衝突振動をするハンマ (第2報)*

—最適設計法—

小 泉 邦 雄** 横 山 恭 男***

Hammering Machine based on Vibration with
Collision (2nd Report)
—Optimum Design Method—

Kunio KOIZUMI and Yasuo YOKOYAMA

This paper presents the design method with the optimum impact conditions on the machine. In the conditions, the optimum setting gap of an anvil and frequency ratio are selected for production of strong impact. There are two following problems about the design. The first is the design procedure for a new machine. Given values are impulse and repetitive impact frequency. It decides finally mass of the hammer, stiffness of the suspension spring, setting gap of the anvil and amplitude of drive by displace-

ment. The other is the method of improving for a manufactured machine. The method includes the problem which should be decided the optimum driving frequency and should be get mass of a new hammer or stiffness of a new spring in the structurally restricted maximum hammer displacement. An elementary condition for high ratio of impulse and input power is small losses of friction in a hammer guide and a suspension spring. In the case of use of the optimum conditions which give the maximum impulse or the maximum total amount of impulse per second, O_m or O_m' point, special attention should be paid to decrease the friction loss.

Key words: hammering machine, design method, impulse, optimum impact condition.

1. 緒 言

ばねで支持されたハンマによって加工物に繰り返し衝撃を加えて加工するハンマリングマシンのハンマの運動は、ハンマを駆動する振動数比および静止時のハンマ先端と加工物表面までの距離(設定間隔と称す)に大きな影響を受け、振動現象としての色合いが濃いので、衝突振動として解析するとその独特の性質がよく説明できる^{1)~3)}。またそれゆえに同じ駆動入力であっても主にこの二つの因子の選び方によって、得られる衝撃の強さは大きく異なる。そこで前報⁴⁾では、加工能力を衝撃力積で評価してハンマリングマシンとして適する範囲内で衝撃力積が大きくなる条件(O_m 点)、設定間隔の変化に対して衝撃力積の変動が小さくなる条件(O_p 点)及び単位時間内の衝撃力積累積量についてこれらに対応する条件(O_m' , O_p' 点)を最適条件として定義した。最適設計の目的は、所要の加工能力を発揮するのに、加工方法に適した動作特性を持ち、かつできるだけ小さな駆動入力と機械本体を実現することである。最適条件を用いることにより、この目的を達する合理的設計が可能になる。本報では、前報⁴⁾で定義した最適条件について具体的に求めた設計資料を作成し、それを用いた設計法について述べ

る。設計問題には新しく設計する場合と既存の機械を改善する場合があり、クランク機構などの強制変位駆動源を用いた機械の各設計問題について示す。駆動入力に対して衝撃が強い高効率の機械を実現するには、ハンマガイドなど可動部の摩擦を小さくする留意が必要であり、 O_m , O_m' 点を用いるときには、特に注意しなければならない。

2. 記 号

m : ハンマ質量, k : ハンマ支持ばねこわさ, h : 減衰比, p : 衝撃繰返し角振動数(駆動角振動数), a : 設定間隔, x_f : ハンマ強制振幅, y_0 : 駆動変位振幅, α : 反発係数, i : 衝撃力積, x : ハンマ変位, $A_{mp} = x_{\max} - a$: ハンマ衝突振幅, v : ハンマ衝突速度, $n = \sqrt{k/m}$, $z = p/n$, $\Gamma_a = x_f/y_0$, $X = x/x_f$, $\dot{X} = dX/d(pt)$, $A = a/x_f$, $I = i/(mny_0)$, $\gamma = A_{mp}/(2x_f)$, $V = v/(px_f)$

3. 最適衝撃条件

静止しているハンマ先端を x の原点にとり、加工台上の加工物表面位置を $x=a$ とする。はね返る瞬間を時間 t の原点にとれば、ハンマが駆動されて周期 $T=2\pi/p$ の定常衝突振動を生じている状態は $X(0)=X(pT)$, $\dot{X}(0)=-\alpha\dot{X}(pT)$ の接続条件により、1周期 $0 \leq pt \leq 2\pi$ の運動が求められ、定常運動を生ずる設定間隔は $A=X(0)$, そのときの衝突速度は $V=\dot{X}(pT)$ より決まり、 A はある範囲を持つ。ハンマの加工能力を加工物に加える衝撃

* 原稿受付 昭和57年9月24日。昭和56年度精機学会春季大会学術講演会(昭和56年3月28日)にて発表。

** 正会員 富山大学工学部(高岡市中川岡町1-1)

*** 正会員 金沢大学工学部(金沢市小立野2-40-20)

Fig.1 Diagram of frequency ratio and impulse at O_p point

力の力積で評価することにする。加工台の剛性が十分高ければ衝撃1回当たりの衝撃力積の大きさは $I = -(1 + \alpha)z\Gamma_d V$ となる。 α は V に依存するがハンマの使用条件範囲では一定と考えてよく、 I は V に比例するとみなせる。 A の範囲内には、どのような z でも V が最大となる $A = A_v$ が必ず存在するが、 $A_v < -1$ では何らかの原因で衝撃が途切れたときにそのままでは再び定常運動を生じないので、通常は利用できない。また停止時に加工物を出し入れできるように A の上限を定めると、実用設定間隔範囲はクランク駆動の場合 $-1 \leq A \leq -1/\Gamma_d$ である。この範囲で I が最も大きくなるように A を選択しながら I を求めて z を変化させてゆき、次のような最適条件を求める。

3.1 1回の衝撃についての最適条件

3.1.1 O_p 点

加工量が多くて A の変化が大きい場合を想定し、加工が進行しても I が大きく変化しないようにするため、実用設定間隔範囲で A が変化したとき、 I の変動幅 ($I_{\max} - I_{\min}$) が極小となる z を取る条件である。このとき範囲両端の $A = -1$ と $A = 1/\Gamma_d$ の I が同じになり、 $-1 \leq A_v \leq -1/\Gamma_d$ となって $A = A_v$ が選択される⁴⁾。求められた O_p 点を与える振動数比 z_{O_p} と得られる衝撃力積 I_{O_p} を示したのが図1である。この図より、ある α と h における z_{O_p} と I_{O_p} を知ることができる。例えば $\alpha = 0.5$, $h = 0.1$ ならば $z_{O_p} = 1.08$ で $I_{O_p} = 3.14$ となる。このような衝撃を得る設定間隔を図2に示す。加工物表面位置がこの図より求められる A となるように加工台の位置を決めなければならない。またハンマの衝突振幅を図3に示す。例えば $\alpha = 0.5$, $h = 0.1$ ならば図2, 3より $A = -0.68$, $\gamma = 0.72$ となる。必要ならば最大変位は $X_{\max} = 2\gamma + A = 0.76$ として求められる。 h が大きくなってゆくと引き離

Fig.2 Setting gap of anvil at O_p or O_p' point

Fig.3 Amplitude of hammer at O_p or O_p' point

Fig.4 Diagram of frequency ratio and impulse at O_m point

し型²⁾が顕著でなくなると、定常運動を生ずる A の範囲のうち $X < -1$ に存在する部分が狭くなるために、 $A = -1$ における I が $A = -1/\Gamma_d$ における値まで達することがなくなり、 O_p 点が現れなくなる。この傾向は α が小さいほど強い。

3.1.2 O_m 点

ある z で実用設定間隔範囲内において、最も I が大きくなるように A を選択しながら z を変化させたときに、 I が最大となる条件である。任意の h と α の組合せに対する O_m 点を与える振動数比 z_{O_m} と得られる衝撃力積 I_{O_m} を求める図を図4に示す。例えば $\alpha = 0.5$, $h = 0.1$ のとき $z_{O_m} = 1.26$, $I_{O_m} = 3.76$ である。 h が小さければ O_p 点に比べてかなり大きい衝撃力積が得られるが、 $1 < z_{O_p} < z_{O_m}$ のために x_f が小さくなり、 A の設定とその値を維持することが難しくなる。また O_m 点を与える設定間隔を図5に、ハンマの衝突振幅を図6に示す。 $\alpha = 0.5$, $h = 0.1$ ならば $A = -1$, $\gamma = 1.26$ である。 h が小さく α が大

Fig. 5 Setting gap at O_m point Fig. 6 Amplitude of hammer at O_m point

きいほど $A = -1$ に加工台を設置することになる。 h が小さいときは $A_v < -1$ ゆえ、加工が進んで A が負方向に増すと I が増大する傾向を持つが、 $A = -1$ が選択されているので、加工の進行とともに著しく $A < -1$ となると衝撃が途切れる心配がある。従って O_m 点は加工量の少ない場合に適する。

3.2 単位時間当たりの衝撃力積累積量

前述の O_p, O_m 点は1回の衝撃で評価しているの、衝撃繰返し振動数が固定されたときの最適条件であるが、例えば既存の機械を改善する場合のように、これを多少変えてもよいときは、単位時間内の衝撃力積の累積量について評価する必要がある。この累積量の無次元量として $z \cdot I$ をとり、 O_p, O_m 点の定義に対応する最適条件をそれぞれ O_p' 点、 O_m' 点とした。当然 O_p' 点を与える振動数比と設定間隔及びそのときのハンマ衝突振幅は O_p 点と同一であり、 $z \cdot I$ の値は図1の I_{O_p} を z_{O_p} 倍したものである。一方、 $-1 \leq A \leq -1/\Gamma_d$ において最大の $z \cdot I$ を与える O_m' 点については、振動数比 $z_{O_m'}$ と $z \cdot I$ の関係が図7のようになり、 O_m 点よりも多くの条件で $z_{O_m'} = \sqrt{2}$ となる。このとき実用設定間隔は $A = -1 = -1/\Gamma_d$ の1点である。この難点を解決するには h を極力小さくするよう留意して1に近い $z_{O_m'}$ を用いるか、ハンマ支持ばねを非線形ハードばねにするとよい。後者については別の研究に譲る。図8は O_m' 点を与える A を示す。 α が大きく h が小さいほど $A_v < -1$ となるので $A = -1$ が選択される傾向にある。 O_m' 点における γ は図9により求められる。

Fig. 7 Diagram of frequency ratio and the total amount of impulse per second at O_m' point Fig. 8 Setting gap at O_m' point Fig. 9 Amplitude of hammer at O_m' point

4. 最適設計法

前述の最適条件を踏まえて新しく設計する場合の手順及び既存の機械を最適条件に適合するような改善の方法を考える設計問題には、次のようなものがある。

a) 新しく設計する場合

所要の衝撃繰返し振動数を用いて最適なハンマ質量とばねこわさの組合せを求める問題

b) 既存の機械を改善する場合

i) ハンマ質量とばねこわさを変えずに最適な衝撃繰返し振動数を求める問題

ii) 構造上ハンマの最大変位に制限があるとき、これを満たす最適な衝撃繰返し振動数と交換すべき

ハンマ質量あるいはばねこわさを求める問題

a) は p が一定なので, 用いるべき条件は O_p, O_m 点であり, b) は p が不定なので, $O_{p'}, O_{m'}$ 点を用いる.

4.1 新しく設計する場合

設計に際して所要の衝撃力積 i と衝撃繰返し振動数 $f = p/2\pi$ があらかじめ与えられる. 加工物の種類と i より α が推定され, 採用するばねとガイドの構造などにより h が見積もられる. また加工物及び加工量, 工程などを考慮して O_p, O_m 点どちらの最適条件を用いるかを定める. まず h と α より図 1, 4 を用いて最適条件を与える z と得られる I を求め, A は図 2, 5 より, γ は図 3, 6 より求める. 次に z と $f = p/2\pi$ より n を求め, 所要の i を用いて I より $my_0 = i/(n \cdot I)$ を算出する. i , 適当な v 及び加工の種類などを考慮して m を決めれば, 対応する y_0 も決まる. m と n より k が決まり, z, h, y_0 より求められる $x_f = \Gamma_a \cdot y_0$ を用いてハンマの衝撃振幅は $A_{mp} = 2 \cdot \gamma \cdot x_f$, 加工物表面からハンマ先端までの距離は $a = A \cdot x_f$ であり, 加工物の高さを考慮して加工台の位置を決める. 以上の手順を図 10 (a) に示す. my_0 から m と y_0 を決めるとき, m の値によって y_0 ひいては A_{mp} , 加工台の位置が影響を受ける. m を小さくすると y_0 が大きくなり, クランク, スライドなどの駆動部の動きが大きくなるために機械本体を振動させる力が増大する. また v が増して衝突時間が短くなり, 衝撃力ピーク値が増大して衝撃力のパルス性が強まり, 表層加工の性質が強くなる.

4.2 既存の機械を改善する場合

4.2.1 ハンマとばねを変えないとき

図 10 (b) に示した手順のように, h と α に対する $z \cdot I$ と z を図 1, 7 より求め, 次に z 及び既存の m と k より決まる n から $f = p/2\pi$ を決める. また $z \cdot I$ に i, p, n, m を用いて y_0 を決定する. 図 2, 8 と図 3, 9 を用いて y_0, h と z から算出した x_f を用いて a と A_{mp} が求められる.

4.2.2 ハンマの最大変位が制限されるとき

図 10 (c) に m を変える場合の手順を示す. また (d) は支持ばねを交換する場合の手順であり, 以下の説明では () 内の量をとる. まず h と α より図 1, 7 を用いて $z \cdot I$ と z を求める. $k(m)$ と z より $p/m = z \cdot \sqrt{k}$ ($p/\sqrt{k} = z/\sqrt{m}$), $z \cdot I = p/k y_0$ より $p/y_0 (p/k y_0)$ が求められる. 一方図 2, 8 と図 3, 9 から同時に定められる A と γ 及び最大変位の制限値 x_{max} を $\gamma = (x_{max}/x_f - A)/2$ に用いると x_f が求められ, この $x_f = \Gamma_a \cdot y_0$ に h と z を用いて y_0 が定まる. y_0 を $p/y_0 (p/k y_0)$ に戻して $p (p/k)$ が決まり, これを $p/m (p/k)$ に代入して $m(k)$ が決まる. ばねを交換する場合はその k を p/k に戻して p が決まる. このようにして求められた $m(k)$ が既存の $k(m)$ に対応する最適値であり, 既存のハンマがこの値と異なる

Fig.10 Flow charts of design method

ならば交換すべきだが, 求めた $m(k)$ が望ましい値でなければ $k(m)$ も交換しなければならず, 再び最初に戻って $k(m)$ を仮定し直して同じ手順を繰り返す, 適当な k と m になるようにする.

4.3 ハンマ質量と支持ばねこわさの影響

設計を行う場合 m と k の選択は A_{mp}, α, v 及び y_0 , 既存の機械で x_{max} が制限されるときは p にも影響を与える. m と k を変更するときの影響を検討するために, 任意に想定した変更前の系を基準系として, その諸量に添字 0 をつける. これと比較する変更後の系のハンマ質量を $m = K_m \cdot m_0$, ばねこわさを $k = K_k \cdot k_0$ とすれば, このときの無減衰固有角振動数は $n = \sqrt{K_k/K_m} \cdot n_0$ となるので, 振動数比が $z = \sqrt{K_m/K_k} \cdot z_0$ に変化する. 基準系と比較系の発生する衝撃力積はそれぞれ次式

$$i_0 = -(1+\alpha) z_0 \Gamma_a V_0 m_0 n_0 y_0 \quad (1)$$

$$i = -(1+\alpha) z \Gamma_a V m n y_0 \quad (2)$$

となる. また i を基準系の量で無次元化すると

$$\frac{i}{m_0 n_0 y_0} = \sqrt{K_m K_k} \cdot \frac{i}{m n y_0} \quad (3)$$

の関係がある。したがって得られる衝撃力積の比は

$$\frac{i}{i_0} = \sqrt{K_m K_k} \cdot \frac{z}{z_0} \cdot \frac{\Gamma_d}{\Gamma_{d_0}} \cdot \frac{V}{V_0} \quad (4)$$

である。もし $p=p_0$ ならば $z \approx z_0$ ゆえ、設定間隔に対する衝撃力積の変化傾向が全く異なって比較できないので $z=z_0$ となるように p を変化させて比較すれば

$$p = \frac{n}{n_0} \cdot p_0 = \sqrt{\frac{K_k}{K_m}} \cdot p_0 \quad (5)$$

である。減衰比は $h=h_0/\sqrt{K_m K_k}$ に変化するが、 $h \approx h_0$ でないと比較が難しいので、 $h, h_0 \approx 0$ とみなせる場合を考える。 $z=z_0$ ゆえ $\Gamma_d = \Gamma_{d_0}$ 、さらに同じ A で比較するために A を一定にすれば $V=V_0$ であるから、式(4)は

$$\frac{i}{i_0} = \sqrt{K_m K_k} \quad (6)$$

である。振動数比は z_0 を基準にすると $z = \sqrt{K_m/K_k} \cdot z_0$ の式で変換できるため、変更後の系の共振点は基準系の共振点の $\sqrt{K_k/K_m}$ 倍にずれるとともにすべての振動数比がずれる。このときの衝撃力積は式(6)より $\sqrt{K_m K_k}$ 倍になる。 $\sqrt{K_k/K_m} > 1$ ならば、変更後の系の共振点は高域にずれ基準系に対応する振動数比が引き延ばされる。したがってハンマ質量を大きくすると衝撃力積を大きくできるが、駆動振動数を下げなければ最適条件の振動数比に合わせることができず、しかも基準系に対して振動数比が圧縮されるため、基準系よりも駆動振動数の変動の影響が大きくなるので、駆動源は速度変動が小さくしなければならない。ばねこわさを増大させた場合は、以上と逆になる。図11は式(5)と(6)による図であり、任意の K_m と K_k の組合せに対する衝撃力積の倍数 i/i_0 と駆動振動数の倍数 p/p_0 が求められる。 K_m あるいは K_k のみを大きくするといずれも衝撃力積を大きくできるが、対応する駆動振動数は前者のとき減少、後者のとき増大させねばならない。さらに K_m, K_k 両方ともに大きくすると相乗効果を生じ、衝撃力積の増大割合が大きくなる。ここで $K_m = K_k$ とすると、ある衝撃力積を得るのに最小の K_m, K_k でよく、 m, k の基準系に対する隔たりを最小にすることができる。またこのとき $p=p_0$ であり、駆動振動数を変える必要がない。新しく設計する場合がこの状態であり、 $p/p_0=1$ の線上を移動する。ただし $m y_0$ が一定ゆえ、 i/i_0 に反比例して y_0 を変化させて実質上 $i=i_0$ とする必要がある。ハンマの最大変位が制限されていて改善する場合は、ばねこわさを K_k 倍するとハンマ質量は $1/K_k$ 倍、駆動振動数は K_k 倍となる。またハンマ質量を K_m 倍するとばねこわさと駆動振動数は $1/K_m$ 倍となる。すなわちいずれも $K_m \cdot K_k = 1$ であり、図11の $i/i_0=1$ の線上を移動する。 $K_m > 1$ とする場合は $K_k < 1$ となるので、前述のごとく駆動振動数の変動に注意が必要である。またハンマの自重による静たわみが大きくなることも問題である。

Fig. 11 Effect of multiples of mass and stiffness on driving frequency and impulse

5. 結 言

本報では、ハンマリングマシンを最適条件に基づいて新しく設計したり、既存の機械を最適条件に適合するように改善するための具体的方法を示した。

- (1) 1回の衝撃についての最適条件 O_p, O_m 点と単位時間当たりの衝撃力積累積量についての最適条件 O_p', O_m' 点を用いる設計法が示された。
- (2) 駆動入力に対する加工能力の効率をよくするには、支持ばね、ハンマガイドなどハンマ運動部の摩擦を小さくするように留意しなければならない。特に O_m, O_m' 点を用いるときには、十分な対策を要する。
- (3) O_p, O_p' 点を用いるときは、減衰を小さくすると駆動振動数のわずかな低下でも衝撃力積の減少が顕著になるので、低下しないような注意が必要である。

終わりに、御指導賜りました東京大学教授神保泰雄先生、東京大学教授高野政晴先生に御礼申し上げます。また御討論を賜りました金沢大学教授岡部佐規先生に感謝致します。

参 考 文 献

- 1) 横山恭男, 小泉邦雄: 衝突振動の研究 (第1報), 精密機械, **36**, 11 (1970) 731.
- 2) 横山恭男, 小泉邦雄: 衝突振動の研究 (第2報), 精密機械, **37**, 9 (1971) 672.
- 3) 小泉邦雄, 横山恭男: 衝突振動の研究 (第4報), 精密機械, **48**, 7 (1982) 893.
- 4) 小泉邦雄, 横山恭男: 衝突振動をするハンマ (第1報), 精密機械, **49**, 6 (1983) 766.