、逆に空間に固定している場合があるといわれている。しかし歯車の軸方向振動波形や発生音の波形を観測しても、幾つもの成分が重ね合わされているため、その挙動を明確にとらえるのは一般には困難であった。また図1.7のようなスペクトルは1/3オクターブ分析のような定比バンド幅分析では的確に観測できなかった。

そこで、発生音や非接触で測定した歯車の振動のスペクトルにみられる特徴を検討すると同時に、音響ホログラフィによる測定を試み、この振動によって放射される音の挙動を明らかにする。

1・4・3・1 音と振動のスペクトルの特徴 図1.7にすでに示したように、試験歯車を静止時に打撃すると直径節を2本以上もつ固有振動数が明瞭に現れている。一方発生音のスペクトルではその位置には卓越成分はなく、その両側に一對の卓越成分となって観測され、回転数によらずこの現象が確認された。それぞれの振動モードに対応する二つの周波数の差は、図1.7からわかるように節線の本数 n と回転数に比例して増加していることがわかる。

次に、発生音と軸方向振動との対応を見るために、空間に固定されたピックアップを歯車円板の表面近傍にセットして、その軸方向振動のスペクトルを測定し、図1.12に示す。ここで用いたピックアップは、回転検出用の電磁ピックアップ（小野測器製MP-910）で、鋼の面外振動に対して高感度とその表面の速度に比例する電圧を発生する。しかし測定面との距離（0.2～1.0mm）によって感度が異なるために定量的な取り扱いはできなかった。

この図からわかるように、卓越する周波数成分は図1.7に示した歯車の固有振動数の位置ではなくその両側にあり、その位置は発生音のスペクトルと一致している。すなわち、歯車円板の軸方向振動によって放射される音は、静止座標から見た面外振動に対応している。このことから、観測される音は、静止座標系から観測した媒質排除が外界へ伝播したものであるといえる。

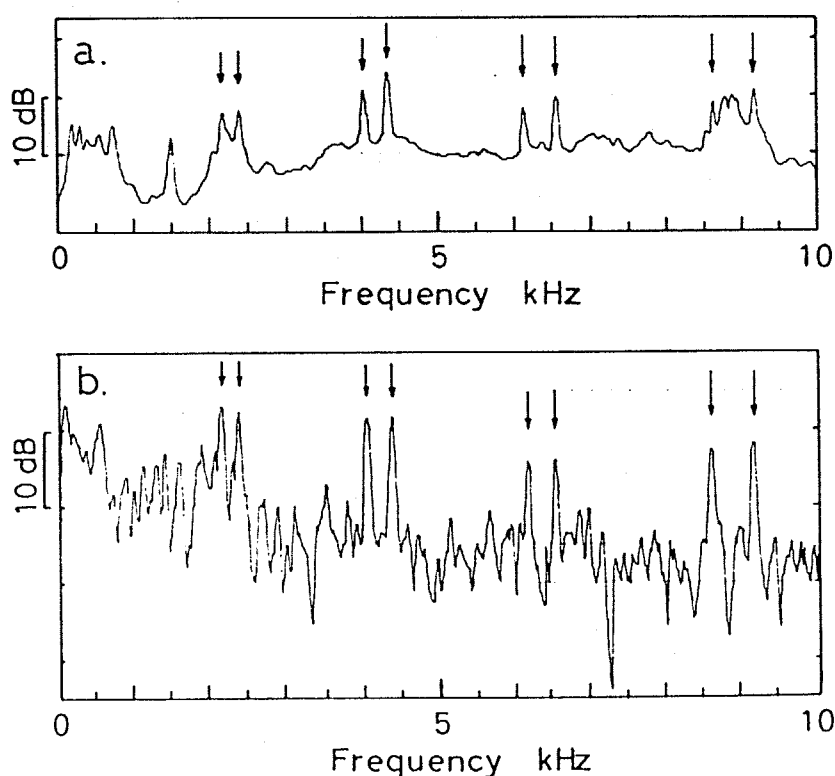


図1.12 発生音のスペクトルと、空間に固定した座標系からみた
歯車ブランクの軸方向振動のスペクトル（3420rpm）

1・4・3・2 音の発生過程の推定 歯車円板の固有振動に起因する音が，固有振動数ではなくその両側の一对の周波数として観測される現象は，固有振動が歯車と一緒に回転しているために生ずるものと考え以下のように取り扱った。

図1.13のように，歯車円板の中心を極として円板の表面上で，空間に静止する極座標系 (Φ, t) と，歯車と一緒に回転する極座標系 (φ, t) を考える⁽¹³⁾。直径節を n 本もつ振動モードが歯車の上に固定されているとし，半径方向の分布を無視してある円周上で考えれば，この固有振動は角度の関数として，簡単に次のように表せる。

$$x_n(\varphi, t) = \cos n \varphi \sin \omega_n t \quad \text{-----} \quad (1.5)$$

この振動を空間に静止した座標系から観測すると，歯車の回転角速度を ω_g とすれば， $\Phi = \omega_g t + \varphi$ であるから，

$$\begin{aligned} X_n(\Phi, t) &= x_n(\Phi - \omega_g t, t) \\ &= \frac{1}{2} \sin\{(\omega_n - n \omega_g) t + n \Phi\} + \\ &\quad \frac{1}{2} \sin\{(\omega_n + n \omega_g) t - n \Phi\} \quad \text{---} \quad (1.6) \end{aligned}$$

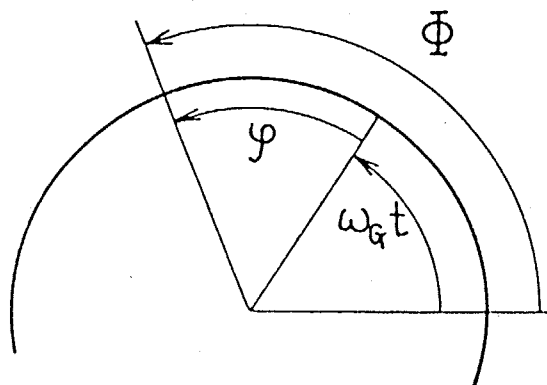


図1.13 空間に静止する座標系と歯車と一緒に回転する座標系

となり，二つの周波数に分解される． $1 \cdot 4 \cdot 3 \cdot 1$ で述べたように，音はこの静止座標系からみた振動が変換されるとすれば，この二つの周波数が同時に観測され，これら二つの成分の周波数の差は節線の本数と歯車の回転数に比例する．この周波数差について実験結果と式(1.6)とを回転数に対してプロットしたのが図1.14である．両者はよく一致していることがわかる．実験結果には，周波数分析器の分解能(25Hz)のために値が離散的にしか求められないためと，読み取りの誤差のためによって式(1.6)の直線とわずかに誤差があると考えられる．

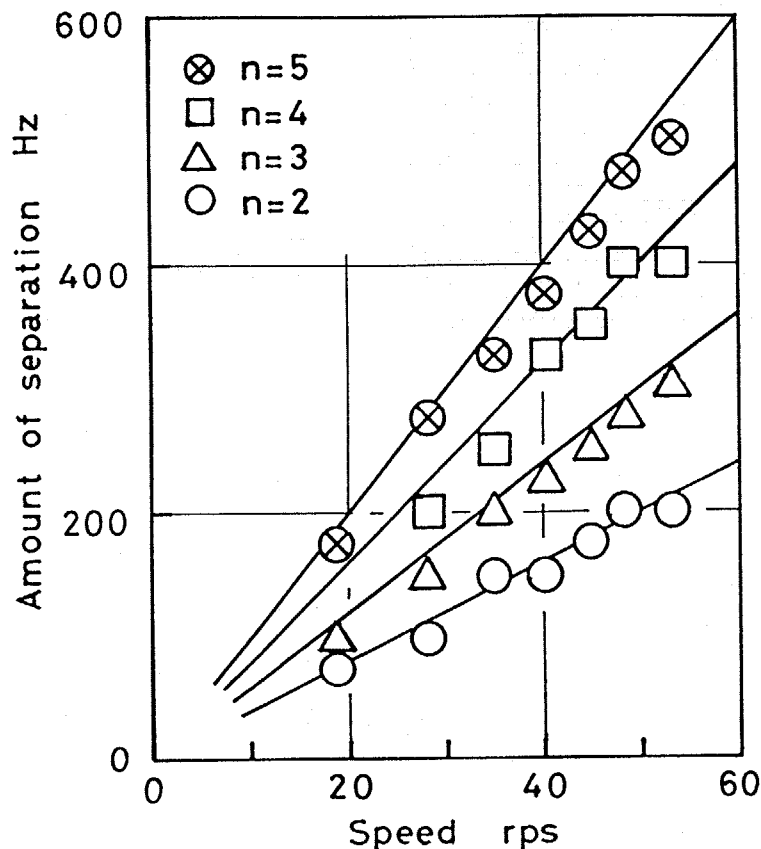


図1.14 固有振動数の両側に対になって現れる二つのピーク周波数の差

1・4・3・3 音響ホログラフィによる確認 歯車円板の固有振動による音について音響ホログラフィを用いて測定し，また式(1.6)に対するシミュレーションと比較してその挙動を確認した．

図1.15(a)は上向き回転(↺) 3025rpmとして，発生音のスペクトルに観測されたピークのなかで，円板の $n = 5$ のモード (8.89kHz)に起因する一対のピークうち高い側の周波数(9.13kHz)についての測定結果である．ホログラムは右巻の

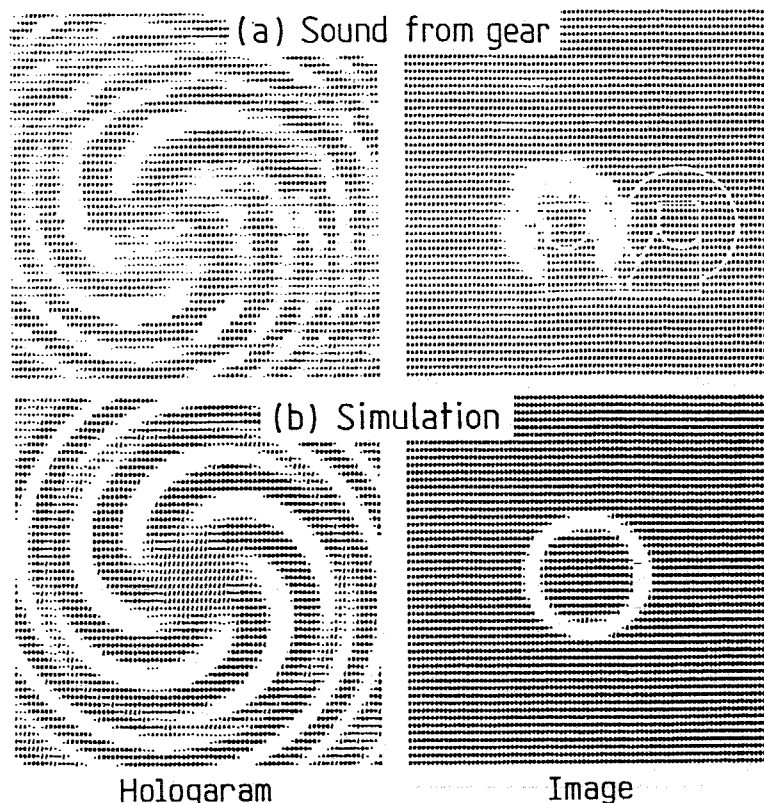


図1.15 対となって現れるピークの高周波側成分に対する音響ホログラフィによる測定結果(a:9.13kHz,3025rpm,上向き回転),とシミュレーション結果(b)

渦巻状をした特徴的なパターンとなっている。また再生像からは、歯車の円板上に音源が一様に分布し、軸受台が図1.10と同じように音の放射を遮っていることがわかる。

一方歯車の外径に等しい円輪上に式(1.6)の第2項で表される振動(音源)が分布していると考えてシミュレーションによって求めたホログラムとその再生像が図1.15(b)である。音源が理想化されているため、ホログラムには鮮明な規則性が現れているが、右巻の渦巻の特徴が測定結果とよく一致している。ここで、図1.15(a)の実験結果では、左右に同じ歯車を用いているにもかかわらず、右側(被動側)の歯車には音源は再生されなかった。しかし、前述の非接触ピックアップによる振動測定では左右同じように振動していることが確認されている。これについては以下のように考察した。

二つの歯車の固有振動数を、動電型加振機によって正弦加振により正確に測定

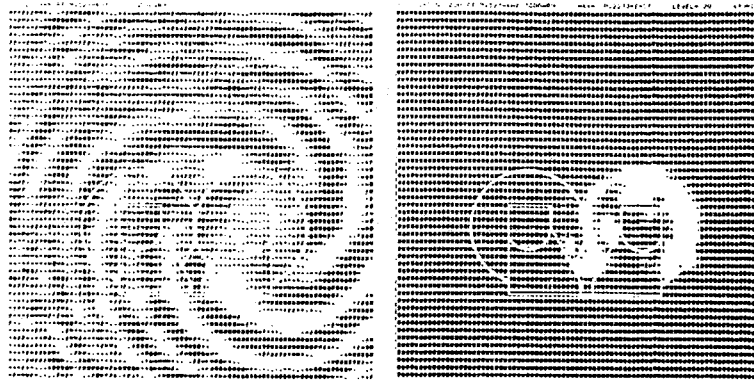


図1.16 電磁ピックアップの信号を参照波として得られた
被動側歯車の再生像



図1.17 固有振動数の音の天井面からの測定結果
(9.13kHz, 3025rpm, 上向き回転)

すると、 $n = 5$ では、駆動歯車で8.896kHz、被動歯車で8.860kHzで約30Hz異なっていた。これは本研究で用いた周波数分析器の分解能にほぼ等しいため、発生音のスペクトルにおいては分離できなかった。一方音響ホログラフィシステムで用いたバンドパスフィルタも、通過バンド幅が100Hzあるので両方の振動による音を通過させる。しかし、周波数の差があるため、それぞれの音の指向性に差を生じ、空間のある一点に置かれた参照波用マイクロホンの位置では、受音した時のレベルに差を生じる。この信号をロックインアンプの参照波入力として用いているが、この入力回路は、入力信号を一旦矩形波に変換するという非線形性のために弱い方の信号が無視されてしまうものと思われる。

そこで、1・3・1に述べたように、参照信号として、1・4・3・1で用いた電磁ピックアップの信号を利用することにして、被動側歯車について測定した結果を

図1.16に示す。駆動歯車とは回転方向が逆になっているため、渦の向きが図1.15とは逆になって、被動歯車のみに音源が観測されていることがわかる。

以上のことから、歯車円板の曲げ固有振動によって発生する音は、円板と一緒に回転する固有振動を静止座標系からみた振動として放射されるために二つの周波数成分に分解されて観測されていることがわかった。

また、図1.15に対応して天井面で計測した結果を図1.17に示す。わずかに歯車外周上に音源が認められるが、音源探査の見地からは、この方向からの計測がほとんど意味を持たないことがわかる。これから、異なった方向からの観測の重要性が確認できた。

1.5 結言

新たに開発した音響ホログラフィによる音源探索システムに、ホログラム面を複数化するなどの改善を行い、これによってはじめて、歯車の発生音について信頼性のある情報を得ることに成功し、その信頼性を実験的にも検証した。

またこれを用いると同時に、音や振動の計測を併用することによって有意な情報を得ることができることを歯車の発生音の事例で示し、音響ホログラフィによる音源探索をどの様に活用すればよいかを示した。そして以下の結論を得た。

(1) かみあい周波数の音については、かみあい点からかみあいはずれの向きに非常に強い指向性を持って放射されている。

(2) 比較的径の大きい歯車では、回転数によらず歯車本体の軸方向固有振動が発生し、これは空間に静止する座標系から観測される振動として音に変換される。

(3) この固有振動は、回転数によらず、常に歯車と一緒に回転しており、このため、(2)によって、二つの周波数の音として観測される。

第二章

かみあい周波数の音の挙動

2・1 結 言

歯車の騒音の主要な発生原因は、歯が次々と荷重を負担してゆくことに起因して生ずる機械振動である。そして、歯車自身の振動が、歯車の表面で音に変換されて外部へ伝播するものと、軸や軸受を介して歯車箱などを励振してその表面で音となるものがある⁽¹⁵⁾。いずれにしても、これらの音は、原因となる振動を小さくすれば低減できるわけで、そのための研究が数多く行われている。

一方、機械振動とは関係なく、かみあいの進行に伴う油や空気の閉じ込みによって歯車対から直接に音が放射されることがあるといわれているが、その詳細については定かではない⁽¹⁶⁾⁽¹⁷⁾。

このような背景のもとで、前章で音響ホログラフィによる音源探索法を実用化して、歯車自身から放射されるかみあい周波数の音に対する計測を行ったところ、この音はかみあい点付近が音源となっており、ここからかみあいはずれの方向に強い指向性を持って放射していることを突き止めることができた。単純に考えれば、このような特徴を持つ音の放射の原因は駆動側歯車の歯と被動側の歯とが衝突するために発生するとも思われるが、衝突はかみあいが始まるときに生ずる現象であるのでかみ込み側への放射が強いと予測される。また従来からの研究成果⁽⁶⁾⁽⁷⁾にあるような歯車円板の振動が原因であるなら軸方向への放射が強くなるはずである。したがって第一章で観測したかみあい周波数の音が、機械振動に起因すると解釈するのには無理がある。

そこで本章では、すでに音響ホログラフィにより音源の位置がかみあい点付近であることがわかったので、音源の近傍に設けたマイクロホンを用いて音の放射の挙動が回転数と共にどの様に推移するかを詳細に調べて、この音の発生原因を追求した。その結果、このかみあい周波数の音が、かみあい点の近傍で生ずるかみあいの進行に伴う空気の周期的な出入りによる音であることを検証している。そこでこれを機械振動による音に対比して空力音と呼ぶことにした。

また実験的検討で得られた特徴について定性的な考察を加えている。その結果、二つの空力音が存在して干渉しあうこと、また従来考えられていたように、バックラッシュや頂隙等のクリアランスを増加させても、この音は小さくなるとは限らないことを示している。

2・2 測定方法

2・2・1 試験歯車対

本章では、表 2.1 に示すような 3 種類の歯車を用いて実験を行った。なお、どの歯車対も減速比は 1:1 である。音の測定は、主として第一章と同一の鋼製歯車対 A-s を用いて行った。これに対して歯車対 B-n は、材質の影響を調べるためのナイロン製（MC ナイロン）歯車であり A-s に対して歯数が少なく歯幅も狭い。B-s はこれと対比するための鋼製歯車対であるので B-n と同一諸元である。

表 2.1 試験歯車諸元

Gear Pair ID	A-s	B-s	B-n
Module	2	2	2
Number of teeth	1 5 6	1 3 8	1 3 8
Face width (mm)	5 0	4 0	4 0
Pressure angle (°)	2 0	2 0	2 0
Nominal center distance (mm)	3 1 2	2 7 6	2 7 6

2・2・2 測定方法

ここではかみあい周波数の音の音圧や位相が回転数に対してどの様に推移するかを調べるため、図 2.1 のブロック図に示したような測定方法を用いた。これはかみあい一次の次数比分析もしくはトラッキング分析と呼ばれる方法である。被動歯車の外周に近接して、電磁ピックアップを設け、歯の通過によって発生するかみあい周波数で振動する信号を取り出しこれを参照信号とする。この信号に常に同調するバンドパスフィルタ（トラッキングフィルタ；通過バンド幅 100Hz）を用いて、かみあい周波数成分（ f_z ）のみを抽出し、その音圧レベルと、参照信号（かみあい信号）に対する位相差を分析する。

歯車の回転速度は、可変速モータを用いることによって、ほぼ一定の上昇率で連続的に上昇できるようになっている。前述のかみあい信号をもとにして回転速度を横軸にとり、それぞれの応答を記録する。ここでは、回転速度を表す目盛り

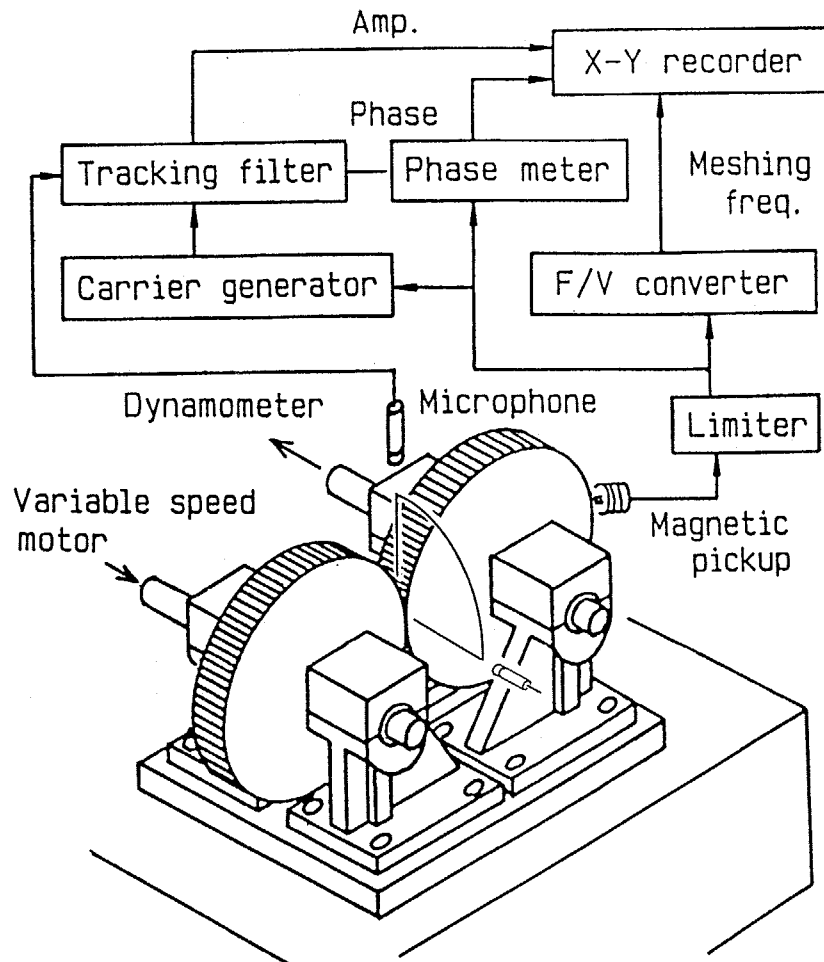


図 2.1 歯車から放射されるかみあい周波数の音の分析方法

として、おもにかみあい周波数(f_z)を用いて整理している。

音の測定には、 $\phi 12\text{mm}$ の無指向性マイクロホンを用い、その表面を潤滑油の付着から保護するために食品包装用ビニルフィルムをかぶせて測定した。マイクロホンの感度は、潤滑材が付着する心配のない条件（下向き回転や測定位置を前後にシフトさせた場合）で精密騒音計によっても測定を行い、校正した。

音圧の測定は特に断わらない限り、図 2.1 中に示したようにかみあい点の真上を代表位置として用い、これに加えてピッチ点で二つの歯車のピッチ円に接する平面内で行うこととした。この場合、歯幅中央でのピッチ点を中心として、半径 160mm の円の上側の半円周上とした。この距離が大きくなりすぎると部屋の反射の影響を強く受けるようになるので、できるだけ音源に近づけて測定している。回転方向を、かみあいの進行が上向き（ $\nearrow$ ）になるように設定することによって、かみあいはずれ側へ放射される音を測り、また回転を逆に下向き（ $\searrow$ ）にするこ

とでかみ込み側への音を測定することができる。実際には、後に述べるように、音圧の最も高くなる方向がピッチ点の真上の方向であるので、主としてこの方向への音の放射を測定している。

潤滑は、鋼製歯車対については、一章と同様に開放された空間で測定を行うために二硫化モリブデンペーストを波面に薄く塗布することで行っているが、ナイロン歯車対では無潤滑とした。

また負荷トルクは、特に断わらない限り、鋼製歯車対については、 39Nm ($4\text{kgf}\cdot\text{m}$)、ナイロン歯車については 25Nm としている。

測定は、第一章で述べたように天井に一部グラスウールを設置した他は特に吸音処理を施していない実験室で行ったが、測定点が音源に十分に近いのに対して、周囲の壁や天井までは最低でも2から3 m離れているので反射音の影響は相対的にみて非常に少ないと考えられる。後に示す実験結果からもこの仮定が成り立っていることが確認できる。

2・3 実験結果

2・3・1 音の放射の概要と振動との対応（歯車対 A-s）

2・3・1・1 上向き回転（かみあいはずれ側）の音の特徴 かみあい周波数の音は、かみあい点からかみあいはずれの方向に強く放射されていることを一章で明らかにした。この音の回転数に対する音圧応答を、回転方向を上向き(↑)としてかみあいはずれ側で測定した結果について図2.2(a)に示す。平歯車であるので対称性があることから、図中に示したようにかみあいはずれ側の真上から正面にかけての1/4円周上の4方向（Top, 30° , 45° , Front）での音圧レベルの応答のみを表示している。横軸は、かみあい周波数のほかに、対応する回転数及びピッチ円周速度の目盛りを同時に示している。なお、Topと示したかみあい点の真上に関してモータ側（後ろ側）への音の放射とFront側（手前側）への放射との対称性や、左右の対称性については実験によっても確認している。

約3 kHz以下では、1.2, 2.0, 2.4 kHzに鋭い共振が認められる。一方3 kHz以上の領域に注目すると、音圧は急激に立ち上がった後、さらに高い周波数ではこのような共振の挙動はほとんど認められなくなる。そしてTopと示した、ピッチ点真上の方向での音圧レベルが最も高く、 30° , 45° , Front（軸方向）の順に低くなって

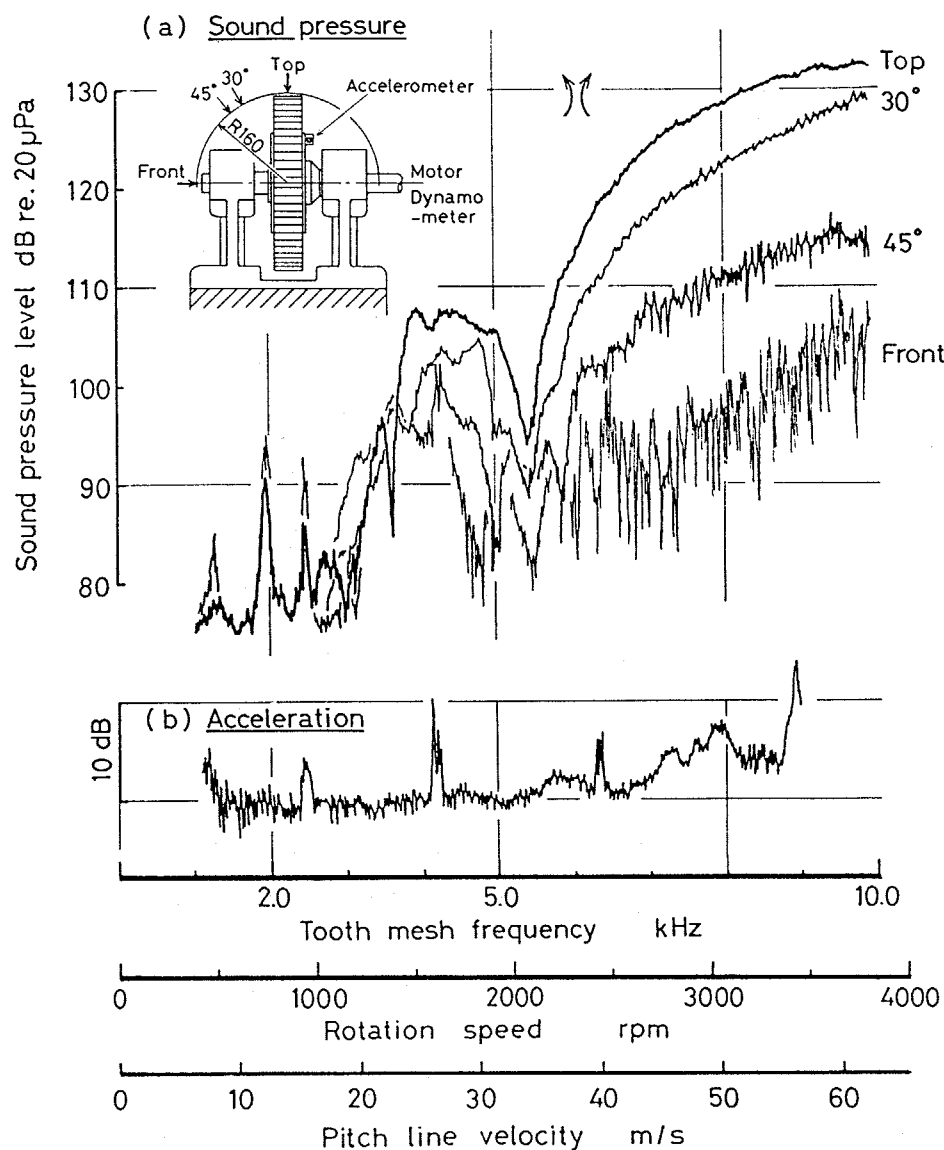


図2.2 かみあいはずれ側 (ノ) でのかみあい周波数の音の挙動と、
円周方向振動加速度の応答

ゆく。特に、約6kHz以上では、TopとFrontの音圧レベルの差は30dB以上もある。
したがって、一章で推定したように真上の方向が音の放射の主方向であるといえ、
これに比べて軸方向への放射は弱い。そこで、以下は真上の音に注目する。

2・3・1・2 振動加速度との対比 音と最も関係が深いと考えられる機械振
動として、歯車本体の振動を測定して比較してみた。歯車の振動は作用線方向の
歯のばねの変化に起因して起きるといわれているから、歯車側面に円周方向に取
り付けた加速度ピックアップを用いて計測した円周方向振動加速度の応答を、図

2.2 (b)に示す。約2.4kHz, 4.2kHz及び6.3kHzに認められるピークは、歯車円板の曲げ固有振動によるもので加速度ピックアップが持つ横方向感度のために観測されている。

放射音では、機械共振によると考えられる、1.2kHz, 2.0kHz, 2.4kHzピークのうち2.4kHzのピークは、加速度応答とも対応している。他の二つは、本実験で用いた歯車装置全体の固有振動数であると思われる。

一方3kHzより高い領域に注目すると、音圧レベルは3kHzから急上昇した後、約5.5kHzで、後にレベルの谷 (Level Trough) と呼ぶ、レベルの低下現象を呈し、再び上昇して9kHz付近では130dB以上に達する。このような挙動は、図から明らかなように加速度の応答とは全く対応しない。したがって、機械振動とは別の原因で音が放射されていると推定できる。さらにこのレベルの谷は、30° 方向から観測しても同じ周波数で生じている。

2・3・1・3 下向き回転（かみ込み側）の音の挙動 回転方向を下向きとしたときにかみあい点の真上での音圧応答を上向き回転の結果と対比して図2.3に

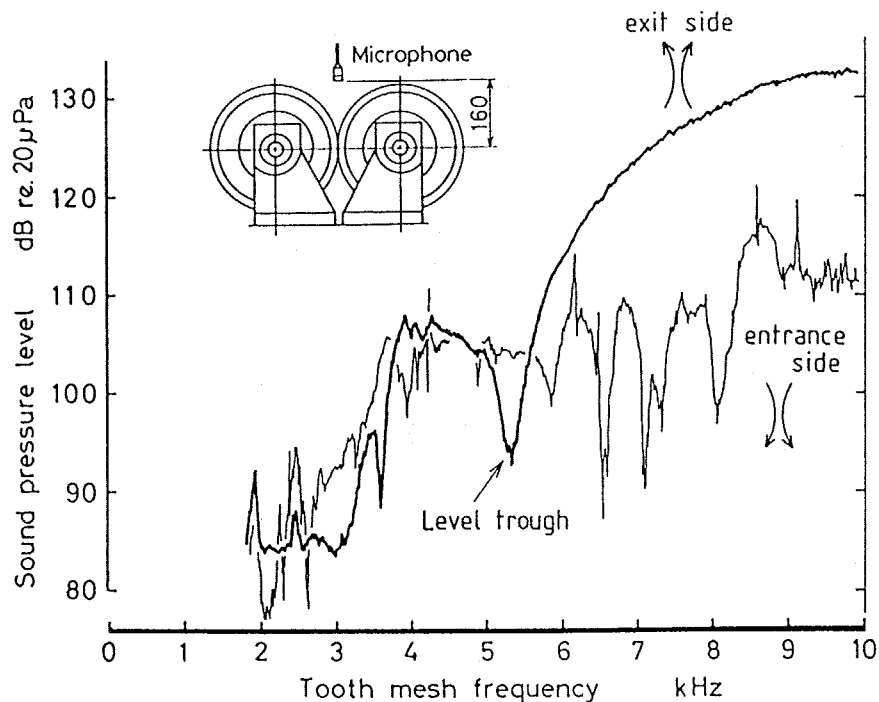


図2.3 かみ込み側（下向き側）の音圧応答測定結果

示す。ここでも、2 kHzの機械共振が観測された後2.4kHz付近の機械共振が観測されると同時に音圧が上昇し始め、3.7kHz付近でピークとなった後にほぼ一定値となる。しかし、5 kHz以上では、音圧レベルが急に落ち込む現象が繰り返され、これが概ね周期的に現れる。

これは、かみあいはずれ側（上向き回転： $\nearrow$ ）のレベルの谷とは異なり、以下に示すように、歯車の上下に置かれた定盤による反射音の影響である。

かみ込み側への音を測定するときには、図2.3(a)に示したかみあいはずれ側への音が、歯車の下方にある定盤に向けて放射されている。この音の放射は、特に高い周波数でかみ込み側へ放射された音よりも強いために、定盤の表面で反射してから観測点に達しても、かみ込み側へ直接放射された音と同程度の振幅であるために、両者が干渉すると考える。

そこで、図2.4に示すように、かみあい点で放射されてマイクロホンに到達する音波の経路をモデル化し、マイクロホンの位置で、音源から直接入射する波と、定盤で反射してから入射する波の振幅が等しいと仮定すると、観測点での音圧は、定数係数を無視して次のように表せる。

$$\begin{aligned} p &= e^{-jkr} + e^{-jk(2h+r)} \\ &= e^{-jkr} (1 + e^{-j2kh}) \end{aligned} \quad \text{-----} \quad (2.1)$$

ここで k は波数（ $\equiv 2\pi/\lambda$ ， λ は音波の波長），また式で、時間による振動項は省略して振幅と位相を複素量で表している。式(2.1)がゼロとなるのは、

$$2kh = (2n+1)\pi, \quad n \text{は整数} \quad \text{-----} \quad (2.2)$$

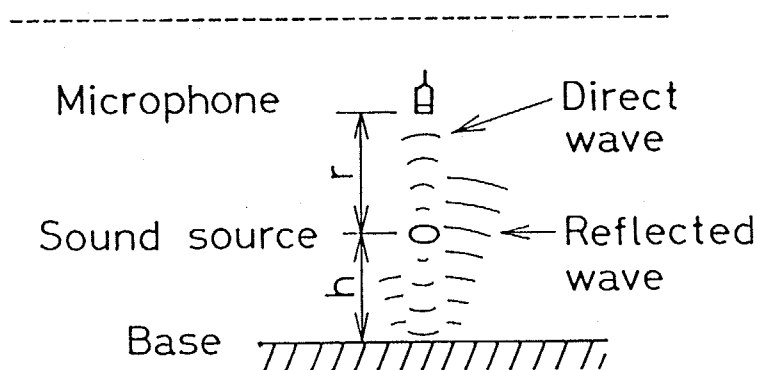


図2.4 直接音と、定盤による反射音による干渉のモデル

が成立するときであるから、 kh の値が π 増す毎に逆位相となって振幅がゼロとなる。従って音源の高さ h を一定と置けば、振幅がゼロになる k の値の間隔 Δk は、

$$\Delta k = \pi / h \quad \text{-----} \quad (2.3)$$

となる。これを周波数の間隔に換算して、 Δf は、

$$\Delta f = c_0 \Delta k / (2\pi) = c_0 / (2h) \quad \text{-----} \quad (2.4)$$

で与えられる。ここで、 c_0 は音速である。

二つの音の振幅が等しくない場合でも、同様にして式(2.4)の周期で振幅が極少となることが導けるが、ゼロにはならない。

実際の音の反射は、図2.4のように単純ではなく、 h の値を厳密に一定値と定めるわけではない。しかし代表的な反射面の位置としては、歯車の下にある定盤を考えればよい。かみあい点から定盤までの距離が約200mmであるので、これを式(2.4)に代入すると、 $\Delta f = 0.85\text{kHz}$ となり、図2.3のレベルの落込みの周期とよく一致する。またレベルの落込みが深い（レベルがゼロにより近い）ときには、二つの音の振幅の差が小さいことを意味するから、図のように落込みが著しいことは、直接音と反射音の測定点におけるそれぞれの振幅が同程度で位相が逆であると解釈できる。逆に、隣接したレベルが落ち込みの間では、両者の位相が等しくなると、音圧レベルが上昇すると考えられる。この場合、二つの音の振幅が等しいときでも、このために生ずる音圧レベルの上昇は式(2.1)から高々6dBである。

以上を考慮にいれば、かみあい点から、かみ込み側へ放射される音の音圧レベルは、4kHz以上ではほぼ一定であり、図2.2(b)の振動加速度とも対応しないと推定できる。

2.3.1.4 まとめ 以上のような音圧が歯車の振動加速度とは対応しないという測定結果から、ここで注目するかみあい周波数の音の原因は歯車の機械振動ではないと予測される。そこで以降にさらに詳しく音の放射の挙動を調べることとする。音の放射の強い方向は、かみ込み側でも、かみあいはずれ側と同様にピッチ点におけるピッチ円の接線方向であると考えられるので、以下では、マイク

ロホンをピッチ点の真上 (Top) に固定して、約3kHz以上の周波数領域に注目することとし、回転方向を切り替えることにより、かみあいはずれ側 (X) およびかみ込み側 (Y) への音の放射について検討を加える。

2・3・2 クリアランスの影響 (歯車対 A-s)

機械振動でない音の原因は、ギヤポンプのような作用による空気の吸入、排出であると予測できる。この空気の流れを変えることができれば音の放射の挙動を変えることができるはずである。このためにかみあいのバックラッシュや頂隙によるクリアランスを変化させてみることにした。

2・3・2・1 軸間距離と歯底処理 かみあい時のクリアランスの影響を調べるために、まず軸間距離を0.1mmずつ変化させて音圧の応答を測定した。次に一方の歯車の歯底をすべて図2.5(a)に示すようにバalsa材とエポキシ系接着剤を用いて図2.5(b)のように全歯幅にわたって埋め、同様に軸間距離を変えて測定した。また図2.5(c)のように、歯幅の両端のみを処理した場合についても測定を行っている。これらを『歯底処理』と呼んで何の処理も施していない『無処理歯車』と区別する。

2・3・2・2 かみあいはずれ側への放射 図2.6に、かみあいはずれ側での音圧の測定結果を示す。無処理歯車については、軸間距離 $a=312.15, 312.55, 312.95\text{mm}$ での音圧レベルおよびかみあい信号を基準とした位相応答を、細線で示した。歯底処理歯車については、 $a=312.7\text{mm}$ で、駆動歯車として用いた場合を太い

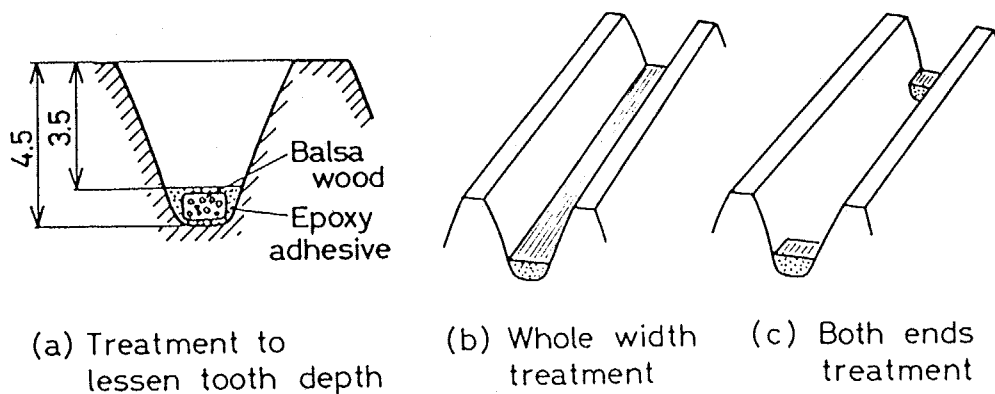


図2.5 歯底処理の方法

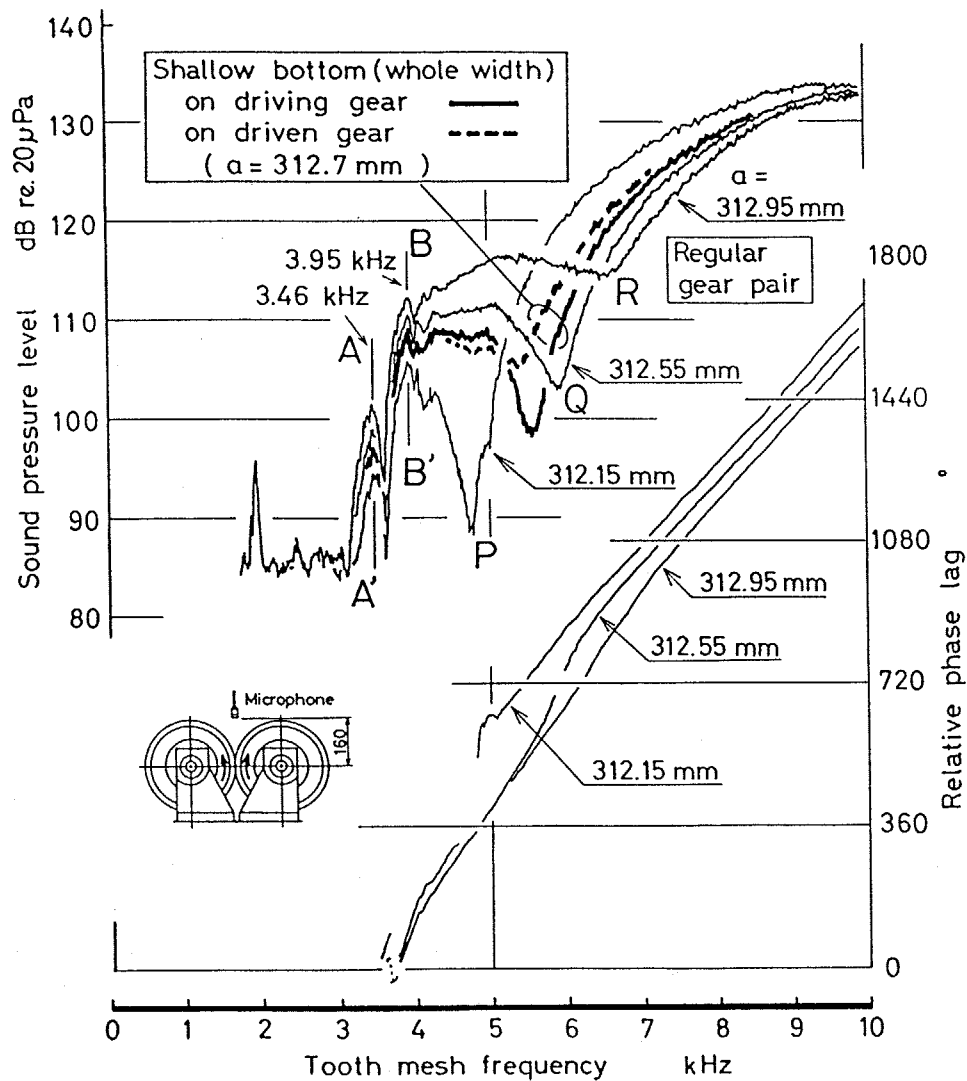


図 2.6 音圧応答に及ぼす軸間距離または歯底処理の影響
(かみあいはずれ側)

実線で、被動歯車として用いた場合を太い破線で示している。なお、歯底処理歯車の位相応答の表示は省略した。

いずれの条件でも、音圧レベルは、約3kHzから急激に立ち上がり始め、3.6kHzで一瞬急激に落ち込むものの、直ちに回復する。この周波数領域での応答曲線は、軸間距離や歯底処理に関係なく、同一の形状をしており、軸間距離が短いほど音圧レベルが低い。代表的なかみあい周波数として、図 2.6 に縦線 AA', BB' で示した、3.46kHz, 3.95kHz における音圧レベルの読みをプロットすると、図 2.7 に示すようになる。歯底処理歯車から放射される音の音圧レベルは、見かけ上軸間距離を 0.3mm 程度減少させた場合の無処理歯車のそれと一致している。

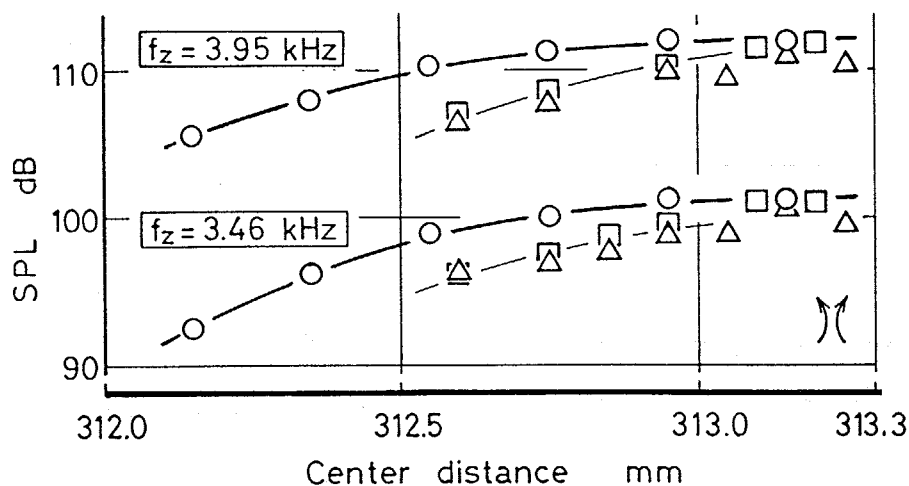


図 2.7 軸間距離の変化に対する代表回転数での音圧の変化
(かみあいはずれ側)

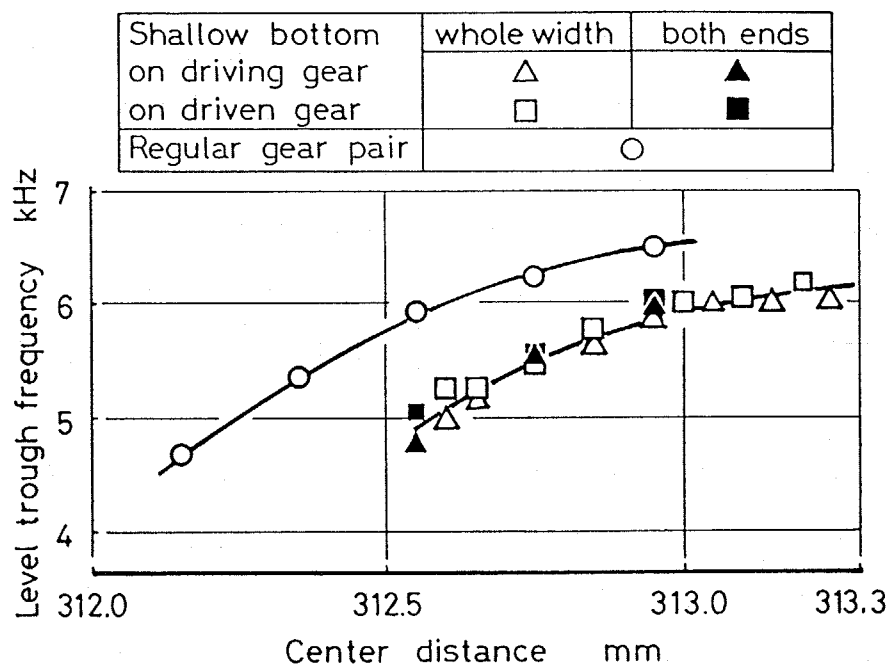


図 2.8 レベルの谷を生ずるかみあい周波数と軸間距離との関係

次に、4 kHz以上の領域に注目すると音圧レベルの応答が軸間距離に大きく依存している。中でも5～6 kHzでレベルが低下する現象(図中P, Q, R)が認められるが、軸間距離のわずかな変化や歯底処理によって、その位置(すなわちかみあい周波数)や形状が大きく変化している。この現象が、本研究の歯車の発生音にみられる一つの著しい特徴であるので、これを”レベルの谷”(Level Trough)

と命名した。このレベルの谷を通過してさらに回転速度を上げてゆくと音圧レベルは再度上昇してゆき、8 kHz付近で130dBにも達する。

レベルの谷を生ずるかみあい周波数（レベルが極小となる周波数）を、軸間距離に対してプロットしたのが図2.8である。レベルの谷の挙動についても無処理と歯底処理とでは、谷を生ずる周波数と軸間距離との関係が横軸（軸間距離の軸）の方向に平行移動しているだけで、応答の挙動には差異がない。

図2.6～2.8から、歯底処理は、見かけ上軸間距離が約0.3mm短くなったことに等しい効果を及ぼしているといえる。図2.5のような歯底処理が歯車の機械的特性（弾性、質量および減衰）に及ぼす影響はほとんどないと考えられるから、歯底処理による音の放射の変化は、歯車の振動以外の要因によって生じていると考えられる。これは、かみあい点の近傍での空気の流れに他ならない。すなわち、ここで着目した音は、“空力音”と呼ぶことができる。

図2.6に示した位相応答では、位相遅れが 360° から 0° へ切り替わるごとに、 360° ずつ上へ移動して表示している。右上がりの傾斜は主として音源から観測点までの空間を音が伝播するための遅れに対応していると考えられる。さらに、レベルの谷を通過するときを生ずる移相(Phase Shift)が重畳されている。レベルの谷が深く険しい場合には、移相はステップ状に起こり移相量もほぼ 180° となるが、レベルの谷が浅くなだらかな場合には、移相も徐々に起こり、最終的な移相量も 180° より少ない。

以上の特徴から、かみあい周波数の音の、かみあいはずれの向きへの放射には、レベルの谷より低い周波数をおもに支配している成分と、レベルの谷より高い周波数を支配している成分とがあり、両者の位相差はほぼ 180° に近いものと考えられることができる。また図2.1で観測方向によらずにレベルの谷の周波数が変わらないことから、非常に近接した二音源の干渉を生じており、両者の支配関係が切り替わる周波数では、振幅が等しく逆位相であるために干渉してレベルの谷を生ずると解釈するのが妥当である。この時の位相関係の微少なずれによって、干渉の程度、すなわちレベルの谷の形状が変化するものと思われる。

さらに、図2.6には図2.5(c)のように歯幅の両端部のみに歯底処理を施した場合の音圧応答も重ねて示している。この結果は、図2.5(b)の歯幅全体に対する処理とほとんど一致している。レベルの谷の周波数については図2.8に■、

▲印で示したように、歯底を全面埋めた場合にほぼ等しい。したがって、歯底を埋めることは、単に歯幅の両端部のみで意味を持つと考えられる。すなわち、空力音は、かみあい時のクリアランスからの、軸方向の空気の流れと密接な関連があるといえる。

2・3・2・3 かみ込み側への音の放射 かみあいの進行が下向き(Ⅻ)になるように回転方向を設定して、かみこみ側への音の音圧応答を計測した結果を、図2.9に示した。音圧レベルは、2 kHzを越えてから上昇し始め、約4 kHz以上ではほぼ頭打ちとなっている。3 kHz～5 kHzの領域は、かみあいはずれ側と同様、軸間距離によって応答曲線が上下するだけで、その形状は全く等しい。なお、歯底処理歯車からの音の放射については、これを駆動側に用いた場合と、被動側に用いた場合との差がなかったため、 $a=312.7\text{mm}$ で駆動側に用いた場合の音圧レベル応答のみを、太い実線で示した。音圧レベルの軸間距離の変化に対する推移を、3.69 kHzのピーク（図中CC'で示した縦線上）で求めると、図2.10に示すようになる。その挙動は図2.7と同様であり、軸間距離を短くしてクリアランスを減少させることと、歯底処理によってクリアランスを減少させることとが等しい効果を持っている。

5 kHz以上の領域では、2・3・1・3で述べた定盤からの反射音との干渉による音圧レベルの周期的な落ち込みが認められる。また、位相応答も、音源からの距離による遅れにもとづく傾斜に加えて音圧の落ち込みと同時に移相を生じたり、傾斜が急になることが観測されている。しかし例えば5 kHz付近に注目すると、 $a=312.15\text{mm}$ ではレベルの落ち込みがなく、 $a=312.95\text{mm}$ では落ち込んでいる。この理由は、干渉の原因である定盤からの反射音、すなわちかみあい点からかみあいはずれ側へ放射された音が、図2.6のように $a=312.15\text{mm}$ でほぼレベルの谷となって弱いことに対応している。

図2.9の5～8 kHzでは軸間距離によらず音圧レベルの落ち込みが著しいので、2・3・2・3で述べた理由により直接音と反射音の振幅は同程度であると解釈できる。さらにレベルが落ち込むかみあい周波数の中間では、高々6 dB音圧レベルが上昇することを考慮にいれて、かみあい点から、かみ込み側へ放射される音の音圧レベルは、4 kHz以上ではほぼ一定もしくはやや下降すると推定できる。

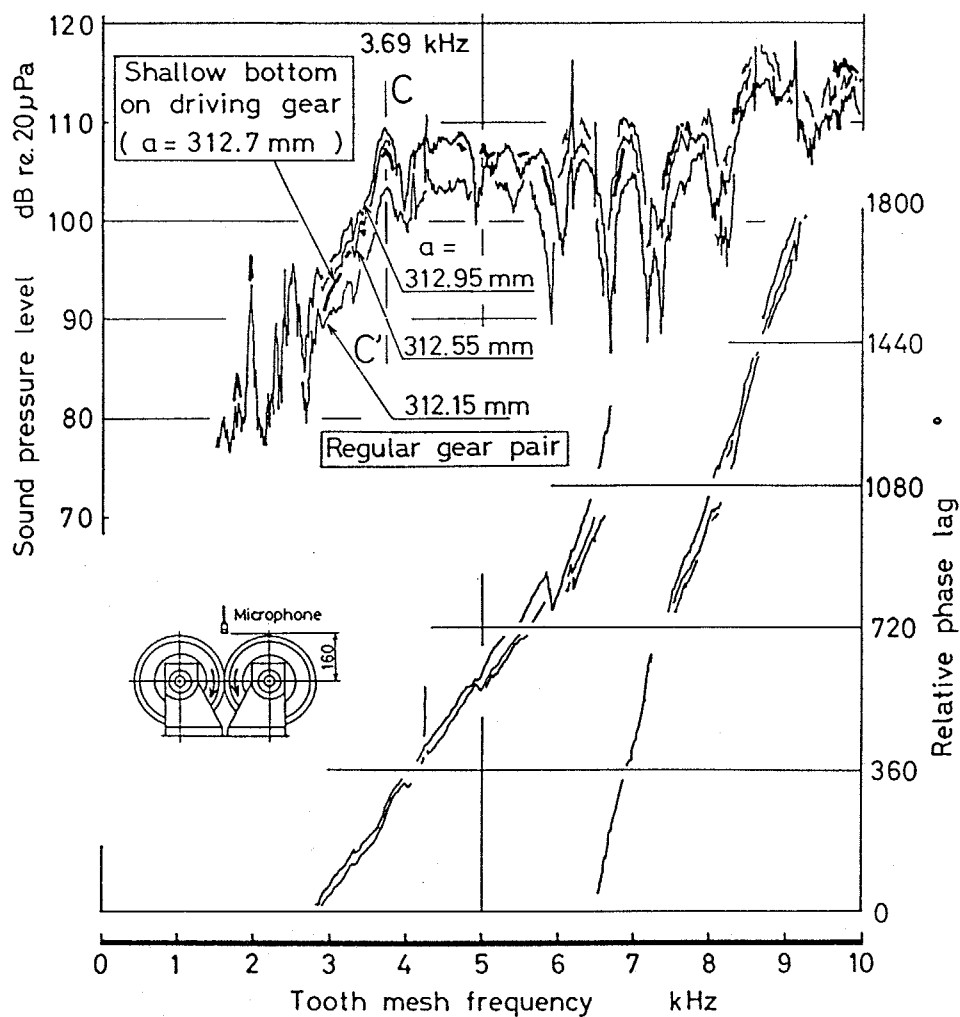


図 2.9 音圧応答に及ぼす軸間距離または歯底処理の影響
(かみ込み側)

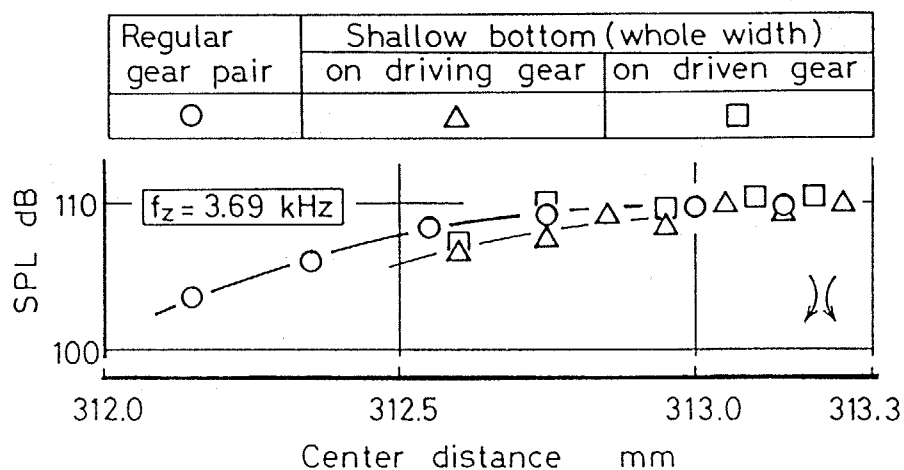


図 2.10 軸間距離の変化に対する代表回転数での音圧の変化
(かみ込み側)

2・3・3 トルクの影響 (歯車対 A-s)

約 3 kHz より高い周波数では、歯車対から放射される音に、空力音と呼ぶべき成分が寄与していることが明らかになった。そこで、本章で注目している約 3 kHz 以上の領域での音が、純粹に空力音だけなのか、それとも機械振動による音も含んでいるのかを、ここまでに述べた方法以外の計測によって検証するために、まず負荷トルクの影響を調べた。

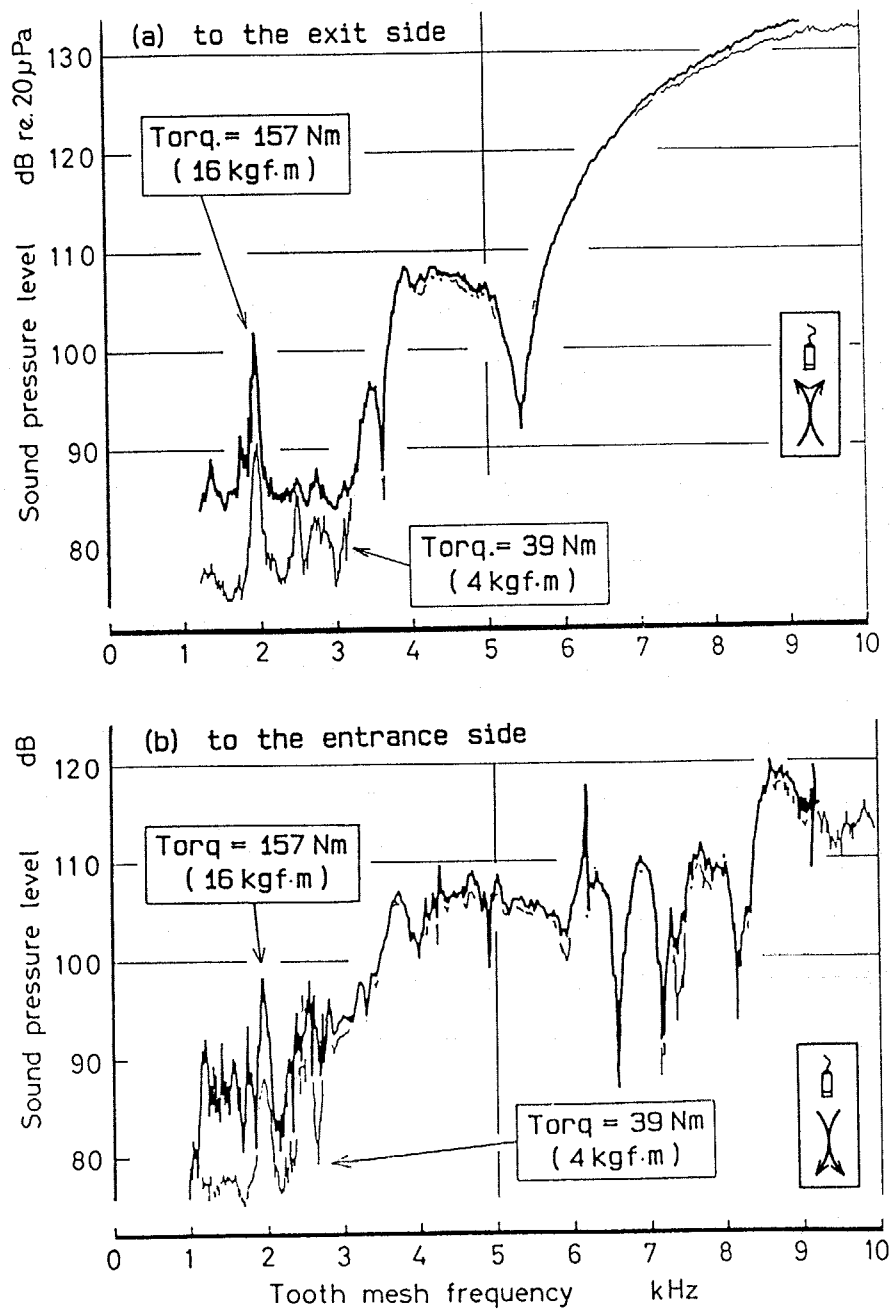


図 2.1 1 音の放射に及ぼす負荷トルクの影響

負荷トルクを39Nm, 157Nmの二通りとした場合について, それぞれの回転方向での音圧レベルを測定した結果を図4.11に示す. 一般に歯車の振動の振幅は, ほぼ負荷トルクに比例すると考えられる⁽¹⁸⁾⁽¹⁹⁾. すなわち, 上記のように負荷トルクが4倍になれば, 振動の振幅も4倍(12dB)になる. 図で, 3kHz以下の領域では, この予測をよく反映しているが, 本研究で注目している3kHz以上の領域では, 音圧レベルの変化は1~2dBにしか過ぎない. また, レベルの谷の位置及び形状も全く変化しないことがわかる.

したがって, 注目している領域では, 機械振動によって生ずる音の寄与はほとんど無視できるといえる. かみ込み側への音の放射についても, 全く同様のことがいえ, 2・3・1で得られた特徴は, 空力音そのものの特徴であると考えられる.

2・3・4 材質の影響 (歯車対B-N, -s)

前節までで, 空力音の存在とその特徴が明らかになったと考えられるが, この音の性質からして歯車の材質(すなわち機械的性質)の影響を全く受けないはずである. そこで, ナイロン製歯車対を製作して, 音圧の応答を計測した. ナイロンの機械的性質の概略値は, 密度が鋼の約1/6, 縦弾性係数が約1/100である⁽²⁰⁾.

図2.12に, 音圧レベルの応答を, かみあいはずれ側とかみ込み側について示す. 歯車諸元が歯車対A-sと異なるため, ナイロン歯車と同一諸元の鋼製歯車対B-sについても測定を行い, 図中に細線で示して比較している.

ナイロン歯車対の音圧レベルの応答には, 歯車自身の固有振動によると思われるピークが多く認められるが, これは上述のナイロンの物性値によって, 固有振動数が鋼製歯車に比べて全体に低くなり, その結果として鋼製歯車対と比べて多くのピークが観測されている. しかし, レベルの谷を生じてその位置や形状が軸間距離(クリアランス)によって変化することや, 音圧レベルの絶対値が鋼製歯車の場合とよく一致しており, 材質の影響がないことが確認できた.

2・3・5 まとめ

歯車から放射されるかみあい周波数の音について, 以上の実験的検討から, 音響ホログラフィで得られた音源は, 空力音と呼ぶ, 機械振動とは関係なく発生する(すなわち歯が相手歯みぞに侵入して離脱してゆく過程での空気の吸排によっ

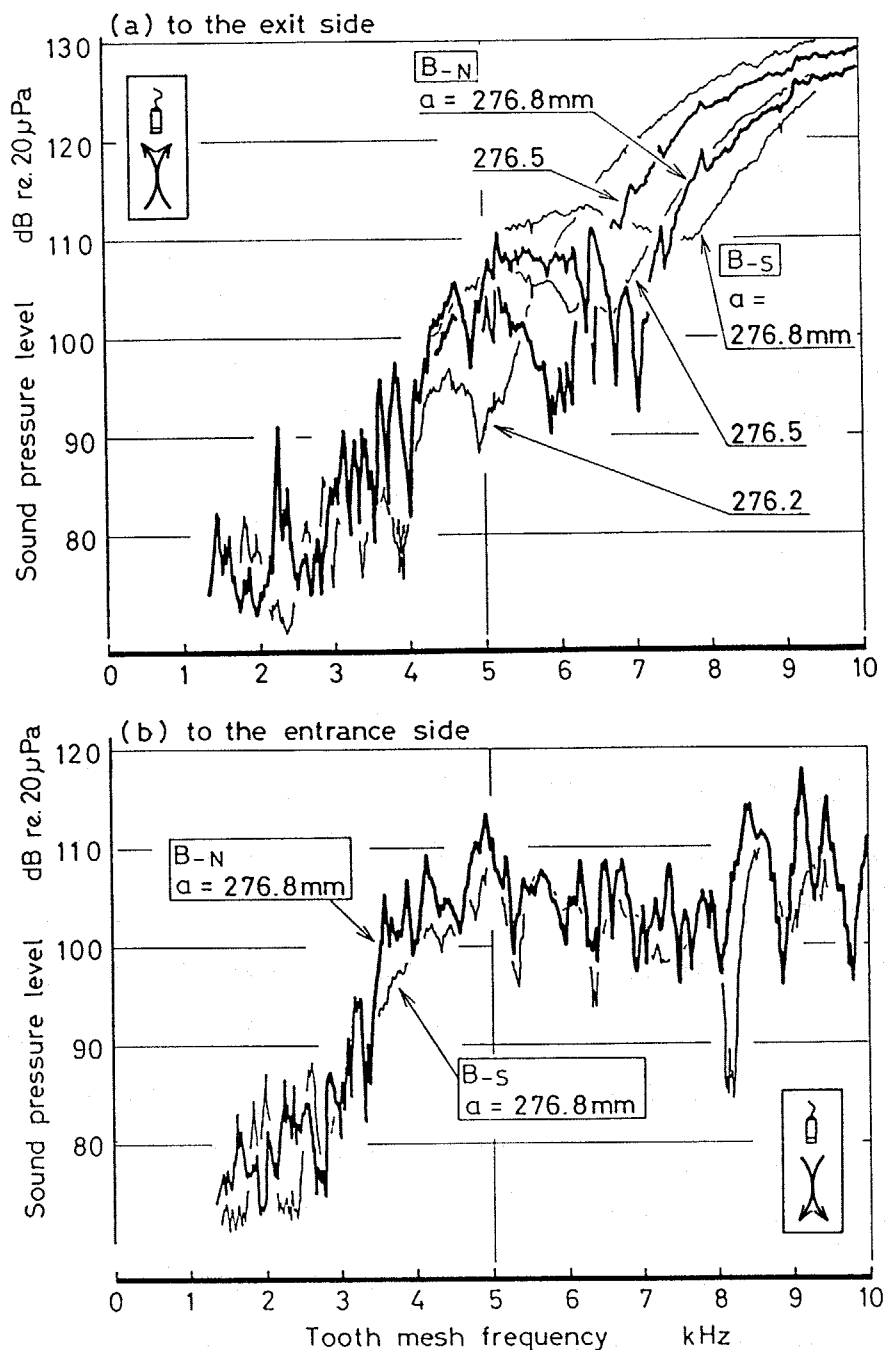


図 2.12 鋼製歯車とナイロン製歯車の放射音の比較

て発生する) 音源と断定でき、特に高速域で強く放射されていることがわかった。実験結果によれば、この音は、運転条件によっては、軸間距離を増加させたり、頂隙を増すことによってクリアランスを広げても小さくならず逆に大きくなることもある。またかみあいはずれ側への放射では『レベルの谷』と命名した独特の挙動がわずかな軸間距離の変化や歯底を埋めることで著しく変化する。この現象はその位相応答の挙動から二つ音の干渉によるものと予想される。

2・4 考察

前節で明らかになった空力的に発生するかみあい周波数の音は、運転条件によっては、軸間距離を増加させたり、頂隙を増すことによってクリアランスを広げても小さくならない。また複数の音の干渉を生じていると考えられる。この音の発生・放射機構には、かみあい点近傍での3次元の非定常性の強い空気の流れや、歯車の形状などによる音響特性が密接な関係を持っていると予想されるが、詳細な解析は容易ではない。そこでまず、音圧レベルとクリアランスの関係、及びレベルの谷に関して、以下に定性的な考察を加え、空力音の性質を明らかにすることを試みた。

2・4・1 タフトによる流れの観察

そこでまず、かみあい点近傍における空気の大局的な流れを把握することにした。通常の運転時に、かみあい点近傍に手をかざすことによって、マクロに見た流れを感じることができ、主要な流れの向きは、かみあいピッチ点で、駆動・被動それぞれのピッチ円に接する平面内にあることが経験的に分かっている。そこで、この面内での流れの様子を、タフト法によって可視化した。

図2.13に示すように15mm間隔で並べた注射針の先端から絹糸を約12mm突出させたものを用意して、針の先端の位置を計測面としたタフトグリッドを製作した。タフトグリッドを正面から観察すれば、流れの無いところはタフトが点となって見えるが、格子面内に流れがあると流れの強さに応じてタフトが流れの下流へ傾くために、流れの強い場所ほどタフトが長く見える。現実には、軸や軸受台が障害となってこれを直視することはできないので、2枚の平面鏡を用いて2段反射させて撮影した。なお、撮影を容易にするために、糸の色は白とし、針や台座の部分を極力黒く塗装した上で、ハロゲンランプにより糸の部分だけを照明した。

鋼製歯車対A-sを用いて $f_z=3000\text{Hz}$ 、 4400Hz の2通りの回転数で測定した結果を図2.13に示す。かみあい点の下10~15mmの位置から概ね 45° 方向に強い吹き出しがあるのが分かる(図中BB')。その下でいったん流れは弱くなり、さらに下の35~40mmからもほぼ平行に吹き出している(AA')。これらの噴流のような流れの他には、かみあい点の正面には流れは存在しない。これら二つ流れの位置を考えれ

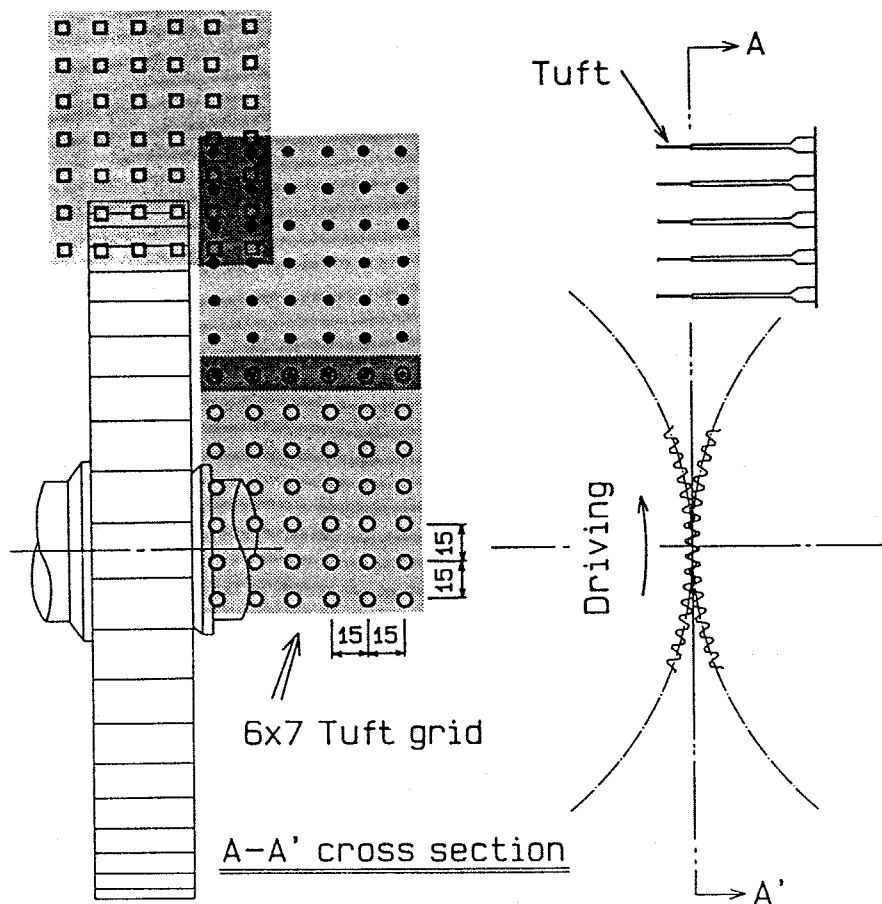


図 2.13 タフトグリッド

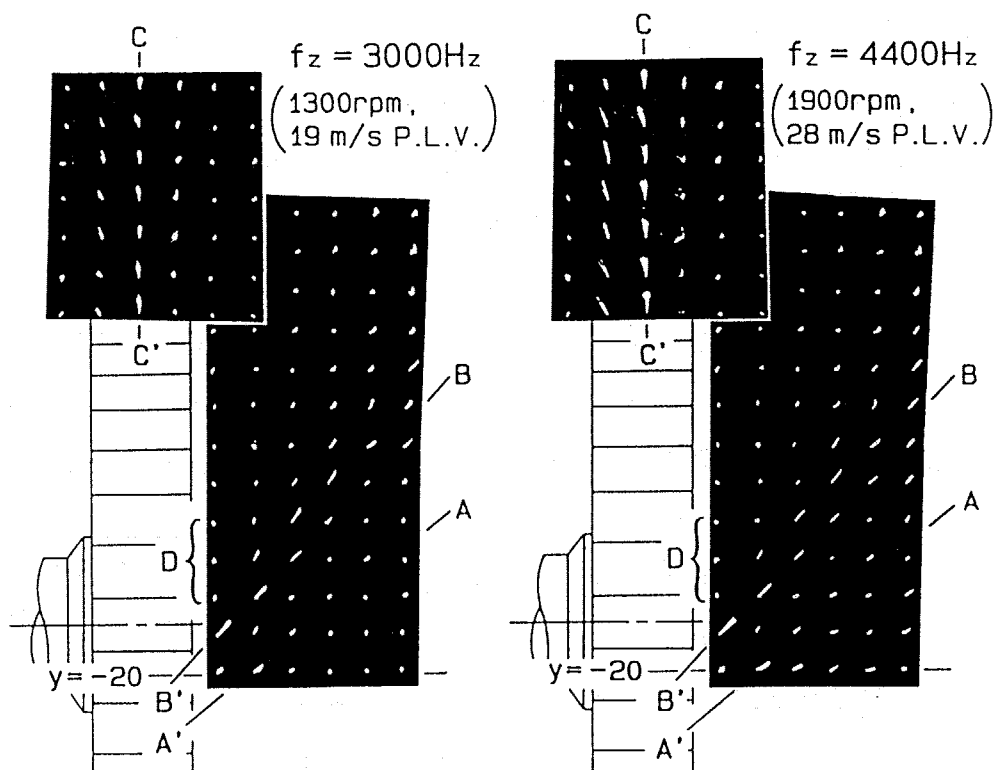


図 2.14 タフトによる流れの測定結果

ば、前者は歯が相手歯車の歯溝に食い込むことによって歯溝の空気が排除されるために生じているものと考えられる。一方後者は、その流れの源は歯先が相手の歯みぞに食い込んでいない領域であるので、歯車の外周を回転につれて回ってきた空気が、かみあい領域で行き場を失って軸方向に排除されたものと考えることが出来る。またピッチ点より上の歯車端面に最も近い領域（図中Dで示した）では、歯みぞが空気を吸い込むことに対応して、タフトがわずかに歯車側に向いているのが認められる。またかみあい点の真上（かみあいはずれ側）にはもう一つの強い吹き出しが認められる（CC'）。これは、かみあいのプロセスの後半で歯溝に進入していた相手側の歯が、再び遠ざかってゆくときに、図中Dの領域で空気を吸い込み、これによって歯溝に吸い込まれた空気が遠心力によりこの方向に放出されるものである。

回転方向を逆にすることで、かみこみ側での流れの様子を知ることが出来るが、かみこみ側ではタフトは全く動かなかった。この領域は、駆動・被動歯車の外周を歯車の回転と一緒に移動してきた空気が行き場を失い一種のよどみ点を形成している。この空気は、最終的に歯幅の両端面方向すなわち軸方向に排出され上向き回転のときの図中のAA'の流れとなっている。図2.14で回転数の異なる二つの結果を比べてみると、両者でタフトの向きはよく一致しており、回転数の差による流速の違いによって $f_z=4400\text{Hz}$ の結果の方が長く（すなわち速く）観測されている。これは、第三章に述べる熱線流速計による計測からも明らかのように、かみあい点の周辺での空気の流れの特徴は回転数によらずに、流れの速度が概ね回転数に比例していることを示唆している。

2.4.2 ギヤポンプとの対比

空力音を低減するためには、バックラッシュや頂隙等のクリアランスを増すことが有用であると従来から言われている⁽¹⁶⁾⁽¹⁷⁾。確かに実験結果からは、かみあいはずれ側でのレベルの谷より高いかみあい周波数で、軸間距離の長い方が音圧レベルは低い（図2.6）。しかしこれは、2.4.3で述べるように、二つの音の干渉によるものであると思われる。また、図2.7、2.10に示したように、3～5kHzの領域では、軸間距離の短い（すなわちクリアランスの狭い）方が、音圧レベルが低い。

空力音の原因は、かみ込み側で歯みぞの空気が排出され、かみあいはずれ側で歯みぞに空気を吸入することであるから、巨視的にみれば、ギヤポンプを運転したときの流量の脈動と密接な関連を持つ現象であると考えられる。空気の場合には油と違って圧縮性が作用するが、ここではポンプ作用に対して圧縮性の影響は無視することとして、ギヤポンプの流量変動の概念と音の放射との関連を検討した。

ギヤポンプの理論吐出流量は歯車間の空隙の体積 V の時間に対する変化率に等しく、かみあい周波数で変動しているの、その1かみあい周期分を減速比1:1の条件で求めると⁽²¹⁾、回転角の関数として、

$$\frac{dQ}{d\theta} \equiv \frac{dV}{d\theta} = b \left(r_k^2 - \frac{a^2}{4} - r_g^2 \theta^2 \right) \quad \text{----- (2.5)}$$

ここで、 Q : 吐き出し量 (m^3)

θ : 歯車の回転角、但し $-\pi/z \leq \theta < \pi/z$; z は歯数

b : 歯幅

a : 軸間距離

r_k : 歯先円半径

r_g : 基礎円半径

で与えられ、これがかみ合い周期で繰り返される。また式(2.5)の符号を反転したものがかみあいはずれ側での吸い込み流量になる。これを図示したのが図2.15である。このような流体の吐き出しや吸い込みがある場合にはその流量の変動に比例して音が放射されるといわれている⁽²²⁾。吐き出しと吸い込みが別々に局在化しているとしてそれぞれを独立にとらえれば、これによる音圧は、

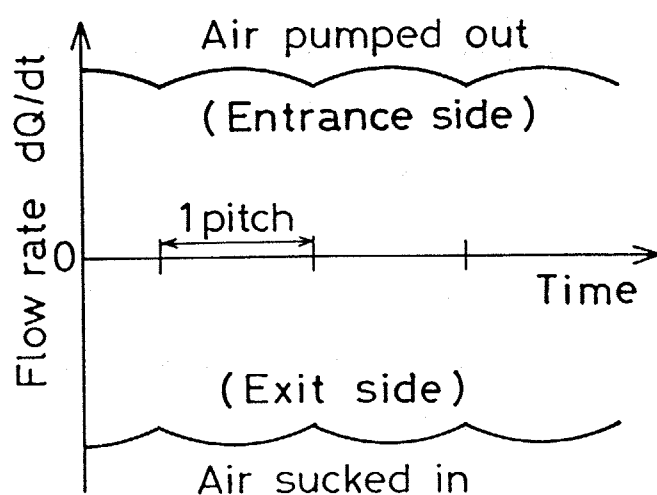


図2.15 ギヤポンプの吐出し流量の波形

$$p \propto \frac{d}{dt} \frac{dQ}{dt} = \frac{d^2 Q}{d\theta^2} \left(\frac{d\theta}{dt} \right)^2 \quad \text{----- (2.6)}$$

と表せる。式(2.5)を代入すれば、

$$p \propto 2 b r_g \theta \left(\frac{d \theta}{d t} \right)^2 \quad \text{-----} \quad (2.7)$$

となり、音の放射には軸間距離の影響がないことがわかる。すなわち、流速が音速に達するというような特殊な状況でない限りは、軸間距離が短いほど（クリアランスが狭いほど）音が大きくなるという根拠はないといえる。

実際には、空気の吐き出し、吸い込みはある一点で生じているわけではなく、かみあい点の周辺に分布している。このために、分布の状態によっては逆に音が小さくなることもあるものと思われるので、これについては第4章で論ずる。

2・4・3 音の放射のモデル化

2・3の測定結果からは見かけ上、かみ込み側へは一つの音が放射され、かみあいはずれ側へはレベルの谷を生ずるかみあい周波数で支配関係の切り替わる二つの音が放射されていると判断できるが、この挙動を物理的に簡単に説明するのは困難である。そこで、最も特徴的な現象であるレベルの谷の挙動を表すことができるような音の放射の数式表現を、試行錯誤によって求めることにした。

ここでは、音の放射の指向性に関連するファクタは無視し、観測点での音圧レベルがかみあい周波数の関数として変化するものとして、測定結果から得られた知見をもとに以下の4条件を仮定した。

- (1) 振幅が、低い周波数で急激に上昇し、高い周波数では頭打ちとなるような傾向を持つ二つの音源が存在する。
- (2) 二つの音源の位相差は 180° である。
- (3) 二つの音源は、観測方向に微小距離 d だけ離れており（図2.16参照）、このために、観測点に達した二つの音の位相差は、 180° からわずかにずれる。
- (4) 音源間の距離 d は歯車の周速によって変化する。

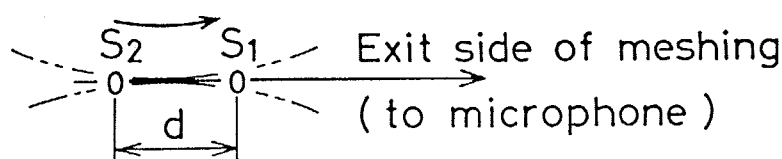


図2.16 2音源モデルの配置

条件(1)に基づき二つの音の振幅 S_1, S_2 を、歯車の軸間距離 a に依存する振幅のファクター A_1, A_2 と、回転数(かみあい周波数)の関数の積として、次式のように仮定した。

$$S_1 = A_1(a) \frac{\nu^{18}}{\sqrt{c_1 + \nu^{24}} \sqrt{c_3 + \nu^{18}}} \quad \text{-----} \quad (2.8)$$

$$S_2 = A_2(a) \frac{\nu^{14}}{\sqrt{c_2 + \nu^{18}} \sqrt{c_3 + \nu^{18}}} \quad \text{-----} \quad (2.9)$$

ここで、 ν は無次元周波数で、 $\nu = f_z / 5 \text{ kHz}$ とした。式(2.8)は、低い周波数で ν^{18} に比例し、高い周波数で ν に比例する。また式(2.9)は、それぞれ ν^{14}, ν^0 に比例する。 c_1, c_2, c_3 は、振幅の上昇率の移り変わりを決定する係数であり、 $c_1 = 8.54 \times 10^{-3}$, $c_2 = 1.142 \times 10^{-2}$, $c_3 = 6.19$ とした。これらの三つの係数の値は、実験結果を最もよく近似できるように決定した。

また、条件(3),(4)により、二つの音源を観測方向からみた距離の差 d は、

$$d = d_0 + c_d \cdot \nu \quad \text{-----} \quad (2.10)$$

とし、音源の位置の移動量が周波数に比例するようにした。これは $2 \cdot 4 \cdot 1$ で見たような強い流れの中で音が発生する際に見かけ上音源の一が流速に応じて移動することを意味する。ここで、 $d_0 = -2.5 \text{ mm}$, $c_d = 2.5 \text{ mm}$ とおき、さらに $A_1(a) = 1$ と固定して、 $A_2(a)$ が軸間距離に応じて図2.17に示すように変化するとした。

これにより、図2.18に示すような応答が得られた。図には、式(2.8)のみによる応答を一点鎖線で示し、式(2.9)のみによる応答を破線で示している。この

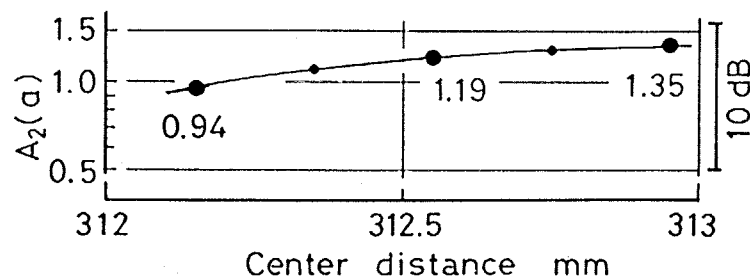


図2.17 振幅の係数の推移

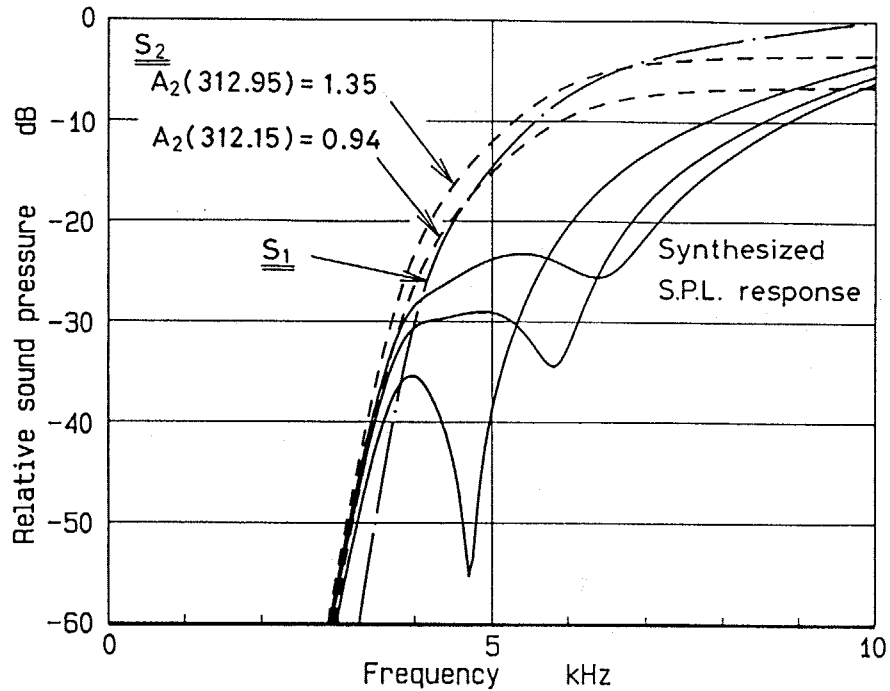


図 2.18 音源モデルによる音圧応答の計算結果

モデル化の結果は、図 2.6 の音圧応答とよく一致しており、このときの振幅の変化(図 2.17)は図 2.7 や 2.10 とよく類似している。かみあい点からの音の放射を表す一つの解であると考えられる。そして、図 2.17 にみられるような A_2 の値のわずかな変化で、音圧レベルの応答が著しく変化しており、空力音の振幅は軸間距離によってさほど変化しないであろうという、 $2 \cdot 4 \cdot 2$ の予測にも適合する。

以上からレベルの谷は、互いに逆位相の二つの音源間の支配関係の切り替わりによって生ずるとモデル化できることがわかった。したがって、かみあい点の当たりには、性質の異なる少なくとも 2 種類の空力音が存在するといっていよい。

2.4.4 音源の挙動についての考察

以上の実験結果及び考察を元に歯車の空力音がどのように放射されているかを推定してみる。

音源は、マクロにみればかみあい点を代表位置とした領域にあることは、一章の音響ホログラフィによって確認されている。また音の発生は、空気の流れが時間に対して変動することが第一原因として考えられる。仮に歯車が比較的ゆっくりと回転している場合には明らかに空気の流れ自体も準静的に生じていると考え

られるので、音は生じない。また、音の波長 (λ) と音源の代表寸法 (L) とを比較したときに $\lambda \gg L$ であれば一つの音源として見なすことができる⁽²³⁾。歯車を包み込むような閉空間を考えれば、その中での空気の入りはゼロであるので、ある程度の速度で回転していてもかみあい周波数も低いので、波長が長くなって音としては観測できない。以上のように考えると、軸方向で観測される音圧が常時低かったのは、この方向からみて、流れの変化が等距離の位置で起きているために、その総和が常にゼロになるためであると考えられる。速度が高くなると、波長はかみあい周波数の逆数に比例するので短くなるのに対して、音源の代表寸法は変化しない。その結果 $\lambda < L$ となり、外部へ音を放射するようになる。このとき放射される音の強さには回転速度（すなわち空気の流速）や、音源の幾何学的な境界条件が作用するものと考えられる。これらの結果として、音の放射がある回転速度から急激に立ち上がるものと推定できる。

次に、かみあいはずれ側のレベルの谷より低いかみあい周波数と、かみ込み側へ放射される音では、図 2.7, 2.10 で示したように、軸間距離の変化に対してほとんど同じ挙動をしており、同じ性質もしくは同じ音源から放射されているものと推定される。歯底埋めの処理の効果が、歯幅全体に処理をした場合と両端部のみに処理をした場合とでほとんど等しいことから、この音は歯と歯がかみ合っている領域で、その端面での空気の入りによって放射されているものと考えられる。さらにこの音は、軸間距離を短くしたり、歯底を埋めてクリアランスを狭くすると弱くなるという特徴を持っている。

一方かみ合いはずれ側のレベルの谷より高いかみあい周波数を支配している、式(2.8)で表されるような成分は、その放射音圧も大きいですが、かみあいはずれ側でのみ観測されることから、これはかみあいが終了する位置で発生するものと推定され、かみあいはずれ方向への空気流（図 2.14 の CC'）とも密接な関係があるものと思われる。またこの成分は、実験式によるモデル化によれば軸間距離の変化や歯底埋めの処理に依存せずに発生していると考えられる。

図 2.15 のように空気の吸排の対称性からみれば、かみあい開始の位置にも音源が存在するものと予想されるが、この領域が空気のよどみによって圧力が上昇していると同時に軸方向には開放しているのでこの方向に流れが逃げ、音をかみ込み側に伝えるような流れの変動は発生しないものと思われる。

2・5 結言

平歯車のかみあい周波数の音がかみあい点を代表点として放射されているという音響ホログラフィの結果にもとづいて、この近傍に置いたマイクロホンを用いてその音圧と位相のトラッキング分析をおこない詳細に検討した結果、以下のことが明らかになった。

(1) 比較的高い回転速度で運転されている場合には、かみあいの進行に伴う空気の吸排によって、かみあい点付近から”空力音”が無視できない強さで放射されていることを実験的にはじめて検証した。

(2) 空力音は、主としてかみ合いはずれの方に強く放射され、またかみ込み側へも放射されているが、軸方向への放射は弱い。特に、かみあいはずれ側への放射には、互いに逆相の二つの音源が寄与しており、それらの干渉によって、レベルの谷と呼ぶ特徴のある現象を呈すると解釈できることを実験式によるモデル化で示し、空力音には、性質の異なる2種類の成分があることを示した。

(3) このうちのひとつは、端面からかみ込み側とかみあいはずれ側の両方向に放射され、軸間距離を短くする（クリアランスを狭くする）と弱くなるのに対して、他方は、かみあいはずれの領域にからかみあいはずれの向きにのみ放射され、高い回転速度の領域で顕著となる成分であると推定した。

(4) 軸間距離を長くするなどして、クリアランスの増加を図っても、空力音の低減化が望めるとは限らないことが明らかになり、ギヤポンプとのアナロジーからこのことを定性的に裏付けた。

第三章

空力音の挙動の実験的把握

3・1 結 言

第二章では、かみあい周波数の音が空力的に発生していることを、はじめて検証することができた。そして過去にこのような音が発生しているとされる事例では、軸間距離を長くしてクリアランスを大きくすることにより空気の入出りを容易にすればよいといわれていたが、これは必ずしも正しくないことを確認した。また、空力音の中にも、少なくとも2種類の成分があることを考察し、かみあい点からかみ込み側とかみあいはずれ側の両方向に放射している成分と、かみあいはずれ側のみに放射する音源が存在すると推定できることを明らかにした。

しかし、音源の部位や挙動の詳細については、未だ不明な点が多い。空力音の発生と放射は、その性質から考えて自明なように、歯車の幾何学的条件と回転数とによって決定付けられ、伝達トルクにはよらない。また一般に流体力学的現象には、相似則が成り立つ場合が多く、空力音についても同様の類推が成立するものと考えられる。またそのような相似則を検討する過程の中で、音源の性質を明らかにできると思われるので、空力音の発生と放射を支配する相似則を実験的に調べることにした。さらにミクロにみた音源の部位を推定を試み、音の放射の性質について検討を加える。

音の放射挙動は、音源自体の強さと、音源の分布や音源の形状といった境界条件（主として指向性に寄与する）によって決定付けられる。したがって、観測している音圧 p は、これに距離による減衰が重畳されたものである⁽²³⁾。音源自体の強さは歯車の回転速度に依存すると考えられるから、

$$p \propto \text{速度(回転数)のファクタ} \times \{\text{分布, 形状}\} \text{のファクタ} \times \text{距離のファクタ}$$

という形式をとるものと考えられる。この式はよく音波の波長 λ との関係で整理される。ここでは観測点が固定されていることから距離のファクタを無視して、観測される音圧が、歯幅と波長の比 (b/λ) を速度の指標として表せることを示した。また、これに歯車の主要な諸元であるモジュールや歯数、歯幅で与えられるファクタをかけることによって、任意の条件での空力音の放射が与えられることを実験的に示している。

また第一章での音響ホログラフィによる測定結果によって、音源がマクロにみ

てかみあい点の領域であることが確認できている。ミクロに見た音源の位置の候補としては、かみ込み側と、かみあい領域の端面（両側の2箇所）、さらにかみあいはずれの合計3種類、4箇所が考えられる。これらの部位がどのようなプロセスで音を放射しているかについては2章までの結果では確定できていない。そこで、歯幅の広い場合や、歯幅を2分割するような中溝を入れた歯車からの放射音について実験的に検討し、さらに、歯車を模したモデル音源からの音の放射の測定を行って、音源自身のふるまいを明らかにすると同時に、音源の部位を特定した。

またさらに、音源近傍での空気の流れを熱線流速計を用いて測定することにより、空気の流れと音との関連性についての知見を得ている。

3・2 歯車諸元の影響

空力音は歯車の幾何学的条件と運転速度で特徴付けられるので、歯車の諸元の影響を調べることにした。歯車の代表的な諸元としては、モジュール、歯幅、歯数が考えられる。ここでは実験上の制約から、基本的には軸間距離を変えない範囲でこれらの影響について検討する。

3・2・1 試験歯車

歯幅及びモジュールの影響をみることができるように、表3.1に示すような2種類の歯車対を用意した。

表 3. 1 試験歯車諸元

Gear ID	B-s-r	B-s-m
Module	2	4
Number of teeth	138	69
Face width	110	100
Pressure angle	20	20
Nominal center distance	276	276

ここで、B-s-rは主として、歯幅の効果を評価するために用意したもので、音圧応答の測定を行う毎に歯幅を10mmずつ削り落として測定を行っている。なお二章で用いた歯車は、これを最終的に40mmにしたものである。B-s-m、はモジュールの影響を見るために $m = 4$ としたものである。

3・2・2 歯幅の効果

3・2・2・1 歯幅による音圧応答の変化 歯幅の影響を調べるために歯車対B-s-rについて、歯幅を10mmずつ削り落とすごとにかみあい点の真上160mmで上向き回転及び下向き回転それぞれに対して音圧レベルの応答を測定した。測定した音圧レベルの応答のうち、軸間距離を、 $a = 276.2\text{mm}, 276.5\text{mm}, 276.8\text{mm}$ の3通りとし、歯幅については、 $b = 40\text{mm}, 80\text{mm}, 110\text{mm}$ の結果を図3.1に示す。上向き回転については、これらを重ねて(a)に示し、下向き回転については、軸間距離 $a = 276.5\text{mm}$ の結果を(b)に表示している。

図3.1(a)から、かみあいはずれ側では(X)，音圧レベルが急上昇する周波数が歯幅の増加と共に低くなっていることがわかる。さらにレベルの谷が存在することと、その軸間距離の変化に対する挙動の変化の特徴も、歯幅を広げることによって出現する周波数が低くなるものの、明らかに保存されている。また $b = 110\text{mm}$ や $b = 80\text{mm}$ のように歯幅の広い場合には、音圧はおよそ130dBで頭打ちとなった後に、 $b = 80\text{mm}$ では8kHz付近で再び低下する。 $b = 110\text{mm}$ ではこの落ち込みが6.5kHz付近で生じている。この落ち込みは、二章でレベルの谷と命名した特徴のように軸間距離のわずかな変化で出現周波数と形状が著しく変わることはなく、落ち込みの度合のみがわずかに変化するだけで、レベルの谷とは性質が異なる。

一方同図(b)のかみ込み側(X)でも、音圧レベルの立ち上がり始める周波数が、かみあいはずれ側と同様に歯幅の増加と共に低くなる。いずれの歯幅においても、かみあいはずれ側(下向き)へ放射された強い音が定盤で反射して、かみあい点からかみ込み側へ直接放射される音に干渉するための周期的な起伏が認められる。これを2・3・2・3と同様に考慮すれば、かみ込み側へ直接放射される成分のレベルは、100～110dB程度で頭打ちになっていると推定できる。なお歯幅の広い場合には、軸間距離と音圧レベルの関係が不明瞭になる傾向が認められた。

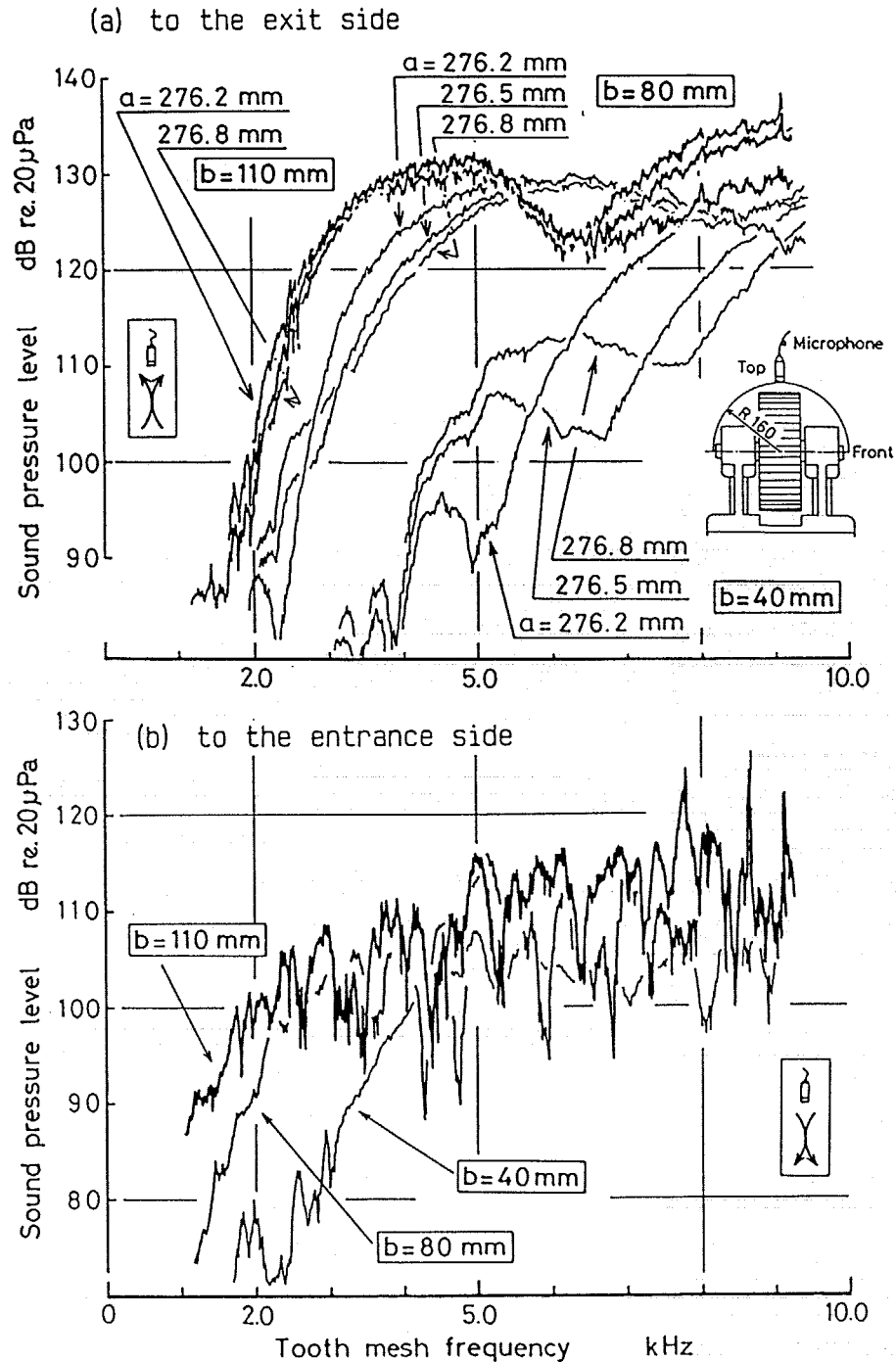


図 3.1 歯幅の違いによる音圧応答の変化

($m=2$, $z=138$; $b=40, 80, 110$ mm)

以上の結果から歯車からは、歯幅に関わりなく同一の性質をもった音が放射されており、歯幅を広くすると、同じ挙動が歯幅に反比例するように低いかみあい周波数へずれて出現するといえる。

3・2・2・2 音響ホログラフィによる結果 歯車対B-s-rで、歯幅 $b=110$ mmとして音響ホログラフィによる測定を行った。上向き回転(λ)として、前述の6.5kHz付近での音圧の落ち込みとそれより高い周波数で挙動が変化するかを調べるように、軸間距離 $a=276.8$ mmで、 $f_z=6.23, 7.8, 8.74$ kHz(それぞれ、2710, 3390, 3800rpmに対応)についての測定を行った結果を図3.2に示す。これらの結果は、いずれも歯幅の中央に点音源が存在するように観察されると同時に正面

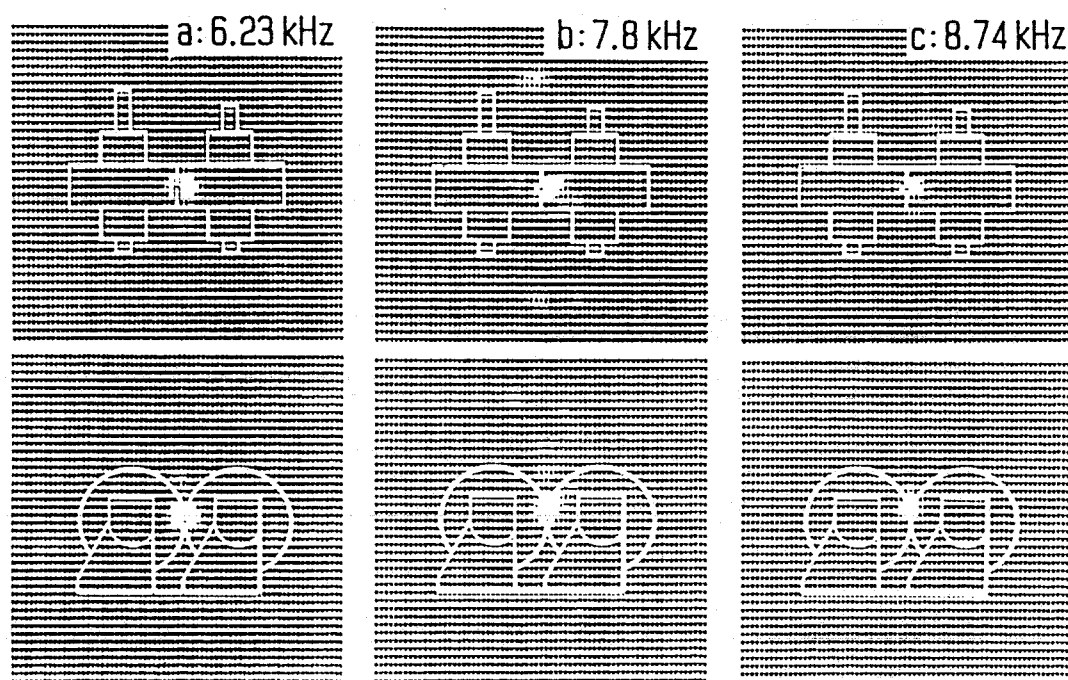
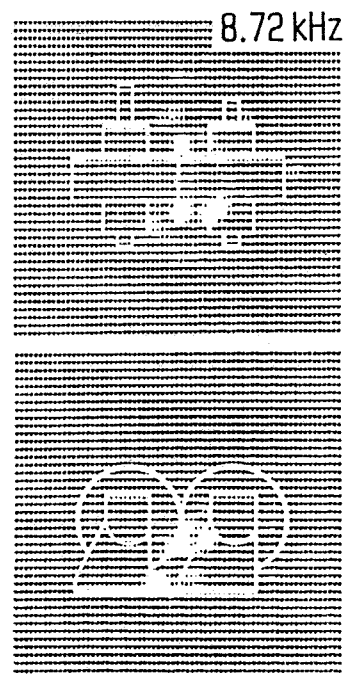


図3.2 音響ホログラフィによる
音源の可視化結果
(λ , $b=110$ mm)

図3.3 かみ込み側からみた
音源の可視化結果
(λ , $f_z=8.72$ kHz)



からみてもかみあい点からかみあいはずれにかけての領域にあることを示しており、音源の挙動に変化は認められない。

一方図3.3には、かみ込み側への音の放射を調べるために、下向き回転 (X) として $f_z=8.72\text{kHz}$ で測定した結果を示す。この周波数は、図3.1(b)の音圧応答の測定結果から、概ね反射音と直接音とが同位相で強めあっている状態であると判断できる。それにもかかわらず、音源は、歯幅の両端にしか強く表示されず、図3.2のような歯幅の中央の音源はほとんど観測されない。すなわち、歯幅の両端に観測される音源が、かみあい点の音源であると同時に反射音による影響をも表していると解釈できる。

このことは、かみあい点のかみ込み側には強い音源は存在せず、歯幅の両端にあると考えられる音源が、かみ込み側へ音を放射していることを示唆している。

3.2.2.3 歯幅の広い場合の指向特性 音の放射には指向性があり、特に波長が短くなるとこの影響が現れる。前後左右の対称性があることや、歯幅の狭いときの測定結果から、かみあい点の真上が音の放射の代表的な点であることは明らかであるが、図3.1(a)の $b=110\text{mm}$ 、 6.5kHz 付近に新たにレベルの落ち込みが生じているので、この点を中心として、前後左右での音の音圧レベルを測定した。図3.4にかみあい点の真上160mmを基準点として、正面からみて横方向被動側へ50mmの点(図中R)と、手前に50mm(ほぼ端面の真上、図中F1)および120mmの点(図中F2)で計測した音圧レベルの応答を示す。ここでは、対称性が確認できているので基準点に関して反対側での計測結果を省略している。

図から、左右方向に測定点を動かしても音圧応答の曲線の形状はほとんど変化せずに、全体に音圧が低下する。このことから、左右方向については、ピッチ点の真上を代表点として評価してよい。一方、前後方向の分布を見ると、レベルの落ち込みを生ずる、 6.5kHz 付近では、真上から遠ざかるにしたがって、逆に音圧が高くなる。

一方かみ込み側 (X) では、測定位置に対する著しい差は認められなかった。これらの結果のうちTopとF1での結果を図3.4(b)に示している。

そこで、かみあいはずれ側の音について、ピッチ点の歯幅の中央を中心として、真上から軸方向までを、半径160mmの円周上で、 5° ないしは 10° おきに音圧応答

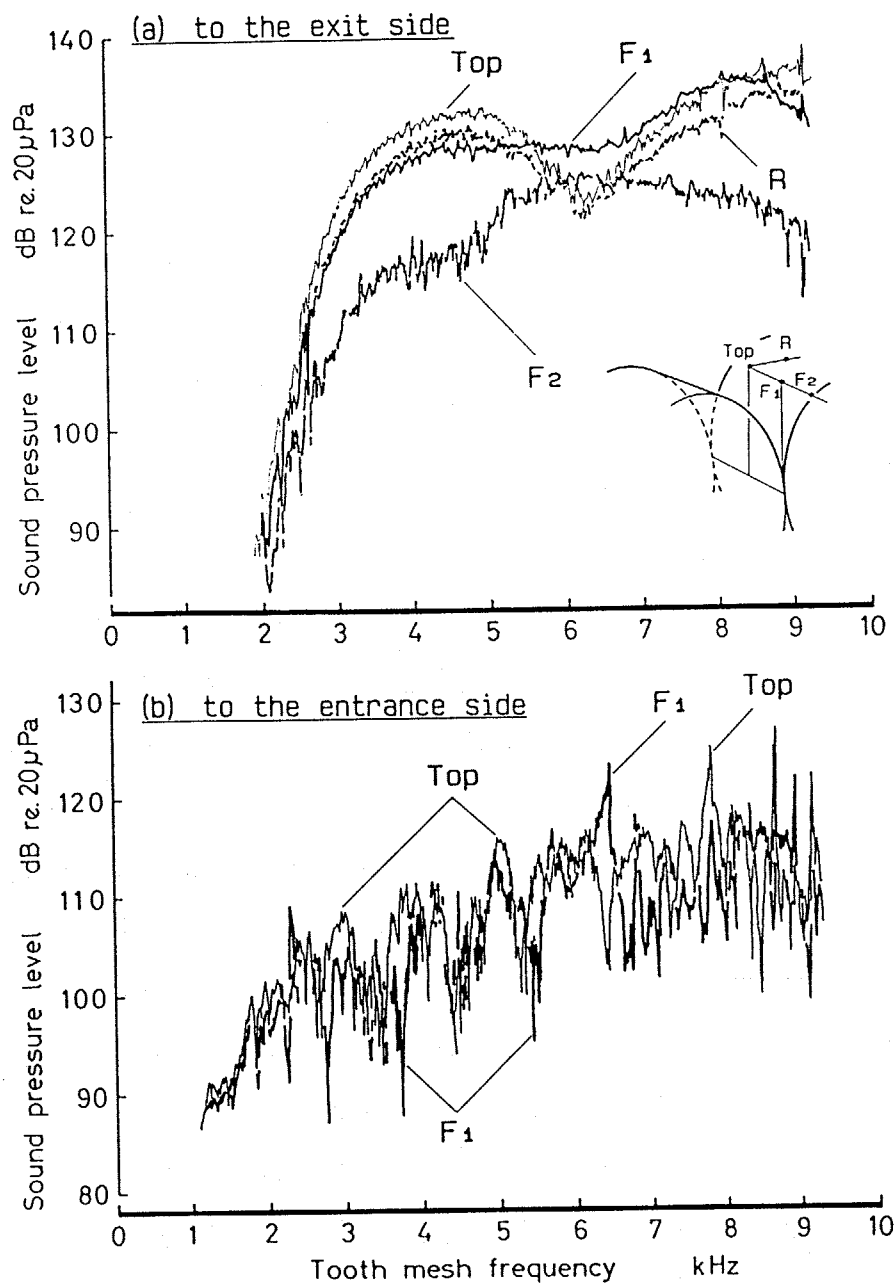


図 3.4 かみあい点真上を中心としてその前後左右での音圧応答の違い

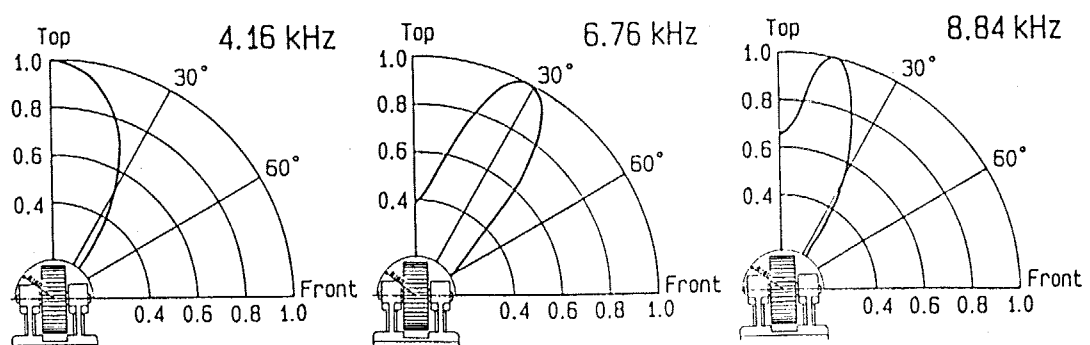


図 3.5 かみあいはずれ側での音の指向性測定結果(b=100mm)

を計測した。これからいくつかのかみあい周波数で音圧を読み取り、指向性すなわち円周上での音圧分布を、それぞれの周波数での最大音圧で正規化してプロットしたのが図3.5である。なおここでは歯幅 $b = 100\text{mm}$ での結果を示している。概ね 6kHz 以下では、Topと表示した真上の位置が音圧最大となっている。これより高いかみあい周波数では、音圧最大の方がTopからFrontの方へ移動し始め、真上の音圧が低下するため、ハート形のパターンとなることがわかる。音圧最大の方はおよそ 7kHz で真上から 30° の方向となり、さらに高いかみあい周波数では再び元へ戻る傾向にあることがわかる。この音圧の落ち込みの度合は歯幅によって異なり、歯幅の広い方が落ち込みが顕著である傾向が認められ、かみあいはずれの音の放射については、かみあい点の真上が常に代表点であるとして評価するのに無理があると判断した。そこで、各測定点で計測した音圧応答から、周波数毎に、最も高い音圧を抽出して、これを評価することにした。

3・2・2・4 歯幅に対する相似性 図3.1で、音圧が急に立ち上がるかみあい周波数が歯幅の増加に概ね反比例して低くなることから音の波長と歯幅との間に密接な関係があると考え、かみあい周波数をそれと比例関係にある無次元量として歯幅 b とかみあい周波数の音の波長 λ の比 b/λ で整理して音圧レベルとの関係をプロットして図3.6に示す。ここでは軸間距離 $a = 276.5\text{mm}$ とし、(a)はかみあいはずれで(すなわち上向き回転で)の音圧応答を、(b)はかみ込み側について(すなわち下向き回転で)の結果を示している。かみ込み側については反射音の影響が強く、かみあい点の真上の音圧のみから、反射音の影響がほとんどないと考えられる、音圧レベルの立ち上がりの領域についてのみ示している。

かみあいはずれ(ア, 図中 a)においては、レベルの谷より低いかみあい周波数で、音圧レベルのばらつきが大きい。全体に音圧応答の曲線は軸間距離によらずにほぼ一致することがわかる。これから、この音の放射は、かみあい周波数を表す無次元パラメータ b/λ に支配されているといえ、概ね $b/\lambda = 0.5$ を越えるあたりから急激に強くなる。その中で、歯幅の狭い場合(■, ▼印)の方が歯幅の広い場合(○, △印)よりもレベルが高い傾向がある。

レベルの谷より低い周波数については、レベルのばらつきが大きいものの b/λ で整理することによって、応答が集約されている。また歯幅の違いによるレベル

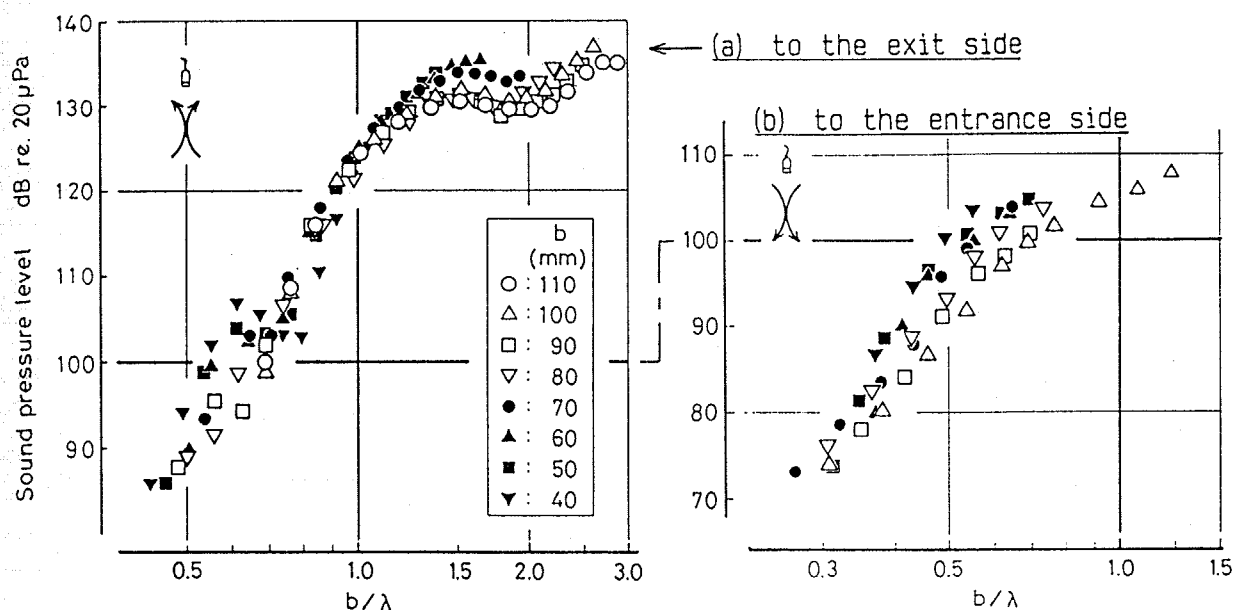


図 3.6 b/λ で整理したときの最大音圧の推移

のぼらつきは下向き回転(λ:図中b)と同様である。このことから、これら二つの成分は、上と同様に b/λ が代表的なパラメータであると判断できるものの、音源から音が放射されるプロセスは異なっていると思われる。これらの音は、図 2.7 と図 2.10 の軸間距離に対する音圧レベルの依存性の比較からもほぼ同じ性質を持っていることから、かみあい点から同じ原因で放射されたものと推定される。

以上から、かみあい周波数で発生する空力音には、 b/λ で整理できるような相似則が成り立ち、かみあいはずれ側でのみ観測される、 $b/\lambda = 0.8$ を中心としてそれより高いかみあい周波数で音圧レベルが著しく高くなる成分と、 $b/\lambda = 0.5$ 付近の特徴に代表されるようにレベルは比較的低いもののかみあいはずれ側と、かみ込み側の両方向に観測される成分の二つに大別されることがわかった。

3・2・3 モジュール，歯数の影響

前節では、単に歯幅の影響のみを調べた。本節では、さらにモジュールや歯数の影響についても検討する。前にも述べた通り、実験上の制約から軸間距離を大きく変えることはできないので、事実上は、モジュール×歯数＝一定という条件での測定を行った。なお、無次元パラメータ b/λ をかみあい周波数 f_z ，歯数 z ，モジュール m ，音速 c_0 ，基準ピッチ円直径 D_0 ，回転数 N を用いて書き換えると、

$$\frac{b}{\lambda} = \frac{b c_0}{f z} = \frac{b}{m} \cdot \frac{D_0}{c_0} \cdot N \quad \text{-----} \quad (3.1)$$

となる。

まずモジュールの影響を検討するため、歯幅 $b = 100\text{mm}$ 一定として、モジュール $m = 2$ ，歯数 $z = 138$ の歯車対 (B-s-f) と， $m = 4$ ， $z = 69$ の歯車対 (B-s-m) とで比較をする。両者は歯幅が等しいので，式 (3.1) よりかみあい周波数が等しいときに b/λ が等しくなる。すなわち，回転数はモジュールに比例して $m = 4$ の方が $m = 2$ の2倍となっている。二つの結果を重ねてプロットして図3.7に示す。図では， $m = 4$ の歯車対の音圧レベルの軸を，15dB下げてプロットしているので，音圧の絶対値は， $m = 4$ の方が高いことに注意を要する。これから，観測方向す

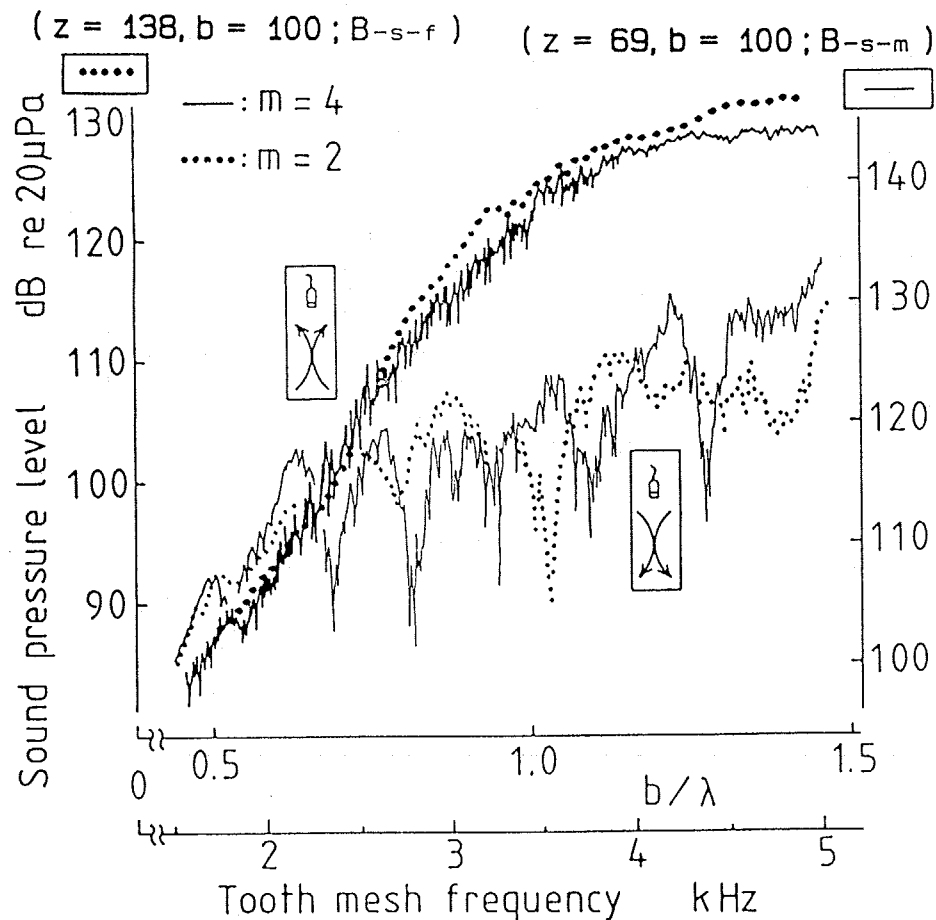


図3.7 歯幅が等しく ($b=100\text{mm}$)，モジュールと歯数が異なる歯車の音圧応答の比較

なわち回転方向によらず、音圧応答の曲線はよく一致するといえ、両者で15dB程度のレベルの差がある。

次に、モジュールと同時に歯幅を変えた場合の結果として歯車対B-s-mの結果と、歯車対B-s-fの歯幅 $b = 50\text{mm}$ についての結果を比較して図3.8に示す。ここでは、 b/m が一定であるので、式(3.1)より同じ b/λ に対して両者で回転数が等しい。また音圧レベルについては、 $m = 4$ の場合を12dB下げて表示した。この図からも二つの条件での音圧応答の曲線の形状は概ね一致していると判断してよい。なお図3.7と図3.8に示した $m = 4$ の音圧応答は同一のものである。

以上の結果から、モジュールや歯数が異なる場合でも、 b/λ を第一の無次元パラメータとして整理し、その上で、モジュールや歯幅などの諸元による係数を掛ければ、任意の条件での音圧応答を推定できるといえる。すなわち歯車の主要な諸元であるモジュール、歯数、歯幅を任意に与えた場合の空力音の放射には、あ

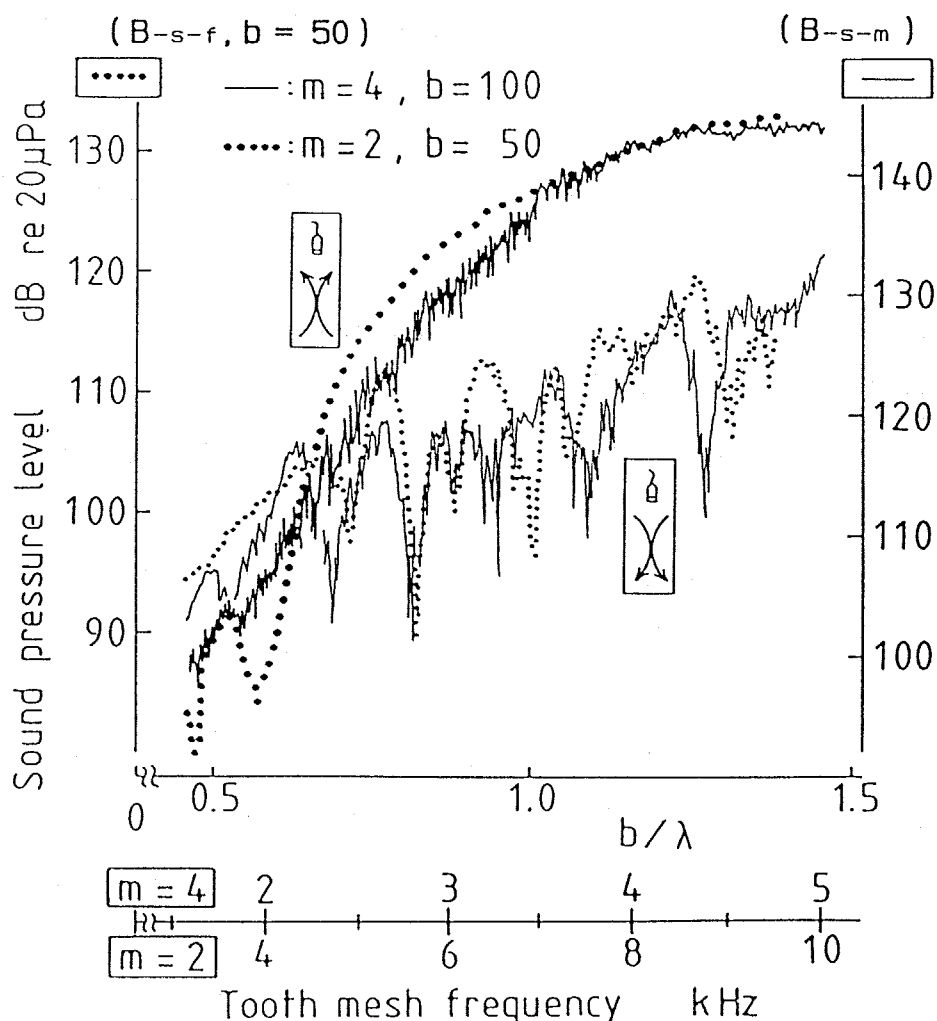


図3.8 歯幅とモジュール、歯数がすべて異なる歯車の音圧応答の比較

る相似則が関与していると考えてよい。これから、かみあい周波数の音の放射は、単に歯車の周速に依存して発生しているわけではなく、 b/λ なる無次元パラメータに支配されていることが明らかにできた。

3・2・4 相似性に対する考察

以上で空力音の発生と放射には他の流体力学的現象と同様に相似則が成り立つことがわかり、前節で検討したように、 b/λ なる無次元パラメータによって、音圧応答曲線を相似に記述できることがわかった。そこでこの相似則を支配しているパラメータを検討する。

ある物体から音が放射されているとき、ある観測点での音圧は音源の強さに関するファクタ（媒質排除速度と呼ぶ量に関わる：ここでは f_s で表す）と、音源の振幅と位相がある領域内に分布しているのを合成するファクタ f_d 、そして音源を構成する物体表面による境界条件すなわちここでは歯車の形状のファクタ f_b によって

$$p \propto f_s \times f_d \times f_b \quad \text{-----} \quad (3.2)$$

と表すことができる。

ここで、 f_b は本来、波長 λ 、歯幅 b 、歯車直径 D 、距離 r の関数であるので、これらから、歯幅と波長の比 b/λ 、歯幅と歯車の直径の比 b/D 、代表点（かみあい点）から観測点までの距離と歯車直径の比 r/D の関数として、 $f_b(b/\lambda, b/D, r/D)$ のように与えられる。ここでは、 r/D は一定であるので無視する。また3・2・2・4からわかるように、 b/D の影響は最大音圧をとることでその影響は少なくなるから無視して、 b/λ のみの関数として、 $f_b(b/\lambda)$ と近似できる。

さらに、音源の分布のファクタについては不明確な点もあるが3・2・3の結果から、ほぼ b/λ が代表パラメータとしてよいと思われるので、これをも含めて、 b/λ の関数と考えれば、

$$p \propto f_s \times f(b/\lambda) \quad \text{-----} \quad (3.3)$$

と見なせる。ここで、第1項の f_s を評価して諸元の影響を検討する。

3・2・4・1 ギヤポンプからの類推 二章でも取り上げたギヤポンプの流量変動のプロセスが、音の発生挙動を代表するものと考えて、相似則の導出を試みる。ギヤポンプの場合では、ここで取り扱っている空力音とは異なり、軸方向への空気の入りが存在しないが、これについては第一次近似として無視することにする。

空力音の音圧は、ある場所での空気の吐き出しの流量変化率に比例する⁽²²⁾。すなわち、吐出流量を dQ/dt [m^3/s] とすれば音源はその変動成分で表される。従って観測点での音圧は、これの時間微分に比例する。 dQ/dt の変動の1周期分は回転角 θ を用いて式(2.5)のように表せるから、時間軸に対して

$$\frac{dQ}{dt} \equiv \frac{dV}{dt} = \frac{dQ}{d\theta} \frac{d\theta}{dt} \quad \text{----- (3.4)}$$

ここで、 V は着目する気室代表体積、 θ は歯車の回転角と表記でき、図2.15のようになる。これは、フーリエ級数の形で、

$$dQ/dt = \{q_0 + \sum q_i \cos(z\theta)\} \cdot \omega_g \quad \text{----- (3.5)}$$

但し $\omega_g = d\theta/dt$,

と表せるから、この内の $i=1$ の項がかみあい周波数の音の原因となる。

ここで、 q_i は吐出流量の脈動成分のP-P値に比例するから、式(2.5)より、

$$q_i \propto b \cdot [r_g \cdot \theta]^2 \quad \theta = \pi/z \quad = b \left(\frac{\pi r_g}{z} \right)^2 = b \left(\frac{\pi m}{2} \cos \alpha \right)^2$$

これから、かみあい周波数の音圧として観測されるのは、その微分であるので

$$\begin{aligned} p &\propto \frac{d^2 Q}{dt^2} \propto q_i \cdot z \cdot \omega_g^2 \cdot (-\sin(z\theta)) \\ &\propto b m^2 \cdot z \omega_g^2 \quad \text{----- (3.6)} \end{aligned}$$

または

$$\propto \frac{b}{z} \cdot \omega_z^2 \cdot m^2 \quad \text{----- (3.6')}$$

ここで、 $\omega_z = z \cdot \omega_g$ である。また、 $\omega_z = 2\pi f_z = 2\pi c_0/\lambda$ であることを利用すれば、

$$p \propto \frac{1}{b} \frac{1}{z} m^2 \left(\frac{b}{\lambda} \right)^2 \quad \text{----- (3.7)}$$

が得られる。すなわち、周波数軸を無次元パラメータ b/λ で整理すると、観測点での音圧は歯幅及び歯数に反比例し、モジュールの2乗に比例する。また図3.6, 7, 8の曲線は、式(3.3)の $f(b/\lambda)$ に、式(3.7)中の $(b/\lambda)^2$ を乗じたものであることがわかる。

3・2・4・2 流速の瞬時値による検討 以上のギヤポンプによる議論は、かみ込み側（吐き出し側）とかみあいはずれ側（吸い込み側）とで歯車の間の空間全体からの出入りをマクロにとらえている。すなわち、空気の出入りをそれぞれの側で一点に集約して与えていたので、その空間的な分布については無視していた。現実には、音がかみあいの領域に分布していると考えられるので、その中でのある場所での音源の強さを評価する必要がある。このためには、一つの歯みぞによって構成される気室に注目して、その体積の変化速度（すなわち吐出体積速度）を評価するのが適当であると考えられる。

そこで、空気の出入りを支配する、互いの歯先円が食い込み合っている領域の長さを L 、ピッチ円周速度を v とすれば、気室の体積変化率の代表値は、 L に反比例し、 v に比例する。さらに気室の代表体積（歯みぞ断面積×歯幅）にも比例するから、代表的な流速の指標は、

$$\frac{dQ}{dt} \propto \frac{v \times m^2 b}{L} \quad \text{----- (3.8)}$$

で表せる。ここで、ピッチ円周速はかみあい周波数と円周ピッチの積として、

$$v = f_z \times \pi m$$

また音源の長さ L は、三平方の定理より歯先円半径と基準ピッチ円半径から

$$L = 2m\sqrt{(z+1)}$$

であるから,

$$\frac{dQ}{dt} \propto \frac{f_z \times \pi m \times m^2 b}{2m\sqrt{(z+1)}} \quad \text{----- (3.9)}$$

これが、歯みぞからの空気の出入りの流量の代表量である。着目している領域のある地点では、歯みぞと歯が交互に通過するので、この値とゼロととが繰り返される。従って、式(3.9)の値がある地点での流速の変動の振幅の代表量と見なせるから、音圧はこの微分に比例するので、これに ω_z をかけて定数を見捨れば、

$$p \propto \frac{d^2 Q}{dt^2} \propto \frac{f_z^2 \times m^2 b}{\sqrt{(z+1)}} \quad \text{----- (3.10)}$$

ここで z は1に比べて十分大きいので $z+1 \approx z$ と近似し、さらに f_z を波長 λ に変換し整理すれば、

$$p \propto \frac{1}{\sqrt{z}} \frac{m^2}{b} \left(\frac{b}{\lambda} \right)^2 \quad \text{----- (3.11)}$$

となる。式(3.7)が歯数に反比例するのに対して、式(3.11)では歯数の平方根に反比例するところが異なるだけである。

3・2・4・3 実験結果の検討 式(3.7)(3.11)を本章での実験結果に適用してみる。これらの式から $f_s = f_s' \times (b/\lambda)^2$ と表せるので $(b/\lambda)^2$ は、周波数のパラメータとして除去して、そのうえで、 b 、 m 、 z の影響をとらえることにする。

3・2・4・3・1 歯幅の影響 式(3.7)(3.11)いずれの場合でも無次元パラメータ b/λ を横軸にとって整理した音圧は、歯幅に反比例することがわかる。そこで、図3.6(a)から、 $b/\lambda = 1.5, 2.5$ の場合のそれぞれについて、音圧を読み取り、歯幅との関係をプロットして図3.9に示す。図から明らかなように、音圧は $p \propto 1/b$ （すなわち-20dB/decade）の関係にあることが一目瞭然である。このことから、 b/λ で整理したときのかみあい周波数の音の音圧は、歯幅に反比例しているといつてよい。

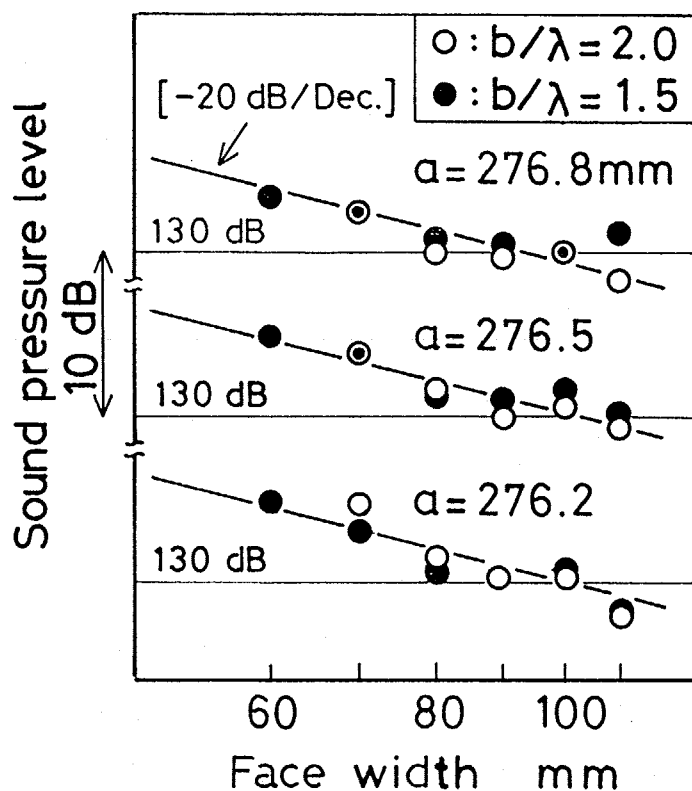


図 3.9 b/λ が一定のときの音圧と歯幅の関係

3・2・4・3・2 モジュール，歯数の影響 モジュール $m=4$ ，歯幅 $b=100$ mm，歯数 $z=69$ 枚 (B-s-m) を基準として， $m=2$ ($z=138$, B-s-r) で $b=50$, 100 mm とした場合について，同様に式 (3.7) (3.11) で $(b/\lambda)^2$ を除いて，歯数 z とモジュール m と歯幅 b によって表される相似性の倍率を求めると表 3.2 のようになる。

これから図 3.7 で 15 dB の差で二つの結果がよく一致することは，式 (3.11) を適用することに対応する。いっぽう図 3.8 では式 (3.7) に対応して 12 dB のずれを与えた場合に音圧応答がよく一致する。前者では歯幅が等しく歯車の形状も等しいので，音の放射におよぼす歯車の形状の効果が等しいのに対して，後者では，歯幅が異なることによる境界条件の差，すなわち音響的にみたファクタが異なることを考えれば，式 (3.11) に近い形式での相似則が成り立つと考えるのが確からしいと推定できる。

表 3. 2 音圧レベルの差

	B-s-r b = 50 (fig. 3.8)	B-s-r b = 100 (fig. 3.7)	B-s-m
Module	2	2	4
Number of teeth	1 3 8	1 3 8	6 9
Face width	5 0	1 0 0	1 0 0
Eq(3.7)	- 1 2 dB	- 1 8 dB	0 (ref.)
Eq(3.11)	- 9 dB	- 1 5 dB	0 (ref.)

3.2.5 まとめ

以上の実験的検討から、かみあい周波数で空力的に発生する音は、単に歯車のピッチ円周速に左右されるというよりは、あくまでも b/λ なる無次元パラメータに支配されて発生放射されており、その上で、モジュールや、歯数、歯幅の有理式で定まるファクタによる重みがかけられているといえる。

3.3 モデル音源による音源部位の推定

現実の歯車からの発生音に対する測定では、かみあい周波数の音の放射には、 b/λ を周波数パラメータとして、相似則があることがわかった。さらに音源の挙動を明確にするには、ミクロにみて音源がどの部位にあるのかを知る必要がある。

特にかみ合いはずれのレベルの谷より高いかみあい周波数に着目したとき、音響ホログラフィでは、歯幅中央の点音源としか判定できなかったが、その音の指向性は特異な形状となる。そこで、歯車のかみあいをモデル化して、二つの円筒が外接して、かつその接点に点音源と見なせる音源を置き、これから放射される音の挙動を調べることで、かみあいはずれに放射される音の部位または分布を明らかにしようとした。3.2節で明らかにしたように、歯幅が広い場合でも歯幅が狭い場合と同じ性質の音が放射されていると判断できる。したがって、歯幅の広い場合で、音の放射の挙動を調べればよい。

3・3・1 モデル音源

歯車を模した円筒として、図3.10に示すように幅54mmの円筒を2枚重ねて108mmとしたものを用いて、その接点の部分にマグネチックイヤホンを埋め込んでいる。かみあい領域での音源の分布が未知であるので、イヤホンを7個直線状に配列し、それぞれを個別に駆動することができるようになっている。この時、それぞれの振幅と位相特性については、個別に十分大きなバフルに取り付けてキャリブレーションを行い、図中に示した駆動回路によって極力同一振幅、同一位相で音を放射するようにした。このキャリブレーションで、マグネチックイヤホンは概ね点音源として振舞っていることを確認している。

イヤホンを7個同時に駆動することは、かみあい点で音源が歯幅方向に直線上に分布していることに対応し⁽¹⁴⁾、中央の一個のみでは点音源に対応する。ここでは、便宜上向かって左から#1,...,#7と番号をつける。

このモデル音源を割り出し盤の上に載せ、歯車の放射音の測定と等しい条件として、回転中心から160mmの位置で5°おきに音圧を測定して指向性を求めた。なお測定は、特に吸音対策を施していない実験室で行ったが、音圧レベルが低い方向を除けば反射の影響は無視できることを確認している。

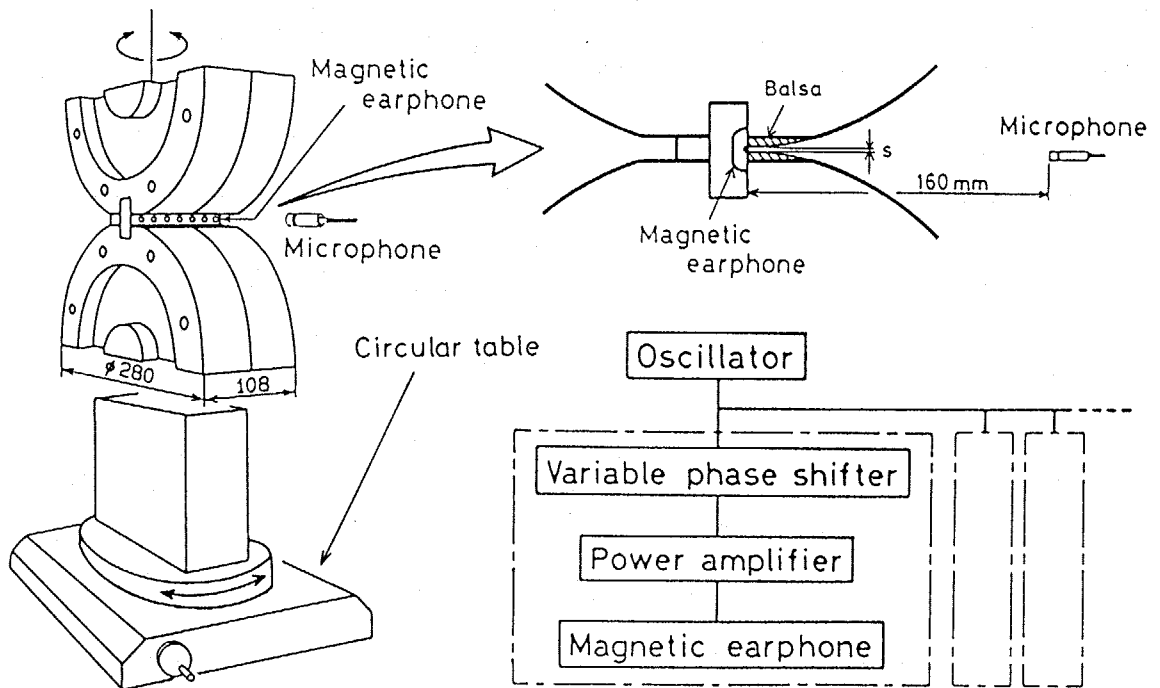


図3.10 歯車をモデル化した音源

3.3.2 モデル音源の指向性

図3.5に示したようなハート形の指向性が、このモデル音源で実現できることを確認するために、#4(中央)のみを駆動した場合、#3,#4,#5の3個を駆動した場合、#1~#7の全てを駆動した場合について、代表的な周波数として、6.5kHz($\lambda = 52.3\text{mm}$)での指向性を計測し、図3.11に示す。

図中(c)の7個全てを駆動した場合では、その指向性のパターンは、この長さの直線状音源が無限バフル上におかれた場合に生ずる、ビーム状の指向性とはほぼ等しいパターンを持つものに対して、(a)の点音源では正面での音圧が低くなるようになる。両者の中間では、正面の音圧に窪みが認められるものの歯車の計測結果ほどには顕著ではない。これから、かみあいはずれで観測されていた音は、かみあいはずれの歯幅の中央にある点音源から放射されていると判断できる。

歯車からの放射とモデル音源からの放射とが同じものであることを確認するために、#4のみを駆動して周波数を0.5kHzおきに、同様の指向性測定を行った。このとき歯車の軸間距離の変化に対応させるように音源部分の隙間(図3.10のs)

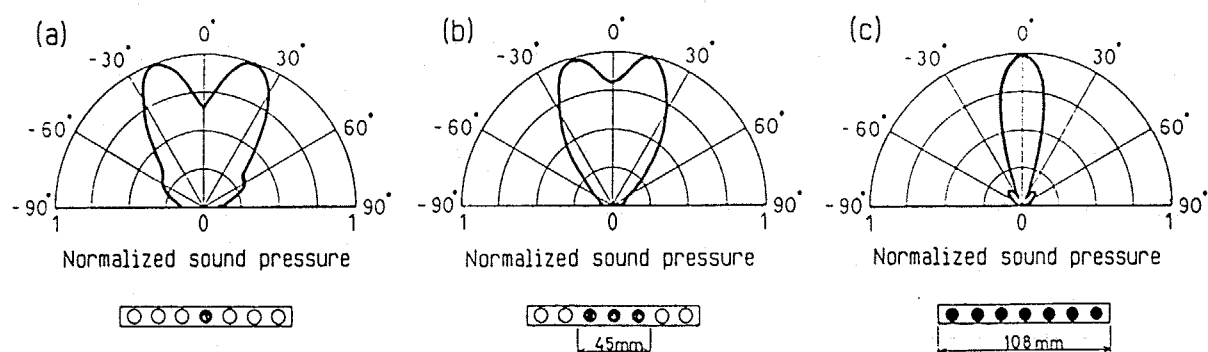


図3.11 音源の長さによる指向性の変化(モデル音源, 6.5kHz)

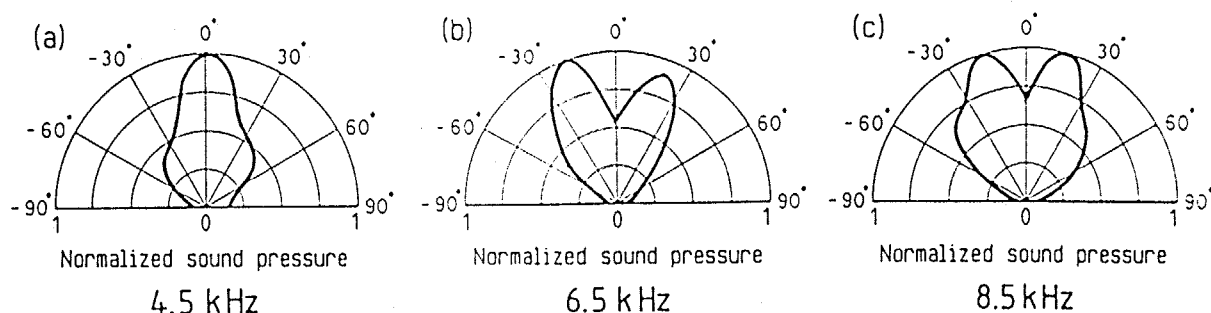


図3.12 周波数による指向性の変化(モデル音源)

を 0 mm, 0.5 mm, 1.0 mm としたそれぞれの場合について求めている。その一例を図 3.12 に示す。最大音圧の方向は、4.5 kHz では 0° を向いているのが、6 kHz 付近で広がり、さらに高い周波数になるとこれが 0° の方向に戻ってくる。この様子や、計測した指向性の形状が図 3.5 の結果と類似している。

そこで、指向性の持つ二つの特徴、すなわち最大音圧方向の真上 (0°) からみた角度と、最大音圧に対する 0° 方向の音圧の比の周波数に対する推移を、歯車のかみあい周波数の音とモデル音源からの音とについて整理し、図 3.13 に示した。両者の特徴は、この挙動が出現する周波数、それぞれの特徴量の大きさや周波数に対する変化がきわめて類似している。したがって、かみあいはずれにある音は、歯幅の中央の点音源として振舞っていると断定できる。

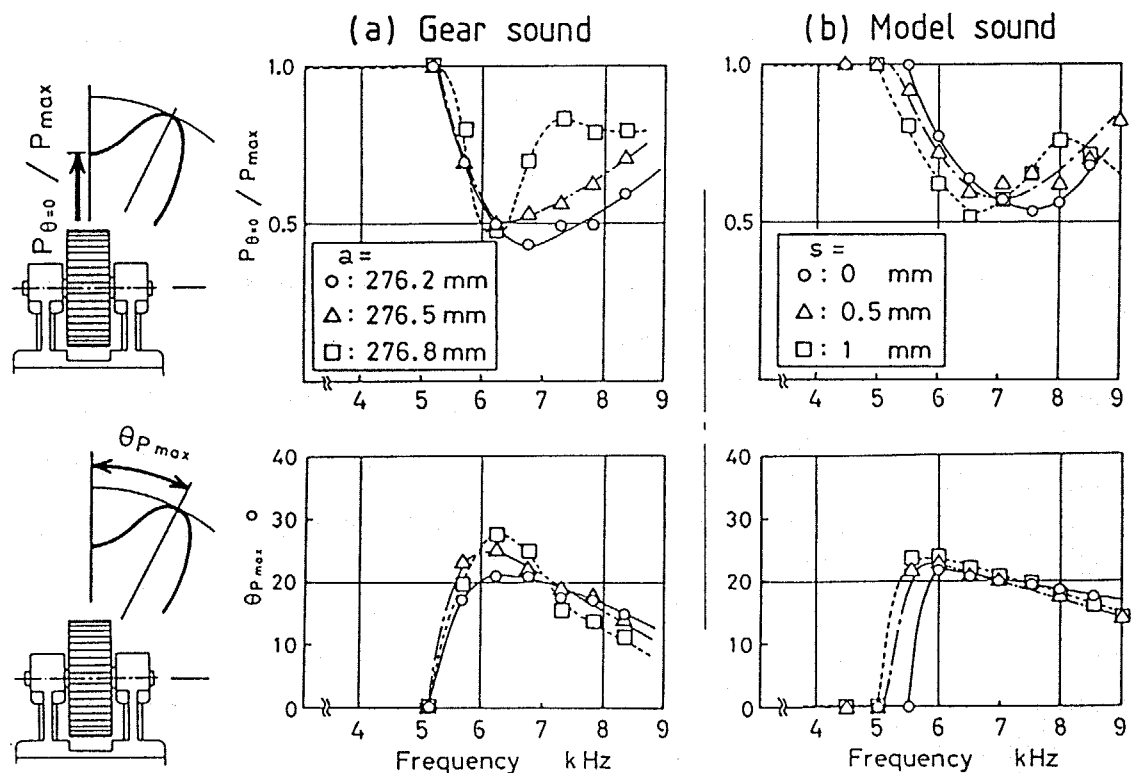


図 3.13 最大音圧方向と、音圧比の周波数に対する変化の比較

3.3.3 音響ホログラフィによる検証

前項で、かみあいはずれにある音源は、点音源であることがほぼ確定できたので、これを音響ホログラフィによって確認する。音響ホログラフィはその分解能

は決して高くなく概ね波長の程度と考えられる。ここで用いたモデル音源の歯幅は108mmであるので、音の波長が50mm程度になればその分布の様子をとらえられる可能性がある。

そこで、#4（歯幅中央）のイヤホンのみを駆動した場合と、両端の#1、#7の二つのみを駆動した場合について、音響ホログラフィによる音源の可視化像の差異を検討した。図3.2の $b = 110\text{mm}$ の歯車に対する測定に対応させて、6.23kHz($\lambda = 54.5\text{mm}$)と8.74kHz($\lambda = 38.9\text{mm}$)についての結果を、図3.14に示す。どちらの周波数でも、#4を駆動した場合には全幅の中央に点音源が再生されている。#1、#7を駆動した場合は、6.23kHzではやや長円形に再生され、8.74kHzでは二つの点音源が完全に分離されている。これに対して、歯車の発生音に音響ホログラフィを適用して求めた映像(図3.2)は、全く点音源として観測されており、これらの対比からも、かみあいはずれ側に観測された音源は歯幅の中央に存在する点音源であるといえる。

3.3.4 まとめ

以上のように、歯車をモデル化して作製した二円筒が外接する音源についての検討から、 $b/\lambda > 1$ の領域で、かみあいはずれで観測される音の音源は、歯幅の中央の点音源であることを明らかにできた。

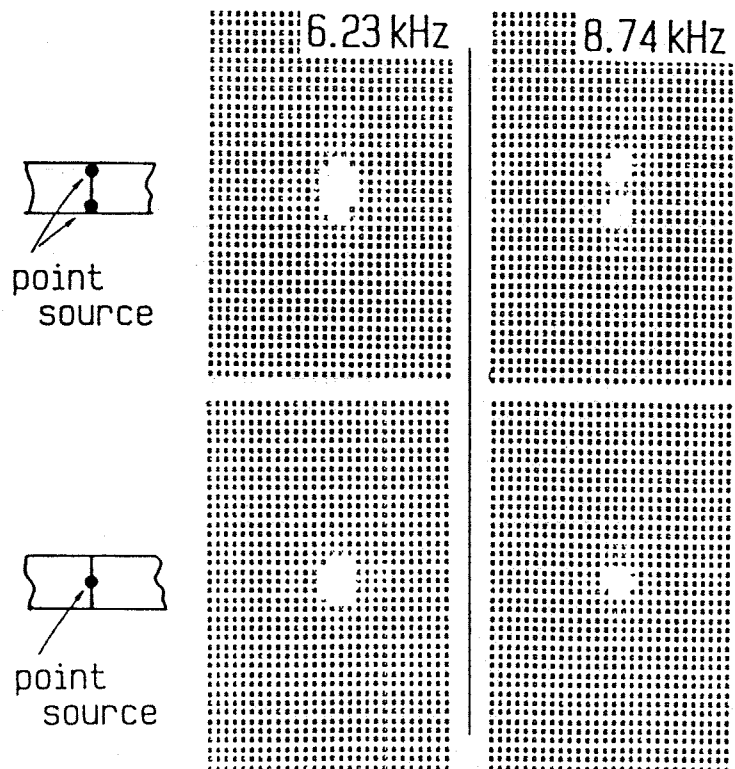


図3.14 モデル音源に対する音源の可視化結果

3・4 中溝入り歯車による検討

空力音の放射は，その原因となる歯車のポンプ作用と，歯車形状というある境界条件とで決定づけられる．そこで，空力音の特徴を踏まえてこれら二つの作用を分離すべく，歯幅の中央に円周上に溝を切った”中溝入り歯車”を考案して，発生音の挙動を検討した．中溝入り歯車は，歯車のポンプ作用の見地からは，中溝で分断されたふたつの歯車が並列に並んでいると考えることができる．一方音響的にみれば，あくまでも全歯幅の円筒が外接しているものと近似できるので，これらの効果を分離できる可能性がある．

3・4・1 試験歯車

そこで，歯幅の中央に円周方向に中溝をもつ平歯車を図3.15に示す諸元で製作した．モジュール $m = 2$ ，歯数 $z = 138$ の標準平歯車を，中溝を介して2個重ねた構造となっており，中溝の幅 d_g は，2mm, 5mm, 10mmの3通りを用意して溝の幅の影響も検討できるようにした．なお中溝の深さは，歯先円より5mm（歯底円より約0.5mm控えている）としている．

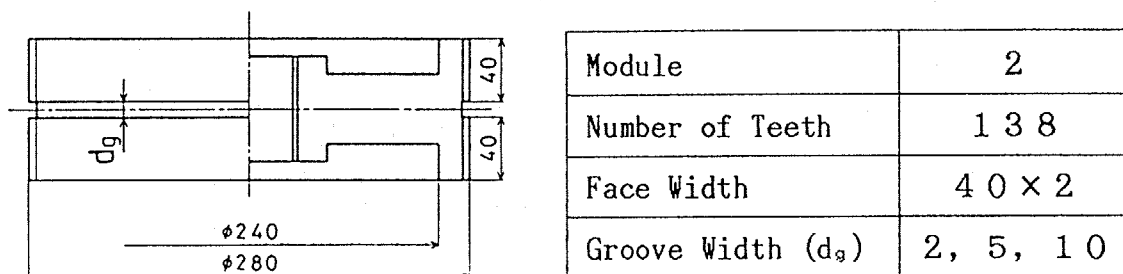


図3.15 中溝入り歯車諸元

3. 4. 2 測定結果

図3.16に，中溝幅 $d_g = 5$ mmの歯車対から放射されるかみあい周波数の音の音圧応答を，軸間距離 $a = 276.2, 276.5, 276.8$ mmとした場合に計測して，歯幅 $b = 40$ mm, 80mmの平歯車からの音の応答と対比して示す．

かみあいはずれ側での音圧（図3.16(a)中に太い線で表示した音の挙動）は，

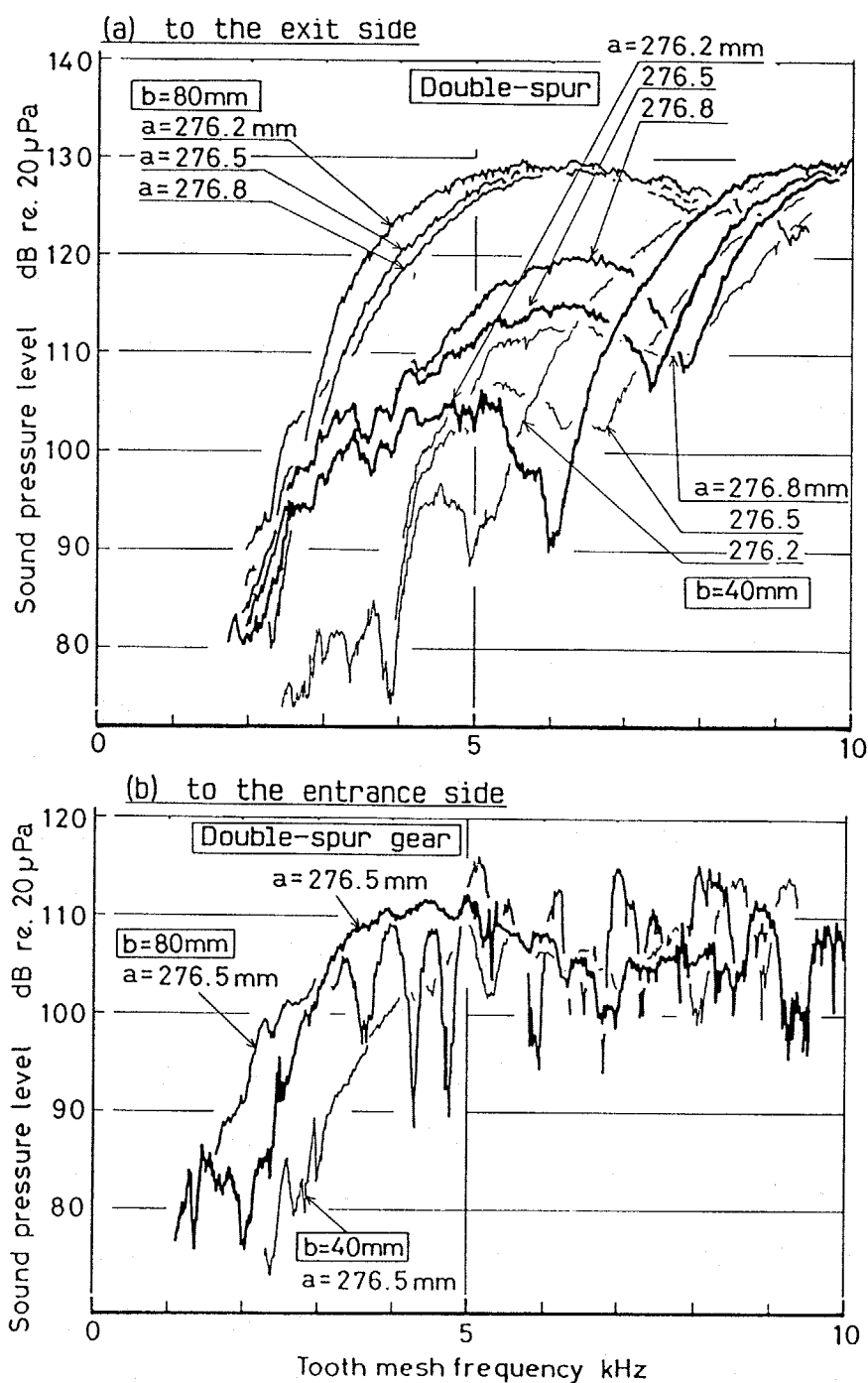


図 3.16 かみあい点真上で測定した中溝入り歯車の音圧応答
(a) かみあいはずれ側, (b) かみ込み側

およそ 2 kHz から急激に上昇して、3 kHz 付近で 100 dB 程度となる。また、6 kHz ～ 8 kHz の範囲にレベルの谷を生じ、それが生ずるかみあい周波数は軸間距離が短いほど低い。そして、レベルの谷を越えると、音圧レベルは 130 dB にも達する。一方かみ込み側 (図 3.16(b) の太線) では、約 2 kHz から急上昇した音圧は、4 kHz で

およそ110dBにまで達し、それ以上の周波数ではほぼ一定となるが、やや下降気味の挙動を示す。また、軸間距離を長くした方が音圧レベルが高い。このように、音圧レベルの応答の挙動の特徴は、かみあいはずれ、かみ込み側ともに、二章で調べた通常の歯車と同一であるが、レベルの谷を生ずる周波数が高くなっている。

これらの結果を、図中に示した $b = 40\text{mm}$ 、 80mm の挙動と比較する。かみあいはずれ側では、約 2kHz からレベルが急上昇する点で、 $b = 80\text{mm}$ とほぼ等しい。またレベルの谷を生ずることとその軸間距離に対する依存性、およびそれより高い周波数の音圧の推移は、 $b = 40\text{mm}$ の歯車対に類似する。すなわち、中溝入り歯車の $2 \sim 5\text{kHz}$ の音（レベルの谷より低いかみあい周波数の音）には中溝の効果が少なく、音の放射は全歯幅に支配されていると考えることができる。これに対してレベルの谷よりも高い周波数では、 $b = 80\text{mm}$ で歯幅の中央に位置していた音源が、中溝によって歯幅が二分されたことで、個々の歯幅の中央に移動したものと解釈でき、 $b = 40\text{mm}$ のときの音源が二つ存在することになった。従って、この音について b/λ で評価するときの b の値として個々の歯幅が支配している。

$8 \sim 9\text{kHz}$ での音圧は、 $b = 80\text{mm}$ の場合と等しくなっているが、これは $b = 80\text{mm}$ の歯車で音圧最大となる方向が、真上から軸方向に前後しているのに対して、中溝入り歯車ではほぼ真上が音圧最大となるためである。この最大音圧で比較すると、この周波数領域でも $b = 80\text{mm}$ のほうが $2 \sim 4\text{dB}$ 高くなる。

以上から、レベルの谷よりも高い周波数を支配している音は b/λ を主要なパラメータとして放射されているものの、音圧の急激な立ち上がりは歯車の外形に依存しているわけではなく、空気が歯車の歯みぞに沿って軸方向に吸入されるというポンプ作用と密接な関係があるものと断定できる。

かみ込み側については（図3.16(b)）、音圧レベルの立ち上がりは $b = 40\text{mm}$ と $b = 80\text{mm}$ の中間に位置している。 3kHz 以上の領域で、 $b = 80\text{mm}$ の挙動には、かみあいはずれ側へ放射された音が定盤で反射してかみ込み側への音と干渉するために周期的な起伏が見られるが、中溝入り歯車ではかみあいはずれ側への音の放射が少なくなったために反射音の影響が小さい。この点を除けば両者のレベルはほぼ等しいと言える。以上から、中溝入り歯車のかみ込み側への音の放射は、大局的に見れば $b = 80\text{mm}$ の場合に類似であると言え、中溝の効果はほとんどないといえる。この音が歯幅の両端に位置するものであると考えれば、かみあいはずれ側

にも放射され両者で挙動が似ているという挙動を矛盾なく受け入れることができるから、この音は歯幅の両端で生じ、歯車外形による境界条件の影響で、 b/λ なるパラメータが与えられるものと解釈できる。

中溝入り歯車の場合には、全歯幅の両端に加えて中央の中溝の位置にこの音源があり、歯車の形状の効果に支配されて音が放射されているために $b = 80\text{mm}$ の歯車からの音の放射と比べて、わずかな差があると考えられる。

3.4.3 中溝の幅の影響

中溝の効果とは、空力音の原因となる駆動歯車と被動歯車で囲まれた歯すじ方向に伸びる気室を、その中間点で分断し、それと同時に中間点を外界に通じさせることであると考えられる。そこで、どの程度の隙間を設ければ効果があるのかを実験で検討した。

図3.17に、軸間距離を $a = 276.2\text{mm}$ として、中溝の幅 d_g を2, 5, 10mmと変えた場合の音圧応答を示す。かみあいはずれ側では、レベルの谷の位置と深さが中溝の幅によって変動するが、その変化は軸間距離を変えたときのように著しくはない。全体としては中溝の幅の影響は小さいといえ、かみ込み側での挙動を含めて $d_g = 10\text{mm}$ のほうが音圧レベルが3から4dB低くなる程度である。これらの挙動は、主として、それぞれの歯幅の端面での流れが、中溝によって影響を受けているためと思われる。

3.4.4 考察

空力音の特徴として、観測する音圧の急激な立ち上がりがあることをすでに明らかにした。前項までの検討によれば、この立ち上がりは、レベルの谷より高いかみあい周波数を支配する成分では、歯車のポンプ作用によるもので、レベルの谷より低い周波数を支配するものとかみ込み側への放射では、歯車の外形によるものであることがわかった。

かみあいはずれ側のレベルの谷より高い成分について、 b/λ がある値になると音が急に生じることは、 $1/\lambda$ がピッチ円周速度 v に比例していることから、 $bv = \text{一定}$ という条件で音が発生し始めることを意味している。そして、空気の流量の代表値は、式(3.4)のように表せるから、気室の代表体積 V と周速度 v のそ

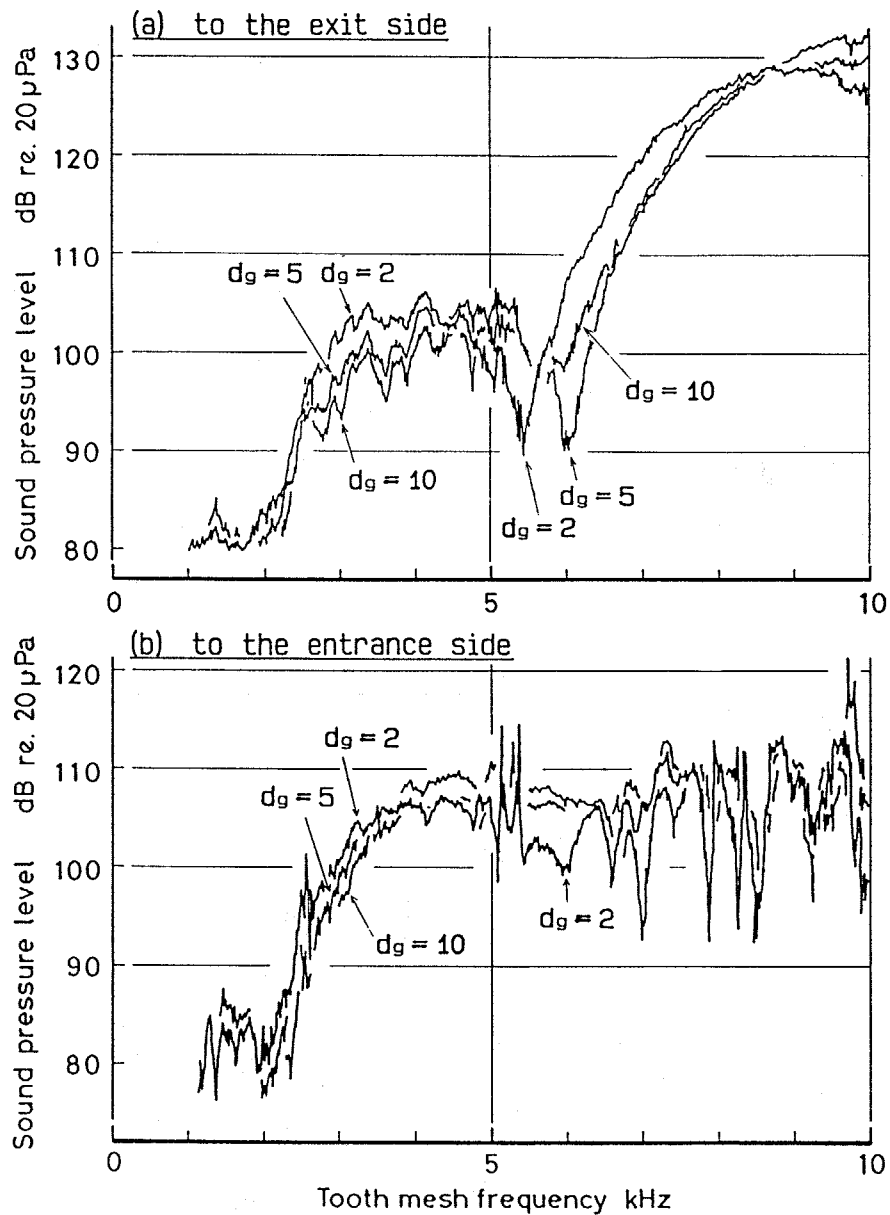


図 3.17 中溝の幅が音圧応答に及ぼす影響

れぞれに比例する。いまモジュールが一定と考えると、代表体積 V は歯幅 b に比例するから、

$$\frac{dQ}{dt} \propto \frac{dV}{d\theta} \frac{d\theta}{dt} \propto b \cdot v = \text{一定値} \quad \text{---- (3.12)}$$

となる。空気流速はこの体積流量を歯みぞの断面積で割ったものである。この断面積もここでは歯幅によらない量として一定値として取り扱えるから、結局この音の発生には、空気流速がある一定値に達すると発生するという性質があるもの

と推定できる。これは、歯幅の両端からの空気流の衝突の相対速度が一定値を超えるか、もしくは逆に流れがチョークして歯幅の中央に真空状態が生ずることを意味していると考えられるが、これ以上の推定はできなかった。

後者の成分については、図3.10のモデル音源を用いて歯幅全体に音源が分布するようにして、正面での音圧の周波数応答を計測してみた。その結果を音源の強さが、式(3.11)に表されるように速度(すなわちここでは周波数)の2乗に比例するとプロットすると、図3.18に示すように歯幅によってその音圧の立ち上がり方が異なる。この挙動が、実際の歯車の音圧の挙動(かみ込み側)とよく類似していることから、一種のホーンの効果のような形状による境界条件の影響があり、このために生じているものと考えられる。

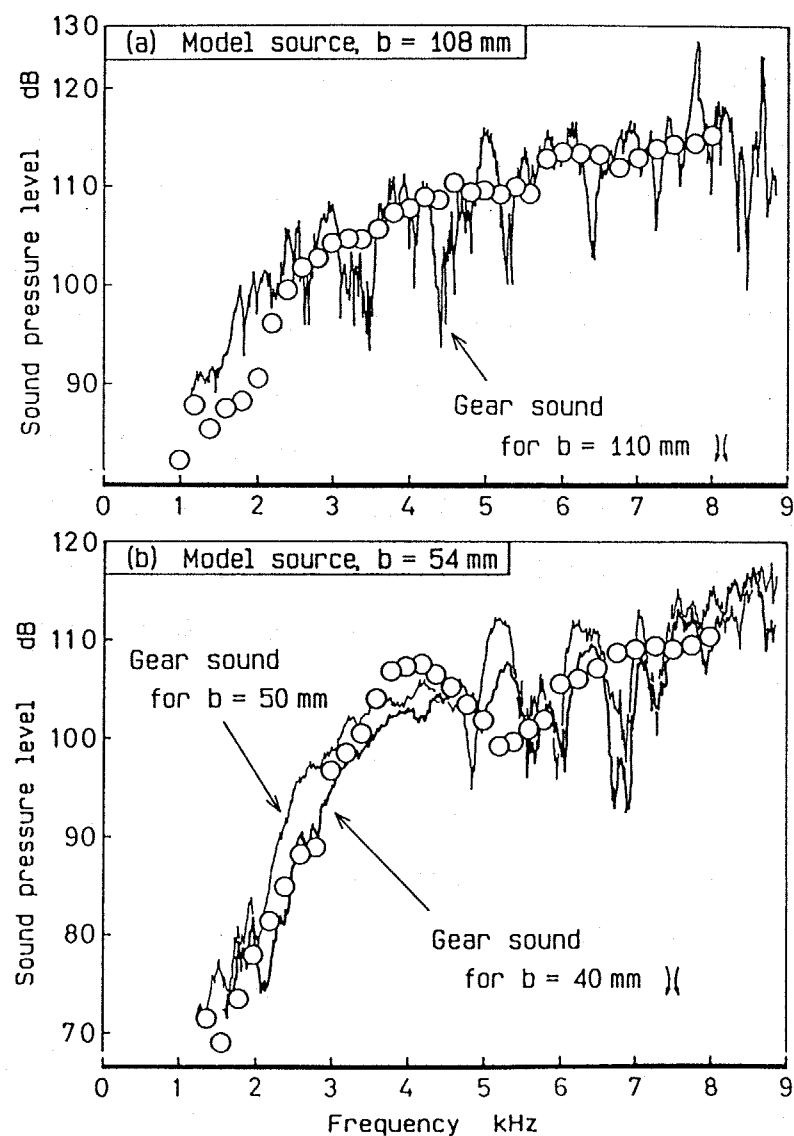


図3.18 モデル音源による音圧の周波数応答 $b = 40, 80 \text{ mm}$

3・4・5 まとめ

以上の中溝入り歯車による実験結果から、かみあいはずれ側のレベルの谷より高い周波数を支配する音は、歯幅の中央に、その両端から流入する軸方向流れの流速がある限界値を越えることによって新たな点音源が出現することに対応して放射されているといえる。

一方、かみ込み側や、かみあいはずれレベルの谷より低い周波数を支配している音は、歯車の外形が持つ一種のホーンの効果によって、音圧の立ち上がりがコントロールされている。その音源の位置は、歯幅の両端にあると推定できる。

3・5 熱線流速計による流れの詳細の測定

第二章において、タフトを用いてかみあい点近傍での空気の流れの概要を可視化した。その結果、歯幅の中央付近でかみあい点からかみあいはずれの向きへの強い流れと、端面において駆動側と被動側の歯が食い込みあっている領域から軸方向に吐き出された空気流が周速によって偏向されて観測されるものがあることがわかった。音源の部位としてもこの二ヶ所と考えられ、これらの流れが空力音の発生に密接にかかわっている。タフトで観察できたのは、主として流れの平均成分すなわちDC成分に過ぎない。（場所によってはタフトの先端の振れ回りが観測され、これによって流れに変動があることを知ることができる。）一般に空力音は流れの変動によって発生するので、これらの強い流れの領域で、熱線流速計により、流れの変動を計測し音との対応について検討する。

3・5・1 測定方法

使用した熱線流速計のプロープは図3.19中に示す様に、間隔2mmのプロング(Prong)先端に直径5 μ m、測定部有効長1mmのタングステン線を取り付けたものを用いた。計測に当たっては、簡易型熱流速計（商品名：アネモマスター）によって約50m/sまでの速度範囲で校正を行った。平均流速はメーターから直読し、変動成分(AC成分)については、注目しているのがかみあい周波数による変動であるので、歯車外周近傍に固定した変位計を用いてかみあい信号（歯の通過信号）を取り出し、これをトリガとして用いて同期平均加算処理をした。このよ

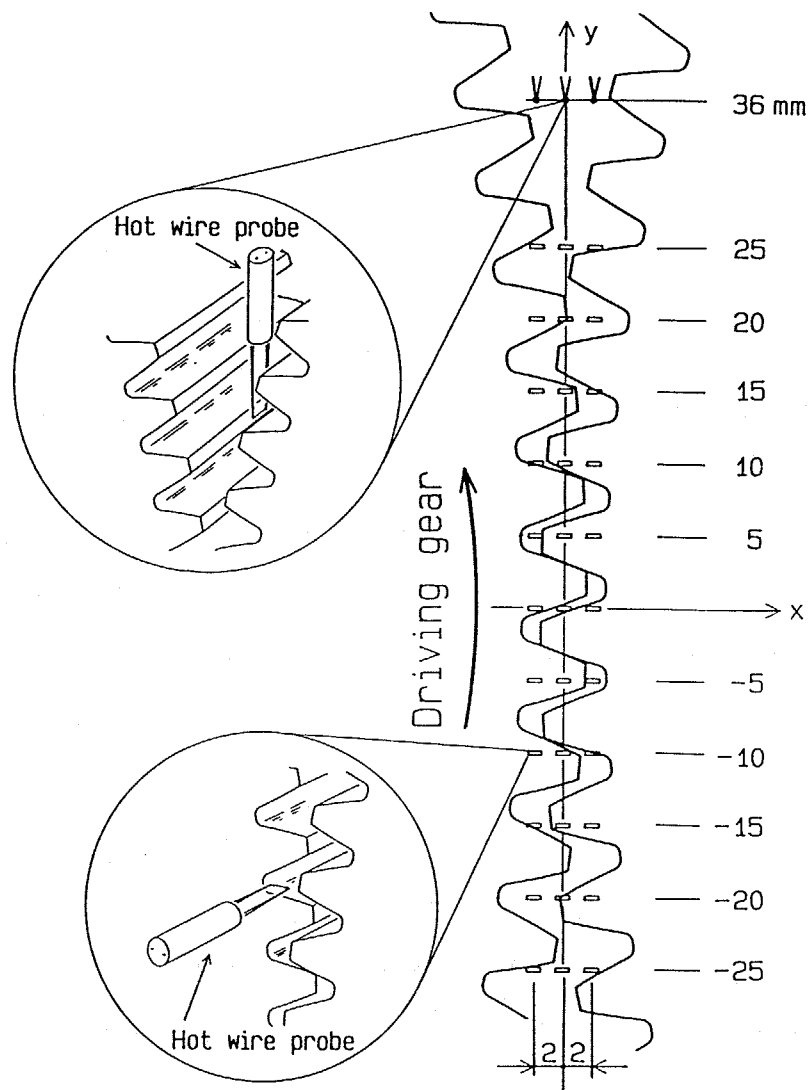


図 3.19 熱線流速計による流速計測法と測定位置

うにして求められたかみあい周波数での流速変動の平均値がメーターから直読した平均流速（DC成分）に等しいと考えて、流速の絶対値を求めている。

3.5.2 測定条件

歯車の端面の近傍で熱線流速計による流速測定を行う場合潤滑剤の飛沫などによって熱線が切断されやすい。そこで、無潤滑で運転できるように、二章で用いたナイロン製の歯車対 B-N ($m = 2$, $z = 138$, $b = 40\text{mm}$) を用いて軸間距離を 276.5mm として測定を行った。

測定位置は、図 3.19 に示している。かみあいはずれの位置では、熱線流速計プローブを上から垂直に差し込んで前後左右に位置を変えて測定した。歯がくい込

み合っている領域では、図に示したように駆動側の歯底の隙間の正面、バックラッシュによる隙間の正面、被動側の歯底の隙間の正面を代表させて測定すべく、水平に2 mmずつの間隔を置いた3列の鉛直線上で、ピッチ点を中心に上下(y方向)に5 mmごとに測定した。また、最も流速変動の大きいピッチ点下10 mm付近については、その上下2 mmの位置でも測定を行った。

どちらの測定でも、図のy軸上での結果に対して"Center"、左側の駆動歯車側を"Driving side"、反対側の被動側を"Driven side"と呼んで図中で区別している。

3・5・3 かみあいはずれの領域での挙動

二章と本章の前半で検討した結果から、音源部位の一つは、かみあいはずれ側の歯幅中央である。そこで図3.19で既に示したように、上向き回転として、かみあい点の上側で流速を計測した。

3・5・3・1 回転数の影響 まず軸間距離 $a = 276.5\text{mm}$ とし、ピッチ点中心の真上36 mm、及びその左右(x方向)2 mmの位置にプローブを置き、回転数を増していった場合の波形の変化を図3.20に示す。回転数が変化したときに、かみあい周期が変化していることに注意を要するが、トリガ信号は同一のものを用了。

まず、測定位置によって波形が変化している。たとえば、 $f_z = 3.9\text{kHz}$ では、左側(Driving side)と右側(Driven side)とで、波形が半周期ずれておりそれぞれの側の歯みぞからの空気の放出と対応していると考えられ、駆動側と被動側で対称性が認められる。中央では、両方からの流れによって、一周期に山が二つ観測されている。低い回転数の波形についてはこの特徴が回転数によらず類似であるといえる。

一方これより高い回転数については、左側(Driving side)では平均流速が上昇するとともに、非対称三角波に近づくが、右側(Driven side)では、1 かみあい周期のなかにふたつの山が存在しており、測定位置に関して左右の対称性が無い。

流速の変動の大きさ(AC成分)と、平均値(DC成分)とを、回転数に対する応答として求めた結果を図3.21(a)(b)に示す。ここでAC成分は、二章のトラッキング分析法を適用してその振幅をデシベル表示として、横軸にかみあい周波数をとって示したものである。平均流速は概ね回転速度に比例して上昇しており、

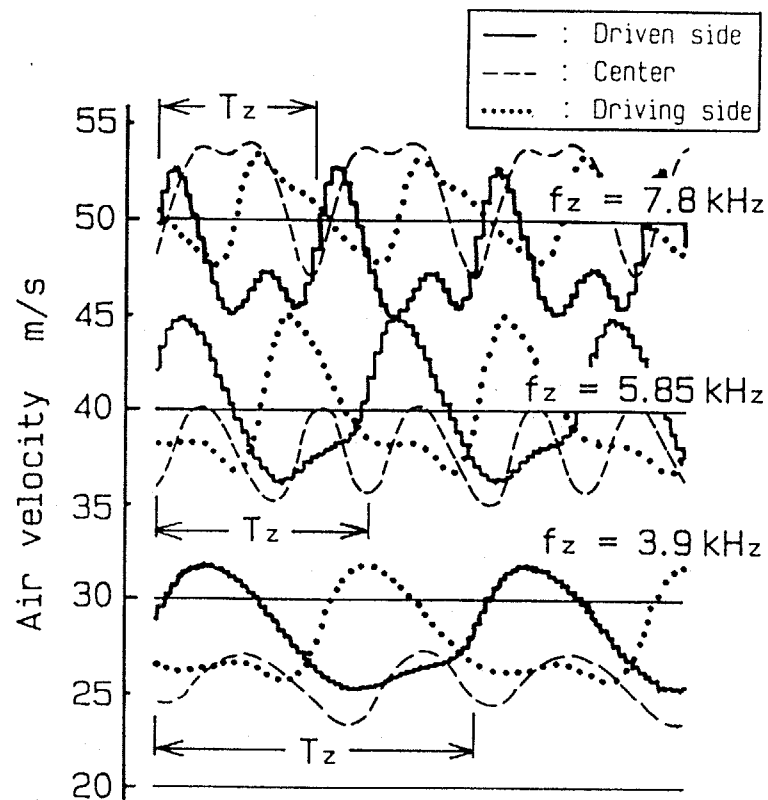


図3.20 かみあいはずれの領域における流速の測定結果 ($y=36\text{mm}$)

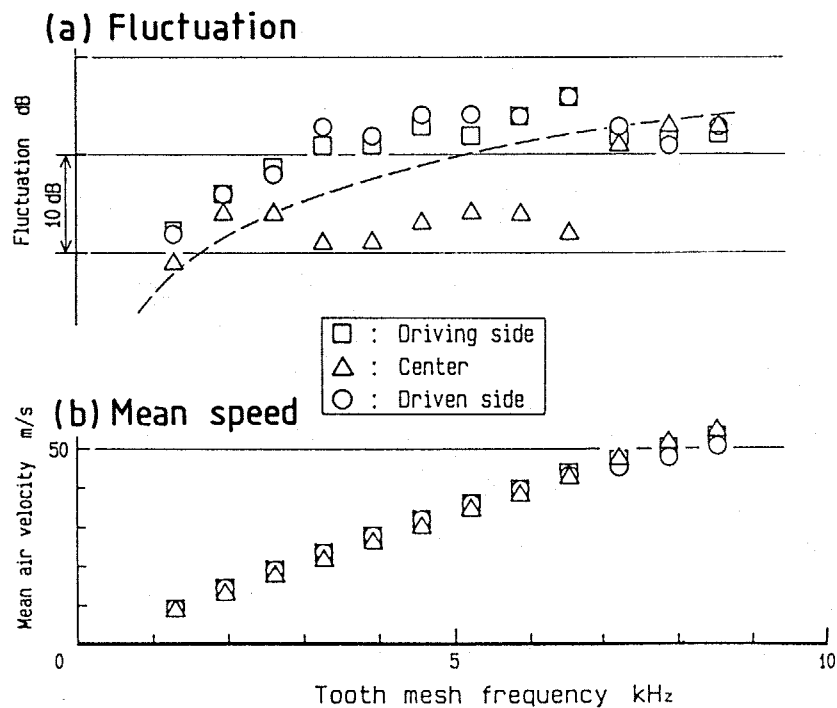


図3.21 かみあいはずれでの流速の直流成分と変動成分の応答

やや頭打ちの傾向がある。また変動成分については、測定位置によるばらつきがあるものの、基調として図中に破線で表した曲線のように、回転速度に比例している。しかし、音圧測定にみられたレベルの急激な立ち上がりや”レベルの谷”との対応を示すような応答は得られなかった。

3・5・3・2 歯幅方向の流速の分布 ピッチ点からの高さ32mmの位置で、歯幅方向(z方向)の流速の分布を回転数に対する応答として調べた結果を図3.22に示す。歯幅中央に関する対称性は良好であったので、中央から手前側の端面までについて、2mm毎に計測した。両者ともに、歯幅の中央が最も強く、中央から8mmの位置で一旦極小となり、再びわずかに上昇する。この結果は、2章のタフトによる可視化結果ともよく一致している。このような流れの挙動を生ずるメカニズムの詳細については不明な点が多いが、定性的には端面から軸方向に吸い込まれた空気が中央で反対側の端面からの空気の流れと衝突し、これが遠心力によってかみあいはずれの方に放出されたものが測定されたものと考えられる。

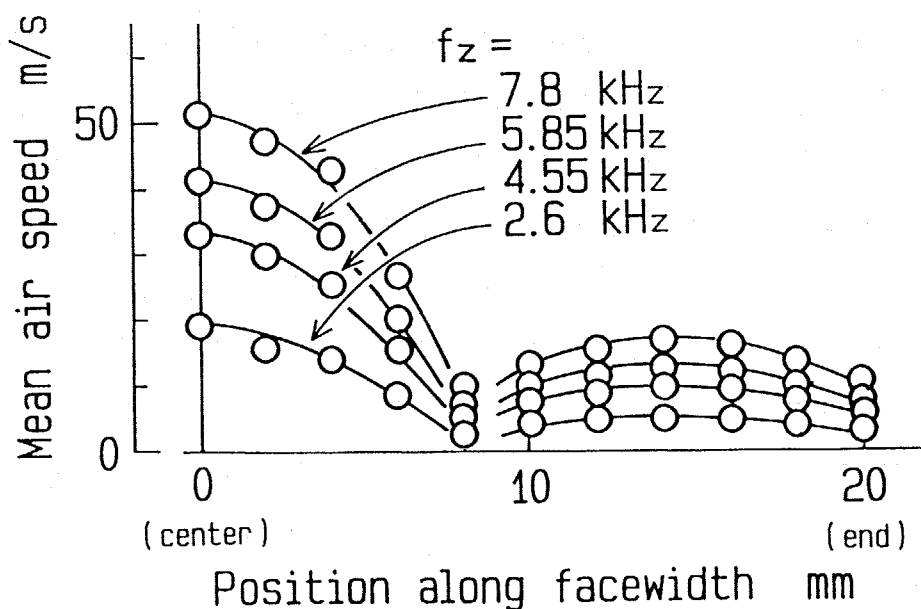


図3.22 かみあいはずれ側での歯幅方向の流速の分布

3・5・3・3 まとめ かみあいはずれの方向についての測定からは、そのまま二章で述べたような音圧応答と結び付く結果を得ることができなかった。しかし歯幅の中央に点音源が存在するという予測に対応して、その位置に強い流れの変動が存在することが明らかになった。

3・5・4 端面での流れの挙動

端面では、駆動、被動の歯みぞが移動しながら空気を吸排していることは容易に想像できる。このため、音源としてもこの領域に分布しているものと推定できる。そこでこの領域の流れの分布を詳細に測定した。

3・5・4・1 流速の分布と回転数依存性 図3.23に $f_z = 2.6\text{kHz}$, 8.45kHz のときの測定結果を示す。横軸は時間であり、縦軸は流速としている。図からかみあい点より下の領域では、熱線流速計の正面を図3.19のように歯みぞの隙間やバックラッシの隙間が通過するとき、その通過期間に対応したピークが認められ、これがかみあい周期で繰り返されている。この波形は測定位置が上にゆくにしたがって（かみあいが進行するにしたがって）右へずれてゆく。中央列の測定（破線）では、かみあい点付近 ($y = -5$) ではバックラッシの隙間によって1かみあい周期に1回のピークのみであるのに対して、測定位置をさらに下に移動すると、これからかみあいを始める歯面（かみあい側歯面）の間にも隙間があるためにかみあい周期の1/2の周期で空気の排出が繰り返される。

左右の測定位置では、波形はほぼ等しくその位相が 180° ずれているが、ピッチ点 ($y = 0$) では、左右で波形に差異が認められる。またピッチ点より上の領域では、対称性からピッチ点下の波形と同様の結果（但し空気の吸い込み）が予測されるが、前者の領域では空気が噴流として熱線流速計を通過するのに対して、後者では縮流のなかに熱線流速計が置かれるため、端面の位置での流速を的確に測れなかったものと思われる。

以上から、この測定では、ピッチ点より下の領域での流速の挙動を明らかにすることができた。

$f_z = 2.6\text{kHz}$ と $f_z = 8.45\text{kHz}$ とを比較すると、細部では差異があるものの全体として良好な類似性をもっているといえる。また、代表的な位置として、ピッチ点

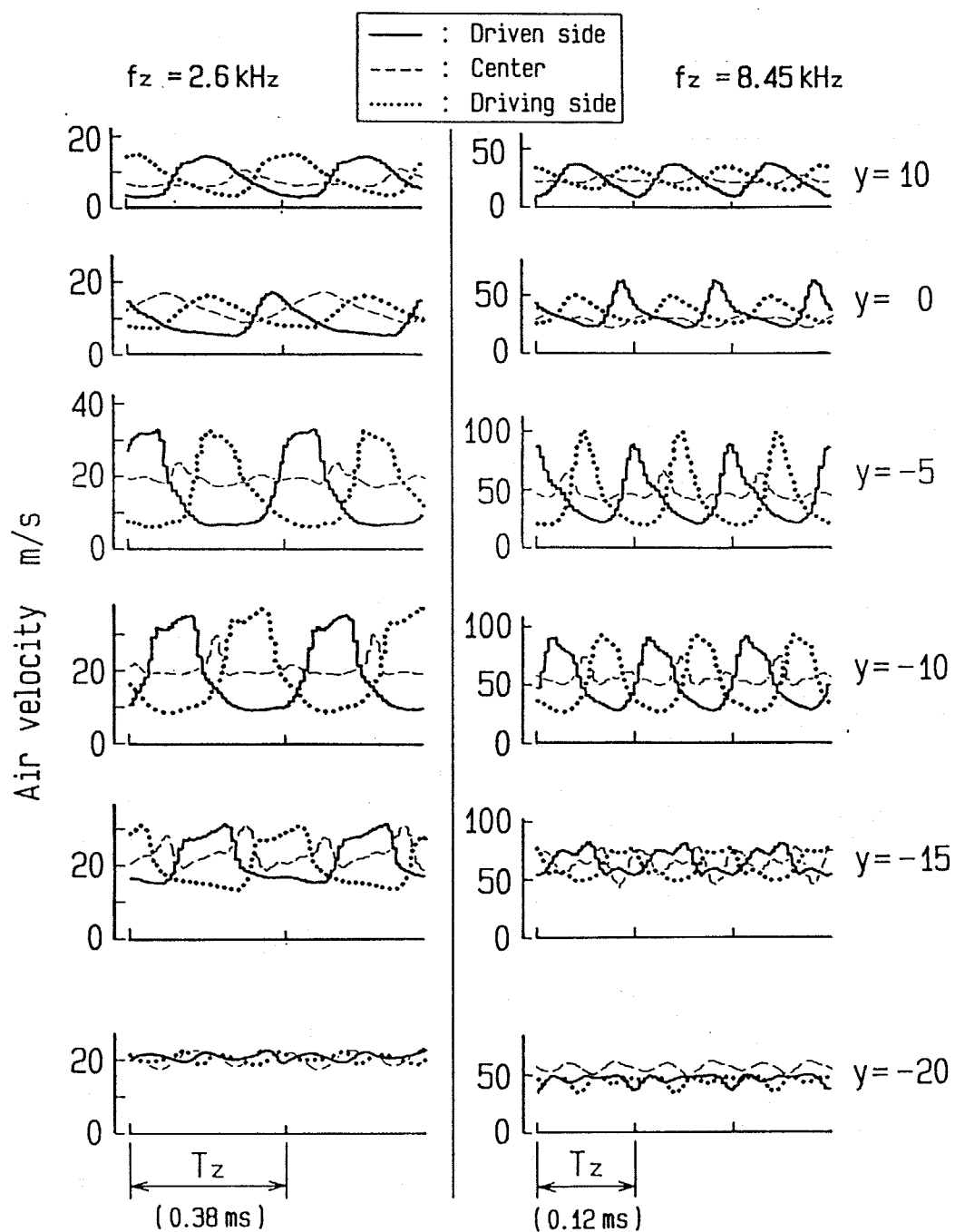


図 3.23 端面における流速分布の測定結果 ($f_z = 2.6 \text{ kHz}$, 8.45 kHz)

より下10mm ($y = -10\text{mm}$)での平均流速 (DC成分) と変動の振幅 (AC成分) の回転数に対する応答を求め図3.24に示した。この図からDC成分については (図中 (b)) 回転数の上昇に対してやや上に凸の傾向が認められる。これは、熱線流速計自身の誤差及び最高回転数での流速のピークが100m/s を越えているので空気の圧縮性の影響等があるものと考えられる。いっぽう、AC成分については (図中 (a))、デシベルで表示し、かつ振幅がかみ合い周波数に比例する曲線を表示している。測定結果は概ねこの曲線形状に沿っている。これらより、空気の流速は近似的には回転数に比例しているといつてよい。すなわち注目する速度領域では、空気の圧縮性の影響は少ないと考えてよい。したがって、空気は非圧縮性流体として振舞っていると近似できるといえる。

そして、 y 方向の広い範囲でかみ合い周波数での空気の吸排が行われており、これが3・4節までで推定した端面の空力音の原因であると考えられる。

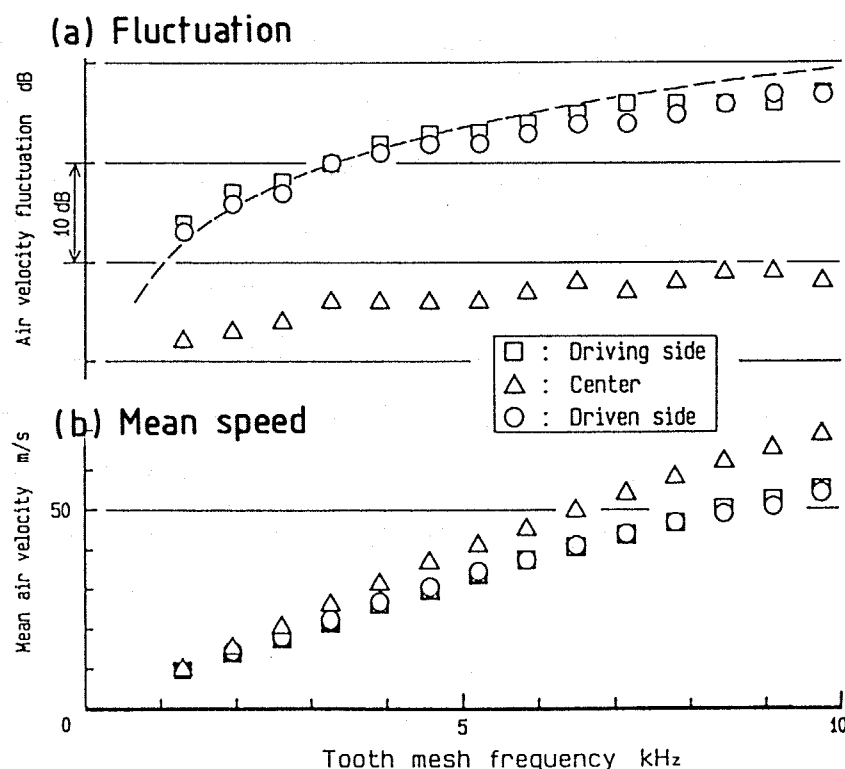


図3.24 端面における流速の回転数に対する応答

3・5・4・2 歯みぞに注目した流速の推移 端面の開口からの空気流の測定

では、熱線流速計の正面を開口が通過してゆくときに、開口面内での流速分布と時間推移とを重畳させて求めていると考えることができる。しかし第一次近似として、各瞬間で開口面内での速度分布は一様であると仮定すれば、熱線流速計のデータはその正面を開口が通過する期間について、開口の代表位置の移動による流速の時間推移を求めていることになる。また、開口部の代表点の高さ方向の移動は、近似的にピッチ円周速度に等しい等速度と見なせる。そこでまず、トリガを基準タイミングとして各測定列毎に、各々の高さでの測定結果から空気の吐き出しの波形を重ねる。このとき歯みぞの移動に合わせて一つの着目する開口に対応する分だけ取り出してゆくことによって、ある開口が下から上へ(y の正の方向へ)移動してゆくときの空気の吐き出しの時間推移を求めることができる。

さらに駆動側、中央、被動側では隙間の代表点が熱線流速計の正面を通過するタイミングにそれぞれ概ね 90° の位相ずれに対応した時間差があるので、この分を横に移動させて三種類の結果を重ねれば、横軸は、それぞれの隙間の代表点がピッチ点の高さを通過する時を基準とした時刻、またはそれに対応した代表点の位置を表す。以上のようにして得られた波形の上縁を連ねた曲線は、ある開口に注目したときの空気の流れの時間推移を表していると考えられる。

このようにして各回転数について得られた流速の時間推移を図3.25に示す。図中太線は被動側の歯底隙間であり、点線は駆動側の隙間、そして細線は中央（バックラッシュ）の隙間に対する波形である。

図から、太線と点線の波形とはピッチ点の近傍を除いてほとんど一致している。細線の結果は、対応するバックラッシュの隙間が歯底の隙間に比べて y 方向にみたく幅もせまいことが流速波形にも反映されて、幅が狭く高さも低い。ピッチ点下5mm($y = -5$)では、点線すなわち駆動側の波形に右下がりの傾向が強く、またピッチ点では太線（被動側）に対して、バックラッシュや駆動側の波形はずれている。

これは、次のように説明することができる。空気の排出は歯と歯とがかみ合っでできる空間の体積がかみあいの進行にともなって変化し、これにより行き場を失った空気が排除されることによって生じる。また吸入動作はこの逆のプロセスで生ずる。図3.19で明らかなように、駆動側歯みぞと被動側歯みぞとは、バックラッシュでつながっており、一つの気室とみなすことができる。そしてこの気室の

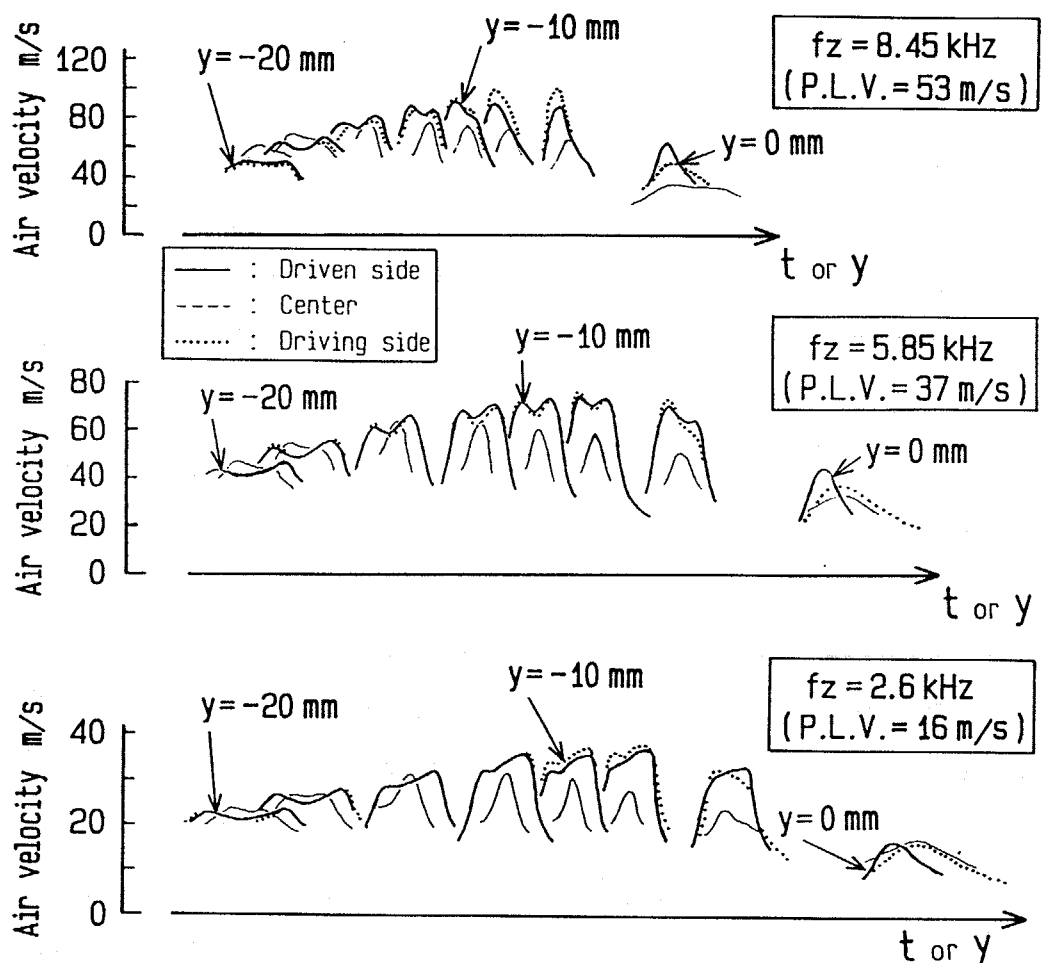


図3.25 一つの開口に注目したときの流速の時間推移

代表位置は、バックラッシュの中心である。空気の吸排のプロセスに鑑みて、この大きな気室からの空気の排出と吸入の切り代わりは、気室の体積が極小となる時、すなわちバックラッシュの中心がピッチ点の高さを通る瞬間である。このとき、被動側の歯みぞの中心はピッチ点より上約 $1/4$ ピッチの位置にあるのに対して、駆動側歯みぞの中心はピッチ点より下約 $1/4$ ピッチの所にある。従って、被動側の歯みぞがピッチ点の高さにある時でも代表位置はまだピッチ点に達していないので、この気室から空気が排出される。これに対して、駆動側の歯みぞがピッチ点の位置にあるときは代表点がすでにピッチ点を通り過ぎてしまっているため、気室が膨張し始めており空気を吸入している。ピッチ点の高さで点線や、細線の波形のタイミングが一致しないのは、以上の理由によって、流れが開口部から噴流のように吐き出される状態から、吸入の縮流に切り替わっているため、開口の断面での流速を正確に測定できていないためである。

一方、ピッチ点からかみ込み側（ y の負の向き）へ遠ざかるにつれて、駆動側歯みぞと被動側歯みぞとはバックラッシュ側ばかりでなくかみあい側歯面の間でも連通するようになり、駆動側、被動側の区別がつかなくなってしまうので、同じ高さで観測したときの波形の区別がつかなくなると考えられる。

これらの結果から、以下のことがいえる。

- (1) 空気流の性質は、回転数によらずその大きさのみが回転数に比例する。
- (2) ピッチ点近傍を除いて、流れは隙間の代表位置に依存し、駆動側、被動側歯みぞの区別はない。
- (3) しかし、ピッチ点付近では駆動側歯みぞと被動側歯みぞとはバックラッシュを通じて連通した一つの気室とみることができる。

ピッチ点より上の空気を吸入する領域では、前述の理由によって詳しい流れの様子を把握することができなかった。しかし、油滴をこの位置から供給すると歯すじ方向に吸い込まれることを経験しており、概ね排出側と対称に空気を吸い込んでいるものと推定する。

音は、このように分布した脈流によりある種のサイレンのように振舞うことで放射されているものと予想される。

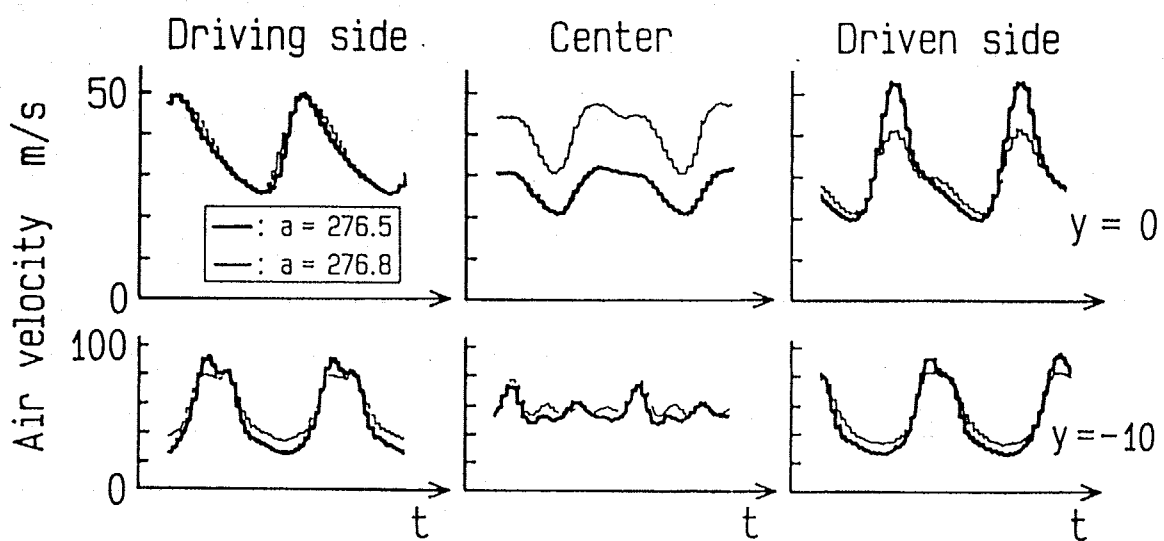


図 3.26 端面での流速に及ぼす軸間距離の影響 ($f_z = 7.8 \text{ kHz}$)

3・5・4・3 軸間距離の影響 軸間距離を長くすると、歯は相手歯車の歯みぞにあまり食い込まなくなり、さらに、互いの歯車の間の隙間が広がるため空気流速は遅くなると考えられる。図3.26は、この差異を、 $f_z=7.8\text{kHz}$ で軸間距離276.5mmと276.8mmとで測定して示したものである。これから、歯底部分からの軸方向の流れについて、軸間距離が短い方が、ピークでの流速が速いことがわかる。すなわち端面からの流速は、軸間距離を広げるなどして、空気の出口断面積を増すことによって遅くなる。

3・5・4・4 まとめ 端面での空気流速の分布を測定し、特に、ピッチ点よりかみあいはじめ側での空気の吐き出しの挙動を実験的に明らかにすることができた。二章や三章で測定した音と直接に対応する挙動は認められなかったが、歯先円同士が食い込みあっている領域で、位置に応じて、空気の周期的な排出または吸入が分布していると考えられることから、一種のサイレンのように振舞っているものと考えられることを明らかにした。

3・6 結言

(1) 歯車から放射される空力音には、歯幅と波長の比 b/λ を周波数(または回転速度)のパラメータとしたときに、相似則が成り立つ。かみあい点から一定距離にある観測点での音圧は、 b/λ の関数に、モジュールと歯数と歯幅によって決まるファクタを乗じることによって得られる。

(2) かみあいはずれ側でレベルの谷より高い周波数を支配している音は、かみあい終了の位置で、歯幅の中央に位置する点音源から発せられている。この点音源は、歯車の回転速度を前述のパラメータで整理したときに、 $b/\lambda=0.5$ を越えるあたりで出現し、回転速度が高くなるにしたがって、急激に成長する。

(3) この音は、かみあいはずれの領域で、歯みぞに沿って軸方向に流入する空気の流れが、ある限界を越えることによって出現すると推定される。さらに歯車の形状の効果により、かみあいはずれの向きに強い指向性を持つものの、周波数によってはハート形の指向性パターンとなる。

(4) 一方レベルの谷より低い周波数及びかみ込み側への音の放射は、歯幅の両端での空気の吸排が原因と考えられ、これに音源の分布と、歯車の回転数による強さの上昇、さらに歯車外形によるホーンの効果とが重畳して $b/\lambda = 0.3$ 程度から立ち上がり $b/\lambda = 0.6$ 程度から概ね一定値となる。

(5) 歯幅の端部にあると推定される音源の位置では、熱線流速計による計測によって、歯車のポンプ作用による空気の脈流が歯と相手の歯みぞが食い込みあっている領域に分布していることがわかった。しかしこの流れの強さは、歯車の回転速度に比例しており、直接音圧応答とは対応せず、音源が分布していることと、歯車対の形状によるホーンの効果が作用していると推定される。

第四章

空力音の発生についての物理的考察

4・1 結 論

第二章において、かみあい点の近傍から放射されているかみあい周波数の音が機械振動とは関係なく空気の周期的な出入りによって生ずる“空力音”であることを実験的に明らかにした。この空力音にはレベルの谷と呼ぶ際だった特徴があり、この挙動が軸間距離の変化や歯底を埋める処理によって顕著に変化することが明らかになった。そこでこの特徴を説明できるように実験式として音源のモデル化を試みた結果、この音は、歯がかみ合う領域で互いにほぼ逆位相の2種類の音源から構成されていることが推定され、レベルの谷を境にして、それより低い周波数を支配する成分と、高い周波数を支配する成分とであるすれば説明ができることを明らかにした。

そのうちのレベルの谷より高い周波数を支配している音は、三章で明らかにしたように、かみあいはずれ側の歯幅の中央の位置にあって点音源として振舞うものであり、軸方向に流入した空気の流速がある一定値に達すると生ずると考えられる。二章のモデル化によれば、この音の強さは軸間距離によらない。この音の発生メカニズムについては、それ以上推定することはできなかった。

一方、レベルの谷より低い周波数を支配する音は、二、三章の検討から歯幅の両端面に存在すると考えられるが、軸間距離を短くしたり歯底を埋めることによって空気の出入りする開口部の断面積を狭くすると、音の放射が弱くなるとすれば全体を合理的に説明できることが明らかになった。

ところで、このような空力音について明確に記述されているのは、Rosen, M.W. のレポートであり⁽¹⁶⁾、これによればタービン減速用遊星減速機の入力太陽歯車 (DP14, 圧力角 28° , 歯数18枚, 歯幅20mm程度) がピッチ円周速35m/s程度で、空気の吐き出し速度がおおよそ周速の10倍となって、音速に達するとの記述がある。このために空気音が大きくなるとして、この音の低減のためにはかみあいの頂隙等のクリアランスを大きくとることがよいとされている。また、これをフォローする形で、最近Wittbrodt, M.J. ら⁽²⁴⁾によっても解析結果が示されているが、これはひとつの歯みぞのみに注目して、その中の空気が軸方向のみ、または歯形方向のみに流れると仮定し、その結果同じように流速が音速に達し得ると結論付けている。

しかし、本論文の結果では、ほぼ似たような諸元・運転条件でありながら空気の流速が音速に達する兆候は全く認められなかった。またクリアランスを大きくすると逆に音の放射が大きくなる事実に対しては、三章の熱線流速計による計測結果でも軸間距離を長くすると流速が遅くなっていることから、流速の変化と音の強さを単純に関連付けるのは困難である。したがって、単に音源が弱くなるというよりは、その分布状態を絡めて、音が弱く観測されるものと推定される。

そこで本章では、歯幅の端面の空気の流れに着目してこのような挙動が如何なるプロセスで起こるのかを検討する。このために、かみあい点近傍での軸方向に発生する空気の流れをまず、軸方向の流れと同時に、隣あった歯みぞの間にも存在すると仮定して解析し、これから端面からの音の放射がもつ、上述の性質の合理性を導き出すことを目的とする。

4・2 軸方向流れの数値解析

3・5節で、かみあい領域の歯幅の端面における空気の流れの様子の概略を把握することができたので、その性質を検討する。流れの詳細を実験的に求めるのは困難であるので、単純化した数値解を求めて流れの挙動を把握することにした。かみあい点周辺の空気の流れは、局在化したものであるにもかかわらず三次元的であるので的確なモデル化は容易ではない。そのうえ、この挙動はかみあい周期で繰り返されるという意味では定常であるが、個々の歯みぞに着目すれば、相手側の歯が侵入して次に離脱してゆくというプロセスによって空気が吐き出され次に吸い込まれるという、かみあい周期の数倍の時間の間に生ずる非定常な現象である。そこで、歯みぞの空間を気室と見立て、バックラッシの隙間や端面の開口を空気の流れに対する抵抗ととらえることによって、この領域での空気の流れをモデル化することにした。

4・2・1 系のモデル化

かみあい点の近傍での空気の吸排は歯みぞの空間に相手歯車の歯が侵入し、次に離脱してゆくことで生じる。このとき空気は、端面の開口を通じて外界との間を移動するばかりでなく、バックラッシの隙間を通して相手歯車の歯みぞとの間

でも移動する。そこで、図4.1(a)のように歯車がかみあっているとき、ピッチ点で、二つのピッチ面に接する平面で空間を二分割し、駆動側歯車の歯みぞの気室、被動側歯車の歯みぞの気室を考えて、これからの空気の入りを以下のようにモデル化した。なお、対称性から歯幅の中央を中立面として考えれば、これを剛の境界面として、歯幅の1/2を取り扱えばよい。

図で駆動側の歯Aと、被動側の歯P、Qの間の歯みぞとによってできる被動側の気室に注目するとき（ハッチングした領域、その断面積を S_{ax} とする）、気室はかみあいの進行に伴ってその体積を変える。このために歯幅の端部の開口 S_{ax} を通じて外気との間で空気が出入りする。同時に駆動側の歯Aと被動側の歯

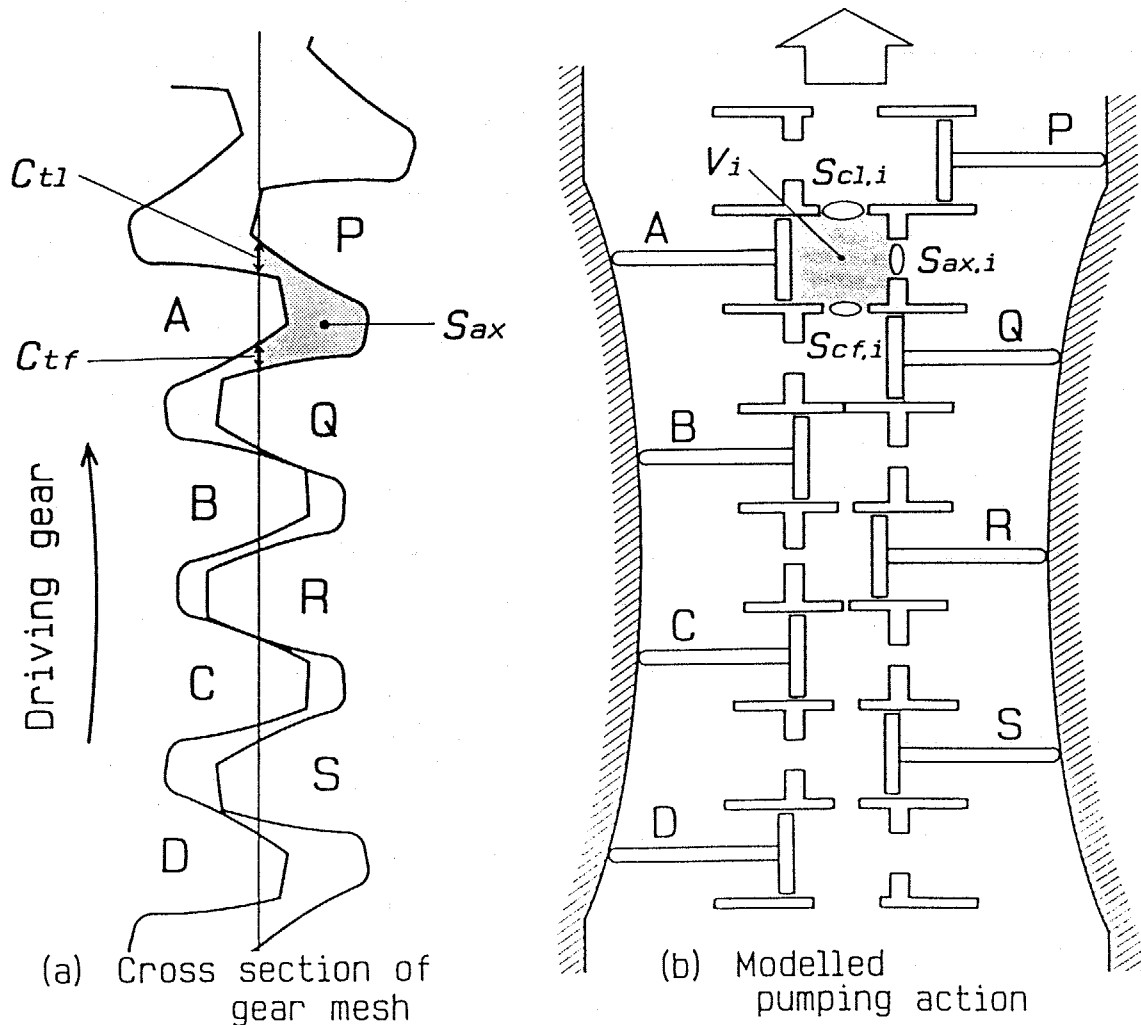


図4.1 かみあい領域における気室群のモデル

Pで向かい合った歯面の間の隙間 C_{tl} および歯Aと歯Qの間の隙間 C_{tr} を通じて隣接する気室との間でも空気が移動する。そのうえ、 S_{ax} 、 C_{tl} 、 C_{tr} はかみあいの進行にともなって変化する。

そこで個々の気室をシリンダーと見なすと、歯みぞに侵入してくる歯はピストンとなり、図4.1(b)のようにモデル化して表すことができる。シリンダー列は図中の矢印の向きにピッチ円周速度 v で等速度で移動し、ピストンは駆動歯車と被動歯車の歯先円同士が干渉する領域で凸となる案内に追従して運動する。この気室の体積 V は図4.1(a)の気室の断面積 S_{ax} と歯幅の $1/2$ との積である。またピストンに正対して歯車の端部に対応する開口部 S_{ax} が設けられ、外気に通じている。シリンダーの壁面には隣の気室と連通する開口 S_{ol} 、 S_{or} があり、それぞれ歯面の間の隙間に歯幅の $1/2$ を掛けた面積を持つ。なお図中の各記号の添え字 i は気室を区別する識別子である。

以上から、一つの気室 i に注目した場合に、外気へ通じる開口と、前後の気室につながる二つの開口の都合三種類の開口を考えて定式化することにする。

気室に着目した場合の質量保存によって⁽²⁵⁾、気室内部の質量の減少が外部への流出量に等しいから、

$$\frac{d(\rho V)}{dt} = -\sum \rho_j \cdot u_j \cdot S_j \quad \text{----- (4. 1)}$$

ここで、 ρ_j は気体の密度

V は気室の体積、かみあいの進行に伴って変化し、

幾何学的に求まる ($= S_{ax} \times b/2$)、

u_j はそれぞれの開口断面における流れの速度、

S_j は開口の断面積、

添え字 j は三種類の開口を区別する識別子、

なお気室の内部では、状態は一様であると仮定している。

と表せる。この式の左辺は、

$$\frac{d(\rho V)}{dt} = \rho \frac{dV}{dt} + V \frac{d\rho}{dt} \quad \text{----- (4. 2)}$$

となり、右辺第1項では ρ の変化は小さいと考えられるので、 ρ_0 と置き換え、第2項では

$$\frac{d\rho}{dt} = \frac{d\rho}{dp} \cdot \frac{dp}{dt} = \frac{1}{c_0^2} \cdot \frac{dp}{dt} \quad \text{----- (4. 3)}$$

ここで c_0 は音速

と表せるから、

$$\frac{d(\rho V)}{dt} = \rho_0 \frac{dV}{dt} + \frac{V}{c_0^2} \frac{dp}{dt} \quad \text{----- (4. 4)}$$

となる。

一方式(4.1)の右辺については、左辺と同様に密度を ρ_0 で近似する。さらにそれぞれの開口での流速は、開口の両側における圧力差に比例するものと仮定する。すなわち開口における流速 u_{ax} は、

$$u_{ax} = \eta \cdot \Delta p \quad \text{----- (4. 5)}$$

ここで η は比例係数（本論文では、流速係数と呼ぶことにする）、

Δp は開口の内と外の圧力差

で表される。

また隣接する気室間の空気の流れに作用するに存在する抵抗は、隣接する気室を結ぶ流路（図4.1(a)の C_{tl} , C_{tr} の領域）の断面積に反比例すると同時に、粘性などの効果によりその長さ（歯形方向）にも依存するものと考えた。そこで、式(4.5)に気室の移動によって変化するこのファクタを ξ をかけ、流路の両端での圧力差 Δp と流速 u_c との関係は

$$u_c = \xi \cdot \eta \cdot \Delta p \quad \text{----- (4. 6)}$$

とした。

以上から、ピストンPに対応する気室、Aに対応する気室、以下Q, B, R..., と順番をつけて、i番目の気室についての空気の収支は、

$$\begin{aligned} \rho_0 \frac{dV_i}{dt} + \frac{V_i}{c_0^2} \frac{dp_i}{dt} = \\ - \rho_0 \{ S_{ax,i} \cdot \eta (p_i - p_0) \\ + S_{cl,i} \cdot \xi_{l,i} \cdot \eta (p_i - p_{i-1}) \\ + S_{cr,i} \cdot \xi_{r,i} \cdot \eta (p_i - p_{i+1}) \} \quad \text{----- (4. 7)} \end{aligned}$$

と表すことができる。左辺第一項を移項して整理すると

$$\begin{aligned} \frac{dp_i}{dt} = - \{ S_{ax,i} \cdot \eta (p_i - p_0) \\ + S_{cl,i} \cdot \xi_{l,i} \cdot \eta (p_i - p_{i-1}) \\ + S_{cr,i} \cdot \xi_{r,i} \cdot \eta (p_i - p_{i+1}) \\ + \frac{dV_i}{dt} \} \cdot \frac{\rho \cdot c^2}{V_i} \quad \text{----- (4. 8)} \end{aligned}$$

ここで、歯幅方向の対称性から、 $V_i = b/2 \cdot S_i$ とする。

これを用いて、奇数番目の気室を駆動側歯みぞ、偶数番目を被動側歯みぞに対応させて、連続した20個の気室について#1から#20までの番号をつけ、圧力 p についての微分方程式を連立させて解くことにした。これより、軸方向の流速は、式(4.5)によって求めることができる。なお、実際の数値解を求めるに当たっては、Runge-Kutta-Gill法を用いた。また、4番目の気室までは、解に初期値の影響が残るが、それ以降の解は、安定していることを確認している。

4.2.2 各パラメータの設定

式(4.8)を解くに当たって、空気の物性値ならびに歯車のかみあいの幾何学的パラメータを設定する。

4.2.2.1 空気の物性値 ここでは、常温(293K)を想定して、密度 $\rho_0 = 1.2\text{kg/m}^3$ ，音速 $c_0 = 340\text{m/s}$ としている。また、流速係数 η については $\eta =$

$5 \times 10^{-2} \text{ m/s/Pa}$ とした。この値が小さい場合には、時定数が大きくなり、歯みぞ内の圧力が上昇して一次遅れの挙動を示すようになるために、回転数によって応答波形の形状が変化する。ここでは、実際の流速測定の結果が歯車の回転数によらずにほぼ同じであるので、上に表示した値によって、時定数の影響がほとんどないようにした。このため、 η の値が2～3割変化しても圧力の絶対値に影響を及ぼすものの、これに流速係数をかけて求まる流速は η の値によらないことを確認している。またこの値は定常流におけるベルヌイの定理から見ても妥当な近似値であると判断できる。

4・2・2・2 幾何学的パラメータ 対象とする歯車の諸元は三章の熱線流速計による計測で用いたものと同一として、歯車の回転を含めて幾何学的に決定されるパラメータを決定した。

軸方向の空気流の出口断面積は図4.1(a)の S_{ax} そのものと考えた。また隣接気室間を流れる空気の流路の断面積は、近似的に図中の C_{tl} , C_{tr} に歯幅の1/2を掛けたものとした。そこで S_{ax} , C_{tl} , C_{tr} が、かみあいの進行にともなう変化の様子を、被動側の歯みぞに着目して図式的に求めたところ、放物線と見なすことができたので、図4.2に示すように推移するものとした。このとき、 S_{ax} およびバックラッシュ側歯面間の隙間（駆動側気室に注目すると C_{tl} 、被動側気室では C_{tr} ）は軸間距離の変化に応じて放物線が上下に平行移動する。図4.2ではこの様子を、軸間距離が長くなった場合について、破線で示している。一方かみあい歯面側の隙間は、かみあい長さの区間は厳密には完全に閉塞するが、これは、ピッチ点の位置でゼロとなる放物線で近似し、軸間距離の影響を受けないとした。

また隣接気室間の流速係数を決定する補正係数 ξ については、ピッチ点の近傍にあるときには流路の長さが増し抵抗が増えて流れにくくなることから、同様に放物線とし、 c_a , c_b の二つの係数によって、

$$\xi = c_a \frac{t^2}{(T/2)^2} + c_b \quad \text{----- (4.9)}$$

と定めている。ここで t は個々の隙間に対して、その代表点がピッチ点を通過する瞬間を0として測った時刻を表し、 T は気室が収縮を始めてから元に戻るまで

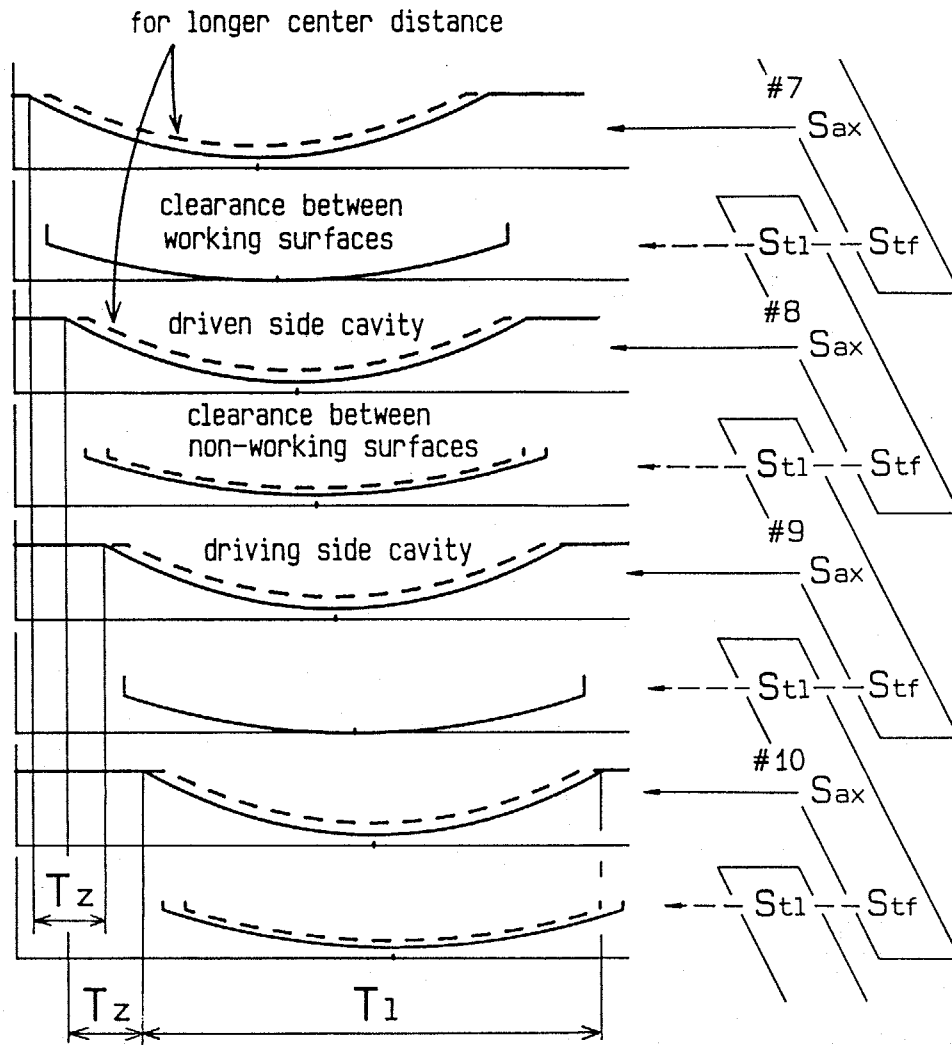


図4.2 気室列における断面積及び隙間の時間推移の概念

の時間である。 c_a と c_b の値の組合せによって、計算で求まる流速の波形がわずかに異なるが、試行錯誤の結果として $c_a=1.0$ 、 $c_b=0.1$ とすることにした。

4.2.3 計算結果

以下に計算機シミュレーションの結果から、#8の被動側気室からの流速とこれに続く#9の駆動側気室からの流速を表示する。これらの波形はその前後の気室の波形と同じであったので、収束していると判定した。

4.2.3.1 回転速度の影響 代表的な回転速度の条件として、かみあい周波数 $f_z=2.5\text{kHz}$ 、 7.5kHz に対応するシミュレーション結果を、図4.3に示す。

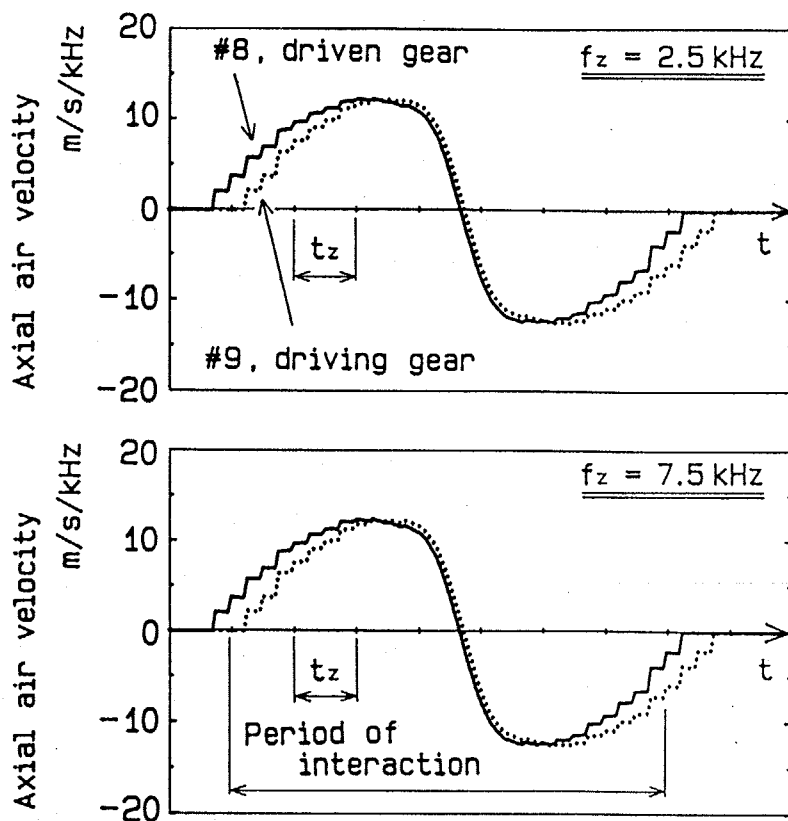


図4.3 軸方向流速の計算結果（回転数の影響）

図の縦軸は、端面での軸方向流速を、かみあい周波数1 kHz当りに基準化して示している。また横軸は、時刻をかみあい周波数で基準化している（回転角を表示していることと同等）。この軸は、それぞれの気室からの流速波形に注目すれば、気室の代表点の位置の推移とも対応する。図で、それぞれのかみあい周波数での流速波形はほぼ完全に一致しているので、以後は、これらを代表して、 $f_z = 5 \text{ kHz}$ に対応する条件での計算結果についてのみ示すことにする。

図で、実線が被動側（#8）からの流速である。駆動側の歯が歯みぞに侵入し始めると同時に軸方向への排出が始まり、ピッチ点付近で排出と吸入が切り替わり、歯が歯みぞから離脱して1行程を終了する。このとき次の駆動側歯みぞ（#9）では、かみあい周期の1/2遅れて、同様の行程が行われる様子が点線で示してある。空気の排出と吸入が切り替わるピッチ点の付近では、二つのプロットの時間的なずれが少なくなっている。これは、ピッチ点の近傍で、バックラッシによって通じている被動側と駆動側の気室が概ね一つの気室として振舞っていることを示しており、熱線流速計による測定結果にみられる特徴とも一致している。

4・2・3・2 実験結果との比較 熱線流速計による流速測定結果は、歯車の端面から軸方向に排出される空気流が、出口がピッチ円周速度で移動するため、に偏向されて生ずる流れを表している。すなわち空気の軸方向流速と歯車のピッチ円周速度とのベクトル和であるので、シミュレーション結果を同様に表示して実験結果と比較する。

ベクトル合成をする際に、歯車のピッチ円周速度もかみあい周波数で基準化することができるので、合成流速についても回転速度によらずかみあい周波数で基準化して表すことができる。そこで、この合成結果を $f_z=5.85\text{kHz}$ での実験結果と定量的に比較して、図4.4に示す。ここでは、流速の計算結果のうち駆動側の気室からの流速の曲線をかみあい周期の1/2だけ左にずらせている。図から、計算結果と測定結果とが量的にみてもよく一致していると判断できる。以上から、気室のモデル化の妥当性が検証でき、歯みぞから軸方向への空気の流れは、ピッチ点の近傍を除くと駆動側、被動側に関わりなく歯みぞの代表位置によって決定され、ピッチ点付近では、バックラッシュでつながった被動側と駆動側の歯みぞが一つの歯みぞとして振舞う傾向にあることがわかった。また、ピッチ点より後の挙動についても、図4.3のように振舞っていると判断した。

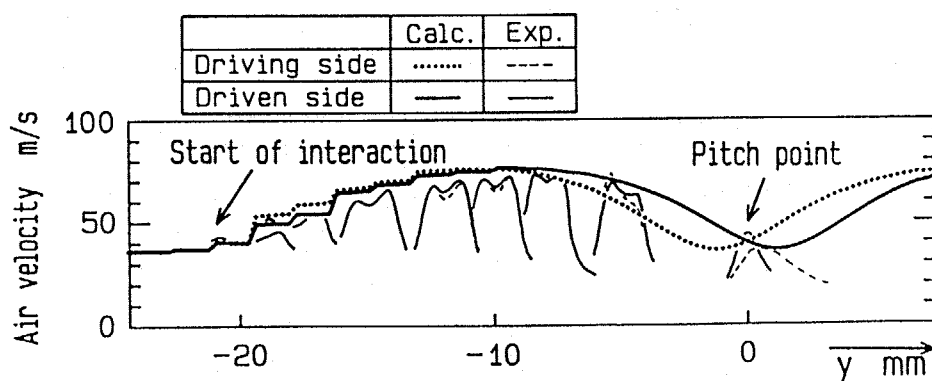


図4.4 周速とベクトル合成された流速と、熱線流速計の結果との比較

4・2・4 軸間距離と歯底埋めの効果

前項で、歯幅の端部からの空気の流れのモデル化の妥当性が検証できた。そこで、次節で軸間距離を変えたり歯底を埋めた場合の音源としての振舞いを検討

するために、軸間距離を276.5mm、276.8mmとした場合のそれぞれについて、被動側、駆動側の歯底を埋めた場合の流速の計算結果を無処理の場合と対比して、図4.5に示す。このときピッチ円周速による流れの偏向は無視して、図4.3と同様に、流速の軸方向成分のみを表示している。

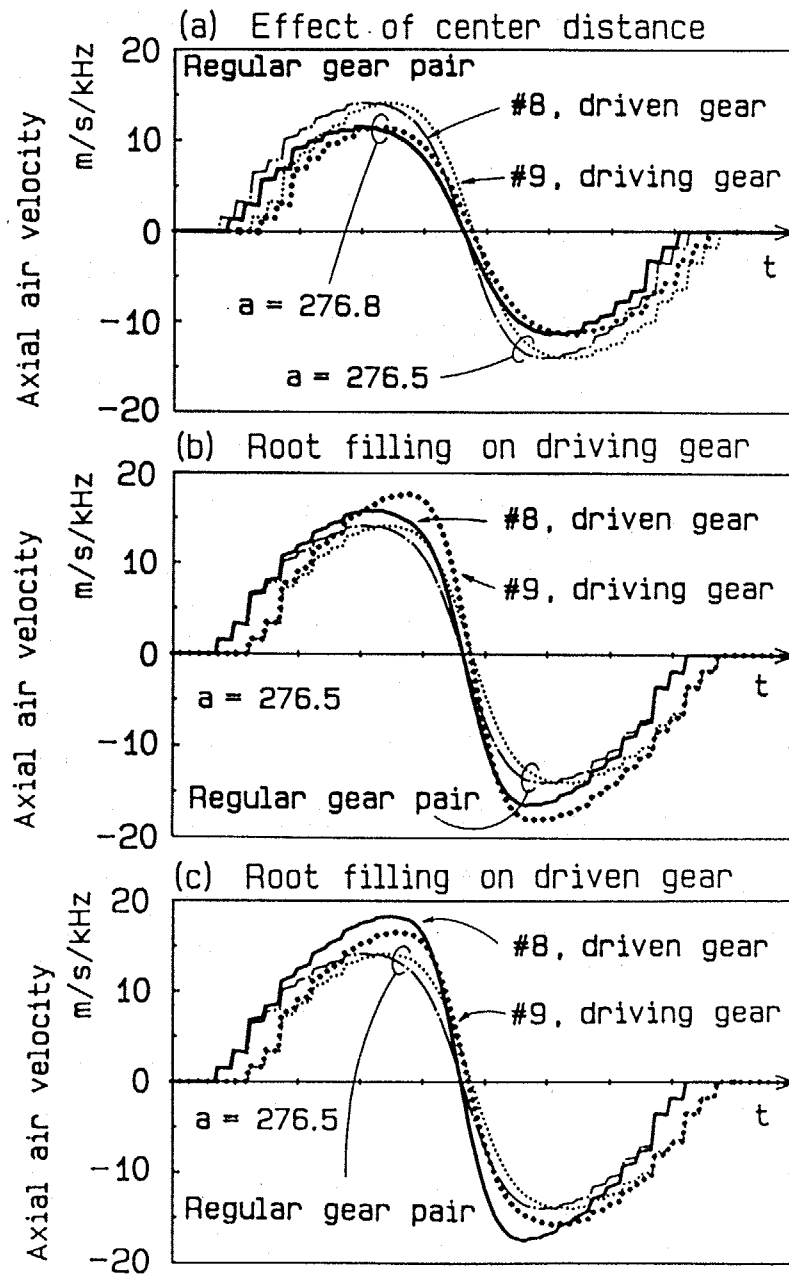


図4.5 軸間距離や歯底埋めによる軸方向流速の変化の計算結果

軸間距離を長くすると(図中(a)), 歯が相手の歯みぞに侵入している期間が短くなると同時に、流速のピークが低くなっている。また歯底を埋める処理により(図中(b),(c)), 埋めた側の気室では歯みぞ断面積すなわち空気の出口の断面積が狭められるために流速が高くなっている。それと同時に何も処理を施していない側の気室からの流速も少し高くなっていることが認められる。これは、歯底を埋めた側の端部の出口の抵抗が増したため、歯面に沿って隣の歯みぞへの流れ込みが増し反対側の歯みぞから排出されるためと考えられる。

4・2・5 まとめ

駆動歯車と被動歯車の間に生ずる気室からの軸方向の空気の出入りを、気室を集中定数系と仮定し、また空気の流れに対する抵抗も線形に近似してモデル化したところ、熱線流速計による測定結果とほぼ一致するような空気流速の推移を求めることができた。これにより、ピッチ点よりかみあいはずれ側での空気の吸入についても大まかに推定することができ、このモデル化より軸間距離を変えたり歯底を埋めたときの流速の挙動を明らかにできた。

4・3 音源としての振舞い

前節で、歯車の端面から放射される音の原因となる空気の流れの挙動の概要をとらえることができた。この流れは、駆動側の歯と被動側の歯とが互いに食い込みあっている領域に分布している。音は媒質排除の変動によって発生すると考えられ⁽²²⁾、一章でも明らかにしたように、空間に固定した座標系から観測した境界面の振動の分布が音源の分布と見なせるので、前節で求めた流速分布とその変動を静止座標系からみて、音源の分布をまず推定する。

4・3・1 流れの変動から音への変換機構の前提

空気の流れの変動がどのようなプロセスで音に変換されるかを的確に示すことは困難である。一般には、媒質中の質量の湧き出し、媒質に直接加えられる変動外力、さらには、乱流でのレイノルズ応力の変動が音源として作用するといわれている。歯車のかみあい点の近傍では、3・5節の実測結果や4・2節の検討からも

わかるように空気流速は決して速くはないと考えられる。また、流体に直接作用する外力は存在しないと考えられるので、歯車の端面からの流体の湧き出しによって音が発生するものとする。また、一章で明らかになったように歯車円板の表面の振動から媒質への音の伝達は、静止した座標系から観測した面外振動に対応していることから、本節でも歯車端面からの軸方向空気流の変動を静止座標系から観測した結果が音に変換されるものとする。

すなわち、 $x-y$ 平面上（歯車の端面、図3.19参照）で、面に垂直な方向への流速分布を $u_{ax}(t, x, y)$ とする。ここで注目しているのが、かみあい周波数の成分であるので、その一次のフーリエ係数、すなわちかみあい周波数成分の振幅

$$C_1(x, y) = \frac{1}{T_z} \int_{-T_z/2}^{T_z/2} u_{ax}(t, x, y) e^{-j\omega_z t} dt \quad \text{----- (4. 10)}$$

を用いれば、ある微小面素 $dx dy$ の流速変動による音源のかみあい周波数成分が観測点につくる速度ポテンシャル $d\phi$ は、

$$d\phi = \frac{C_1 dx dy}{4\pi r} e^{j(\omega_z t - kr)} \quad \text{----- (4. 11)}$$

であるから、これを音源の領域で積分して（以後積分範囲を省略して表示する）、

$$\phi = \iint \frac{C_1}{4\pi r} \cdot e^{-jkr} dx dy \cdot e^{j\omega_z t} \quad \text{----- (4. 12)}$$

ここで、 r はそれぞれの面素から観測点までの距離

と表せる。なお音圧は、速度ポテンシャルの時間微分に媒質密度をかけて、

$$p = j\omega_z \rho \phi \quad \text{----- (4. 13)}$$

で表すことができる。これらの式は、時間変動項と複素振幅項の積となっているが、かみあい周波数に注目しているので、以後は複素振幅のみを取り扱う。

注目すべき観測点（かみあい点の真上）は近似的に y 軸上にある取り扱えるので、遠距離近似によって音源の各部位から観測点までの距離による振幅の絶対値の減衰は一定とすれば、 x 方向の分布に対して r は不変であるから、

$$\phi = \frac{1}{4\pi r_0} \cdot \iint C_1 dx e^{-jkr} dy \quad \text{----- (4. 14)}$$

ここで r_0 は音源の代表点から観測点までの距離

となる。この式で内側の x についての積分は x 方向の音源分布を y 軸上に集約して、 y 方向の音源の強さの分布を表している。

以上から、4・4 節で求められた流速分布をもとに音源が分布している範囲内で式(4.14)の x についての積分を与えれば、 x 方向の分布についてのファクタを y 軸上に集約した直線上に分布する音源としてその強さの分布が求められる。

4・3・2 音源の3領域分割によるモデル化

前節の考え方に基づいて、歯車の端面に存在する音源を図4.6に示すハッチ、メッシュの領域のように、以下のように分布しているとして取り扱う。

- (1) 音源の領域は、 x 方向には駆動歯車の歯底円と被動歯車の歯底円とに挟まれた範囲とし、 y 方向には互いの歯先円同士が食い込み合っている範囲とする。
- (2) 着目している音源の分布を図4.6に示すように、駆動側歯みぞの領域で、かつ被動側歯先円の外側、被動駆動の歯先円によって囲まれる領域、駆動側歯先円の外側で被動側歯みぞの領域の3領域に分解して、それぞれ領域Ⅰ、Ⅱ、Ⅲと名づけ、それぞれの領域からの放射を合成する。このように3領域に分解することによって、それぞれの領域での音源を構成する開口の形状が単純になり、位相を含めた音源の取り扱いが容易になる。特に、歯底を埋めた影響を取り扱う際に、その幾何学的な寄与は、領域ⅠまたはⅢのうちの歯底処理を施した方へのみ集約でき、中でも位相に関しては、ほとんど影響を受けなくなる。

(3) 音源の領域の $x-y$ 平面上のある一点に固定して注目すると、その点を歯みぞの開口部が通過する際、開口の移動にともなって、軸方向流速が変化してゆく。ここではこれを一定と仮定し、気室の代表点がこの点の y 座標高さを通過するときの流速に等しいとする。またこの点の位置を歯の端面が通過するときには軸方向流速はゼロであるので、注目している平面上の任意の一点での軸方向空気流速波形はどこでも矩形波となる。すなわち

$$u_{ax} = u_h \cdot g(t, x, y) \quad \text{----- (4. 15)}$$

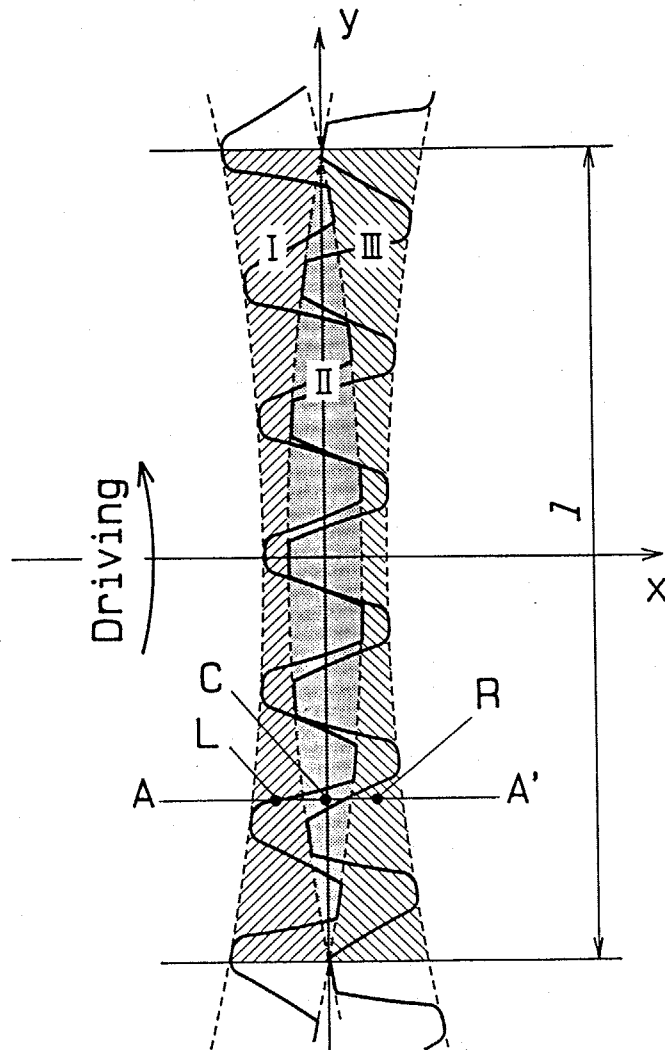


図4.6 端部の音の3領域分割によるモデル化

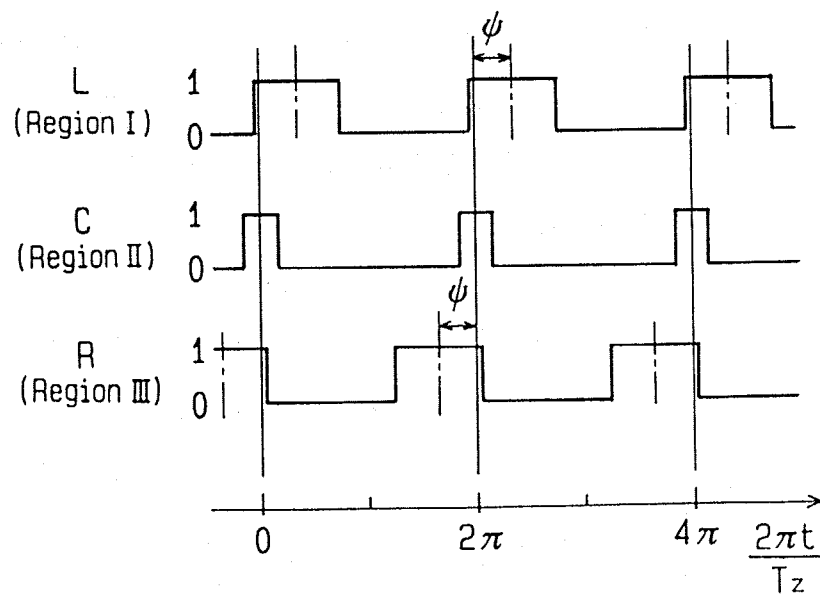


図4.7 点L, C, Rでの開口の通過波形

のように y 座標によって決まる流速 u_h と、単位高さでその幅 (デューティサイクル) が点の位置によって幾何学的に決まる矩形波 $g(t, x, y)$ との積で与えられるとする。

以上から、図4.6の AA' 線上の点 P, Q, R での流速波形は、1 かみあい周期を 2π と無次元化して表示すると、図4.7のようになり、領域 I, III の音源はそれぞれ、領域 II の音源に対して、 $\psi (\equiv \pi/2 - \varphi)$ だけ位相が遅れまたは進み、バックラッシュがゼロの場合には $\psi = \pi/2$ または $\varphi = 0$ となって、軸間距離が長くなるにつれて φ の値が大きくなる。

4.3.3 高さ y における水平方向の音源の集約

上述のような矩形波のデューティサイクルや位相は、水平方向 (x 方向) の位置によって開口の通過の時間推移が異なるために変化する。そこで、式(4.14)の x についての積分について式(4.10)(4.15)を代入して、

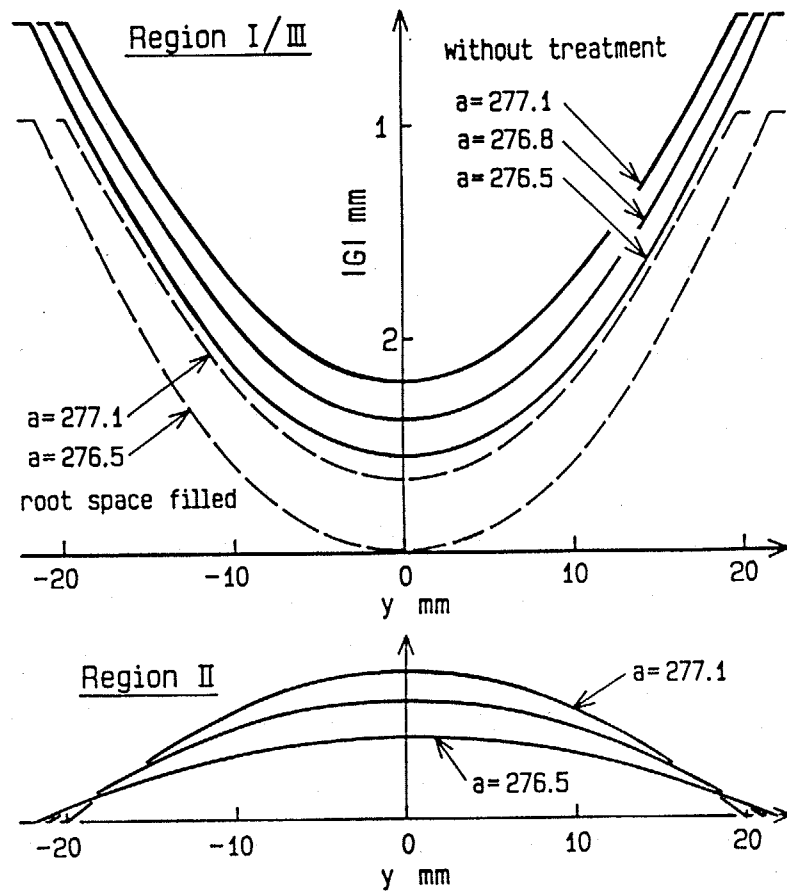
$$\begin{aligned} \int C_1 dx &= \frac{1}{T_z} \iint u_h g(t, x, y) e^{-j\omega_z t} dt dx \\ &= u_h \frac{1}{T_z} \iint g(t, x, y) dx e^{-j\omega t} dt \quad \text{--- (4.16)} \\ &= u_h \times G \quad \text{----- (4.16')} \end{aligned}$$

と表すことができる。積分の部分 G は、ある y 座標での、かみあいの進行にともなう x 方向の開口の幅の時間推移を求めて、その一次のフーリエ係数をとっていることを表しており、純粹に幾何学的なファクタとして求めることができる。これに、4.2節で求めた流速 u_h を掛けたものが、それぞれの領域で x 軸 (水平方向) についての集約を行った y 軸方向の音源の強さの分布になる。

なお領域 II における流速は、この領域が被動側歯みぞの気室と駆動側歯みぞの気室とを連絡していることから、4.2節で把握できた被動側気室からの流速と、これにバックラッシュで連通する駆動側気室からの流速との時間軸上での平均として与えることとした。

4.3.3.1 幾何学的ファクタ 式(4.16)の積分項 G について、かみあいの進行過程から図式的に求めたものが図4.8である。図で、(a)は領域 I ま

(a) Amplitude of geometrical factor



(b) Phase of geometrical factor

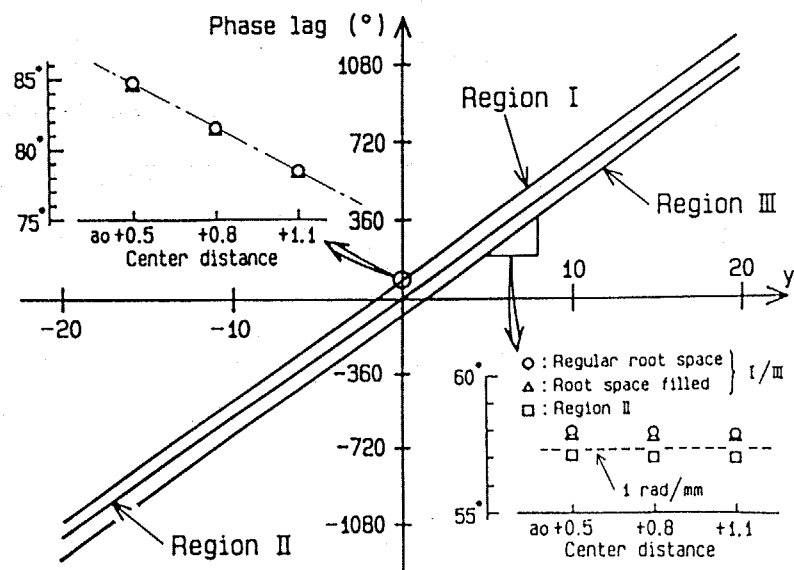


図4.8 それぞれの領域で集約された音源の幾何学的ファクタの分布

たはⅢ（両者は等しくなる）におけるフーリエ係数の絶対値と、領域Ⅱについての値を、軸間距離を 276.5, 276.8, 277.1mmとした場合について表示している。領域Ⅰ/Ⅲについては軸間距離の増加にともなう等間隔で平行移動された放物線様の曲線となっている。また、歯底を埋めた側についての結果は破線で示したように、埋めたことによって振幅が一様に減少している。

領域Ⅱについては軸間距離が長い場合には、バックラッシュが大きくなって開口がy方向（上下方向）に長くなるが、領域のx方向（左右方向）の幅が狭くなる。両者の差引でピッチ点での振幅は軸間距離の長い方が大きくなる。バックラッシュがゼロの場合にはこのファクタもゼロとなる。この領域は歯底処理の影響を受けない。

(b)はフーリエ係数の位相について整理した結果を領域Ⅰ、Ⅱ、Ⅲについて示している。位相はy軸方向にそれぞれ直線的に変化しており、これらは、直線の傾きと、 $y=0$ での切片とで代表できる。これらの軸間距離に対する変化を同図(b)中のそれぞれ第4象限と第2象限に示した。傾きについては、領域Ⅱの傾きがⅠ、Ⅲに比べてやや小さいが近似的には同一と見なせる。またこれらの値は、歯底の処理の影響を受けないといってよい。これから、位相分布の傾きとして歯車の円周ピッチ(πm)当り 2π すなわち 1 rad/mm (図中破線)を近似値として与えることにする。領域Ⅰ/Ⅲの位相の、領域Ⅱの位相に対する遅れ/進みは、そのy切片で代表させることとし、これは、ラック同士のかみあいによるバックラッシュの近似計算より、 $\phi = \Delta a \tan \alpha_0 / m$ (図中一点鎖線、 Δa はバックラッシュゼロからの軸間増加量、 α_0 は圧力角)と近似して、 $\phi = \pi/2 - \phi$ で表す。

これから、領域Ⅱの位相遅れの分布が $2y/m$ と表せるのに対して、領域ⅠおよびⅢでは $2y/m \pm \phi$ (+が領域Ⅰに対応)と表すことができる。

4・3・3・2 音源の分布と基本成分への分解 以上によりy方向の音源の大きさの分布を表す式(4.16)の u_h 、および幾何学的に与えられる振幅が求まったので、歯底処理、被動側歯底処理の両方に対して、それぞれの領域で式(4.16)の振幅を求めてプロットしたのが図4.9である。値が負の領域は空気の吸入による位相の反転を意味する。これに図4.8(b)で与えられる位相を絡めたものが最終的な音源の分布となる。歯底無処理の場合の図(a)で、領域ⅠとⅢとの間にはピッチ点を中心とした回転対称形のずれがあり、この区間で駆動側と被動側の気

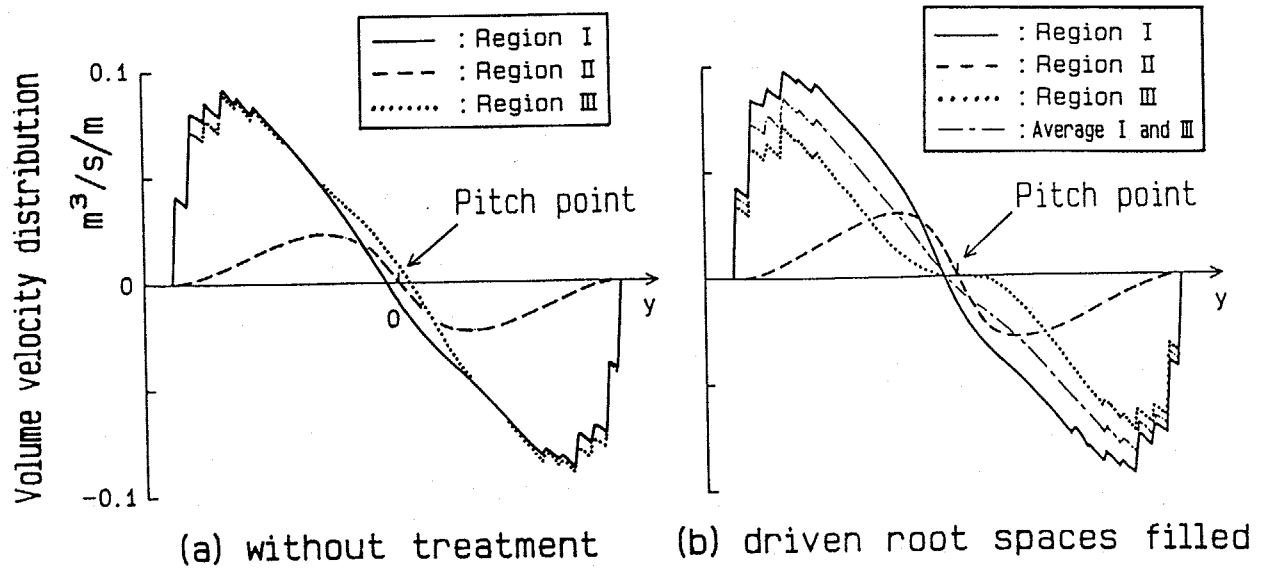


図4.9 3領域の音源の強さの分布

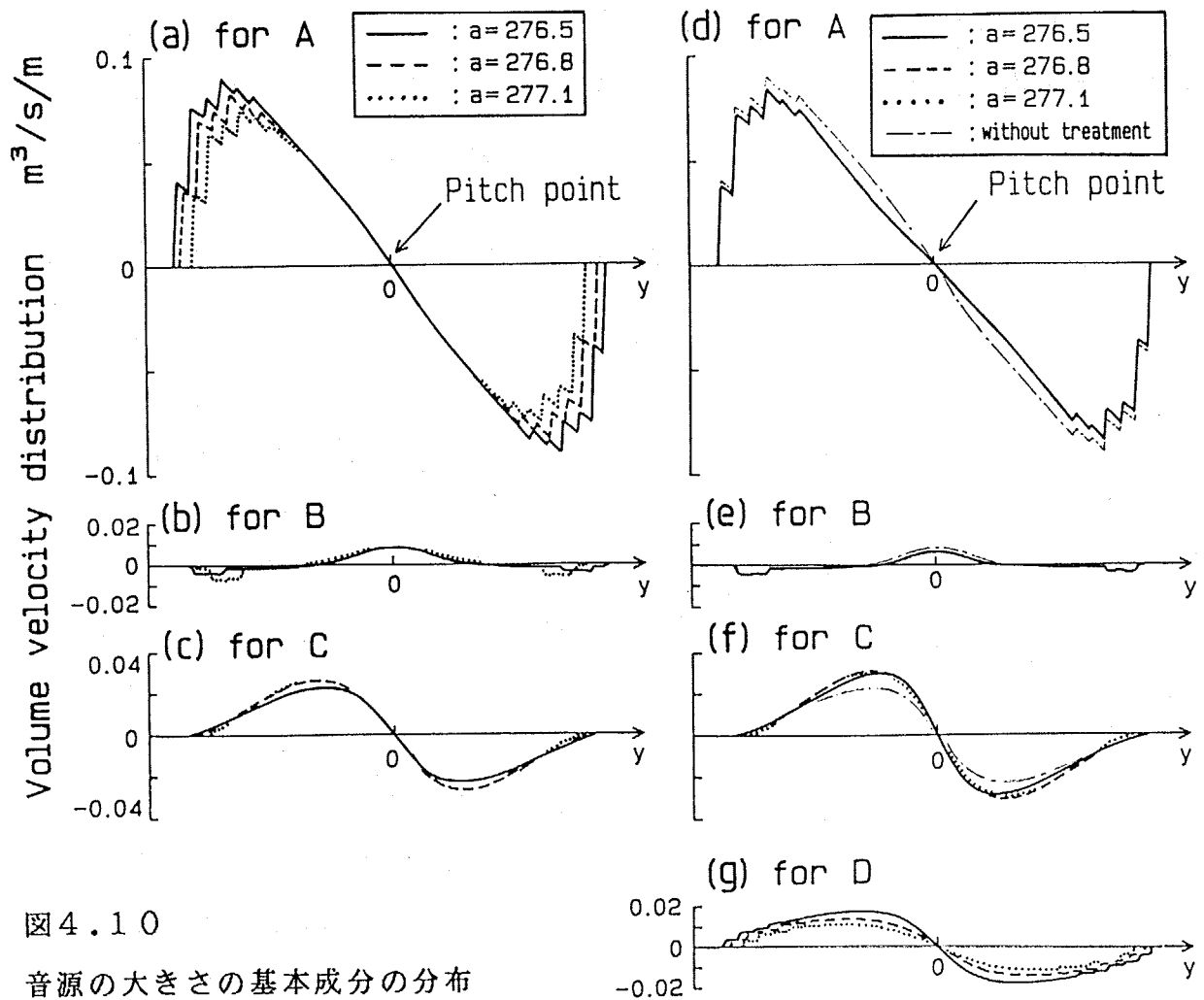


図4.10

音源の大きさの基本成分の分布

(a)(b)(c); 歯底無処理の各成分,

(d)(e)(f)(g); 被動側歯底処理

室がバックラッシュでつながった一つの気室として振舞っていることに対応していると解釈できる。

一方被動歯車に歯底処理をした場合の図(b)では、全体に流速が速くなるために、幾何学的ファクタが歯底処理の影響を受けない領域ⅠとⅡとでは音源が強くなる。また領域Ⅲでは音源の幅(x方向の長さ)が狭くなるために、音は弱くなっている。しかし領域ⅠとⅢの平均は図に一点鎖線で示したように、無処理の場合と類似している。この結果から、歯底処理をした場合は、無処理の挙動に対して、ある補正量を加えれば良いと判断できる。

以上のことから、音源の大きさの振幅成分について、歯底無処理の場合に、以下の三つの基本成分(S_A, S_B, S_C)に分解し、歯底処理の場合にはこれにもう一つの成分を考えることにする。すなわち、領域Ⅰと領域Ⅲとで共通な曲線で表される成分を S_A とし、成分 S_B はそれからの偏差、成分 S_C は領域Ⅱの分布とする。そして成分 S_D は歯底処理による補正項である。以上を式で表記すると歯底無処理の場合には、それぞれの音源の振幅は

$$\left. \begin{aligned} S &= S_A - S_B \\ S &= S_C \\ S &= S_A + S_B \end{aligned} \right\} \text{----- (4.17)}$$

これより、

$$\left. \begin{aligned} S_A &= (S + S) / 2 \\ S_C &= S_{II} \\ S_B &= (S - S) / 2 \end{aligned} \right\} \text{----- (4.18)}$$

となる。また駆動歯車に歯底処理をした場合には、

$$\left. \begin{aligned} S_d &= (S_A - S_B) - S_D \\ S_d &= S_C' \\ S_d &= (S_A + S_B) + S_D \end{aligned} \right\} \text{----- (4.19)}$$

被動歯車の歯底処理の場合には、

$$\left. \begin{aligned} S_r &= (S_A - S_B) + S_D \\ S_r &= S_C' \\ S_r &= (S_A + S_B) - S_D \end{aligned} \right\} \text{----- (4.20)}$$

のように成分 S_D の符号のみ反転させて表記できる。これから、

$$\left. \begin{aligned}
 S_A &= (S_d + S_d) / 2 \\
 &\quad \text{or} \quad (S_r + S_r) / 2 \\
 S_B &= \{(S_d - S_d) + (S_r - S_r)\} / 4 \\
 S_{c'} &= S_d \quad \text{or} \quad S_r \\
 S_D &= \{(S_d - S_d) + (S_r - S_r)\} / 4
 \end{aligned} \right\} (4.21)$$

歯底無処理について式(4.18), で求めた各基本成分の波形を, 軸間距離を変えた場合の結果について重ねてプロットして, 図4.10(a)(b)(c)に示す. また歯底処理の場合について式(4.21)で求めた波形を図4.10(d)~(g)に示した. 成分 S_A , S_B では, 軸間距離 $a = 276.5\text{mm}$ のときの結果を無処理の場合(一点鎖線)と比較して示している. 成分 $S_{c'}$, S_D については, これに加えて軸間距離を変えた場合についての結果を同時に示している.

これらの波形は中心に関して対称形であるといえ, S_A についてはZ字形, S_B については山形, $S_{c'}$, S_D については緩やかなS字形となる.

歯底処理の場合の成分 S_A (図4.10(d))は, 式(4.21)で, 駆動歯車を処理した場合と, 被動歯車を処理した場合とで, ピッチ点付近にずれが認められるもののほぼ等しいとして両者の平均を示した. この曲線は一点鎖線で示した歯底無処理歯車についての成分と等しいと判断できる.

成分 S_B (同図(e))についても両者の差はないといえる. さらに, 成分 $S_{c'}$ (同図(f))は, 軸間距離の変化による変化が少なく, 逆に, 歯底処理によって振幅が増す傾向にあることがわかる. これは, 領域IIは歯底処理によってその幾何学的ファクタが変化しないのに対して, 空気流速は出口断面積の総和が狭くなったために増すためである.

また, 領域I, IIIにおける歯底処理による補正量を表す成分 S_D (同図(g))については, 軸間距離が短いほど補正量が大きいことがわかる.

4.3.4 まとめ

4.2節の数値計算結果に加えて, 歯車のかみあいによる音源の幾何学的ファクタについてモデル化をおこない, これらを合成して音源の性質を検討した. これ

から、歯車のかみあい領域に置ける軸方向の空気流による音源は、式(4.17)及び式(4.19)、式(4.20)で表せるように、4種類の基本成分に分解して取り扱えることができると考えられる。これらの4種類の成分は、 S_A 、 S_C 、 S_D についてはピッチ点に関して回転対称（ピッチ点を原点として奇関数で表せる）であり、 S_B についてはピッチ点に関して線対称（同偶関数）である。

4・4 音の放射に対する検討

前節までで歯車の端面における音源の振舞いの概要を、基本成分に分解して捉えることができた。これらの音源からかみあいはずれ方向（ $y > 0$ ）およびかみ込み側（ $y < 0$ ）への放射が、『軸間距離を短くすると音圧が低くなる』現象と『歯底を埋めると音圧が低くなる』現象を同時に説明できるものであることを以下に検討する。ここでは前節で求めた基本成分の波形から、その特徴である偶関数・奇関数という性質をふまえて、音源の分布を単純化して検討している。

4・4・1 分布する音源からの音の放射の基本

式(4.16)によって与えられる y 方向の音の大きさの分布は、図4.7、図4.8からその振幅と位相とで原点に関して対称な関数形

$$f(y) \cdot \exp\{j(-2y/m + \theta)\} \quad \text{----- (4.22)}$$

とおける。ここで θ は、領域Ⅰ、Ⅱ、Ⅲの音源の位相差を表し、それぞれ $-\phi$ 、 0 、 ϕ となる。このような分布音源からの y 軸方向への音の放射は、音源の長さを ℓ （ $-\ell/2$ から $\ell/2$ まで）とし、原点から y 軸上の観測点までの距離を r_0 とすれば遠距離近似のもとで速度ポテンシャルの形式で

$$\begin{aligned} \phi &= \frac{1}{4\pi r_0} \int_{-1/2}^{1/2} f(y) \cdot \exp\{j(\omega t - 2y/m + \theta)\} \cdot \exp\{-jk(r_0 \mp y)\} dy \\ &= T_r \cdot \exp\{j\phi\} \cdot I \quad \text{----- (4.23)} \end{aligned}$$

但し $k \equiv 2\pi/\lambda$,

$$T_r = \frac{\exp\{j(\omega t - kr_0)\}}{4\pi r_0}$$

で音源の代表位置(原点)からの伝播距離による減衰と位相遅れを表すファクタ,

$$I = \int f(y) \exp\{j(\pm ky - 2y/m)\} dy$$

で, 音源の各成分の分布形状のファクタ,

となって, 距離減衰に伝播遅れを掛けた項に, 領域 I II III の位相差と, 音源の各成分を $y = 0$ を位相基準とした分布に対する積分項との積で求めることができる. なおここで複号は上が正方向(かみあいはずれ側), 下が負方向(かみ込み側)への放射を表す. このうち距離伝播による項 T_r は, 音源の性質によらないので, 以後では無視する. また音圧は $p = j\omega\rho\phi$ で与えられる.

式(4.22)を4.3節の各基本成分に適用するとき, 領域 I と領域 III の同じ基本成分は I が等しく, 位相のみ異なるので, 容易に集約できる.

4.4.2 音源の分布形状による位相の評価

各基本成分が奇関数または偶関数で表されることをもとに, 式(4.23)の積分の部分 I の性質を評価する.

音源の強さの分布が原点を中心とする S 字形すなわち奇関数の分布の場合には

$$f(y) = -f(-y)$$

であることを利用して,

$$I = 2j \cdot \int_0^{1/2} f(y) \cdot \sin(ky \mp 2y/m) dy \quad \text{----- (4.24)}$$

と表されるから, I は純虚数となり, かつその符号は積分に依存する.

一方, 原点を中心とした山形の分布すなわち偶関数,

$$f(y) = f(-y)$$

の場合には,

$$I = 2 \cdot \int_0^{1/2} f(y) \cdot \cos(ky \mp 2y/m) dy \quad \text{----- (4.25)}$$

となるので, I は実数で正または負の値をとる.

以上から原点に関して対称に分布している音源からの音の放射は、その分布の形状にかかわらず式(4.24), (4.25)のように純虚数か実数で表される。そこで、以後の検討が容易なように分布を表す関数 f をその最大値が1になるように正規化し、これと着目する成分の音源分布の最大値(図4.10から得られる)との積で、

$$U(y) = U_{\max} \cdot f(y) \quad \text{----- (4.26)}$$

のように表すことにする。また、音源の長さを l とすれば式(4.24), (4.25)に対してある実数値 J を導入してそれぞれ、

$$I = j U_{\max} \cdot l \cdot J \quad \text{----- (4.24')}$$

$$I = U_{\max} \cdot l \cdot J \quad \text{----- (4.25')}$$

のように表記できる。

4.4.3 各基本成分ごとの再合成

以上を利用して、各領域で分解したそれぞれの成分から領域Ⅰと領域Ⅲの同じ成分毎に集約する。なお位相の基準として、領域Ⅱのバックラッシュがピッチ点を通するタイミングをとることにして考える。

(a) 領域Ⅰ／Ⅲの成分A 気室出口の通過のタイミングが、図4.7に示したようにずれているので、領域Ⅰは ϕ ($\equiv \pi/2 - \phi$) だけ遅れ、領域Ⅱは ϕ だけ進むが、 I または J の値は両者で等しい。従って観測点での音場を速度ポテンシャルで表せば、式(4.24')を用いて式(4.23)に代入して、

$$\begin{aligned} \phi_A &= \phi_A + \phi_A = \\ &= T_r \cdot U_A \cdot j \cdot l_A \cdot J_A \cdot \{e^{-j\phi} + e^{j\phi}\} \quad \text{---- (4.27)} \end{aligned}$$

$$= j 2 T_r \cdot U_A \cdot l_A \cdot J_A \cdot \sin \phi \quad \text{---- (4.27')}$$

が得られる。

この再合成の様子を複素平面上に表し、図4.11(a)に示す。式(4.24')によって、分布の合成から j がくりだせるので90度反時計回りに回転し、二つの領域での合成は虚軸を向く。このとき互いの位相差 $2 \cdot \phi$ は 180° に近い値であるので、合成された振幅は元の振幅に比べて小さくなる。

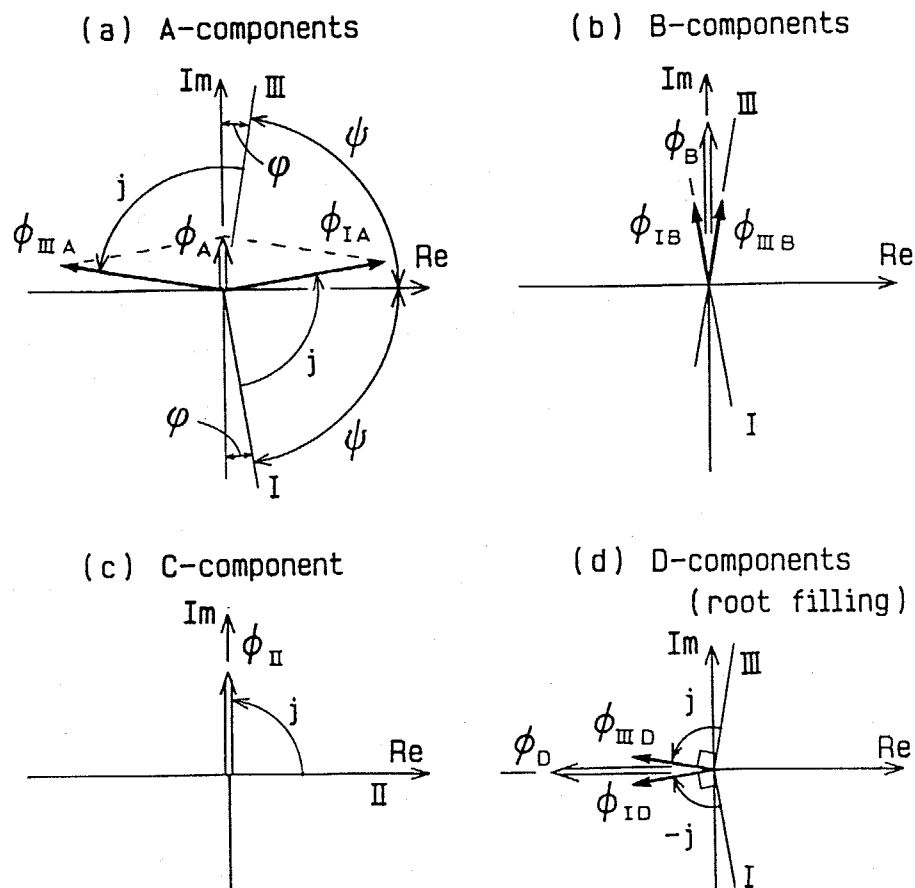


図4.11 各成分ごとの複素平面上での再合成

なおバックラッシュがゼロの場合には $\psi = 90^\circ$ となって、IとIIIとで完全にキャンセルする。また軸間距離を長くすると ψ の値は小さくなる(φ が大きくなる)ので、二つの合成は大きくなる。

(b) 領域I/IIIの成分B 同様に式(4.25')の形式より、それぞれが観測点につくる音圧は、領域Iについては式(4.17)のように負号がつき

$$\phi_B = \phi_{IB} + \phi_{IIB}$$

$$= T_r \cdot U_B \cdot l_B \cdot J_B \cdot \{-e^{-j\psi} + e^{j\psi}\} \quad \text{---- (4.28)}$$

$$= j 2 T_r \cdot U_B \cdot l_B \cdot J_B \cdot \cos \varphi \quad \text{---- (4.28')}$$

式(4.17) からわかるように、領域IではIIIに対して符号が反転しているので、領域Iの音は逆向きのベクトルとなる(図4.11(b))。成分Aのような位相の回転はないが、最終的な合成は、互いに強めあって虚軸を向く。二つのベクトルの向きはほぼ同一方向となるので、その合成に及ぼす軸間距離の影響(φ の値は0に近い)は少なく、ほぼ一定と見なせる。

(c) 領域Ⅱの成分C この音を位相の基準として考えているが、分布がS字形（奇関数）のため、式(4.24')を利用して、

$$\phi_c = \phi_c = j \cdot T_r \cdot U_c \cdot l_c \cdot J_c \quad \text{---- (4.29)}$$

のように位相は90°回転して虚軸を向く（図4.11(c)）。この音は軸間距離を変化させても振幅の変化は少ないが、歯底を埋めると強くなる。

(d) 領域Ⅰ／Ⅲの成分D 歯底処理に対する修正量である。仮に駆動側を処理したするとき、式(4.19)のように領域Ⅲでは正であるのに対して、領域Ⅰでは負号がつくので、式(4.24')を用いて、

$$\begin{aligned} \phi_D &= \phi_D + \phi_D \\ &= T_r \cdot U_D \cdot j \cdot l_D \cdot J_D \cdot \{-e^{-j\psi} + e^{j\psi}\} \quad \text{----- (4.30)} \end{aligned}$$

$$= 2 T_r \cdot U_D \cdot l_D \cdot J_D \cdot \cos \psi \quad \text{----- (4.30')}$$

駆動側は符号の反転とS字形分布による90°回転、被動側は、単に90°回転となるから、二つは実軸を向き同じ向きとなって強めあう（図4.11(d)）。

以上から、ABCの三種類都合5個の成分の音の合成は、すべて虚軸を向くので、これらが干渉しあって、音の大きさが変化するものと思われる。これに対して、Dの成分は、その合成が実軸を向いているため、前者とは90°位相が異なってしまうので、この成分の大きさが他の成分の合成と比べて小さければ主として位相の形で寄与するものと考えられる。

4.4.4 各成分の単純化による検討

4.4.3項で明らかになった性質から、軸間距離を短くするか、歯底を埋めると音圧が低くなるという挙動を誘導する。これらを統一的に説明しようとする際に、成分Aの合成 ϕ_A は歯底処理の影響をほとんど受けないのに対して、成分Cによる音 ϕ_c は逆に軸間距離の影響を受けにくく、成分Bはどちらの影響も受けにくいことから、主としてAとCの成分の合成の過程の中で合理性を持たなければいけないと考えられる。

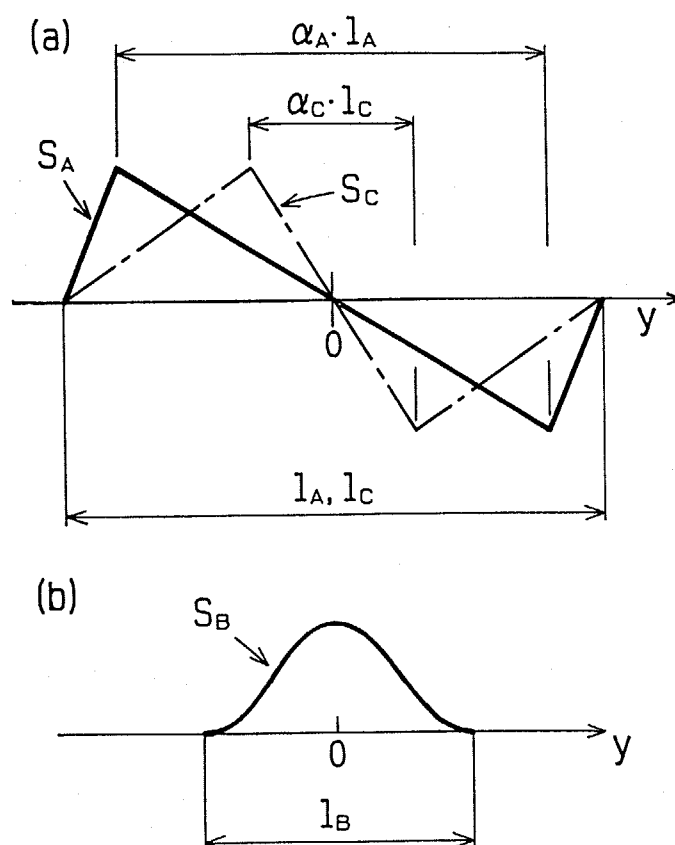


図4.12 成分A, B, Cの分布の近似形状

そこで、前項で明らかにした各成分毎の特性をもとに図4.10で求められた波形を単純化して検討を加える。

4・4・4・1 成分A, Cの単純化 そこで、図4.10の音源の分布形状を以下の仮説のもとで単純化する。

(1) 音源の長さは、空気流速の計算では、歯先円同士が食い込み合う領域の長さとして軸間距離によって異なるとしたが、この長さの両端は開口の広がりの効果のために不確定である。そこで、歯車として機能する常識的な幾何学的条件の範囲内では一定であるとする。

(2) 音源の大きさの分布を直線で置き換える。これは、分布の対称性があれば、式(4.24), (4.25)の様に位相が確定するので、近似の影響は少ない。

以上の二つの仮説によって、それぞれの成分の音源の分布に、図4.12(a)の様なモデルを適用する。ここでは音源の長さを l とし、最大最小値を ± 1 とし、

二つの極値の間の長さを $\alpha \cdot \ell$ とすることによって、成分 A と C とを統一して検討する。ここで α が 1 に近い場合には、成分 A に対応し、 α が 0 に近い場合には、成分 C に対応する。

式(4.24)の $f(y)$ に図 4.12 の波形を取り込むと、

$$I_a = \frac{j \ell_a}{1 - \alpha} \cdot \frac{1}{\zeta} \{ \text{Sinc}(\alpha \zeta) - \text{Sinc}(\zeta) \} \quad \text{----- (4.31)}$$

ここで、 $\text{Sinc}(x) \equiv \text{Sin}(x)/x$ 、 ζ は

$$\zeta \equiv \ell_a / 2 \cdot (2/m \mp k) \quad \text{----- (4.32)}$$

で定義される周波数パラメータで、添字 q は成分 A または C を表す

式(4.24')のように表記すると $j \ell_a$ をくくり出して J は

$$J_a = \frac{1}{1 - \alpha} \cdot \frac{1}{\zeta} \{ \text{Sinc}(\alpha \zeta) - \text{Sinc}(\zeta) \} \quad \text{----- (4.31')}$$

と表せる。

ここで、 $\alpha_a = 0.884$ 、 $\alpha_c = 0.251$ として式(4.31')を、横軸に ζ をとって示したのが、図 4.13(a) である。周波数（厳密には波長）と ζ との間には式(4.32)の関係があるので、音源の長さを、ここで対象としている歯車の諸元から $\ell_a = 50 \text{ mm}$ 、モジュールを 2 mm とすれば、 $\ell_a / m = 25$ を原点として図に示したように周波数軸が与えられ、左側は y 軸の正方向（かみあいはずれ方向に対応する）、右側は負方向（かみこみ側に対応）への放射に対する周波数を意味する。

ここで注目する周波数範囲すなわち 0 から数 kHz の領域で、 α が 1 に近い成分 A の音と、0 に近い成分 C の音の音圧の指標の符号が反転していることがわかる。

4・4・4・2 成分 B の単純化 ピッチ点の近傍で、駆動側と被動側の気室が連通するために起きる修正量であるので、バックラッシュがゼロになれば成分 B は消滅すべき性質を持っている。しかしバックラッシュがある程度以上になれば、気室の連通の効果によってこの修正量が生じ、図 4.10(b)(e) に示したように軸間距離や歯底処理による変化は少ない。そこでこれを一定と置き、余弦関数 1 周期を図 4.12(b) の様に分布するとして、この区間の長さを ℓ_b とおけば

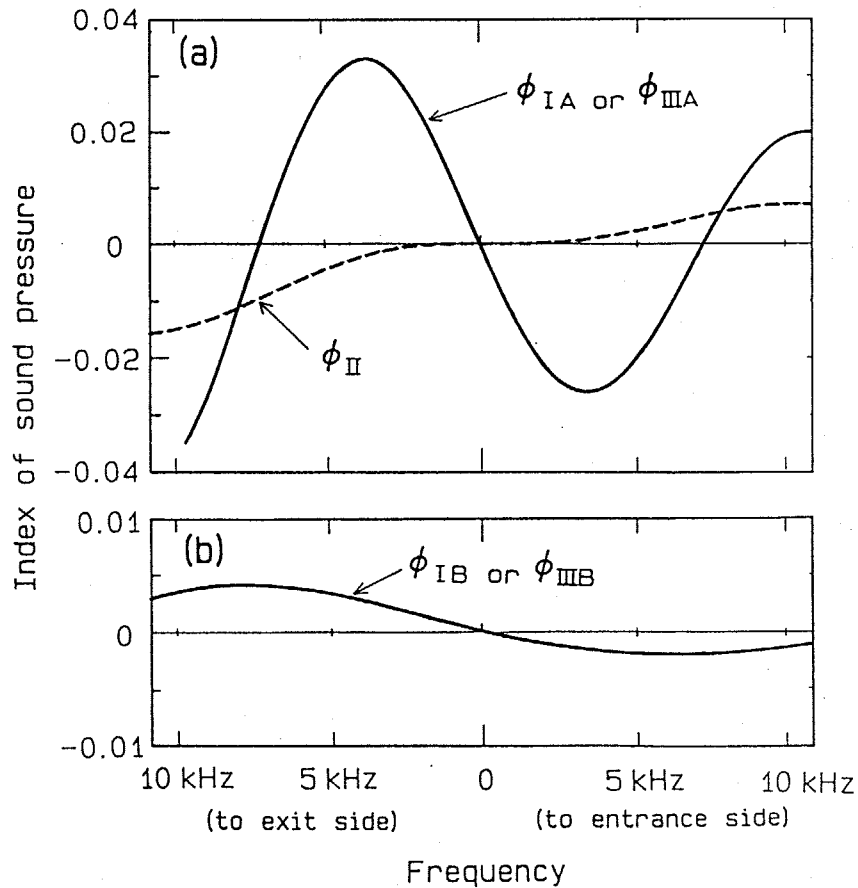


図4.13 成分A, B, Cの音の放射の周波数応答

$$f_B(y) = 1/2 \cdot \{1 + \cos(2\pi y / \ell_B)\} \quad \text{---- (4.33)}$$

から

$$J_B = 1/4 \{2 \text{Sinc}(\mu) + \text{Sinc}(\mu - \pi) + \text{Sinc}(\mu + \pi)\} \quad (4.34)$$

$$\text{但し } \mu \equiv \ell_B/2 (2/m - k)$$

これを $\ell_B = 1/2 \ell_a = 25\text{mm}$ として前節と同様に図示すると、図4.13(b)の様に表される。このように前述の成分Aの音と同位相で、放射される条件が存在する。

4.4.4.3 成分Dについて 速度の分布については4.4.4.1と同様に図4.12(a)の分布でモデル化できる。式(4.30')のように実数となることから、位相は他の成分と比較して90°位相が異なっている。したがってABCの成分との単純な和差による干渉ではない。この振幅が小さい場合には、他の成分との合成の際に主として位相の変化に寄与し、振幅への影響は少ないと考えられる。

4・4・4・4 全体の合成に対するクリアランスの効果 以上の結果から、これらのベクトル合成を模式化して描いたのが、図4.14である。図4.13と式(4.27'), (4.30')より、図に示すように、 ϕ_A と ϕ_C とが互いに逆位相となって、これに ϕ_B を加えたようなベクトル合成が成立する。ここで、 ϕ_A は式(4.27')の $\sin\phi$ の効果により軸間距離の減少にほぼ比例して小さくなるために、最終合成が小さくなる。一方、歯底を埋めた場合には ϕ_A は変化せず、 ϕ_C すなわち領域Ⅱからの音が、流速が高くなるために大きくなり、両者が干渉して最終合成が小さくなるものと考えられる。

以上の過程で、歯底を埋めることと、軸間距離を短くすることとが歯幅の端面からの音の放射を同じように弱めるものと推定される。

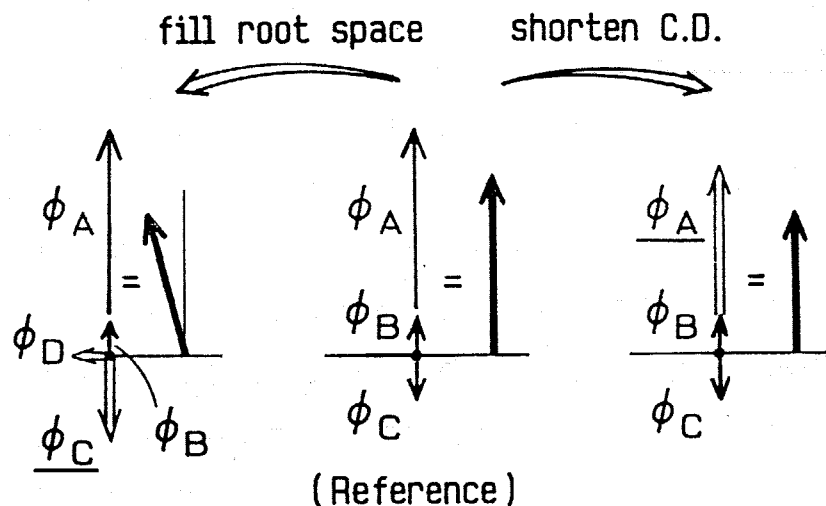


図4.14 各成分の軸間距離／歯底処理に対する変化の概念

4・4・5 検討モデルの定量的検討

以上述べてきたように音源を決定するための種々のファクタについて検討した。ここで考えたような音源のモデルが現実的なものであるためには、観測点での音圧が実測値と比べて同程度でなければならない。そこで、これまでに示した図から5 kHzでの音圧の概算を行う。

式(4.27')～式(4.30')でTrは観測点までの距離によって決まる伝播のファクタ、Uは図4.10等から決まる音源の分布の最大値によって与えられ、 l は音源の長さ、そして、Jは図4.13から求めることができる。さらに、バックラッシュの

効果 ϕ は図4.8より $\phi=80^\circ$ として $\phi=10^\circ$ を代表値として仮定し、これをまとめると、表4.1となる。

表4.1 端面から放射される音の音圧の概算

成分	r_0 [m]	U [m ² /s]	l [m]	J	($\phi=10^\circ$)	$\rho \omega \phi$ [Pa]
A	.16	0.09	.05	0.03	$2 \sin \phi$	0.88
B	.16	0.01	.025	0.003	$2 \cos \phi$	0.03
C	.16	0.025	.05	0.004	1	-0.09
D	.16	0.014	.05	(.004)	$2 \cos \phi$	(0.1)

これからABCの成分を合成し、さらに、歯幅の両端から放射されていることを考慮すると、かみかいはずれ側においては、およそ1.64Paの音圧を生ずるから、100dB程度の音圧を観測点に生ずる。実測から求めた実験式によれば、この周波数での音圧は、概ね110から120dBと予測され、やや低い傾向がある。これは、音源の大きさの分布、さらには、歯車自体がある種のホーンの効果を持っていることによると考えられる。

実際、マグネチックイヤホンを音源として用いたモデル音源による実験では、10～20dBのゲインがあることが求められている。また、表のJの値についても単純化を行ったための不確定な要素が含まれている。特に成分Bのピッチ点付近のバックラッシュによる連通の修整量については図4.12(b)の分布の長さが短く、その分図4.10(e)の高さが高いことも予測され、成分Aの大きさに近い可能性があると思われる。

4・5 結言

本章では、3章までで明らかにした空力音の内、特にレベルの谷を支配していると考えられる、レベルの谷より低い周波数で顕著な歯幅の端部からの音に注目して、『軸間距離を短くすると音が弱くなる』挙動と『歯底を埋めると音が弱くなる』挙動を合理的に説明することを試みた。

そこで、端面の空気流の挙動を明らかにするため、駆動歯車、被動歯車の歯みぞという気室列が、互いの歯面間の隙間によって交互に連通して、かつそれぞれが外部に向けての開口を持つというモデル化を行い、三章の熱線流速計による結果と比較したうえで、音の放射過程の推定を試み以下の結論を得た。

(1) 駆動側の気室からの空気流と、被動側気室からの空気流速は、ピッチ点付近で出入りの切り替わる、S字形の曲線となる。すなわち、それぞれの流速をピッチ点から等距離に選んだ着目点からみれば、両者は等しい。

しかし、ピッチ点の近傍では、被動側の気室と駆動側の気室とがバックラッシュを通してあたかも一つの気室として振舞う傾向にある。

(2) 音源は、求められた流速を、外部の絶対座標系から観測したときの変動成分であると考えて、流速と、開口部の動きとから、音源の分布の概略をとらえ、これがピッチ点に関して対称ないくつかの成分に分解できることを示した。

(3) これらの対称性のある音源分布を単純化したうえで、位相を含めた合成を行うと、『軸間距離を短くすると音が弱くなる』挙動と『歯底を埋めると音が弱くなる』挙動の両方を説明できることを明らかにした。

以上より、従来の常識とは異なり、クリアランスを広げても必ずしも大きくなり空力音があることを検証した。

第五章

空力音の低減化の指針

5・1 結 言

歯車から放射されているかみあい周波数の音が、かみあい点から空力的に発生していることを明らかにし、さらに、その振舞いの詳細を検討して音の放射に相似則があることを示した。この音の主要な放射方向は、ピッチ点におけるピッチ面の共通接平面に沿って、かみ込み側と、かみあいはずれ側の2方向であるが、その音源の部位は、歯先円同士が食い込みあっている領域の端面における空気の吸排を生ずる位置と、かみあい終了の位置の点音源である。これらのうち端面から放射されている成分はその両方向にほぼ同じ強さで放射される。これに対して、かみあいはずれの位置の音源は、はずれの方向のみに強い放射がある。これらの音の放射挙動は、歯幅とかみあい周波数の音の波長の比 b/λ で整理できることがわかった。

空力音は、歯車のもつ幾何学的条件と、運転速度によって、その発生挙動が決定付けられるので、その発生挙動の検討には動力伝達の要素は考慮せずに検討を加えてきた。図3.6から、空力音の見地のみからの評価では、単純に b/λ を小さくすればその放射エネルギーを著しく弱くすることができる。しかし、歯車設計の立場からは、動力伝達のために、自ずとモジュール、歯幅などの制約を受けるので、図から判断できるような著しい低減が可能であるとは限らない。

そこで、本章では実用性からみた空力音の低減化の指針について検討する。まず平歯車について、伝達動力一定の条件から空力音の低い条件を検討し、次に中溝入り歯車の特性、さらに、“レベルの谷”による低減化手法について述べる。また近年低振動で滑らかな回転伝達のために用いられるはすば歯車の空力音についての検討を行う。

5・2 放射音圧と放射エネルギー

音の放射の評価は、ある観測点での音圧に注目する場合と、音源からの放射エネルギーに注目する場合がある。本論文で注目する空力音の場合には、音源である歯車は、歯車箱で囲われているのが常であり、内部の音場が箱の一部を励振するという見地からは本論文で取り扱ったように、音圧で評価すればよい。一方、箱

の隙間から音響エネルギーが外部へ伝播する見地からは、全放射エネルギーによる評価の方が適しているように思われる。そこで、図3.12の指向性測定と同様にしてモデル音源の指向性を3次元的に測定した結果から、観測された音圧と放射エネルギーの関係を求めてみた。

音源の放射エネルギーは、音源を囲む球面に代表されるような閉曲面上で、面に垂直に外向きに通過する音響エネルギー分布すなわち音響インテンシティを面全体に積分すれば求められる。そして音響インテンシティは、厳密には音圧と粒子速度の法線方向成分の積で与えられる。しかし、いわゆる遠距離音場すなわち平面波の伝播で近似できる場では、音響インピーダンスが実数となるために音響インテンシティは音圧のみで与えられる。また近距離音場を代表する球面波の場合では、音響インピーダンスが複素数になるものの、音響インテンシティは音圧のみから表すことができるので、本研究のように音源に近接した測定でも音圧さえ求められればエネルギーを近似的に推定できると考えた。

そこで、音圧の評価量として、音源を中心とした球面上での音圧分布から放射エネルギーを求めるかわりに、図3.6で用いたそれぞれの周波数での音圧の最大値を用い、その2乗とその半値面積によって放射エネルギーの代表値とする。すなわち 音響放射パワーを w とし、最大音圧を p_{max} 、半値面積を S_h で表せば、

$$w = \frac{p_{max}^2}{\rho c_0} \times S_h \quad \text{----- (5. 1)}$$

よってパワーレベル PWL は

$$PWL = 10 \cdot \log (w / w_{ref})$$

$$= 20 \cdot \log p_{max} + 10 \cdot \log S_h - 10 \cdot \log \rho c_0 - 10 \cdot \log w_{ref} \quad \text{---- (5. 2)}$$

$$\text{但し, } w_{ref} = 10^{-12} \text{ W}$$

この式について、モデル音源を用いて第2項を推定し、歯幅 $b = 110 \text{ mm}$ で実測した各かみあい周波数での最大音圧を第1項に代入して予測したパワーレベルを、3.5kHzから8.5kHzまで1kHzごとにプロットしたのが図5.1である。図で実線は音圧の最大値を結んだ線で、これが式(5.2)の p_{max} であるとしている。5kHzから7kHzの範囲の音圧レベルの落込みは最大音圧をとることで緩和され、かみあい周波

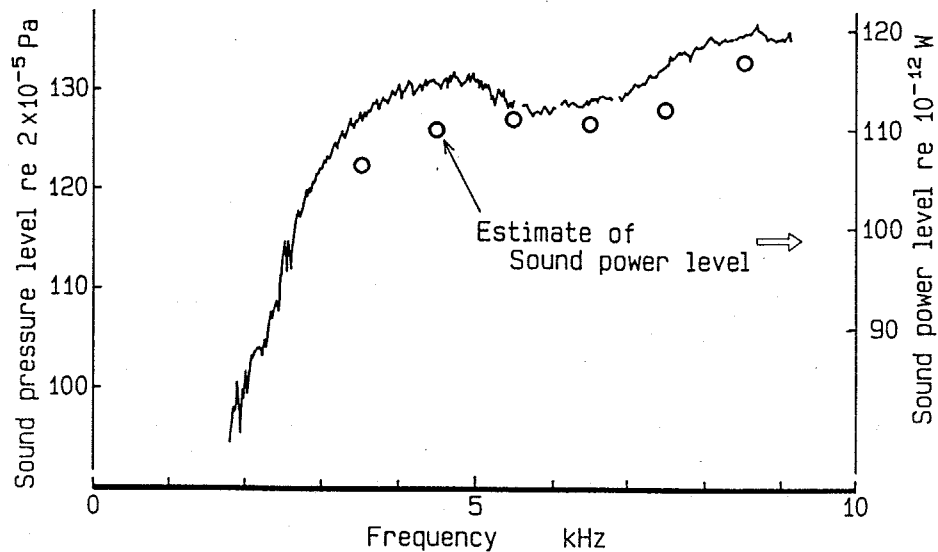


図5.1 かみあいはずれ側の放射エネルギーの試算

数に対する推移の基調としては、音圧応答とパワーレベルの応答ではほとんど差はないといえる。そこで、以下の議論では、図3.6で取り扱ったような最大音圧をもって放射パワーを代表しているものとして検討を加えることとした。

5.3 歯車設計の立場からの空力音の評価

歯車の基本機能は回転によって動力を伝達することであるので、これによって規定される制限の中で、いかにして空力音を下げることができるかを検討する。

5.3.1 基本的な設計条件

歯車の設計を考えるときにはまず、負荷の回転数及び伝達トルクが決定され、次に入力側の原動機の仕様から減速比が与えられる。ついで、与えられたスペースから軸間距離も決められてしまう。すなわち、一般に設計時に与えられる仕様は、減速比、回転数、負荷トルク及び軸間距離である。一方空力音の発生の見地からは、音の放射は式(3.7)または式(3.11)と図3.6で表せるような応答形状との積で表されるために、歯車の幾何学的条件とかみあい周波数のパラメータ b/λ が音の放射に寄与している。したがって、空力音の放射を決定する各パラメータの間に従属関係が生じるので、図3.6から、例えば b/λ の値を1.5 から

0.5にしても30~40dBもの低減効果は期待できない。

この制約条件として、

(1) 減速比と軸間距離が与えられることから、歯車のピッチ円直径が定まるので、 $mz = \text{一定} \equiv C_1$,

(2) 負荷トルクからは、歯元の許容最大応力値より、概ね $mb = \text{一定} \equiv C_2$,

(3) (1)と設定回転数 (N_{rpm} とする) の条件より、かみあい周波数が $fz = Nz$ または $fz = NC_1/m$,

の三種類の項目があげられる。そこで、これらの制限のもとで、式(3.11)を評価し空力音の発生を抑制出来る条件について検討する。

5・3・2 主要諸元による低減化の手法

空力音は、すでに明らかになった性質から、歯車の機械的性質とは独立に、単に寸法諸元のみ依存して生ずる。一方、歯車設計の立場からは、伝達動力や、回転数が先に決定される。そこで、上に示した一般的な設計条件の元で、この音を小さくするための指針を検討する。

まず、式(3.11)より一般的に音圧は、

$$p = f(b/\lambda) \cdot \frac{\hat{m}^2}{\sqrt{\hat{z} \cdot \hat{b}}} \times p_{\text{ref}} \quad \text{----- (5. 3)}$$

ここで、 $f(b/\lambda)$ は歯車諸元が基準条件での音圧の応答、すなわちここでは、 $m = m_0$, $z = z_0$, $b = b_0$ とした場合の応答で、図3.6のような曲線として表される。また $\hat{}$ は基準値に対するそれぞれの値の比を表す。従って、観測点での音圧レベル (SPL) は

$$\begin{aligned} \text{SPL} &= 20 \cdot \log(p/p_{\text{ref}}) \\ &= 20 \cdot \log f(b/\lambda) + 40 \cdot \log \hat{m} - 10 \cdot \log \hat{z} - 20 \cdot \log \hat{b} \quad \text{---- (5. 4)} \end{aligned}$$

相似性のグラフは $m_0 = 2$, $z_0 = 138$, $b_0 = 40 \sim 110$ とした場合の音圧レベルを表しているから、これに各ファクターによる補正をすればよい。

前項で示した(1)(2)の条件より、 $\hat{z} = 1/\hat{m} = \hat{b}$ を用いるとかみあい周波数のパラメータ b/λ は、

$$\begin{aligned}
 b/\lambda &= b \cdot f_z / c_0 = \frac{N b_0 z_0}{c_0} \frac{b}{b_0} \frac{z}{z_0} \\
 &= \frac{N b_0 z_0}{c_0} \hat{b}^2 \quad \text{----- (5. 5)}
 \end{aligned}$$

と表せる。また式(3.11)の分数部分は、

$$\frac{\hat{m}^2}{\sqrt{\hat{z} \cdot \hat{b}}} = \hat{b}^{-3.5} = \left(\frac{c_0}{N b_0 z_0} \right)^{-3.5/2} (b/\lambda)^{-3.5/2} \quad \text{----- (5. 6)}$$

となるから、式(5.3)から音圧レベルに変換すると、

$$\text{SPL} = 20 \cdot \log f(b/\lambda) - 35 \cdot \log(b/\lambda) + \text{const}$$

と表すことができるので移項して、

$$\text{SPL} + 35 \cdot \log(b/\lambda) = 20 \cdot \log f(b/\lambda) \quad \text{----- (5. 7)}$$

となる。すなわち、相似性を表す図3.6のグラフ上で、標記の動力を伝達する条件の元での音圧を表す目盛りは、右上がりの35dB/dec(10.5dB/oct)の直線となる。これを図に示すと、図5.2のようになる。従って、 $b/\lambda = 1 \sim 2$ の範囲では、

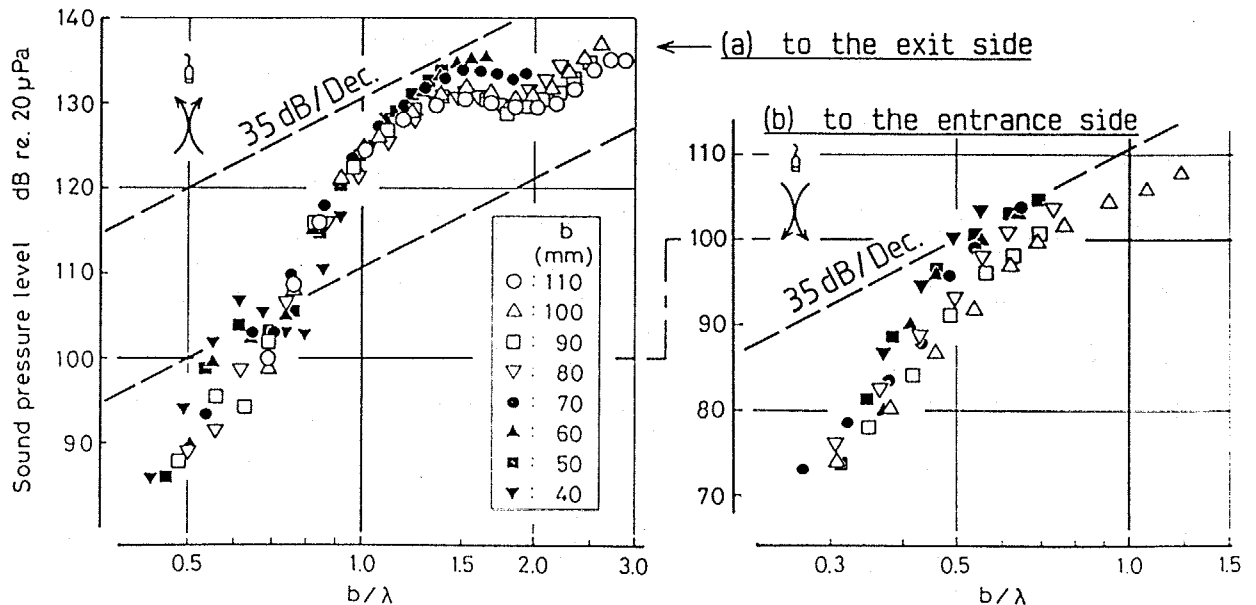


図5.2 伝達動力一定のもとでの放射音圧の推定

ほぼ同程度の空力音が発生しているのでこの範囲に値を設定することは望ましくなく、この値を0.5以下になるように諸元を設定するのが望ましい。

図5.2(a)によれば、諸元変更による音圧変化は、 $b/\lambda = 1.4$ 程度で運転するよりは、 $b/\lambda = 0.5$ 程度の方が、およそ20dBの空力音の低減の効果が期待できる。しかし、 $b/\lambda = 0.5$ 程度の領域では端部からの音が放射されているので、これ以上の低減化は期待できない。さらにこの音の発生を低くするためには、 b/λ の値を0.5以下にすることが望ましい。また、式(5.5)から、ここで考えている運転条件一定のもとでは b/λ は歯幅 b の2乗に比例するので、 $b/\lambda = 1$ 程度から $b/\lambda = 0.5$ 程度への修整のためには歯幅を0.7倍として、モジュールを1.4倍すればよく、これによって20dB以上の空力音の低減を期待できることになる。

以上は主としてかみあいはずれ側の放射に注目していたが、かみ込み側を含めてみると、 $b/\lambda = 0.5$ 程度では、かみ込み側での音の低減効果は十分ではない。そこで、さらに b/λ の値を0.3にまで下げることができれば実質的には空力音の発生の心配はないといえる。

5.3.3 中溝入り歯車による低減化の手法

第三章のように中溝入り歯車を用いれば、かみあいはずれの位置の音源が出現する回転数を高く設定できる。これを利用すれば、既に設定された諸元、運転条件のもとで空力音の低減を図ることができる。

5.3.3.1 中溝の効果 図3.16で示したように歯車の歯幅を二分するように中溝を入れることは、かみあい終了の位置にある音源の発生するかみあい周波数(回転数)を高い方へシフトさせることができる。三章での実験結果からもわかるように、中溝の幅は2mmでも十分であるので、決められた運転条件に対して、歯車の主要な諸元を変えことなく空力音の発生を低減できる。しかし、歯幅の端部にある音源については、中溝の効果がほとんど期待できないので、その低減効果には自ずと限界がある。

5.3.3.2 音圧低減の効果の検討 図3.16を元にして、放射音圧の最も高いかみあいはずれ側で、 $b = 80\text{mm}$ の音圧を基準として、中溝入り歯車の音圧低

減化比（デシベル目盛り上で両者の音圧レベルの差）を，それぞれの中溝幅，軸間距離について求め，図5.3に示す．なお，3・2で示したように高い周波数になるとハート形の指向性を持つため，基準となる音圧は $b = 80\text{mm}$ の歯車の真上の近傍での最大音圧をとった．また，かみ込み側の音については，図3.16(b)に示したように，2～3kHzで高々10dBの低減の効果が認められるが，全体の傾向として低減効果はほとんど期待できないと判断した．

図5.3から，軸間距離によっても異なるが，おしなべて4～8kHzの範囲で音圧低減の効果が認められる．軸間距離の短い $a = 276.2\text{mm}$ の場合には，中溝の幅によらず3～5kHzで10dB～25dBの効果があり，さらに6kHzのレベルの谷の位置では-35dBにも達する．軸間距離の長い場合には，音圧低減の効果は10～15dB程度になるが，3～8kHzの広い範囲で有効であることがわかる．

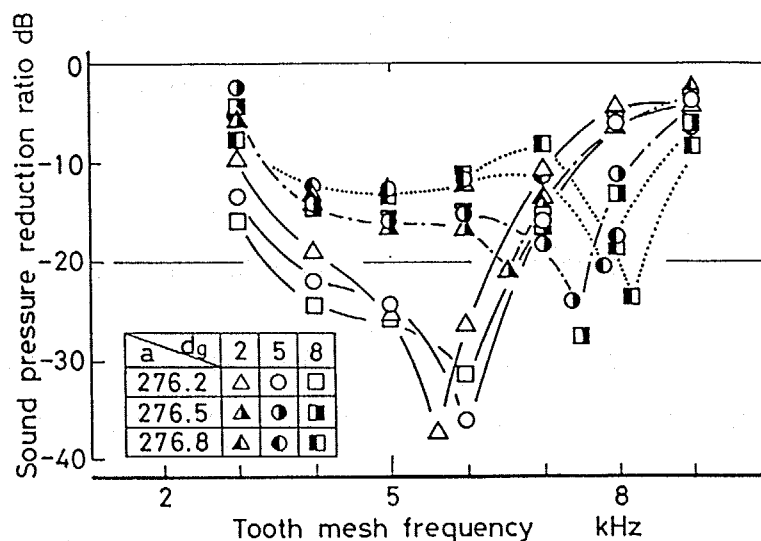


図5.3 かみあいはずれ側での音圧低減の効果

5・3・3・3 放射パワの低減効果の検討 音圧は，或る観測点での音の強さを表す指標にしかすぎず，騒音の低減のためには全放射パワを減らすことが重要になる．そこで，空力音はかみあいはずれ側とかみ込み側に強く放射されているので，両者を加えあわせて放射パワの低減効果を検討する．

放射パワを精度良く求めるためには，音の放射の指向性を知る必要がある．しかし指向性を詳細に求めるのは困難であるので，次の仮定のもとで低減効果の推定を行った．

かみあい点近傍から放射される音の指向性は、周波数を固定して考えれば、概ね歯車の形状によって決まると考えられる。そこで、かみあいはずれ側とかみ込み側とでは、レベルは異なるものの同じ指向性をもつ音が放射されていると仮定できる。なお、レベルの谷の周波数の近傍では音の干渉が著しく、経験的に見てこの仮定は必ずしも正しくない。

音の指向性が既知であるとすれば、音の放射パワは遠距離近似のもとで、ある代表点での音圧 p と、指向性によって決まるファクタ S_{eff} によって、

$$w = \frac{p^2}{\rho c_0} \times S_{eff} \quad \text{----- (5. 8)}$$

但し w は放射パワ、 p は音圧の実効値

ρ は空気密度、 c_0 は音速

と表せる。式(5.8)をかみあいはずれ側、かみ込み側への音の放射に適用すれば、上述の仮定から S_{eff} は両者で等しいから、

$$w = \frac{S_{eff}}{\rho c_0} \times \sum p_i^2 \quad \text{----- (5. 9)}$$

但し i は、かみあいはずれ、かみ込み側を区別する添字

と表すことができる。ここで、中溝入り歯車の音の放射パワを w_g 、 $b = 80\text{mm}$ の歯車の放射パワを w_n として音の低減効果を両者の比を定義すれば、そのデシベル表示として、

$$\begin{aligned} \Delta L_w &= 10 \cdot \log (w_g / w_n) \\ &= 10 \cdot \log \sum p_{ig}^2 - 10 \cdot \log \sum p_{in}^2 \quad \text{----- (5. 10)} \end{aligned}$$

図3.16において、かみ込み側への音の放射は定盤による反射音の影響で詳細に評価することができなかったが、4kHz以上では中溝の有無にかかわらず一定値(110dB)となるとして、式(5.10)により中溝の幅5mmの歯車での放射パワの低減効果を求めると、図5.4に示すようになる。なお、レベルの谷の近傍では指向性に関する仮定が必ずしも成立しないが、ここではそれを考慮に入れずに計算した(図中6kHzの○印)。しかし、かみ込み側への音の放射が強いので、放射パワで評価するとレベルの谷の効果は小さくなる。

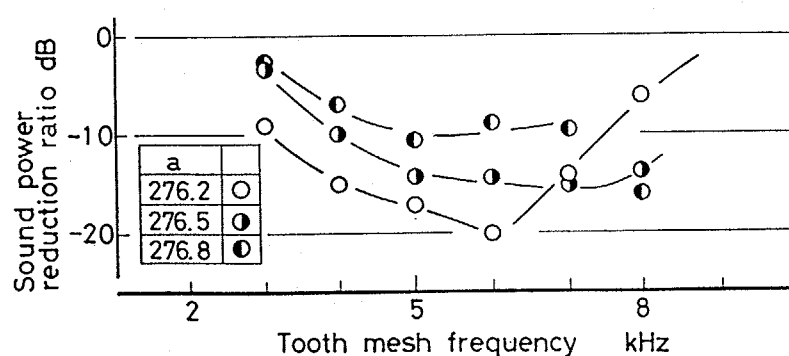


図 5.4 音響放射パワーの低減の効果

以上から、3 kHz～8 kHzの範囲で、およそ10～15dBの放射パワの低減が見込まれ、特に軸間距離の短いほうが低減の効果が大きいと言える。

5.3.4 レベルの谷を利用した低減法

かみあいはずれ側のみに注目すると、レベルの谷を用いて音圧を著しく低減できる可能性がある。例えば、前項の図 5.3 で示したように軸間距離 $a = 276.2\text{mm}$ で6kHz付近では、30～40dBもの低減が可能である。図 3.16 では、歯幅 $b = 40\text{mm}$ でも軸間距離を適切に設定することで、音圧の低減の効果が20dB程度期待できる。2.3.2 で示したように、歯底のクリアランスを最適値に設定することも可能であるが、この対処の方法は、試行錯誤を必要とする。

また、二つの音の干渉(Phasing)を用いていることになるために、条件のわずかな変化が逆に音の放射を増長することになり、注意が必要である。

5.4 はすば歯車による低減化の指針

平歯車では、歯溝という気室が軸と平行になっているため、相手の歯の侵入・離脱が歯幅全体にわたって同時に生じる。このために空気の流れ自体も歯幅の中央に関して対称であり、レベルの谷より高いかみあい周波数で顕著な成分はこのために、歯幅方向の中央に生じているものと思われる。中溝入り平歯車は、5.3 節で述べたように、この音のレベルが発生し始める回転数を高くすることによって音の低減化を図ろうとするものであり、かみ込み側や、かみあいはずれ側のレベルの谷より低い周波数の音を、有効に低減することは困難である。

一方はすば歯車では、歯のねじれにより空気の排出、吸入動作が、軸方向に時間的な位相ずれをもって生ずるので、音の放射の挙動が変わると予測される。また、ねじれ角が大きくなれば、歯溝の一方の端が吸入行程のときに、他の端が排出行程となり、空気流の変動が歯車の外へ伝播しにくくなって、音が小さくなることも予想される。そこで、歯幅 $b = 50\text{mm}$ 、ねじれ角 $\beta = 10^\circ, 20^\circ, 30^\circ$ の歯車を同じ軸間距離で運転できるように製作して、発生音の挙動を調べた。

5・4・1 試験歯車及び測定方法

空力音の発生機構から見て、はすば歯車にすることでさらに音の低減が見込まれることから、第一章で用いた平歯車対と比較できるように歯幅 $b = 50\text{mm}$ 、基準となる軸間距離 $a = 312\text{mm}$ で、ねじれ角 $\beta = 10^\circ, 20^\circ, 30^\circ$ の歯車対を製作、平歯車における結果と比較・検討した。歯車諸元は、表 5. 1 に示す通りであり、工具モジュールを 2 とし、軸間距離を同一にするためにそれぞれ歯数を変えた上で、転移係数を調整した。

測定方法は二章で既に述べた通りで、かみあい周波数成分の音圧を回転数の変化に対して記録した。ここではねじれ角によって歯数が異なってしまうので、かみあい周波数で整理した横軸は、ねじれ角毎に異なる回転数（またはピッチ円周速度）に対応している。

またこれらの歯車の音は、モジュール 2、歯数 156、歯幅 50ミリの平歯車と比較検討をしている。

表 5. 1 はすば歯車諸元

Cutter module	2		
Nominal pressure angle	20°		
Facewidth	50mm		
Helix angle	10°	20°	30°
Number of teeth	156	147	136
Addendum modification coeff.	-1.133	-0.217	-0.536

5.4.2 実験結果

図5.5に、それぞれのねじれ角での音圧の応答を、平歯車の挙動とともに示す。ねじれ角によって歯数が異なっているので、横軸はかみあい周波数で整理して示している。

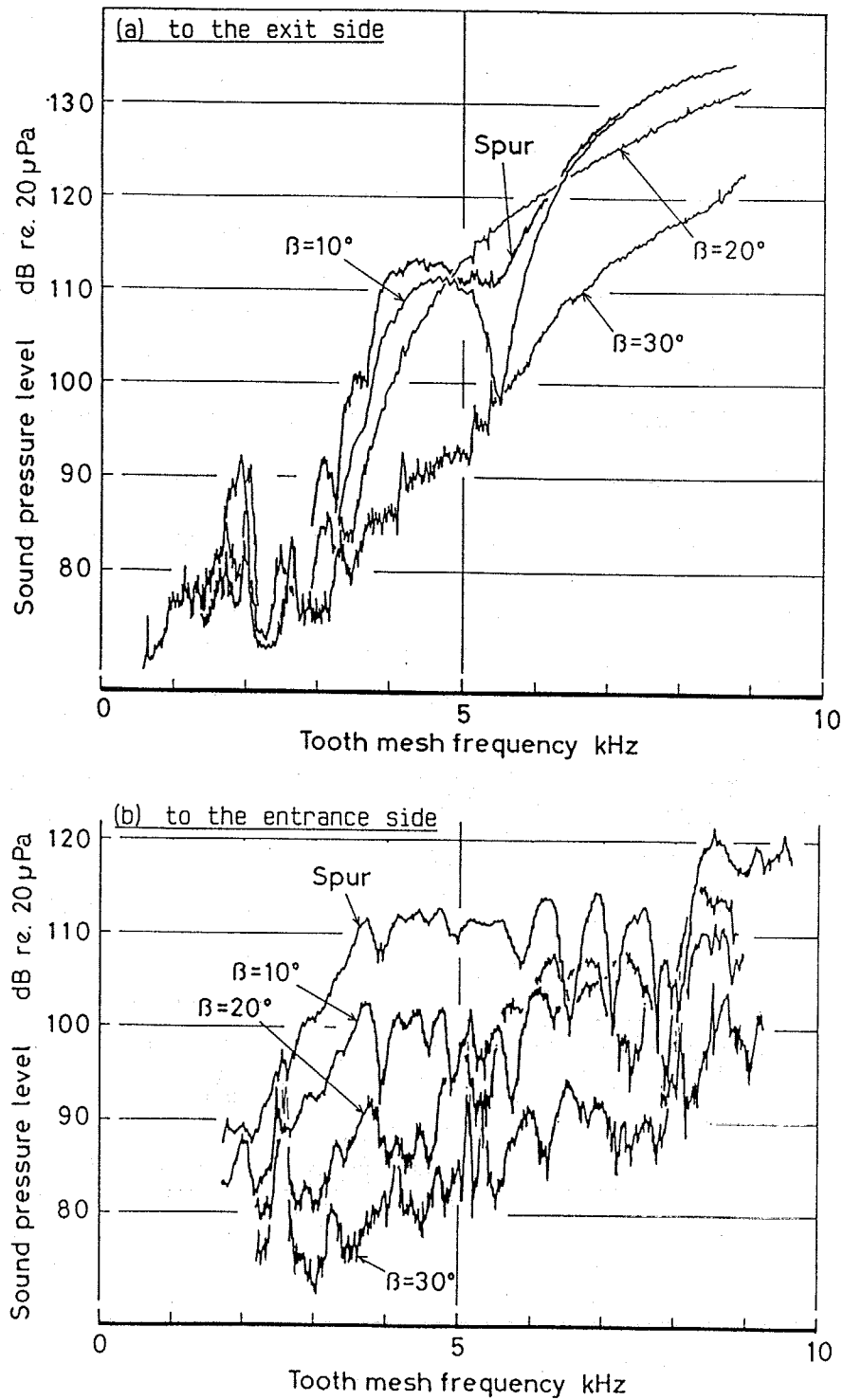


図5.5 はすば歯車のかみあい周波数の音の音圧応答

かみあいはずれ側(図5.5(a))では、 $\beta = 10^\circ$ については、3～4.5 kHz のレベルの立ち上がりの領域で、平歯車よりレベルが低い、レベルの谷が存在すること、それより高い周波数でのレベルがほぼ同じになることから、基本的には平歯車と同じ機構で音が放射されている。 $\beta = 20^\circ$ では、レベルの谷が消滅し、かつ全体のレベルが低下する。しかし、レベルの急激な立ち上がりの周波数は平歯車のときとさほど変わらない。 $\beta = 30^\circ$ について立ち上がりの周波数はほぼ等しいが、全体のベルは $\beta = 20^\circ$ に比べて10～15dB低い。

$\beta = 30^\circ$ の歯車対について、かみあいはずれ側での音圧応答の軸間距離依存性を図5.6に示す。3 kHz以下の機械共振によると思われる領域では、軸間距離の変化の影響がほとんどないのに対して、これより高いかみあい周波数の領域では、軸間距離の増加にともなって音圧レベルが高くなってゆくの明らかである。この傾向は、平歯車および $\beta = 10^\circ$ のレベルの谷より低い周波数、そして $\beta = 20^\circ$ でも同一である。これから、空力音の発生の抑制の見地からは、軸間距離を短くするか、またはクリアランスを狭くする方が有利であると考えられる。

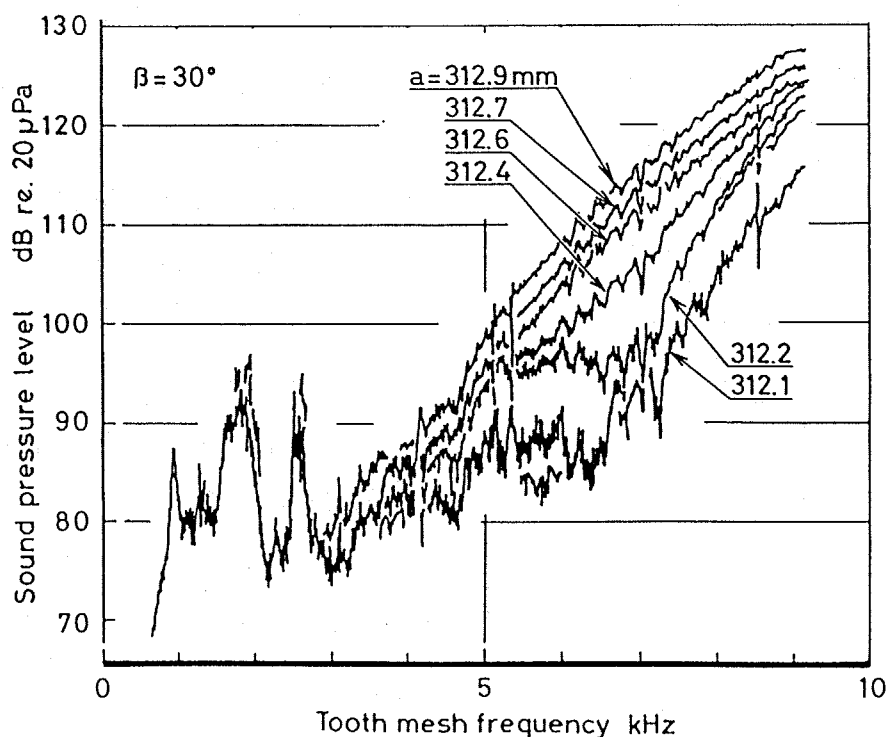


図5.6 $\beta = 30^\circ$ での音圧応答の軸間距離依存性（かみあいはずれ側）

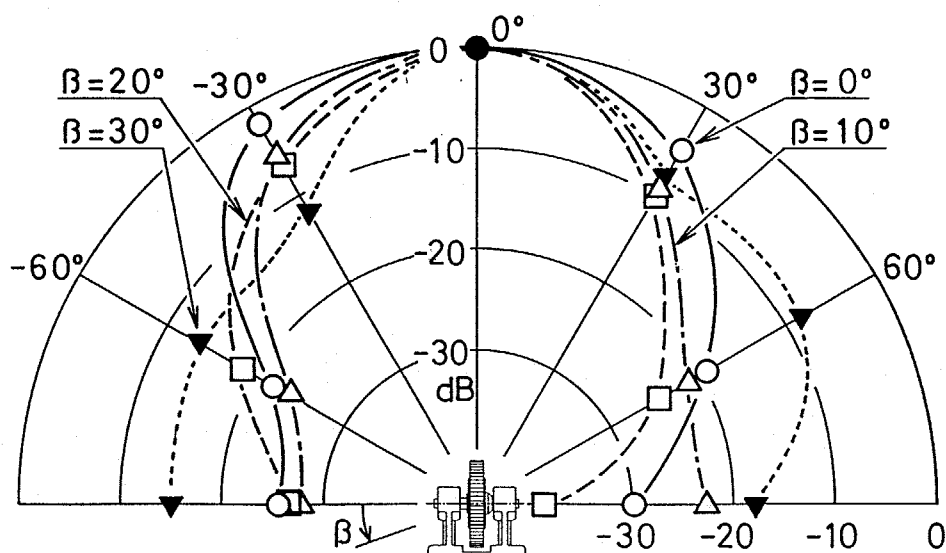


図5.7 かみあいはずれ側での指向性の比較

また、ねじれ角による音の指向性の変化を、かみあいピッチ点でピッチ円に接する平面内のかみあいはずれ側で求めて図5.7に示した。周波数は6.24kHzで、それぞれの真上での音圧で正規化して表示している。 $\beta = 0^\circ$ （平歯車）から $\beta = 20^\circ$ まででは、指向性に有意な差は認められない。 $\beta = 30^\circ$ では指向性に広がりをもつようになるが、依然真上の方向で音圧が最大である。

これらから、ねじれ角を増してゆくと、まず、平歯車のレベルの谷より高い周波数領域を支配する音が消滅してゆき、さらにねじれ角を増すとレベルの谷より低い周波数を支配している音が弱くなって、放射パワが小さくなってゆくものと考えられる。また、ねじれ角によって、音の放射の方向が変わるわけではないといえる。

これらの挙動を三章の検討結果と対比してみる。レベルの谷より高いかみあい周波数を支配している成分が、かみあいはずれの位置の歯幅の中央で、歯みぞに沿って両端から流入してくる空気流に依存しているが、はすば歯車では、ねじれ角を増してゆくと、ひとつの歯のかみあい開始側（leading side）の端面がピッチ点を通り過ぎて、空気を吸入しようとしているときに、反対側（trailing side）の端面はピッチ点より手前にあるので、空気を排除しようとするようになる。したがって、ねじれ角が十分に大きいとき、歯みぞの中の空気はかみあい終了側の端面からかみあい開始側の端面に向けて、一方向に流れるようになる。このため

に、歯みぞの中で双方向の空気流が存在して衝突するようなことがなくなるので、全体としてはこの音源は次第に消滅すると考えられる。また、レベルの谷より低いかみあい周波数を支配する音と、かみ込み側へ放射する成分の音源と考えられる歯幅の端面の音については、ねじれ角を増しても必ずしも空気の吸排が全くなくなるわけではないので、少しずつその性質を変えながら弱くなってゆくと推定される。

かみ込み側への音の放射は、図5.5(b)に示すように、ねじれ角を 10° 増すごとに、音圧レベルはほぼ10dBずつ低下してゆく。 $\beta = 20^\circ$ まではかみあいはずれ側への音の放射が強いため、全体としての空力音の低減は十分とはいえないが、ねじれ角をつけることが空力音の低減の見地からも有効な手段であると言える。

5.5 結言

(1) 平歯車から放射する空力音について、空力音の発生しにくい条件を動力伝達のための仕様から与えられるモジュールや歯幅の関係の下で求める方法を示した。その結果本研究で明らかにしたように b/λ の値を0.5以下にすることで、発生音の低減が見込まれる。

(2) 発生音の低減の手法として、歯車の歯幅を分割する様に中溝を入れることによって、かみあいはずれ側の歯幅の中央に位置する音源の出現する回転数を高くすることができることを示した。

(3) かみあいはずれ側のレベルの谷を利用することによっても放射音の低減が見込まれるが、かみ込み側への放射が別にあるために、全放射エネルギーの見地からは谷による著しい低減は見込まれないことを示した。

(4) また、はすば歯車における空力音の発生挙動について検討し、ねじれ角の小さいときには平歯車とほとんど変わらないものの、ねじれ角を大きくすると音の放射を大幅に低減できることを示した。

結 論

騒音低減の要求が日々高まる中で本研究では、特に歯車自体が発生する騒音すなわち発生音の放射挙動と、その発生原因を探るべく音響ホログラフィをはじめて実用化して、発生音の放射について検討を行った。研究成果を要約して、以下に列挙して示す。

第一章では、音響ホログラフィによる音源探索システムを、ホログラム面を複数化するなどの改善を行い、はじめて実用的に構築し、歯車の発生音について信頼出来る情報を得ることに成功し、これを実験的にも検証した。また、これと同時に音や振動の計測を併用することによって音の放射を解明できることを、平歯車の発生音の事例で示し、音響ホログラフィによる音源探索をどのように活用すればよいかを示した。そして、歯車の発生音について以下の知見を得た。

- (1) かみあい周波数の音については、かみあい点からかみあいはずれの向きに非常に強い指向性を持って放射されている。
- (2) 比較的径の大きい歯車では、回転数によらず歯車本体の軸方向固有振動が発生し、これは空間に静止する座標系から観測される振動として音に変換される。
- (3) この固有振動は、回転数によらず、常に歯車と一緒に回転しており、空間に固定された座標系からは二つの周波数の音として観測される。

第二章では、主要な成分であるかみあい周波数の音がかみあい点から発せられる原因を、かみあい点の近傍の音圧と位相のトラッキング分析により検討し、以下のことを明らかにした。

- (1) 比較的高い回転速度で運転されている場合には、かみあいの進行に伴う空気の吸排によって、かみあい点付近から『空力音』が無視できない強さで放射されある回転数から急激に顕著となることを実験的にはじめて検証した。
- (2) 空力音は、主としてかみあいはずれの方向と、またかみ込み側へも放射されている。特にかみあいはずれ側への放射には、互いに逆相の二種類の音源が寄与しており、それらの干渉によって、ある回転数で音圧がきわめて弱くなる『レベルの谷』と呼ぶ特徴のある現象を生ずる。

(3) 空力音のひとつは、かみあい点からかみ込み側とかみあいはずれ側の両方向に放射され、軸間距離を短くする（クリアランスを狭くする）と弱くなるのに対して、他方はかみあいはずれの向きにのみ放射されてその影響を受けず、高い回転速度の領域で顕著となる成分である。

(4) 軸間距離を長くするなどして、クリアランスの増加を図っても、空力音の低減化が望めるとは限らない。

第三章では、この空力音の放射挙動を詳細に調べ、以下のことを明らかにした。

(1) 歯車から放射される空力音には、歯幅と波長の比 b/λ を周波数（または回転速度）のパラメータとしたときに、相似則が成り立つ。ある観測点での音圧は、 b/λ の関数と、モジュール、歯数、歯幅によって与えられる。

(2) かみあいはずれ側でレベルの谷より高いかみあい周波数を支配している音は、かみあい終了の位置で歯幅の中央に位置する点音源から発せられ、歯みぞに沿って軸方向に流入する空気の流れが、ある限界を越えることによって出現する。

(3) 一方かみあいはずれ側とかみ込み側の両方に観測される成分は、歯幅の両端での空気の吸排が原因であり、歯車外形によるホーンの効果によって、 $b/\lambda = 0.3$ 程度から立ち上がり $b/\lambda = 0.6$ 程度から概ね一定値となる。

(4) 熱線流速計による計測によって、歯車のポンプ作用による空気の脈流をとらえ、これが回転数に比例していることを確認した。

第四章では、空力音のうち歯幅の端部から両方向に放射されている音が、『軸間距離を短くすると音が弱くなる』挙動と『歯底を埋めると音が弱くなる』挙動を合理的に説明することを試みた。

そこで、端面の空気流の挙動を明らかにするため、駆動歯車、被動歯車の歯みぞという気室列をモデル化して、解析した。この結果から音源の分布を単純化していくつかの成分に分解したうえで、それぞれの効果を考慮すると、二つの挙動がともに説明できることを明らかにし、従来の予測とは異なり、クリアランスを広げても必ずしも大きくならない空力音があることを検証した。

第五章では、現実には歯車の空力音を低減させるためにとるべき方策について検討を加えて、以下の指針を得た。

(1) 平歯車から放射する空力音について、空力音の発生しにくい条件を動力伝達のための仕様から与えられるモジュールや歯幅の関係の下で求める方法を示した。その結果本研究で明らかにしたように b/λ の値を0.5以下にすることで、発生音の低減が見込まれる。

(2) 発生音の低減の手法として、歯車の歯幅を分割する様に中溝を入れることによって、かみあいはずれ側の歯幅の中央に位置する音源の出現する回転数を高くすることができることを示した。

(3) かみあいはずれ側のレベルの谷を利用することによっても放射音の低減が見込まれるが、かみ込み側への放射が別にあるために、全放射エネルギーの見地からは谷による著しい低減は見込まれないことを示した。

(4) また、はすば歯車における空力音の発生挙動について検討し、ねじれ角の小さいときには平歯車とほとんど変わらないものの、ねじれ角を大きくすると音の放射を大幅に低減できることを示した。

<今後の展望>

本研究でその存在を明らかにした空力音は、現実の運転条件の中ではこれだけを弁別することは困難であるために、これまでその存在に対する確証がなかった。また一般に動力を伝達する目的で運転される歯車装置の場合には、現在のところまだ機械振動による成分が強いものと考えられる。しかし、機械振動による音はとにかく振動を下げれば音が小さくなるのに対して、ここで主として取り上げた空力音は、機械振動とは全く関係がないという本質的な特徴をもっている。また一般に歯車箱で遮蔽されているので、この音が今日の騒音の水準を越えて極端に強く放射されることはないものと推定できる（伝達動力に依存しないから）。

しかし今日の高性能化・高効率化の要求にともなう機関の高速化・軽量化が推進されるなか、低騒音化のために振動を低減しても騒音が逆に高くなることが起こるようになり、その場合に本研究での空力音の寄与を考慮にいれなくてはならないと考えている。

また音の発生のメカニズムが定性的には理解できても、現象が3次元的な上に挙動の把握に困難な面も多く、物理的にみて未だ不明な点が多い。特に、かみあいはずれでの音源の挙動については空気流の衝突の様な現象が隠されているよう

に見受けられ、さらに音速とも密接に関連があるように思われる。この点についての解明は今後のひとつの課題である。

また空気の流れは、音とは別に歯車の潤滑とも深いつながりがある。特に比較的周速の高い歯車装置でスプレー潤滑やジェット潤滑を行う場合に、空気の排出される部位からは潤滑油も注入しにくく、吸入側では注入も楽であるといった関連性があり、興味のあるところである。

謝 辞

本研究を遂行するに当たり、本研究の端緒となった音響ホログラフィの開発の時期から長い年月の間直接ご指導いただいた東京工業大学精密工学研究所 梅澤清彦教授に深く謝意を表します。

また、騒音の研究という比較的未知の分野に関して、充実した研究環境を支援してくださった、東京工業大学名誉教授 石川二郎先生、辻内順平先生 に感謝致す次第です。

さらに、本論文をまとめるに当たり、有益な御助言を賜った東京工業大学 中野和夫教授、林 輝教授、佐藤拓宋教授、下河邊 明教授、上羽貞行助教授に感謝の意を表します。

また精密工学研究所 技官 櫻井欣夫氏には論文作成に当たり、多大なる労力を提供していただいた。加えて梅澤研究室の現役学生諸君にも図の作成などを手伝っていただいたことに謝意を表します。

本研究は、以上に加えて数多くの方々からの援助に支えられているので、以下に列挙して、深く感謝の意を表します。

当時同じ研究室の先輩助手として、いつ何時も冷静さを失わずに苦楽を共に過ごさせていただいた 現工業技術院機械技術研究所主任研究官 石川雄一氏。

実験装置の設計、工作の際には必ず相談にのっていただいた当時技官 伊豆恵次氏。

ここ一番の加工/計測に必ず登場して研究を傍らから支援してくださった当時技官 現筑波大学工作センター講師 長田秀治氏。

歯車の加工、提供等に便宜を図ってくださった、榑長岡歯車製作所 社長 内山弘氏、山崎 隆氏。

公私にわたり、機械加工に関連して、多大なる便宜を図っていただいた精密工学研究所付属工場の元工場長佐藤好市氏、同 羽太芳郎氏、同 金子幸二氏、旧職員 葉山佳秀氏はもとより、現工場長 横塚浩一氏、技官 岡部信次氏さらに奉職当初より常に気持ちよく仕事を引き受けてくださった技官 和田選氏をはじめとする現/旧メンバー各位。

はじめて修士課程学生として梅澤研究室に所属した当時、今にして思えばどうも訳のわからない結果を手に、淡々と音響ホログラフィの基礎を当時辻内研究室助手 上羽貞行氏の下で修士課程学生として構築し、その技術を伝授してくださった藤波誠氏。

最後に梅澤研究室歴代の大学院学生／研究生諸氏、さらには当時神奈川大学卒研究生並びに相模工業大学卒研究生諸氏にも実験の手伝いのみならず有益な議論に参加して下さったことに感謝します。以下に年代毎に関わって下さった方々の名前を挙げて謝意を表します。

昭和51年度 M伊東昌昭,小杉邦夫, B片山修一,戸田義美*,力武秀隆, R藤原 稔*

昭和52年度 M小谷野隆信,柴田 高,藤井賢治,張 志演

昭和53年度 M岩田秀行,佐藤太一, B佐々木寿生,吉澤 清*

昭和54年度 M小林昌之,半田康二, R北田光男

昭和55年度 M二川正敏,栗栖 顕*, B岩崎吉隆,川口隆啓,美濃島章*,鷺田 茂

昭和56年度 M小川侑一, B河野一俊,前川久志*, R加藤晴広

昭和57年度 D佐藤太一, M鈴木誠一郎,中村誠一, B坂田 誠*,杉山 操

昭和58年度 M安島 巧,鈴木登志夫, B今本勝博*,北野 正, R村山一也

昭和59年度 M和田敏之, B佐々波洋,佐藤琢也, R高月清昭

昭和60年度 M法西弘明, B赤池 修,朝倉里司

昭和61年度 D鈴木登志夫, M吉村博, B五十嵐高広,伊藤達也,牧 広希,斎藤 浩,
R菊池康史,斎藤純生

昭和62年度 M星野高志, B見目省二,安田登志夫, R後藤善郎,鈴木義友

昭和63年度 M福山尚志, B浅川朋彦,小関信也,伏見洋志,森 暁

平成元年度 M市川信繁,越沼 隆,見目省二,

B寺島好昭,芦澤俊介,松村茂樹,三輪裕一

平成 2年度 M2堰澤紀之, 田遠洋一郎, M1松村茂樹,三輪裕一,

B4太田有人, 鈴木淳, 藤山浩太, R吉野彰, 池田正

(敬称略, 卒業年度で整理, D:博士, M:修士, B:学部, R:研究生*は直接本論文に関わる研究を遂行した)

参考文献

- (1) 仙波:歯車 第5巻, 日刊工業新聞社(1959).
- (2) 仙波:歯車 第5巻-新版-, 日刊工業新聞社(1987).
- (3) Niemann,G.U. und Unterberger,M.: VDI-Z 101-6(1959),201.
- (4) Niemann,G.U. und Baethge,J.: VDI-Z 112-4(1970),205
- (5) 会田,佐藤,由井,福間: 日本機械学会論文集 34-268(1968),2226.
- (6) 中村, 日本機械学会論文集 32-238(1966), 1001
- (7) 会田,佐藤,福間,安藤: 日本機械学会論文集 34-268(1968),2254.
- (8) 青木: 応用物理 42, p1192 (1973).
- (9) Ueha,S.,Fujinami,M.,Umezawa,K.Tsujiuchi,J.: Optica Acta,
23-2(1976),107
- (10) 久保田他: 光学技術ハンドブック, 朝倉書店 (1968) , p200.
- (11) Keating,P.N., et al. Acoustical Holography Vol 5 (1974),515,
Plenum Press, New York.
- (12) 小泉: 応用機械工学 15-9(1974), 79.
- (13) 中村: 動力伝達用平歯車の騒音に関する研究, 東京工業大学
学位論文 (1967)
- (14) 早坂,吉川: 音響振動論, 丸善(1974).
- (15) 会田, 佐藤, 清野: 日本機械学会論文集 41-345 (1975), 1597.
- (16) Rosen,M.W.:The Noises of Two-Spur-Gear Transmissions,
NAVORD REPORT 6569 (1959)
- (17) Drago, R.J.: How to Design Quiet Transmissions,
Machine Design (1980-11), 57
- (18) 会田, 佐藤, 福間, 川上:日本機械学会論文集 34-268 (1968), 2246
- (19) 佐藤, 梅澤, 石川; 日本機械学会論文集 49-439 (C) (1983),448.
- (20) 理科年表, 丸善; 並びに日本ポリペンコ技術資料
- (21) 市川:日本機械学会論文集 22-113 (1956), 40.

- (22) Lighthill, M.J.: Proc. Roy. Soc. London, Ser. A, 211 (1952), 564.
- (23) Kinsler, L.E., et al.: Fundamentals of Acoustics -Third Edition-, John Wiley & Sons (1982)
- (24) Wittbrodt, M.J. and Pechersky, M.J.; Trans. ASME, Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design, 111(1989), p395.
- (25) 例えば, 機械工学便覧, 日本機械学会編.

発表論文との対応表

	論文題目	刊行物の名称	巻・号・ページ・年号	対応する章
1	On the Study of the Sound of Gear and Gear Box Using Acoustical Holography	ASME Paper	80-C2/DET-44 (1980)	(1)
2	歯車の発生音の研究(第1報, 音響ホログラフィによるかみあい周波数の音と歯車本体の固有振動数による音の挙動)	日本機械学会論文集 C編	47巻 413号 p57 (1981)	1
(2)	The Sound Radiated from Gears (1st report, Behaviour by Means of Acoustical Holography)	Bulletin of the JSME	Vol. 24 No. 195 p1651 (1981)	(1)
3	Aerodynamic Generation of Meshing Frequency Sound by Spur Gears	Proc. Int. Symp. on Gearing & Power Transmissions	II巻 p1 (1981)	2
4	歯車の発生音の研究 (第2報, 空力音の確認とその挙動)	日本機械学会論文集 C編	52巻 481号 p2463 (1986)	2
(4)	The Sound Radiated from Gears (On the Existence of Aerodynamic Sound)	JSME International Journal	Vol. 30 No. 259 p153 (1987)	(2)
5	The Sound of Gears Generated Aerodynamically	Proc. Inter Noise, Avignon, France	p619 (1988)	2, 3
6	平歯車の空力音の放射挙動 (相似則と音源部位の推定)	日本機械学会論文集 C編	掲載決定 (受付 No. 90-1133)	3, 5
7	歯車の空力音の放射機構 (流れの把握と音の放射過程の一解釈)	日本機械学会論文集 C編	掲載決定 (受付 No. 90-1134)	3, 4

研究業績

北條 春夫

{ I } 本論文に関連する研究業績

a. 発表論文

1. 梅澤,北條: 歯車の発生音の研究 (第1報, 音響ホログラフィによる
かみあい周波数の音と歯車本体の固有振動数による音の挙動),
日本機械学会論文集 47-413 C (昭56.1), 57/66.
- (1) Umezawa,K., Houjoh,H.: The Sound Radiated from Gears (1st report,
Behaviour by Means of Acoustical Holography),
Bulletin of the JSME 24-195 (1981) 1651/1657.
2. Houjoh,H.,Umezawa,K.: Imaging Property of Acoustical Holography for
Identifying Spread Sound Sources,
Acoustics Letters 6-11(1983.5),158/163.
3. 北條,梅澤: 歯車の発生音の研究 (第2報, 空力音の確認とその挙動)
日本機械学会論文集 52-481 C(昭61.9),2463/2470.
- (3) Houjoh,H., Umezawa,K.: The Sound Radiated from Gears (On the
Existence of Aerodynamic Sound),
JSME International Journal 30-259 (1987.1) 153/160.
4. 北條,梅澤: 平歯車の空力音の放射挙動 (相似則と音源部位の推定),
日本機械学会論文集 掲載決定, 受付No.90-1133.
5. 北條: 歯車の空力音の放射機構 (流れの把握と音の放射過程の一解釈),
日本機械学会論文集 掲載決定, 受付No.90-1134.

b. 国際会議のProceedings

1. Umezawa,K., Houjoh,H.: On the Study of the Sound of Gear and Gear Box
Using Acoustical Holography, ASME paper 80-c2/DET-44 (1980)
2. Umezawa,K., Houjoh,H.: Aerodynamic Generation of Meshing Frequency
Sound by Spur Gears, Proceedings of the International Symposium on
Gearing & Power Transmissions, Tokyo (1981.8), vol II, 1/6.
3. Houjoh,H.,Umezawa,K.: The Sound of Gears Generated Aerodynamically,
Proceedings of Inter Noise (1988.8), Avignon, France

c. 解説

1. 北條,梅澤: 音波領域に置ける映像形成,
計測と制御 29-4 (平2.4),351/358.

{II}本論文関係以外の業績

II-1 音響関係

a. 研究発表論文

1. 梅澤,小林,北條: 内部に音源を有するハウジングの音の放射特性に関する研究, 日本機械学会論文集 47-420 C (昭56.8), 1028/1036.
(1) Umezawa,K., Kobayashi,M., Houjoh,H.: Sound Radiation From a Housing Containing an Acoustic Source, Bulletin of the JSME 25-202 (1982), 638/645.
2. 梅澤,二川,北條: 内部に振動源を有するハウジングの音の放射特性, 日本機械学会論文集 48-435 C (昭57.11), 1729/1737.
(2) Umezawa,K., Futakawa,M., Houjoh,H.: Sound Radiation From a Housing Containing an Vibration Source, Bulletin of the JSME 26-217 (1983), 1213/1218.
3. 梅澤,安島,北條: 歯車の発生音による損傷予知の一試み, 日本機械学会論文集 49-443 C(昭58.7), 1210/1216.
(3) Umezawa,K., Ajima,T., Houjoh,H.: An Acoustic Method to Predict Tooth Surface Failure of Inservice Gears, NDT International Journal 16-4 (1983.8), 201/204.
4. 梅澤,杉山,北條: 格子状リブ付きハウジングの音の放射機構, 日本機械学会論文集 50-456 C(昭59.8), 1417/1424.
(4) Umezawa,K., Sugiyama,M., Houjoh,H.: Sound Radiation from a Housing Having a Laticed Rib, Bulletin of the JSME 28-238 (1985), 687/693.
5. 梅澤,北條,北野: 近接音場計測による板の振動と遠距離音場の推定, 日本機械学会論文集 51-470 C(昭60.10), 2512/2518.
(5) Umezawa,K., Houjoh,H., Kitano,T.: Estimation of Plate Vibration and its Far Field Sound by Means of Near Field Sound Measurement, Bulletin of the JSME 29-252 (1986), 1874/1880.
6. 梅澤,北條,法西: 円筒形ハウジングの音の放射, 日本機械学会論文集 53-490 C(昭62.6), 1183/1186.
7. 北條,梅澤,星野,斎藤: 近接粒子速度計測による指向特性推定の立体音源への適用, 日本機械学会論文集 54-498 c(昭63.2), 417/422.

b. 解説

1. 北條,梅澤: 近接粒子速度計測による遠距離音場の推定, 日本音響学会誌 43-12 C(昭62.12), 983/988.

II-2 振動関係

a. 研究発表論文

1. 梅澤,鈴木,北條,佐藤: 動力伝達用はすば歯車の振動特性,
日本機械学会論文集 50-456 C(昭59.8),1458/1464.
(1) Umezawa,K., Suzuki,T.,M., Houjoh,H., Sato,T.: Vibration of Power
Transmission Helical Gears (The effect of contact ratio on
the vibration), Bulletin of the JSME 28-238 (1985), 694/700.
2. 梅澤,安島,北條: 三軸歯車装置の振動特性,
日本機械学会論文集 51-467 C(昭60.7),1523/1531.
(2) Umezawa,K., Ajima,T., Houjoh,H., Sato,T.: Vibration of Three Axes
Gear Sytem, Bulletin of the JSME 29-249 (1986), 950/957.
3. 鈴木,梅澤,北條,BAGIASNA,K.: 動力伝達用はすば歯車の平行度誤差と
振動挙動, 日本機械学会論文集 52-477 C(昭61.5),1595/1600.
4. 梅澤,北條,牧: 外部モニタによる歯車装置の内部の振動挙動の把握,
日本機械学会論文集 54-498 c(昭63.2),453/457.
(4) Umezawa,K., Houjoh,H., Maki,H.: Estimation of the Vibration of
In-Service Gears by Monitoring the Exterior Vibration,
JSME International Journal 31-3 (1988) 588/592.
5. 梅澤,鈴木,北條: 振動性能曲線による動力伝達用はすば歯車の振動特性の
把握, 日本機械学会論文集 54-498 c(昭63.2),458/466.
(5) Umezawa,K., Suzuki,T., Houjoh,H.: Estimation of Vibration of Power
Transmission Helical Gears by Means of Performance Diagrams on
Vibration, JSME International Journal 31-3 (1988) 598/605.
6. 梅澤,北條,吉村,和田: 歯車の振動に及ぼす軸の剛性の影響,
日本機械学会論文集 54-499 C(昭63.3),699/705.
7. 梅澤,北條,見目: 外部モニタによる歯車装置の内部の振動挙動の把握
(第2報, 伝達関数の推定法について),
日本機械学会論文集 56-531 C(平2.11),183/188.

b. 国際会議のProceedings

1. Umezawa,K.,Suzuki,T.,Houjoh,H.,Bagiasna,K.:Influence of Misalignment
on Vibration of Helical Gear,
2nd World Congress on Gearing, Paris, FRANCE (1986.3), 615/626.
2. Houjoh,H.,Umezawa,K.,Kennmoku,S.,Fukuyama,T.: Vibration Analysis of
a Helical Gearing by Means of the Transfer Matrix Method,
International Conference on Auto Technology, Bangkok (1990.11) 275/280.