

動力伝達用歯車の騒音

Noise Emitted by the Transmission Gears

中村 貫太郎* 谷 川 実*
Kantarô Nakamura Minoru Tanikawa

要 旨

低騒音歯車の設計資料を得ることを目的として、動力伝達用の歯車の騒音発生機構について研究を行なった。その結果、かみ合っている歯車の相対角速度変化によって生ずる変動荷重が騒音の主原因であること、歯車本体の振動によって放射される騒音成分が最も大きいことを明らかにした。さらに騒音に影響を与えるいくつかの要因について考察を加えた。これらの研究結果に基づいて、歯車騒音を低減するための歯車諸元の選択法について検討し、実用的な図表を作成した。

1. 緒 言

動力伝達用歯車は、曲げあるいは歯面疲労に対して十分な強度をもつ必要があることはいうまでもないが、同時に振動、騒音をできるだけ小さく押えることが望まれる。とくに、交通機関用減速装置、エレベータ用巻上機、ターボ冷凍機、家庭用電気機器に用いられる増減速機などでは、環境衛生上低騒音であることが要求されるが、そのほか、歯車の工作誤差、組立誤差を含めて装置の総合的な運転性能を騒音によって判断される場合も多く、量産品の歯車検査では騒音の大きさによってその良否を判定する場合もある。

歯車の騒音に関しては、古くから多くの研究が行なわれ、それに関する特許や論文も発表されている⁽¹⁾⁽²⁾。筆者は、動力伝達用平歯車を対象として、騒音発生機構の解明を行ない、低騒音歯車設計に関する資料を得た。本報では、その概要を述べる。

2. 歯車騒音の発生機構

2.1 騒音の原因となる変動荷重

運転中の歯車にみられる角速度の変動は、図1に示すような等価振動系を用いて作用線上の相対運動として表わすことができる⁽³⁾。

2 質量間の相対運動の運動方程式は

$$M \frac{d^2x}{dt^2} + C \frac{dx}{dt} + k(t)(x+x_s) = W + k(t)e(t) \dots\dots (1)$$

ここで、 x は相対運動の変位、 x_s は静荷重によるたわみを与える。また、

$$\frac{1}{M} = \frac{1}{M_P} + \frac{1}{M_G}, \quad \frac{1}{k} = \frac{1}{k_P} + \frac{1}{k_G} \dots\dots (2)$$

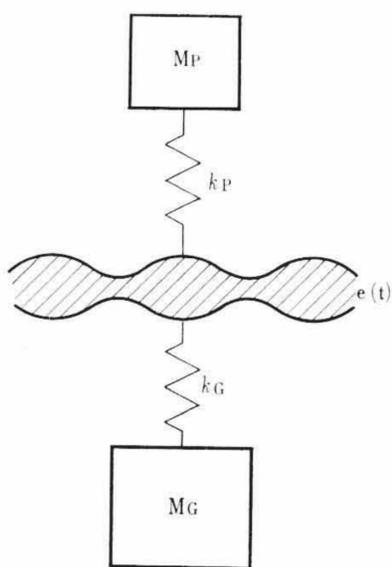


図1 かみ合っている歯車で構成される等価振動系

であり、 M_P 、 M_G は作用線上に置き換えた歯車の有効質量、 k_P 、 k_G は歯のこわさを示す。このこわさはかみあい位置あるいは同時にかみ合っている歯の数によって変化する。 e はかみ合っている歯の合成誤差を示し、一歯のかみあいごとに周期性をもつと考えることができる。 C は減衰係数である。歯のこわさが2対かみあいと1対かみあい段階的に変化するものと考え、減衰を無視して定常解を求めると図2のような結果を得る⁽⁴⁾。

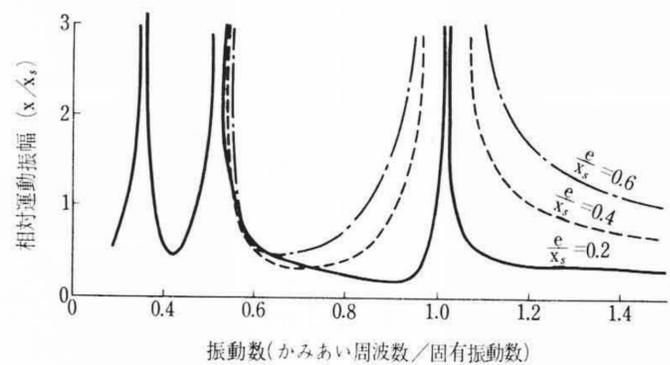


図2 誤差量を変えたときの歯車相対運動の共振曲線

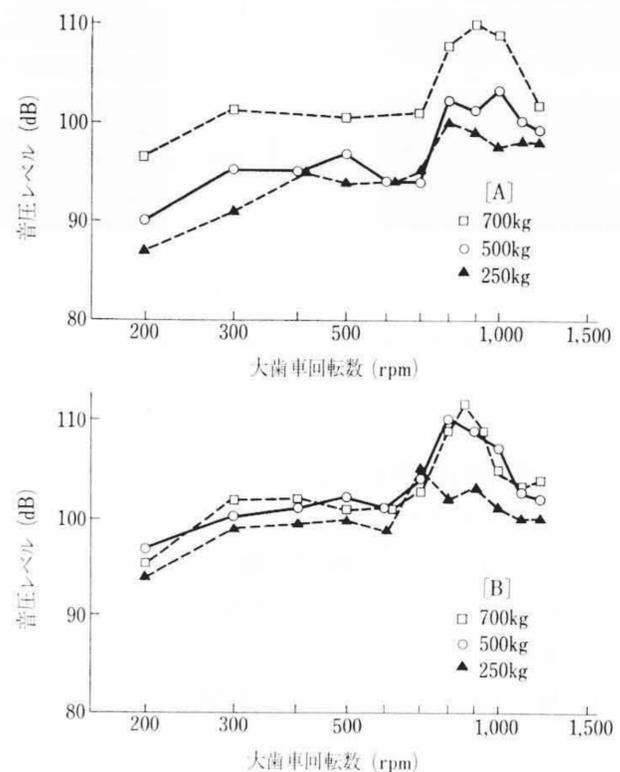


図3 歯形誤差と騒音の大きさの関係 5 m 72z×36z (A) 摩耗前 (B) 摩耗後

得る⁽⁴⁾。かみあい周波数が系の固有振動数近くなると共振して相対運動の振幅が大きくなるほか、分数次共振があらわれる。歯のこわさがかみあいの移り変わりによって変化するという一種の係数励振形の振動系であることによるもので、分数次共振速度はかみあい率によって若干変化する。

上に述べた相対運動は歯車の角速度の変動となってあらわれるから、歯面には静荷重のほかに変動荷重 W_a が加わる。この変動荷重の大きさは $W_a = k(x - x_s)$ で表わされるから、誤差が小さいときは歯のこわさの変化によって変動荷重を生じ、 W_a はほぼ接線力に比例する。一方、誤差が大きいと $W_a \propto ke$ となり、 W_a は接線力には関係しないことになる。

歯車騒音の原因としては、上に述べたような作用線方向に生ずる

* 日立製作所機械研究所

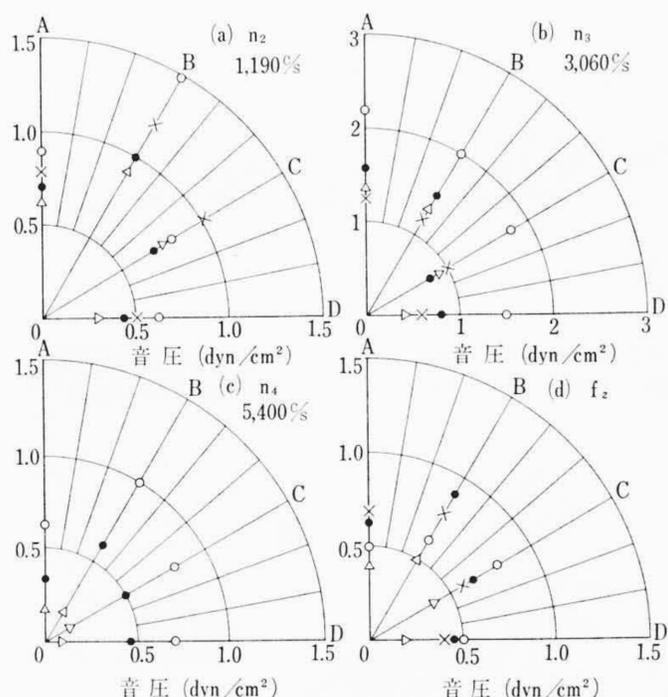


図4 騒音の指向特性 2 m 120z x 62z, 25 kg,
Aは歯車軸方向, Dは歯車と同一平面内,
回転数 ○ 1,250 rpm ($f_z=2,500$ c/s)
● 1,000 rpm ($f_z=2,000$ c/s)
× 700 rpm ($f_z=1,400$ c/s)
▲ 500 rpm ($f_z=1,000$ c/s)

変動荷重によるものが大きく、変動荷重の増減にしたがって騒音も増減する場合がきわめて多い。図3は友すりラッピングを行なって歯形誤差を与えた試験歯車を用いて荷重、周速と騒音の関係を調べた結果である。歯車で構成される振動系の固有振動数(1,010 c/s)に近いかみあい周波数で騒音が増大する。また、誤差の大きい歯車では接線力を変えても騒音の大きさにそれほど変化がないが、誤差の小さい歯車では接線力とともに騒音が増加する傾向にある。すなわち、接線力が小さいほど歯形誤差の影響が大きくあらわれて動荷重が大きくなることを示している。

2.2 歯車騒音の放射面

前節で述べた作用線方向に生ずる変動荷重は、歯車軸の横振動を励起するほか、軸受に動荷重として作用し機械全体を励振する。また、歯すじ方向の荷重分布が不均一であると、平歯車といえども軸方向の変動力となる。運転中の歯車本体の軸方向振動波形は歯車に作用する変動荷重波形と同一で、しかもかみあい点付近を通過する一本の直径節をもつようなモードで振動している。歯車本体が軸方向に振動すると、とくに大歯車は広い側面積をもっているから、音響エネルギーに変換されやすい。筆者は運転中の歯車本体の振動と発生する騒音の関係について詳細な検討を行ない、厚い本体をもつ歯車でも、歯車本体の軸方向の振動によって放射される音響成分が最も大きいことを明らかにした⁽⁵⁾⁽⁶⁾。

歯車が軸方向に振動すると、本体両側面に逆位相の音源があらわれるために歯車を含む面内の騒音は小さくなる。図4は薄い歯車の騒音の指向特性を自由音場で測定した結果であるが、歯車本体の固有振動成分のみならず、かみあい周波数成分の騒音もまた歯車面内および軸方向の騒音が小さいことを示している。したがってウェブの薄い歯車ほど高周波成分の騒音が大きく、全体の音圧レベルも大きくなることが多い。

3. 歯車騒音に影響を与える各種要因

3.1 運転条件

前章で動力伝達用歯車の騒音の発生機構について概略説明したが、本章では、歯車騒音に影響を与えるいくつかの因子について実験データをもとに考察を加えることにする。

図5は誤差の小さい歯車の速度と騒音を示す図で、騒音は速度と

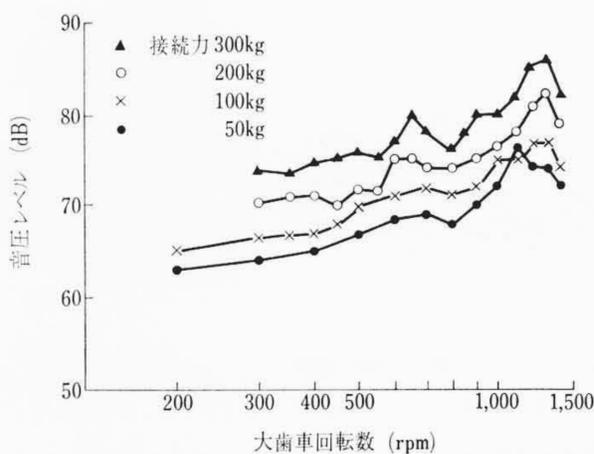


図5 回転速度と騒音の関係
4 m 60z x 31z, 研削歯車

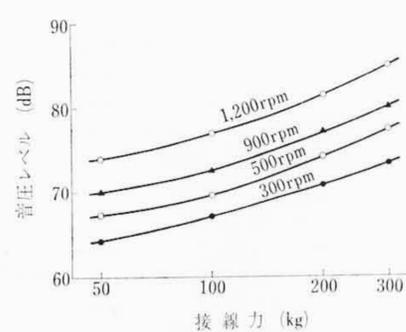


図6 接線力と騒音の関係
4 m 60z x 31z 研削歯車

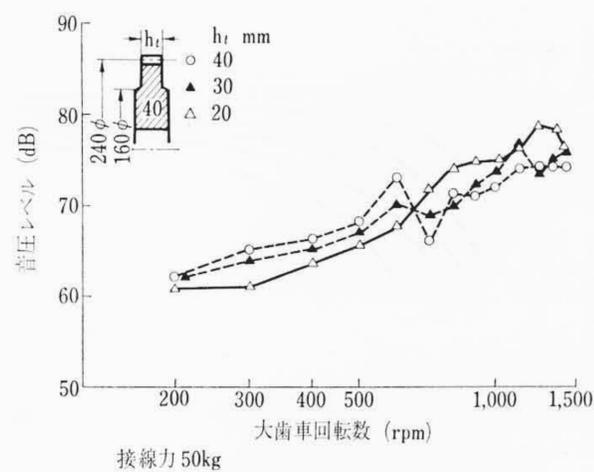


図7 異なる歯幅をもつ歯車の騒音比較
4 m 60z x 30z 研削歯車

ともに増加する傾向にあるが、歯車系の固有振動数に近い速度で音圧が増加するほか、分数次共振がみられる。共振点以上では騒音はいったん小さくなり、以後速度の増加に対してあまり変化しないが、少しずつ上昇する傾向を示す。図6は一定速度のもとに接線力と騒音の関係を調べた図で、荷重の小さいときは騒音の変化量は小さいが、歯のたわみ量が誤差量より十分大きくなると、音圧は荷重にほぼ比例して増加する。

3.2 歯幅の影響

図7は異なる歯幅をもつ歯車について等しい接線荷重のもとで騒音を比較した結果である。小歯車には歯幅40mmのものを共通に用いた。歯幅による騒音の変化は大きくないが、荷重の小さい場合は歯幅が大きいとたわみが小さいため誤差の影響を受けやすい。また、歯のこわさが異なるため固有振動数が変わるから、回転速度に対する影響も歯幅によって若干異なる。

3.3 はすば歯車

低騒音を要求される歯車伝動装置では、はすば歯車がよく用いられる。はすば歯車では接触線が斜めに移動する関係上、平歯車と比較して歯のこわさの変化は少なく、また一般にかみあい誤差も小さいために騒音は小さい。図8は平歯車とはすば歯車の騒音を比較した結果で、同程度のかみあい誤差をもつ歯車で比較すると、あらゆる回転数ではすば歯車の騒音が小さい。これは運転中に生ずる相対角速度変化が小さいことによるもので、一般に等しい精度等級の平歯車と比較すると3~8dB騒音が小さいのが普通である。図9は騒音の周波数分析結果を比較したもので、はすば歯車ではかみあい周波数の高調波成分のレベルが平歯車に比較して小さいが、研削盤(ナイルス研削)の親ウォームの回転を周期とするアンジュレーションによる騒音成分(U)がみられる。

はすば歯車では、歯形誤差より歯すじ誤差に対して敏感な場合が多く、かみあい初めの端面の衝撃を避けるためにも、若干レリービングをとるのが望ましい。

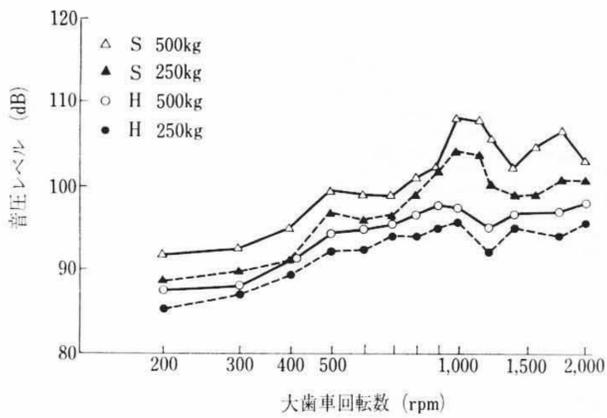


図8 平歯車 S (6 m 60z x 30z) とはすば歯車 H (5 m 60z x 30z, $\beta=33.56^\circ$) の騒音の比較 いずれも研削歯車で JIS 1 級歯車

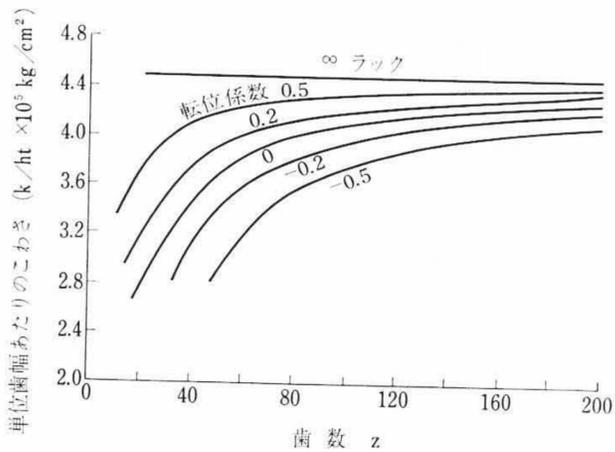


図10 ピッチ点における歯のこわさ

4. 低騒音とするための歯車諸元の選定

4.1 変動荷重を小さくするための歯数の選択

歯車騒音の主たる原因が歯車自身にあり、きわめて高精度の歯車でも歯のこわさの変化によって変動荷重を生ずる。歯車の騒音が、歯車で構成される振動系と密接な関係をもつことはすでに述べたとおりで、設計にあたっては共振範囲からはずすように、歯車諸元あるいは運転条件を設定すべきである。

歯のこわさは石川氏⁽⁷⁾によるたわみの理論式をもとに計算できる。図10は転位係数をパラメータとして、ピッチ点における歯のこわさを計算した結果である。かみあっている一对の歯車の歯の合成のこわさは、大歯車、小歯車の歯のこわさをそれぞれ k_G, k_P とするとき、

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{k_G} + \frac{1}{k_P} \dots\dots\dots(3)$$

となる。歯車の相対運動は歯車軸のねじり振動と連成するが、軸のねじりこわさを作用線上に置き換えると歯のこわさより十分小さいことが多いから、一般には軸の影響を無視して歯車のみで固有振動数を求めることができる。大歯車、小歯車の作用線上の有効質量を M_G, M_P とするとき、かみ合っている歯車で構成される振動系の固有振動数は、

$$f_t = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\left(\frac{1}{M_G} + \frac{1}{M_P}\right) / \left(\frac{1}{k_G} + \frac{1}{k_P}\right)} \dots\dots\dots(4)$$

となる。大歯車および小歯車の歯幅が等しい円板状の歯車では

$$M_{G,P} = \frac{\pi d_{G,P}^2 h_t \gamma}{8g \cos^2 \alpha_0} \dots\dots\dots(5)$$

で与えられる。ここで、 d_G, d_P は歯車のピッチ円径、 h_t は歯幅、 α_0 は圧力角を表わす。歯数比を i_z とするとき、

$$f_t = \frac{1}{\pi d_P} \sqrt{\frac{2g \cos^2 \alpha_0 k}{\pi \gamma h_t} \left(1 + \frac{1}{i_z^2}\right)} \dots\dots\dots(6)$$

ここで、モジュール m (mm)、小歯車歯数 z_P を用いると、鋼製歯

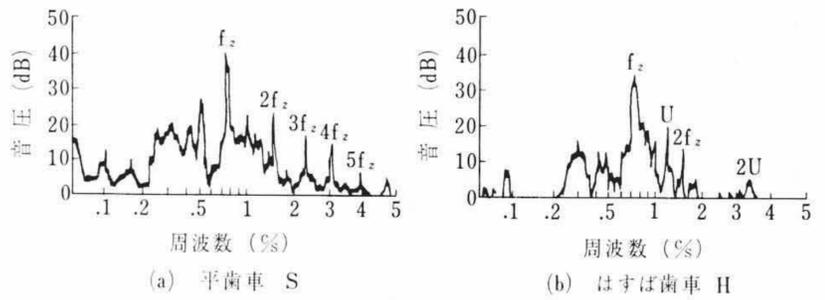


図9 歯車 S (6 m 60z x 30z) とはすば歯車 (5 m 60z x 30z, $\beta=33.56^\circ$) の騒音スペクトルの比較, 500 kg, 750 rpm

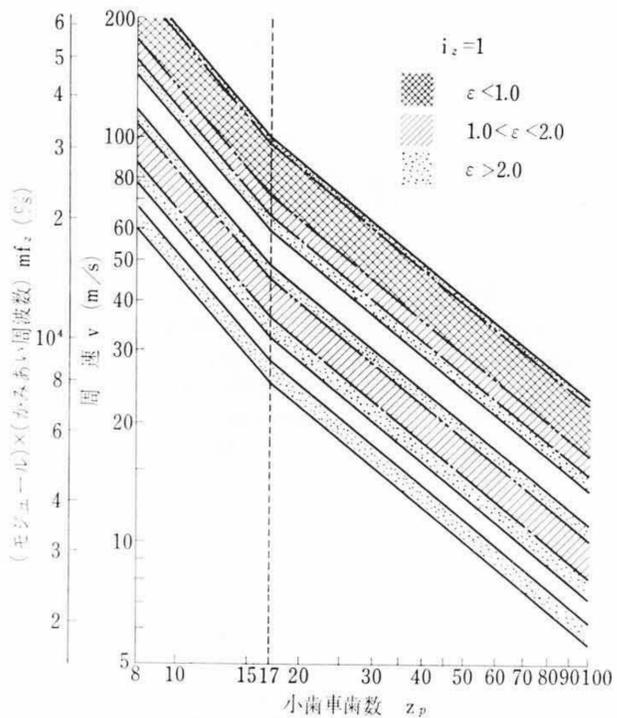


図11 歯車系の共振を避けるための歯数の選択 歯幅の等しい歯車で歯数比が1の場合 (ハッチングの範囲を避けること)

車ではつぎのようになる。

$$f_t = \frac{845}{m z_P} \sqrt{\frac{k}{h_t} \left(1 + \frac{1}{i_z^2}\right)} \dots\dots\dots(7)$$

k/h_t は図10より求めることができるから、圧力角 20° の標準歯車について共振を避ける歯数の選択範囲を示すと図11が得られる。図に示すパラメータ ϵ は静的なかみあい誤差を静たわみの比を表わすもので、荷重の小さいほど、誤差の大きいほど歯数の選択範囲が狭くなることを示している。この選択範囲は動荷重に関する理論計算値と実験結果から求めたもので、誤差の大きい歯車でみられる分離の影響も含まれる。ほかの歯数比の場合も同様な図を得ることができる。

以上は歯幅の等しいムクの標準歯車について述べたものであるが、歯幅の異なる場合、あるいは歯車の形状がリムとウェブとからなる形状の場合には、慣性モーメントの比をとって等価な歯数比の形で表わすことができる。はすば歯車の場合、歯のこわさが変わるから相当平歯車歯数について求めることができる。

4.2 歯車本体の振動を防止するための歯数の選択

歯車本体が振動すると騒音が増すことは前にも述べた。複雑な構造の歯車本体の固有振動数を計算によって求めるのは困難であるが、円板状の歯車では比較的容易に求められる。歯車本体の共振は、かみあい周波数と固有振動数が一致したときでなく、回転速度の影響を受けてややずれるが、この点を考慮したうえで歯車本体の共振を避ける歯数の選択範囲を求めることができる。内径円を固定し外周が自由であるような円板の固有振動数は

$$f_n = K \frac{\lambda_n^2}{2\pi} \frac{4h}{d^2} \sqrt{\frac{Eg}{12(1-\nu^2)\gamma}} \dots\dots\dots(8)$$

ここで、 d : 歯車のピッチ円直径 (cm)、 h : 歯車本体の厚さ、

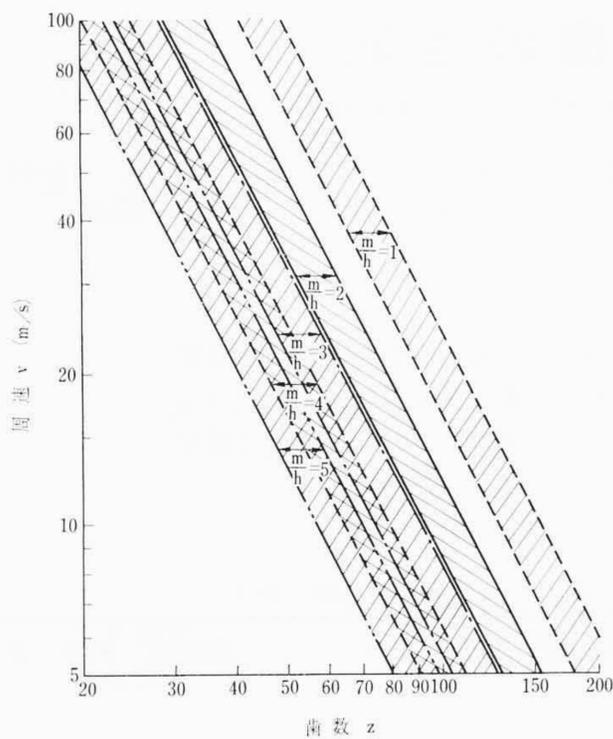


図12 歯車本体の共振を避けるための歯数の選択 n_2 の規準振動について計算したもの m/h : (モジュール mm)/(厚さ cm) (ハッチングの範囲を避けること)

E : 縦弾性係数, ν : ポアソン比, γ : 比重, λ_n : 内外径の比および振動次数によって定まる振動数係数で, K : 歯の質量, 回転速度の影響を考慮した補正係数である。鋼製歯車の場合

$$f_n = \frac{\lambda_n^2}{2\pi} \frac{4h}{(mz)^2} \times 1.56 \times 10^3 \dots\dots\dots (9)$$

となり, 周速を v m/s とするとき

$$\frac{m}{z} v \cdot z^2 = 3.12 \times 10^4 \lambda_n^2 \dots\dots\dots (10)$$

が共振を生ずる条件式となる。図12は2本の直径節をもつ振動との共振を避けるための歯数の選択法を示すものである。いずれも, m/h (モジュール(mm)と厚さ(cm)の比) をパラメータとし, v と z との関係を示したものである。

そのほか薄い歯車ではあらゆる回転数で歯車本体の固有振動数に等しい周波数をもつ騒音を発生する。騒音のパワーは歯車の大きさと周波数によって増減する。図13は振動する円板から放射される音響パワーの変換係数を示す図である。横軸の μb は周波数と円板の大きさを表わす値で, $\mu = 2\pi f/C$, C は音速, b は歯車の外半径を表わす。縦軸は音響パワー係数 Ψ で, 外周の振動加速度が一定のときに放射される音響パワーの割合を示す。最大のパワーを示す周波数は円板の半径が大きくなるにつれて低くなるのがわかる。図13をもとにして, 歯車本体の自由振動成分が音響エネルギーに変換されにくい範囲を求めると図14が得られる。歯車本体の自由振動によって放射される騒音を小さくするためには $d/h < 10$ とすればよいことがわかる。

同様にして, 歯車のかみあい周波数成分, 歯車系の固有振動成分の音響変換率を小さくする歯数の選択範囲を求めると図15が得られる。この図は $n=1$ のモードを対象として計算したものである。

以上簡単な歯車を対象として, 歯車の騒音を小さくするための歯車諸元の選択法の一例を述べた。これらの指針に従って製作された歯車は実験室では良好な成績をおさめている。しかしながら, 歯車の騒音は歯車単体から発生する騒音のほかに, 軸受を伝わって機械装置表面から放射されるものも少なくない。とくに, 歯車箱の振動は騒音の源となりやすい。歯車箱を含めた騒音制御が今後に残された課題であろう。

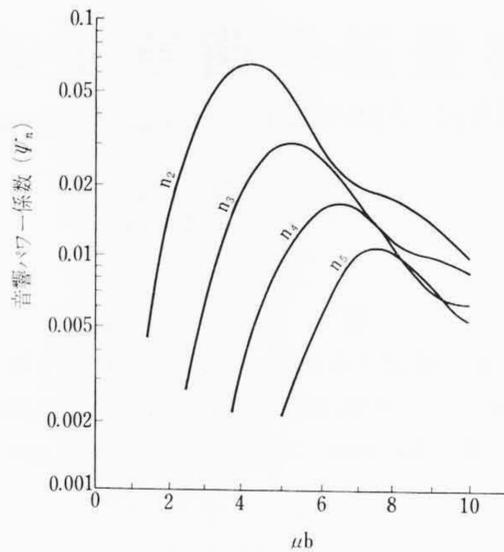


図13 振動円板から放射される音響パワー係数

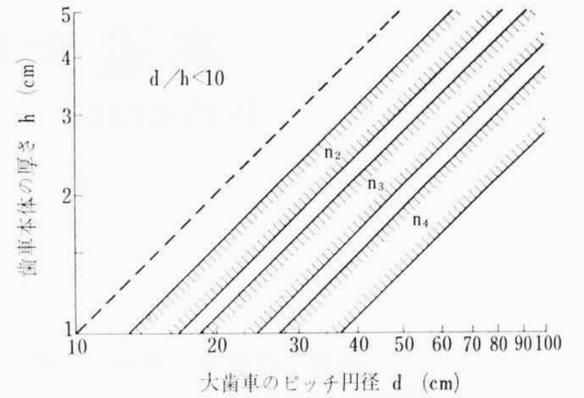


図14 規準モードの自由振動成分の音響変換率を小さくするための歯数の選択 (ハッチングの範囲を避けること)

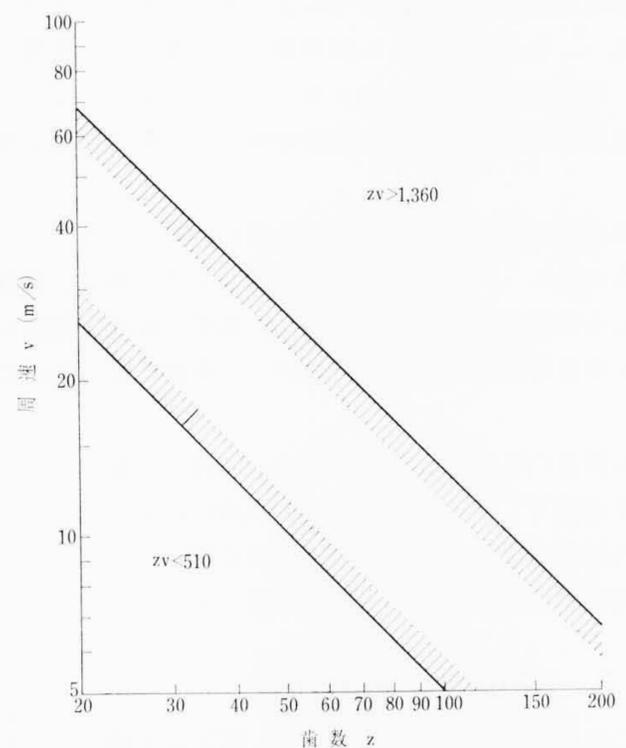


図15 かみあい周波数成分の音響パワー変換率を小さくするための歯数の選択 (ハッチングの範囲を避けること)

5. 結 言

動力伝達用歯車の騒音の発生機構について検討した結果

- (1) 騒音の発生原因としては, 歯車のかみあいによって作用線方向に生ずる変動荷重が最も大きい。
- (2) 平歯車といえども歯の片当たり, 軸の曲げ振動から誘起される歯車本体の振動を通して歯車の回転面から放射される音響エネルギーの成分が大きく, 振動の大きさを知れば歯車騒音のパワーを推定できる。

ことがわかった。以上の結論をもとにして歯車騒音を低減させるための歯車諸元の選択法についてその一例を述べた。

終わりにのぞみ, 本研究にご指導いただいた東京工業大学教授中田孝博士, 石川二郎博士に深甚の謝意を表す。日立製作所電子事業部明山技師長, 中央研究所第7部歌川部長からもご指導いただいた。ここに厚くお礼申し上げます。

参 考 文 献

- (1) 仙波: 歯車第5巻 (昭34, 日刊工業新聞社)
- (2) Niemann, G & Unterberger, M: VDL-Z, 101, (1959), 201.
- (3) 歌川: 機械学会誌 61, 296 (昭33-3)
- (4) 中村: 機械学会論文集 32, 1007 (昭41-6)
- (5) 中村: 機械学会論文集 33, 648 (昭42-4)
- (6) Nakamura: Papers of JEME Semi-International Symposium—Gearing, 319 (1967)
- (7) 石川: 機械学会論文集 17, 1 (昭26-1)