

## 可変背隙歯車の研究

寺田 勇夫\*

## Study on Variable Backlash Gears

By Isao Terada

Kawasaki Works, Hitachi, Ltd.

## Abstract

In the manufacture of spur gears for general use it is the most common case to encounter that the value of backlash comes out different from the prescribed design value, mainly due to machining error in respect to tooth thickness and center distance,

The variable backlash gear that the writer completed recently after elaborate research concerning the design and machining is a special type classed under helical gears and is designed for an amount of shift linearly varied in the axial direction. In the gears of this new design, the backlash of gears can be adjusted to any desired value simply by shifting the engagement position in the axial direction.

## 〔I〕 緒 言

一般に使用されている平歯車は歯厚と中心距離の工作誤差や軸受の遊隙などのために、組立てた時の背隙が設計の際あらかじめ定めておいた値と異なる場合が非常に多い。この背隙の差異は歯厚と中心距離の許容寸法差を工作可能な程度に小さくすれば、一般には歯車の噛合上大して問題になる程の量ではない。しかしながら、例えば歯切盤の割出しに関係ある歯車のように、組立てた時の背隙を出来るだけ小さくする必要があるものは、一組の歯車のうちいずれか一方の歯車の歯厚を現物合わせしなければならぬ。また多色刷オフセット印刷機の版胴とゴム胴の間の歯車は印刷圧力を調整するためにその中心距離は一定でなく、ある中心距離で背隙を零に近く作っておいても、印刷圧力の調整のため少しでも中心距離が延びれば背隙が増加し色の整合が悪くなる。このため印刷機では補助歯車を重ね合わせて背隙の調整をしている。そこで普通の平歯車の代りに組立てた時に背隙を自由に調整出来る歯車を用いれば、上に述べたような歯厚の現物合せや、補助歯車は不要になるわけである。

いま一組の平歯車を考え、一方の平歯車は転位量を軸方向にある割合で直線的に増し、他方の平歯車は転位量を同じ割合で直線的に減らせば、これらの歯車はもはや平歯車ではなく特殊なはずば歯車となるが、平行な二

軸の間で正しく噛合い、その噛合いを軸方向にずらせば背隙はずらせる向きによつて増したり減つたりする。すなわちこれらの歯車は組立てた時に背隙を調整することが出来るから歯厚や中心距離に工作誤差があつても、また中心距離が延び縮みする場合でも、背隙を適当な値に保つことが出来る。

このような歯車は H. E. Merritt の著書 Gears に conical involute gears<sup>(1)</sup> として紹介されているが、名称が適切でないので筆者はこれを可変背隙歯車 (variable backlash gears) と名付け、その歯形、工作、設計について研究したので報告する。

## 〔II〕 歯 形 理 論

記号 ;—

 $M_0$ : 軸直角モジュール $M_h$ : 切削工具 (ホブ、ラックカッタ) のモジュール $\alpha_0$ : 軸直角圧力角 $\alpha_h$ : 切削工具 (ホブ、ラックカッタ) の圧力角 $z$ : 歯数 $z_1, z_2$ : 小歯車、大歯車の歯数 $x_0$ : 歯幅中央断面における転位係数 $x_{01}, x_{02}$ : 小歯車、大歯車の歯幅中央断面における転位係数 $x_\zeta$ : 歯幅中央から  $\zeta$  離れた断面における転位係数 $x_{\zeta_1}, x_{\zeta_2}$ : 小歯車、大歯車の歯幅中央から  $\zeta_1, \zeta_2$  離

\* 日立製作所川崎工場

れた断面における転位係数

- A: 中心距離
- A<sub>0</sub>: 小歯車と大歯車を無背隙で噛ませた時の中心距離
- S<sub>0</sub>: 軸直角断面の法線背隙
- R<sub>g</sub>: インボリュート・ヘリコイドの基円筒半径
- β<sub>g</sub>: インボリュート・ヘリコイドの基円筒傾角
- β: インボリュート・ヘリコイドの刻み円筒傾角
- α: 噛み圧力角
- α<sub>1</sub>: 小歯車と大歯車を無背隙で噛ませた時の噛み圧力角

第1図において小歯車および大歯車は歯幅零の平歯車を重ね合わせたものと考え、小歯車の歯幅中央の a<sub>1</sub>-a<sub>1</sub> 断面における歯幅零の平歯車の転位係数を x<sub>01</sub>、大歯車の歯幅中央の a<sub>2</sub>-a<sub>2</sub> 断面における歯幅零の平歯車の転位係数を x<sub>02</sub> とし、また小歯車の a<sub>1</sub>-a<sub>1</sub> 断面から ζ<sub>1</sub> 離れた b<sub>1</sub>-b<sub>1</sub> 断面における歯幅零の平歯車の転位係数を xζ<sub>1</sub>、大歯車の a<sub>2</sub>-a<sub>2</sub> 断面から ζ<sub>2</sub> 離れた b<sub>2</sub>-b<sub>2</sub> 断面における歯幅零の平歯車の転位係数を xζ<sub>2</sub> とする。

いま比例常数を C として

$$\left. \begin{aligned} M_0 x_{\zeta_1} &= M_0 x_{01} + C \zeta_1 \\ M_0 x_{\zeta_2} &= M_0 x_{02} - C \zeta_2 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (1)$$

とおく。すなわち小歯車の転位量を ζ<sub>1</sub> 軸方向に一定割合 C で増し、大歯車の転位量を ζ<sub>2</sub> 軸方向に同じ割合 C で減らす。このようにして出来た小歯車と大歯車を第2図の如くそれぞれの歯幅中央断面、すなわち a<sub>1</sub>-a<sub>1</sub> 断面と a<sub>2</sub>-a<sub>2</sub> 断面を一致させて噛ませると、ζ<sub>1</sub>=ζ<sub>2</sub> となり(1)式より

$$x_{\zeta_1} + x_{\zeta_2} = x_{01} + x_{02}$$

となるから、小歯車と大歯車の転位係数の和は、中央断面 a-a からの距離に関係なく、どの共通断面においても一定である。従つてどの共通断面においても、歯幅零の小歯車と大歯車の無背隙中心距離 A<sub>0</sub> は一定で

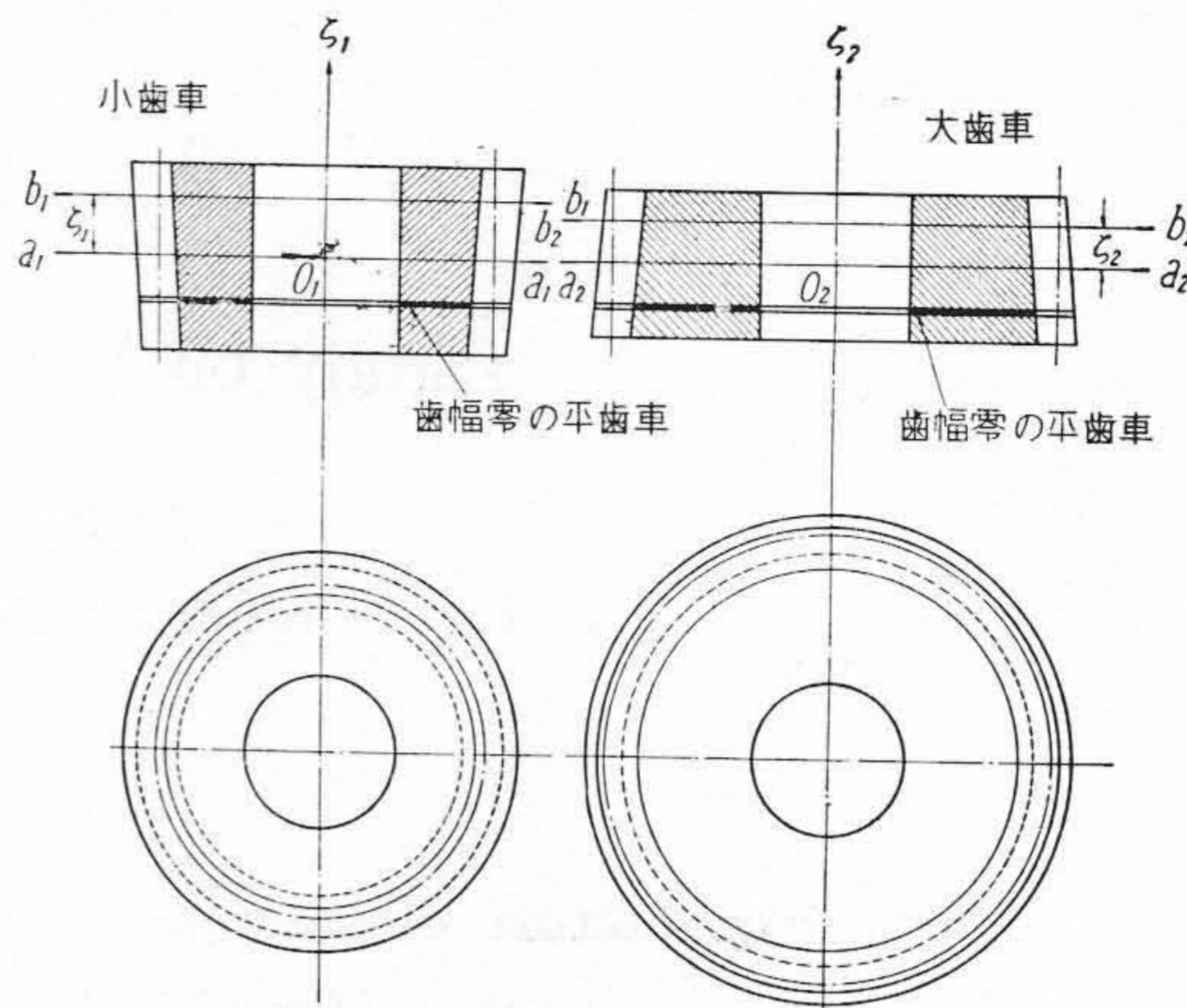
$$A_0 = M_0 \frac{z_1 + z_2}{2} \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_1}$$

である。ここに α<sub>1</sub> は無背隙の噛み圧力角で

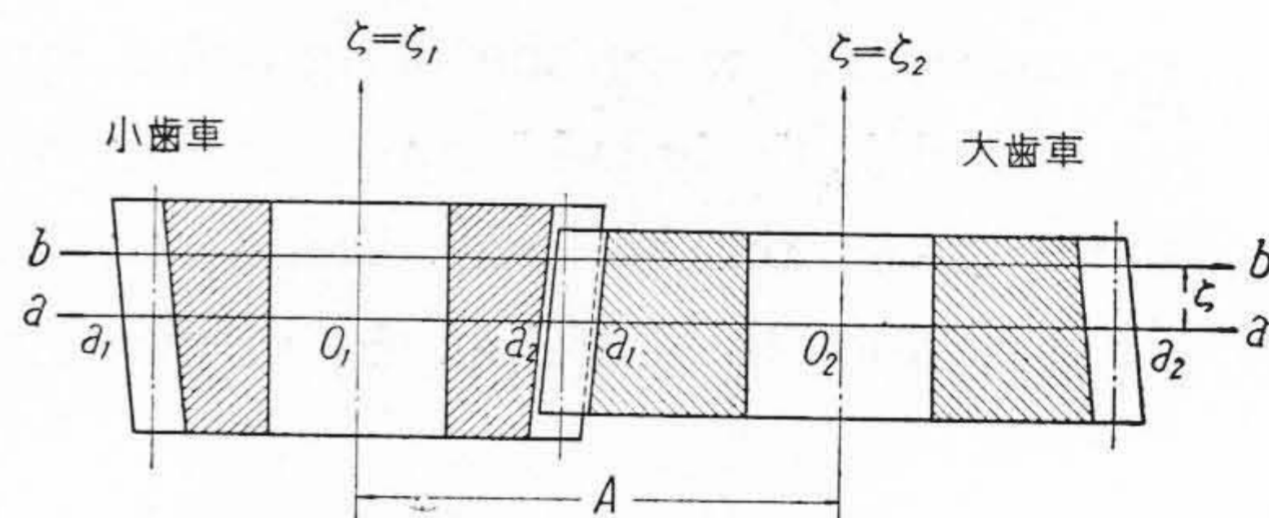
$$\text{inv} \alpha_1 = 2 \tan \alpha_0 \left( \frac{x_{01} + x_{02}}{z_1 + z_2} \right) + \text{inv} \alpha_0$$

で与えられる<sup>(2)</sup>。それ故これらの歯車を取付けた時の中心距離を A (A ≥ A<sub>0</sub>) とすれば、軸直角断面内における法線背隙 S<sub>0</sub> はどの共通断面においても相等しく

$$\text{inv} \alpha = 2 \tan \alpha_0 \left( \frac{x_{01} + x_{02} + \frac{S_0}{2 M_0 \sin \alpha_0}}{z_1 + z_2} \right) + \text{inv} \alpha_0 \dots\dots\dots (2)$$



第1図 可変背隙歯車  
Fig. 1. Illustration of Variable Backlash Gears



第2図 可変背隙歯車の噛み合い  
Fig. 2. Meshing of Variable Backlash Gears

より定まる<sup>(3)</sup>。ここに α は噛み圧力角 (α ≥ α<sub>1</sub>) で

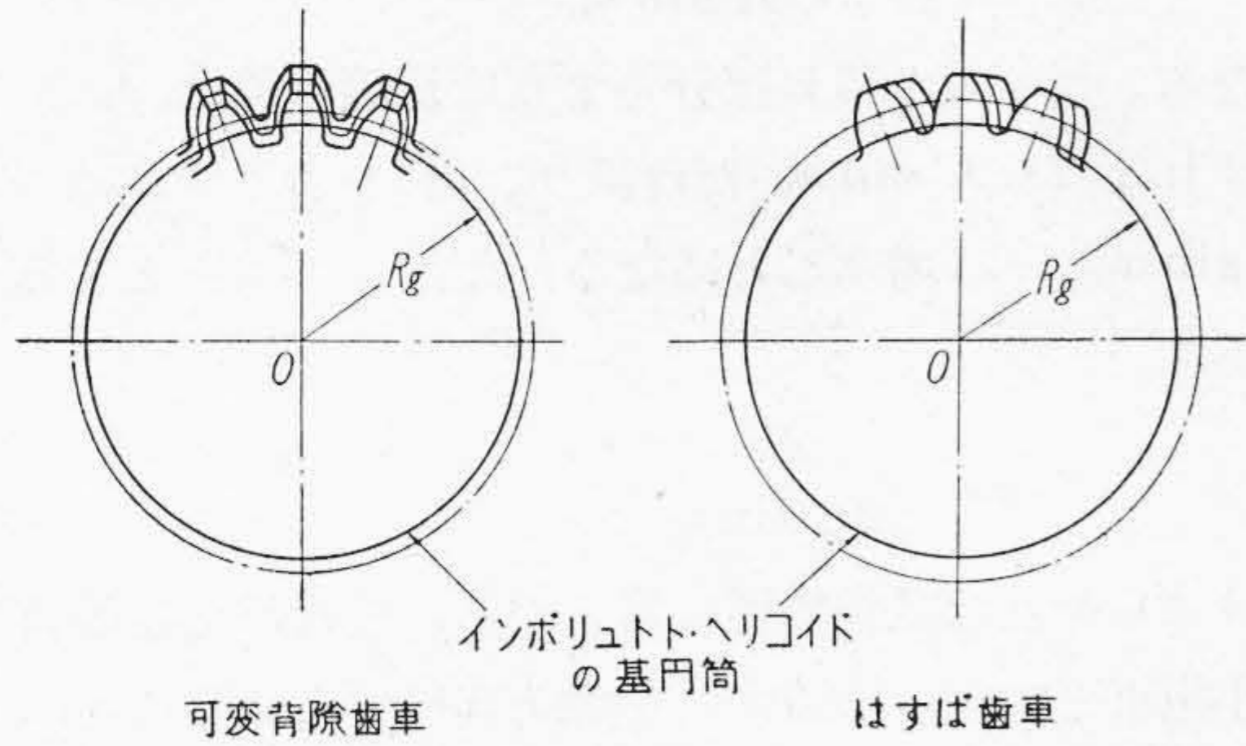
$$\cos \alpha = \frac{M_0 (z_1 + z_2)}{2A} \cos \alpha_0 \dots\dots\dots (3)$$

で与えられる。

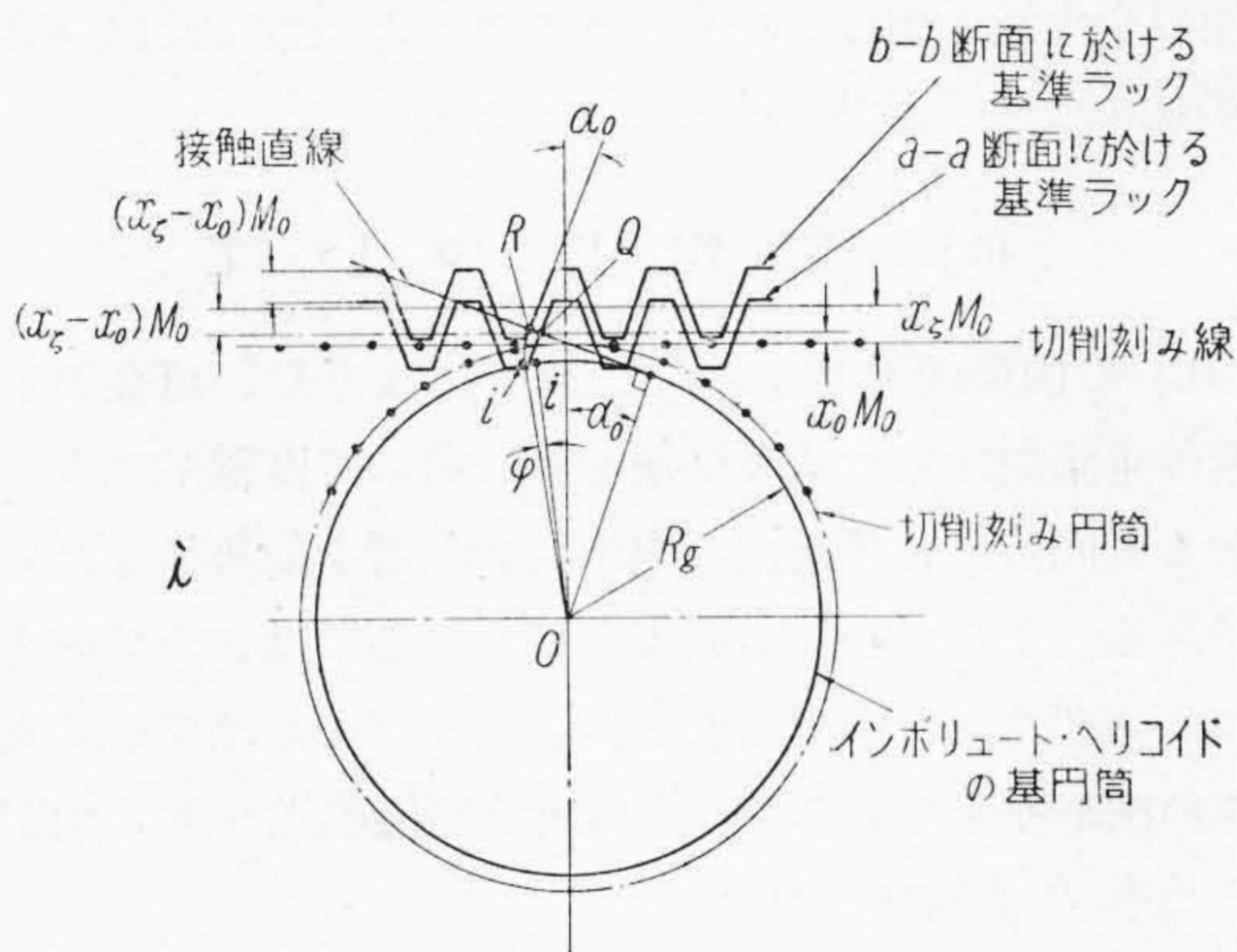
さて以上の議論においては、小歯車と大歯車の転位量を(1)式の如く定めただけで各断面の歯、すなわち歯幅零の平歯車の歯の相対位置には全然触れなかつた。

しかしながら、これらの一組の歯車を軸方向にずらして噛ませ、背隙を調整出来るようにするためには、小歯車および大歯車とも各断面の歯の相対位置は第3図に示すように対称でなければならない。このためには各断面の歯幅零の転位平歯車を創成する基準ラックは第4図の如く、その相対位置が対称でなければならない。[III]の工作法のところで述べるが、これらの歯車をホブ盤或いはサンダランド型歯切盤を用いホブまたはラックカタで切削する場合はこの条件は必然的に満足される。

第4図は小歯車または大歯車の各断面の歯幅零の転位平歯車の歯形と、これを創成する基準ラックとの噛み合いを示したものであり、接触直線と a-a 断面の基準ラックとの交点を Q、b-b 断面の基準ラックとの交点を R



第3図 可變背隙齒車と「はすば」齒車の齒形の比較  
Fig. 3. Comparison of Tooth Form between a Variable Backlash Gear and a Helical Gear



第4図 可變背隙齒車の創成  
Fig. 4. Diagram Illustrating the Method of Generating a Variable Backlash Gear

とすれば

$$RQ = M_0(x\zeta - x_0)\sin\alpha_0$$

となる。(註：記号に小齒車と大齒車を区別する添字を用いない式は小齒車、大齒車の別なく成立する) また  $a-a$  断面のインボリュート曲線の起点  $i$  と  $b-b$  断面のインボリュート曲線の起点  $i'$  との間の基円筒上の弧の長さは、インボリュート曲線の性質から  $\widehat{i'i} = RQ = M_0(x\zeta - x_0)\sin\alpha_0$  となり

$$\varphi = \angle i'oi = \frac{\widehat{i'i}}{R_g} = \frac{M_0(x\zeta - x_0)}{R_g} \sin\alpha_0 \dots (4)$$

となる。次に(1)式より

$$M_0x\zeta = M_0x_0 \pm C\zeta \dots (5)$$

ただし複号は小齒車の場合は正、大齒車の場合は負とする。(5)式より  $M_0(x\zeta - x_0) = \pm C\zeta$  を(4)式に代入すれば

$$\varphi = \pm \frac{C\zeta}{R_g} \sin\alpha_0$$

ところで  $C, R_g, \alpha_0$  はいずれも一定であるから

$$\varphi = \pm k\zeta, \quad k = \frac{C \sin\alpha_0}{R_g} = \text{定数}$$

とおくことが出来る。 $\varphi$  は  $\zeta$  に比例するから、歯形曲面はインボリュート・ヘリコイドである。このインボリュート・ヘリコイドの基円筒傾角を  $\beta_g$  とすれば

$$\tan\beta_g = \frac{\widehat{i'i}}{\zeta} = \pm C \sin\alpha_0,$$

或は

$$\beta_g = \pm \tan^{-1}(C \sin\alpha_0) \dots (6)$$

となる。ここで複号は小齒車の場合は正、大齒車の場合は負とする。(6)式から分るように、小齒車と大齒車の互に噛合う歯形曲面すなわちインボリュート・ヘリコイドの基円筒傾角は、大き等しく方向が反対であり、はすば齒車と同じ噛合いをする。しかしながら、はすば齒車では一つの齒の左右の歯形曲面は傾角の方向が同じであるが、この齒車では傾角の方向が反対で、齒は第3図のように対称である。すなわち可變背隙齒車は特殊なはすば齒車と見ることが出来る。次にこれらの齒車を中心距離  $A$  で噛合わせた時の刻み円筒傾角  $\beta$  を求めて見よう。 $\beta$  と  $\beta_g$  との関係は、ねぢの理論から  $\tan\beta = (\text{刻み円筒直径}/\text{基円筒直径}) \tan\beta_g$  であり、刻み円筒直径は(3)式の  $\alpha$  を用いて  $M_0z(\cos\alpha_0/\cos\alpha)$ 、基円筒直径は  $2R_g = M_0z \cos\alpha_0$  であるから

$$\tan\beta = \tan\beta_g \cdot \sec\alpha,$$

或は

$$\beta = \tan^{-1}(\tan\beta_g \cdot \sec\alpha) \dots (7)$$

である。

以上は可變背隙齒車の歯面の性質であるが、次にこれらの齒車を軸方向にずらして噛合わせた時、背隙が如何に変化するかを調べて見る。

第2図において、一組の齒車のいずれか一方、例えば大齒車を上方に  $\Delta\zeta$  だけずらせると第5図のようになる(逆に小齒車を下方に  $\Delta\zeta$  だけずらせても同じことになる)第5図において、小齒車の歯幅中央の  $a_1-a_1$  断面における大齒車の転位量は  $\Delta\zeta > 0$  として

$$M_0x_{02}' = M_0x_{02} + C\Delta\zeta$$

また小齒車の  $a_1-a_1$  断面から  $\zeta$  だけ離れた  $b_1-b_1$  断面における大齒車の転位量は

$$M_0x_{\zeta 2}' = M_0x_{02}' - C\zeta = M_0x_{02} + C(\zeta - \Delta\zeta)$$

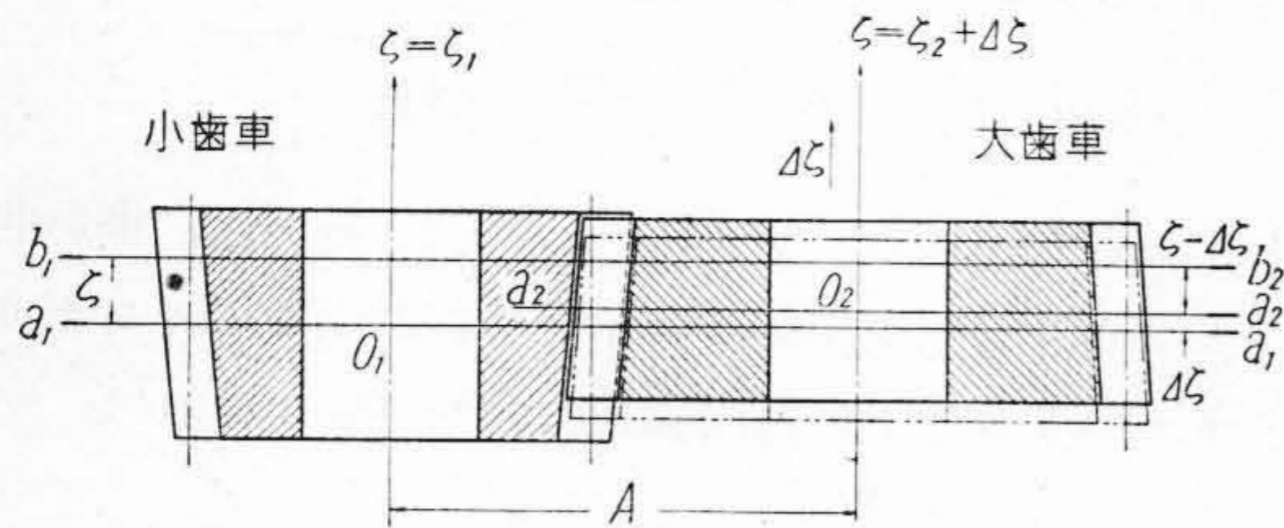
である。しかるとき、 $a_1-a_1$  断面においては

$$M_0x_{01} + M_0x_{02}' = M_0(x_{01} + x_{02}) + C\Delta\zeta \dots (8)$$

$b_1-b_1$  断面においては

$$M_0x_{\zeta 1} + M_0x_{\zeta 2}' = M_0(x_{01} + x_{02}) + C\Delta\zeta$$

で、この両式より



第 5 図 可変背隙歯車の背隙の調整  
 Fig. 5. Diagram Showing How to Adjust Backlash of Variable Backlash Gears

$$x_{\zeta_1} + x_{\zeta_2}' = x_{01} + x_{02}'$$

となり、このように  $\Delta\zeta$  だけずらした噛合状態でも小歯車と大歯車の転位係数の和は、 $\zeta$  すなわち小歯車の  $a_1 - a_1$  断面からの距離に関係なくどの共通断面においても一定となる。従つてどの共通断面においても歯幅零の小歯車と大歯車の無背隙中心距離  $A_0'$  は一定で

$$A_0' = M_0 \frac{z_1 + z_2 \cos \alpha_0}{2 \cos \alpha_1'}$$

である。ここに  $\alpha_1'$  は噛合いを  $\Delta\zeta$  だけずらした時の無背隙の噛合圧力角で

$$\text{inv} \alpha_1' = 2 \tan \alpha_0 \left( \frac{x_{01} + x_{02}'}{z_1 + z_2} \right) + \text{inv} \alpha_0$$

で与えられる。それ故これらの歯車の軸直角断面における法線背隙  $S_0'$  はどの共通断面においても相等しく

$$\text{inv} \alpha = 2 \tan \alpha_0 \left( \frac{x_{01} + x_{02}' + \frac{S_0'}{2 M_0 \sin \alpha_0}}{z_1 + z_2} \right) + \text{inv} \alpha_0 \dots \dots \dots (9)$$

より定まる。ここに  $\alpha$  は噛合圧力角で (3) 式で与えられる。(9) 式を書き改めると

$$S_0' = 2 M_0 \left\{ \frac{z_1 + z_2}{2} \cot \alpha_0 (\text{inv} \alpha - \text{inv} \alpha_0) - (x_{01} + x_{02}') \right\} \sin \alpha_0 \dots \dots \dots (10)$$

ただし

$$\cos \alpha = \frac{M_0 (z_1 + z_2)}{2A} \cos \alpha_0 \dots \dots \dots (3)$$

となる。(10) 式に (8) 式の  $x_{01} + x_{02}' = x_{01} + x_{02} + (C \Delta\zeta / M_0)$  を代入すれば

$$S_0' = \{ M_0 (z_1 + z_2) \cot \alpha_0 (\text{inv} \alpha - \text{inv} \alpha_0) - 2 M_0 (x_{01} + x_{02}) - 2C \Delta\zeta \} \sin \alpha_0 \dots \dots (11)$$

また (2) 式より噛合いをずらさない時の法線背隙  $S_0$  を求めると

$$S_0 = \{ M_0 (z_1 + z_2) \cot \alpha_0 (\text{inv} \alpha - \text{inv} \alpha_0) - 2 M_0 (x_{01} + x_{02}) \} \sin \alpha_0 \dots \dots (12)$$

となるから (11), (12) 式より

$$S_0' = S_0 - 2C \Delta\zeta \sin \alpha_0 \dots \dots \dots (13)$$

となる。この式を見れば分るように法線背隙は  $\Delta\zeta$  を正とすれば  $2C \Delta\zeta \sin \alpha_0$  だけ減り、 $\Delta\zeta$  を負とすれば  $|2C \Delta\zeta \sin \alpha_0|$  だけ増すことになる。ただし  $C > 0$  とする。そして

$$\Delta\zeta_{\max} = \frac{S_0}{2C \sin \alpha_0}$$

だけずらせれば法線背隙は零となる。すなわち法線背隙は小歯車と大歯車の噛合いを軸方向にずらせることによつて任意の値または零に調整することが出来る。

(13) 式より  $\Delta S_0 = S_0' - S_0$  とおけば

$$\frac{\Delta S_0}{\Delta\zeta} = -2C \sin \alpha_0 \dots \dots \dots (14)$$

この  $\Delta S_0 / \Delta\zeta$  は可変背隙歯車の軸直角断面における法線背隙の変化量と噛合いをずらせる量との割合で比例常数  $C$  の値によつて適当に選ぶことが出来る。

### [III] 工 作 に つ い て

[II] の歯形理論のところ述べてのように、可変背隙歯車は各断面における転位量を軸に沿つて直線的に変化させると同時に、各断面の歯の相対位置を対称にしたものである。この可変背隙歯車を切削するには、ホブ盤またはサンダランド型歯切盤を用い、ホブまたはラックカッタの歯車軸すなわちワーク軸方向の機動送り  $v$  と機動切り込み  $h$  を同時に与え

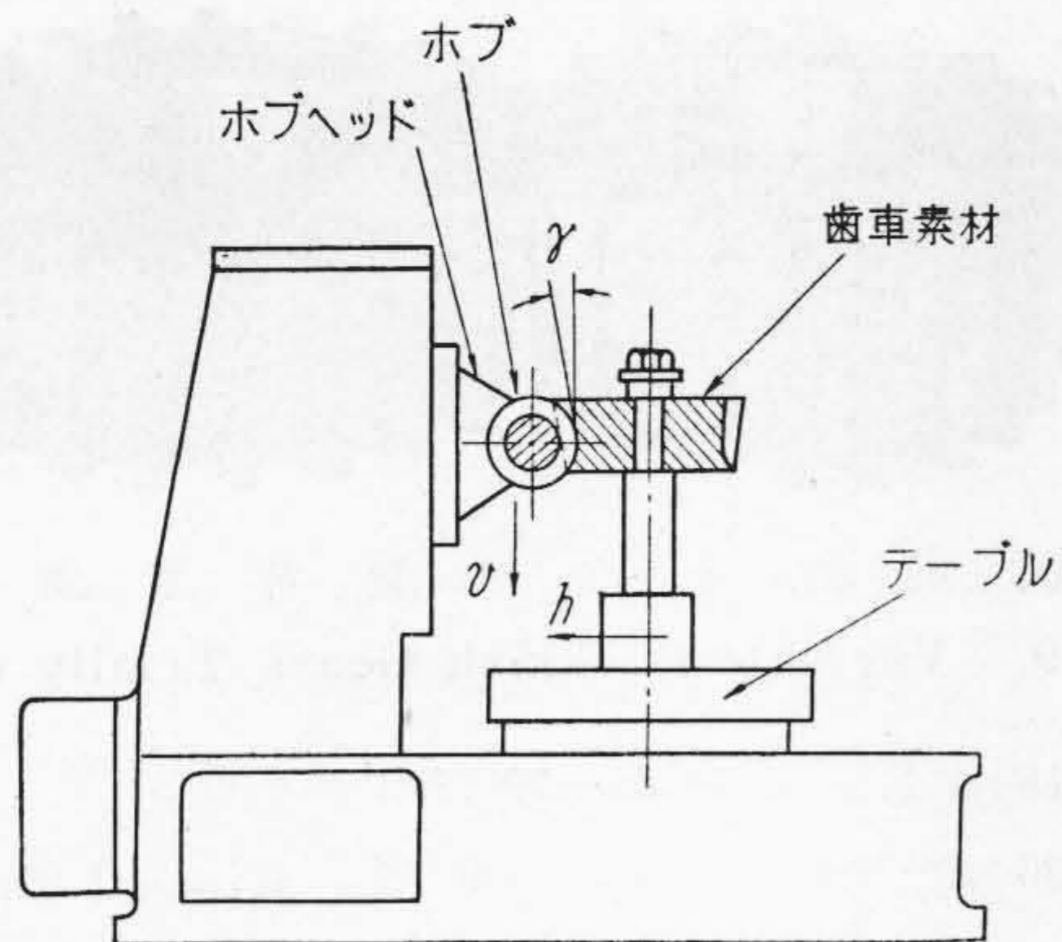
$$h = Cv \dots \dots \dots (15)$$

なる関係を満足するようにすればよい。しかしながら一般の歯切盤では  $h$  と  $v$  の比すなわち  $C$  はその機械の機構で定つており任意に変えることが出来ない。例えばファウタ社の RS2 型ホブ盤では  $C=0.1$ , RS3 型では  $C=0.13$  となつている。従つてこれらの値以外の任意の  $C$  をもつ可変背隙歯車を切削するには、送り機構が切り込み機構のいづれかに適当な歯車箱を装着しなければならない。また  $C$  の値の同じ可変背隙歯車を量産する場合には、歯切盤を改造して、ワーク軸或いはカッタヘッドを傾けてもよい。いづれの場合でも、ホブまたはラックカッタの切り込みは、歯車素材の軸に沿つて直線的に変化することになる。すなわち第 6 図の如く切削は歯車素材の軸に対して  $\gamma$  だけ傾いて行われ、 $C$  と  $\gamma$  の関係は

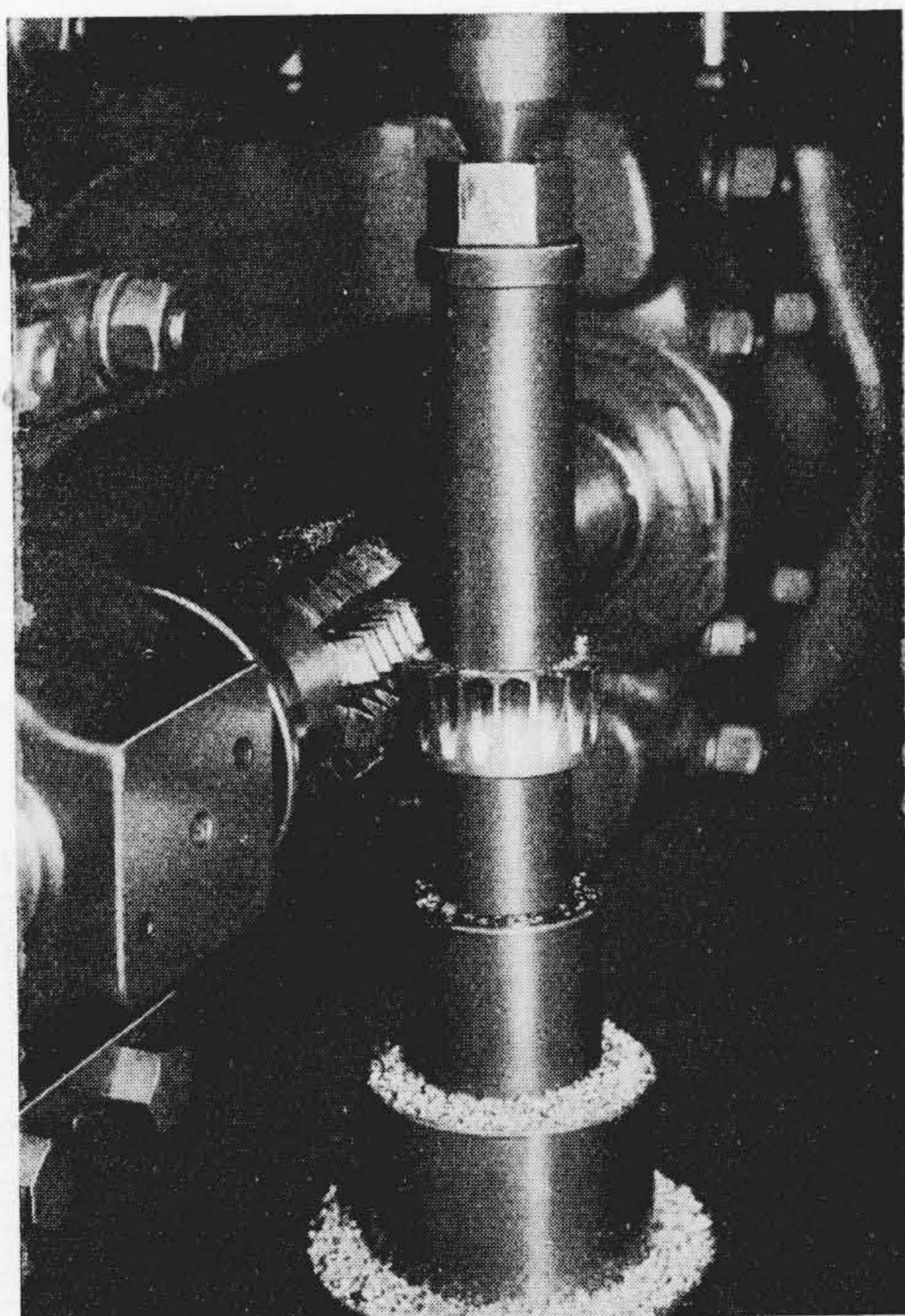
$$C = \tan \gamma, \text{ 或いは } \gamma = \tan^{-1} C \dots \dots \dots (16)$$

である。また可変背隙歯車の軸直角モジュール  $M_0$  とこれを切削するホブまたはラックカッタのモジュール  $M_h$ 、および可変背隙歯車の軸直角圧力角  $\alpha_0$  とホブまたはラックカッタの圧力角  $\alpha_h$  の関係は

$$M_0 = M_h \dots \dots \dots (17)$$



第6図 可變背隙齒車の切削  
Fig. 6. Diagram Showing How to Cut a Variable Backlash Gear



第7図 ファウタ社 RS2 型ホブ盤にて切削中の可變背隙齒車

Fig. 7. A Variable Backlash Gear being Cut on a Pfauter RS2 Type Gear Hobbing Machine

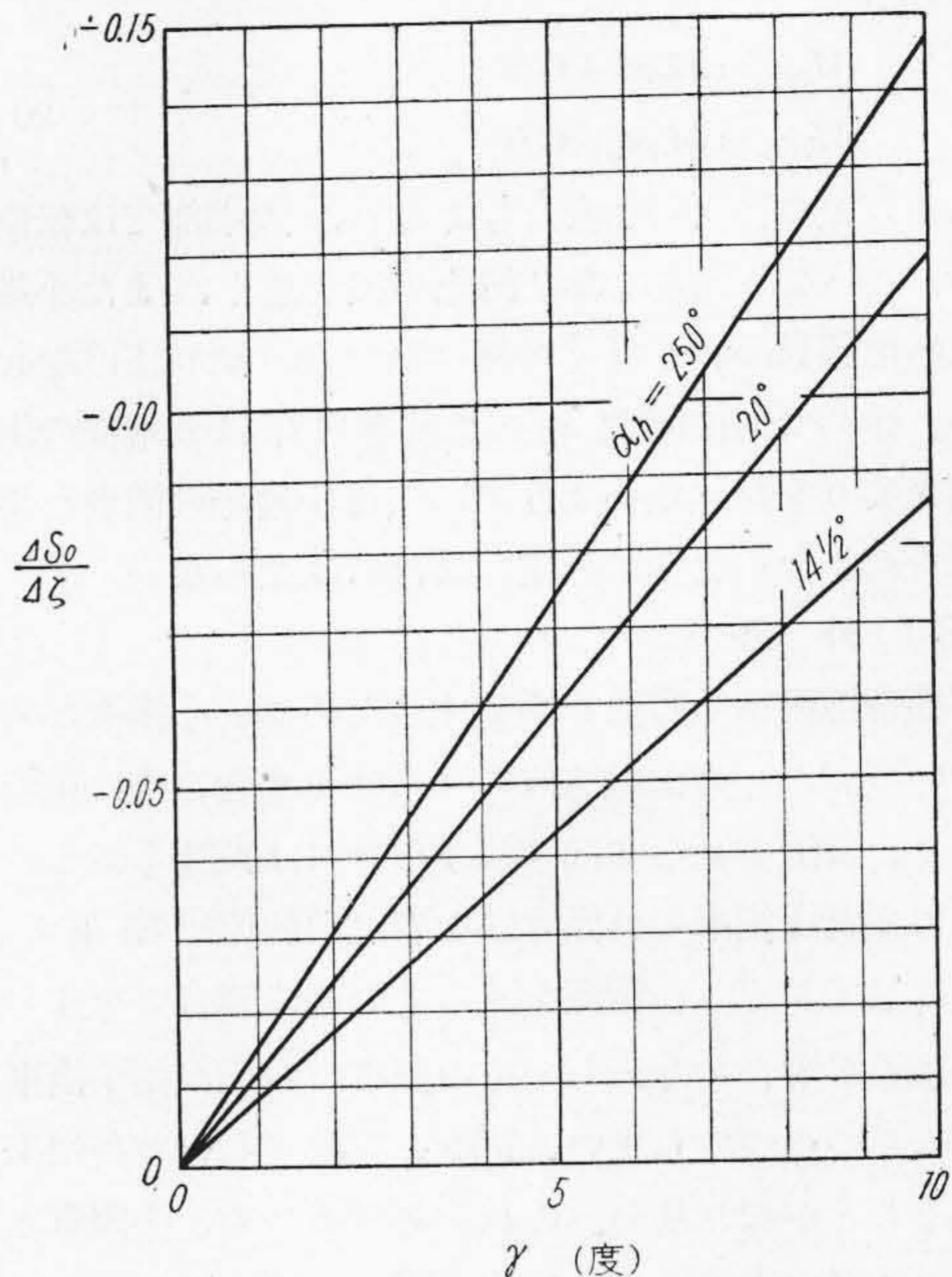
$$\tan \alpha_0 = \tan \alpha_n \cos \gamma \dots \dots \dots (18)$$

である。

第7図の写真はファウタ社 RS2 型ホブ盤で  $C=0.1$  の可變背隙齒車を切削しているところである。

[IV] 設計について

可變背隙齒車は前述の如く各断面における転位置を軸に沿って直線的に変化させた一種の転位齒車であるが、



第8図 種々の  $\alpha_n$  の値に対する  $\Delta S_0/\Delta \xi - \gamma$  曲線  
Fig. 8.  $\Delta S_0/\Delta \xi - \gamma$  Curves for Various Values of  $\alpha_n$

その設計については特に留意すべき点について述べる。

(1) 背隙の調整値

(18) 式より  $\alpha_0 = \tan^{-1}(\tan \alpha_n \cdot \cos \gamma)$ 、および(16)式を(14)式に代入して

$$\frac{\Delta S_0}{\Delta \xi} = -2 \tan \gamma \cdot \sin \{ \tan^{-1}(\tan \alpha_n \cdot \cos \gamma) \} \dots \dots \dots (19)$$

第8図はホブまたはラックカッタの圧力角  $\alpha_n$  が  $14\frac{1}{2}^\circ$ 、 $20^\circ$ 、および  $25^\circ$  の場合の  $\Delta S_0/\Delta \xi$  と  $\gamma$  の関係を(19)式により求めたものである。例えば、 $\alpha_n = 20^\circ$  の場合に  $\gamma = 5^\circ$  にとれば  $\Delta S_0/\Delta \xi = -0.06$  で、 $\Delta \xi = 1 \text{ mm}$  とすれば  $\Delta S_0 = -0.06 \text{ mm}$  である。すなわち噛合いを第5図に示す向きに  $1 \text{ mm}$  ずらせば、法線背隙は  $0.06 \text{ mm}$  減少することがわかる。

可變背隙齒車を設計する際、組立てた時に必要な背隙の調整量  $\Delta S_0$  と軸方向の移動量  $\Delta \xi$  (これは可變背隙齒車を取付ける齒車箱の構造から制約される)から  $\Delta S_0/\Delta \xi$  が大体決るから(19)式、または第8図より  $\alpha_n$  を与えれば  $\gamma$  が求められる。

(2) 転位係数

可變背隙齒車の大端部(第1図の小齒車では上端部、大齒車では下端部)では転位係数  $x_l$  は齒幅中央断面の転位係数  $x_0$  より大きく、逆に小端部(第1図の小齒車では下端部、大齒車では上端部)では転位係数  $x_s$  は  $x_0$

より小さく

$$\left. \begin{aligned} M_0 x_l &= M_0 x_0 + CB \\ M_0 x_s &= M_0 x_0 - CB \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(20)$$

である。従つて  $C$  の値にもよるが、大端部では転位係数  $x_l$  はかなり大きくなり歯先が尖り易く、また小端部では転位係数  $x_s$  が多くの場合負になり切り下げを起し易い。従つて転位係数  $x_0$  と比例常数  $C$  は大端部の歯形が歯先尖りを起さないように、また小端部の歯形が切り下げを起さないように決定しなければならない。

(3) 外 径

可変背隙歯車の背隙を調整するために、小歯車が大歯車のいずれか一方を軸方向にずらせる場合、歯の頂隙が変わり、背隙を減らす向きにずらせば頂隙も減る。従つて可変背隙歯車の外径寸法を普通の転位平歯車の割合<sup>(4)</sup>にしておくと、背隙を減らすために噛合いをずらせた時頂隙が零、すなわち一方の歯車の歯先が相手歯車の歯底にぶつかつてしまい、背隙を調整することが出来なくなることが起り易い。これを避けるため、小歯車と大歯車の外径は次のように転位平歯車の場合より小さくしなければならない。

いま第 1 図において小歯車、大歯車の歯幅中央断面から  $\zeta_1, \zeta_2$ 、離れた断面における外径を  $D\zeta_1, D\zeta_2$  とし

$$\left. \begin{aligned} D\zeta_1 &= M_0(z_1 + 2\mu) + 2M_0(y - x_{02}) + 2C(\zeta_1 - 4\zeta) \\ D\zeta_2 &= M_0(z_2 + 2\mu) + 2M_0(y - x_{01}) - 2C(\zeta_2 + 4\zeta) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(21)$$

の如くにすれば  $4\zeta$  ずらした場合に頂隙は各断面において相等しく、その量は標準平歯車と同じ値になる。ここに  $y$  は中心距離延び係数で

$$y = \left\{ A - \frac{M_0}{2}(z_1 + z_2) \right\} / M_0 \dots\dots\dots(22)$$

また  $\mu$  はアデンダムの割合で高歯の場合は 1, 低歯の場合は 0.8 である。 $4\zeta$  は第 5 図の如く大歯車を上に、または小歯車を下にずらせる時を正とする。さて(21)式を見るとこれらは比例常数  $C$  をもつ円錐面である。すなわち可変背隙歯車の外径は  $\gamma$  の傾斜をもつ円錐面にすればよい。しかしながら  $C$ , すなわち  $\gamma$  が極く小さい場合は普通の平歯車と同じように円筒面にしても差支えない。

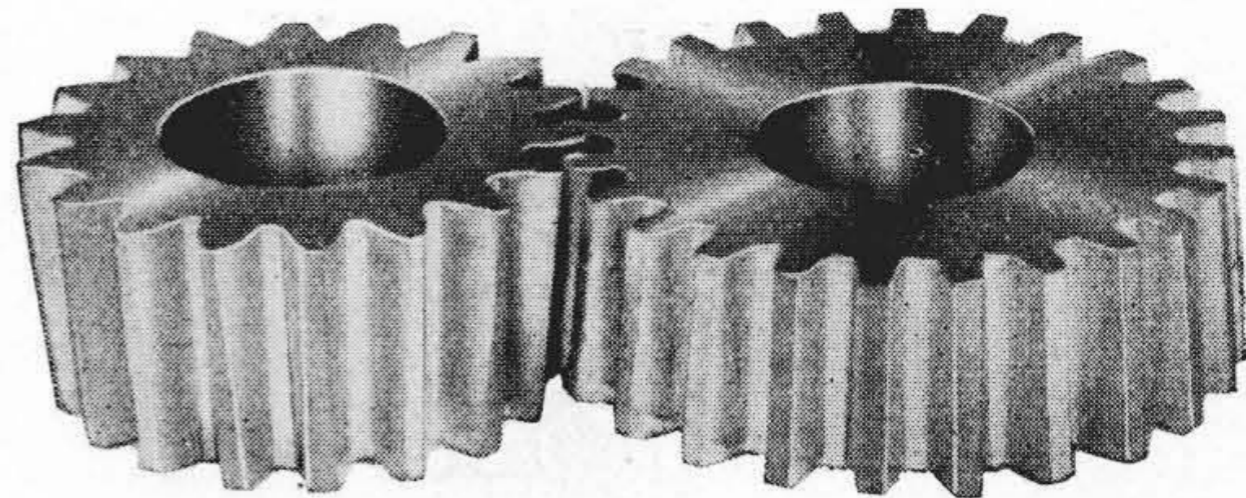
(4) 例

第 9 図の写真はファウタ社 RS 2 型ホブ盤で切削した可変背隙歯車である。その要目は次の通りである。

$$M_0 = M_h = 2.5, \quad \alpha_h = 20^\circ, \quad \mu = 1 \text{ (高歯)}, \quad z_1 = 18, \\ z_2 = 24, \quad A = 52.6 \text{ mm}, \quad C = 0.1, \quad B_1 = 12.5 \text{ mm}, \\ B_2 = 10 \text{ mm}, \quad x_{01} = +0.25, \quad x_{02} = -0.25$$

これらの要目から前述した諸数値を計算して見よう。

$$(16) \text{ 式より} \quad \gamma = 5^\circ 43'$$



第 9 図 試作せる可変背隙歯車  
Fig. 9. Variable Backlash Gears Trially Cut

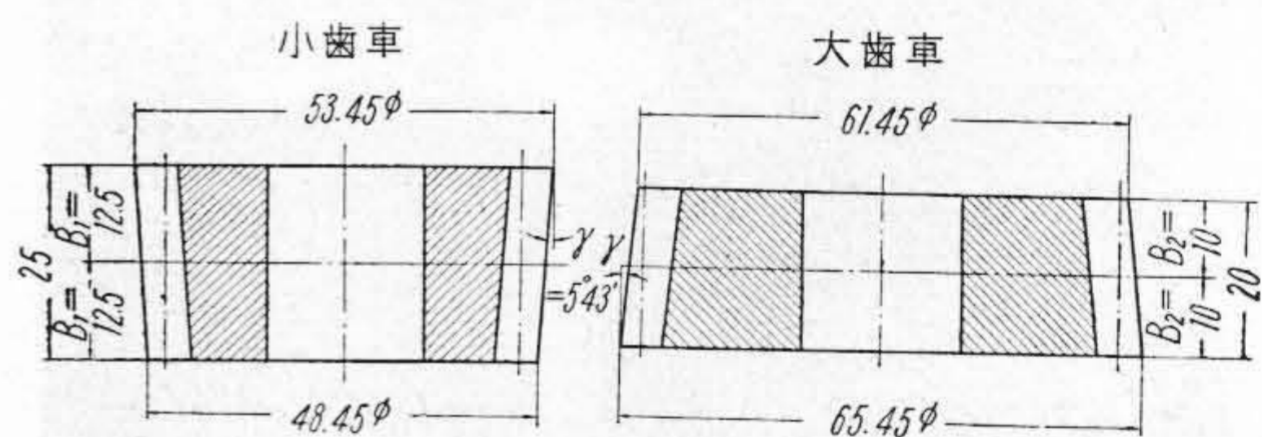
$$\begin{aligned} (18) \text{ 式より} \quad & \alpha_0 = 19^\circ 55' \\ (20) \text{ 式より} \quad & x_{l1} = +0.75, \quad x_{s1} = -0.25, \\ & x_{l2} = +0.15, \quad x_{s2} = -0.65, \\ (3) \text{ 式より} \quad & \alpha = 20^\circ 13' \\ (6) \text{ 式より} \quad & \beta_g = 1^\circ 57' \\ (7) \text{ 式より} \quad & \beta = 2^\circ 5' \\ (12) \text{ 式より} \quad & S_0 = 0.073 \text{ mm} \end{aligned}$$

第 8 図より  $\alpha_h = 20^\circ, \gamma = 5^\circ 43'$  に対して  $\Delta S_0 / \Delta \zeta = 0.068$ , 歯厚と中心距離の工作誤差および摩耗を考へて、 $\Delta S_0 = S_0 + 0.1 = 0.173 \text{ mm}$  とすれば、 $\Delta \zeta = 2.5 \text{ mm}$  となる。

次に (22) 式より  $y = +0.04$

$$(21) \text{ 式より} \quad \begin{aligned} D\zeta_1 &= 51.45 + 0.2(\zeta_1 - 2.5) \text{ mm} \\ D\zeta_2 &= 63.95 - 0.2(\zeta_2 + 2.5) \text{ mm} \end{aligned}$$

小歯車と大歯車の外径寸法を第 10 図に示す。



第 10 図 可変背隙歯車の寸法  
Big. 10. Dimensions of Variable Backlash Gears

〔V〕 結 言

以上述べたように可変背隙歯車は、その噛合いを軸方向にずらせることによつて背隙を自由に調整することが出来る。例えば背隙零を理想とする一組の平歯車を可変背隙歯車に代えれば、歯厚や中心距離の工作誤差によつて正規の位置で噛合わせた時背隙を生じた場合には、その噛合いを軸方向にずらせば背隙を零にすることが出来る。また中心距離が延び縮みする場合でも、その中心距離に応じて背隙を適当な値に調整することが出来る。次に可変背隙歯車の特長を挙げてみると

- (1) 組立てた時の背隙を自由に調整出来ること。例えば背隙を零に調整することが出来る。

- (2) 捩れ角はごく僅かであるから軸推力は極めて小さく、特に推力軸受を必要としないこと。
  - (3) ホブ盤またはサンダランド型歯切盤に簡単な改造を施すだけで切削することが出来るから特別な歯切盤を必要としないし、切削工具も従来のホブまたはラックカッタをそのまま使用出来ること。
  - (4) 歯面も研磨も従来の歯車研磨盤にアタッチメントを付ければ可能であること。
- などである。
- 最後に臨み本研究を実験する機会を与えられた日立製作所川崎工場長以下幹部の方々に厚く御礼申上げると

もに、歯切作業については岩瀬泰人君、計算ならびに図表の作成には鎌田裕之君を煩わしたことを記しその絶大な協力に対して謝意を表す。また頂隙の問題に対して有益な助言をいただいた日立製作所多賀工場景浦敬次郎氏に感謝の意を表す次第である。

参 考 文 献

- (1) H. E. Merritt: Gears (1946) 111~121
- (2), (3), (4) 例えば、中田孝： 転位歯車 (昭 24) 32~37.

「日立評論」気体機関係特集号

圧縮機・送風機・冷凍機

日立評論社では、今回定期刊行の「日立評論」普通号の他に、年二回別冊として特集号を発行することになりましたが、その別冊 No. 1 として「気体機関係特集号」をお贈り致します。

内容は日立技術の誇る**圧縮機、送風機及び冷凍機**に関する研究論文を蒐録しましたもので、本誌としても割期的なものでありまして、下記の通り長論文 15 篇を集めて、本文 100 余頁、写真図面 200 余枚をおさめた集大成で、10月上旬発行予定です。何卒本誌同様御愛読下さい。

尚、本誌定期購読者には必ず御送附申上げますが、別冊のみ御希望の方にも分売致しますから、至急予約御申込み願います。

目 次

- ◎ 巻 頭 言.....日立製作所 取締役・荒井 勉
- ◎ 軸流送風機の特性曲線に関する一考察.....日立製作所・亀戸工場・鈴木 公一
- ◎ ベーンコントロールについて.....日立製作所・川崎工場 {河田 直幸  
家坂 秀信
- ◎ 隧道用送風機.....日立製作所・川崎工場 {六角 康久  
堀 謹二
- ◎ 大型送風機軸応力の測定.....日立製作所・亀戸工場 野崎 松郎  
川崎工場 家坂 秀信
- ◎ 高圧縮機の金属パッキンの研究.....日立製作所・川崎工場・伊藤 茂
- ◎ 大型圧縮機用同期電動機.....日立製作所・日立工場・桜井 泰男
- ◎ 自動弁の高速試験.....日立製作所・川崎工場・伊藤 茂
- ◎ 空冷空気圧縮機の間接冷却器に就て.....日立製作所・川崎工場・鮎沢 弘
- ◎ 冷凍機用弁板材料に関する研究.....日立製作所・栃木工場・角田 善雄
- ◎ 家底用冷蔵庫の性能について.....日立製作所・栃木工場・楠本陽一郎
- ◎ アンモニア横型凝縮機の熱伝達について.....日立製作所・栃木工場・須藤 清治
- ◎ 実験用極低温装置.....日立製作所・栃木工場 {南部 誠一  
滝川 重幸
- ◎ ターボ冷凍機を使用した暖冷房装置.....日立製作所・栃木工場・関川 務
- ◎ キニヨンポンプの動力消費に対する一考察.....日立製作所・川崎工場・西岡富士夫

東京都品川区  
大井坂下町 2717

日 立 評 論 社 誌代特価一冊 ¥ 100 円 ¥ 4



## Subscribe to THE HITACHI REVIEW English Edition

One of the most reasonable ways to solve the serious and numerous problems that confront engineers everyday is to exchange their data and views with the researchers of the world. The Hitachi Review is planned and published to this end. The first number of the same was issued last January, and the second one is expected to be brought out at the end of July. The following are the contents of the latter.

- Hydraulic Power Plant Equipments for Tien-leng Power Plant.....  
S. Fukasu, S. Takahashi, F. Saruwatari and S. Hiroyoshi
- Charge Current Rupturing Characteristics of Contrarc Circuit Breakers .....  
S. Morita and G. Maki
- Characteristic Element of Recent Dry Valve Lightning Arresters.....  
K. Ochi and K. Sugiyama
- Permanent Magnet—Its Safety Factor and Durability.....  
M. Tsujita
- Incandescent Tungsten Lamps—Its Characteristics, Testing and Quality Control  
K. Miyagi and E. Taniguchi
- Improvement of Strowger Switches .....  
K. Watanabe and M. Kikuchi
- Air Test of Gas Blowers.....  
K. Suzuki
- Study of the Asymmetry of Gear Tooth Profiles Caused by Hob Eccentricity .....  
K. Morita
- Improvements on Polyvinyle Formal Wires and Their Application .....  
K. Mase
- A Few Observation of the Basic Properties of Insulating Varnishes .....  
M. Tachimori
- The Properties of High Grade Special Steel Derived from Magnetic Iron Sand.....  
S. Koshiha

Price; ¥ 200 a copy Postage; ¥ 40  
Publisher; Hitachi Hyoron Sha, Hitachi, Ltd.  
Marunouchi, Tokyo, Japan.