

6. 6 基本機構要素の見積り方法

6. 6. 1 円形断面アーム要素の見積り方法

円形断面アーム要素では、アーム先端での許容たわみと外径・厚さの取り得る範囲の拘束条件のもとに、要素重量を最小にする外径・厚さを見積り計算する。

円形断面アーム要素の形状パラメータは、図 6-12 に示す長さ l 、外径 d 、厚さ t であるが、6. 2 で述べたように l は既に決定されている。また、要素の材質は、オペレータが入力するものとする。従って、決定したいパラメータは、 d と t である。

アーム要素では、アーム先端でのたわみ δ がある許容値内になければならない。また、極端に細いアームは中に伝達機構を通したい場合などに問題があるし、極端に太いアームは、運動のじゃまになる。そこで、外径・厚さの取り得る範囲も拘束条件として与えることにする（図 6-13）。従って、拘束条件は

$$\delta \leq \delta_{max} \quad (6-18)$$

$$d - 2t \geq d_{min} \quad (6-19)$$

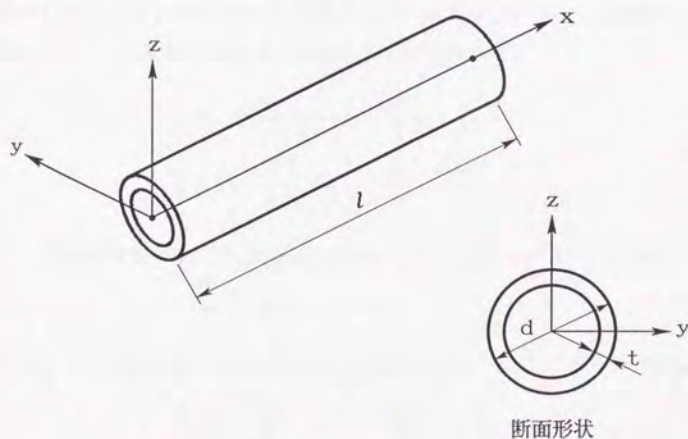


図 6-12 円形断面アーム要素の形状パラメータ

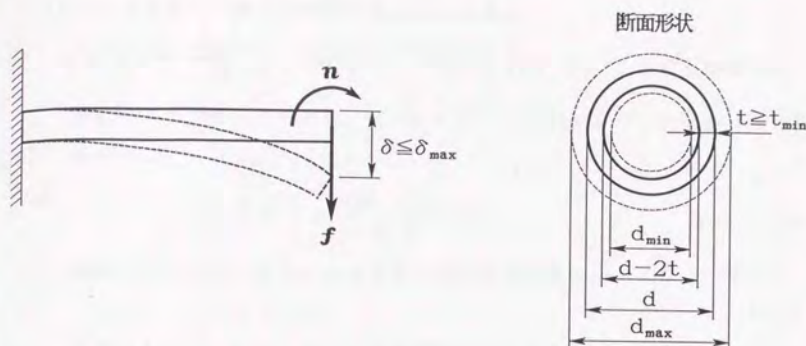


図 6-13 円形断面アーム要素の見積り計算における拘束条件

$$d \leq d_{\max} \quad (6-20)$$

$$t \geq t_{\min} \quad (6-21)$$

となる。ここで、 δ_{\max} はアーム先端での許容たわみ、 d_{\min} は内径の許容最小値、 d_{\max} は外径の許容最大値、 t_{\min} は厚さの許容最小値である。

たわみは、アームをはりとみなして曲げによるたわみを考えることにする。アーム先端にかかる力、モーメントを式 (6-15) とすると、アーム先端での y 方向のたわみ δ_y と z 方向のたわみ δ_z は次式で与えられる⁶⁾。

$$\begin{cases} \delta_y = \frac{l^2}{EI} \left| \frac{F_y l}{3} + \frac{M_z}{2} \right| \\ \delta_z = \frac{l^2}{EI} \left| \frac{F_z l}{3} - \frac{M_y}{2} \right| \end{cases} \quad (6-22)$$

ここで、 E は縦弾性係数、 I は断面 2 次モーメントで、 $t \ll d$ とすれば、

$$I \approx \frac{\pi}{8} d^3 t \quad (t \ll d) \quad (6-23)$$

で与えられる。一方先端での曲げによるたわみが δ_{\max} 以下であるためには、

$$\delta_y \leq \frac{\delta_{\max}}{\sqrt{2}}, \quad \delta_z \leq \frac{\delta_{\max}}{\sqrt{2}} \quad (6-24)$$

であることが、十分条件となる。

以上のことから、見積りの手順は次のようになる。

- 1) $\left| \frac{F_y(t)l}{3} + \frac{M_x(t)}{2} \right|, \left| \frac{F_x(t)l}{3} - \frac{M_y(t)}{2} \right|$ ($0 \leq t \leq t_f$) の最大値を求め、それを P とする。このとき、式 (6-22) ~ (6-24) より、次の条件式が得られる。

$$\frac{\pi}{8} d^3 t \geq \frac{\sqrt{2}}{\delta_{max}} \frac{l^2}{E} P = X \quad (6-25)$$

- 2) 剛性が等しいとすると、 d が大きいほど要素重量は小さくなる。そこで、

$$d = d_{max} \quad (6-26)$$

とすると、式 (6-25) より t は次式で与えられる。

$$t = \frac{8}{\pi d^3} X \quad (6-27)$$

このとき、条件式 (6-19) を満たさなければ見積り解が得られなかったとして終了する。また、条件式 (6-21) を満たしていれば見積り解が得られたとして終了する。

- 3) 2) の結果、条件式 (6-21) を満たしていなかったので、今度は

$$t = t_{min} \quad (6-28)$$

として、式 (6-25) より d を求める。

$$d = \left(\frac{8}{\pi t} X \right)^{1/3} \quad (6-29)$$

このとき、条件式 (6-19) を満たしていれば見積り解が得られたとして終了する。

- 4) 3) の結果、条件式 (6-19) を満たしていなかったので、

$$t = t_{min}, d = d_{min} + 2t \quad (6-30)$$

として見積りを終了する。

6. 6. 2 長方形断面アーム要素の見積り方法

円形断面アーム要素と同様に、長方形断面アーム要素でも、アーム先端での許容たわみと長方形の辺の長さ・厚さの取り得る範囲の拘束条件のもとに、要素重量を最小にする辺の長さ・厚さを見積り計算する。

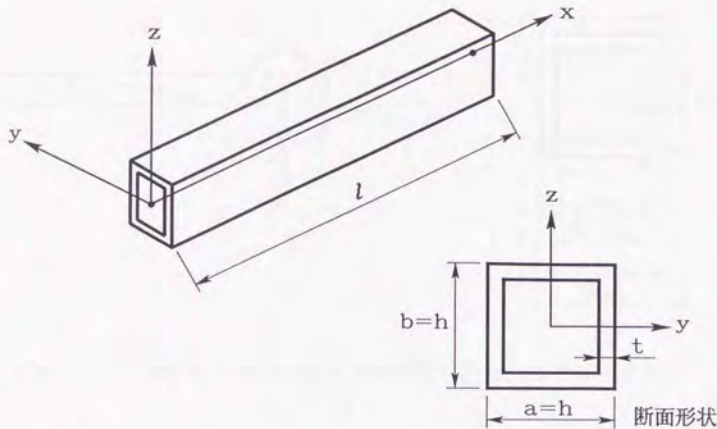


図 6-14 長方形断面アーム要素の形状パラメータ

長方形断面アーム要素の形状パラメータは、図 6-14 に示す長さ l 、長方形の 2 辺の長さ a 、 b 、および厚さ t であるが、6. 2 で述べたように l は既に決定されている。また、要素の材質は、オペレータが入力するものとする。従って、決定したいパラメータは、 a 、 b 、 t である。見積り計算では、簡単のために

$$h = a = b \quad (6-31)$$

とし、 h を外幅と呼ぶことにする。 a 、 b のどちらか一方を固定したり、 a と b の比を一定としても、以下と同様にして見積りは行なえる。

円形断面アーム要素と同様に、見積りのための拘束条件は、

$$\delta \leq \delta_{max} \quad (6-32)$$

$$h - 2t \geq h_{min} \quad (6-33)$$

$$h \leq h_{max} \quad (6-34)$$

$$t \geq t_{min} \quad (6-35)$$

となる (図 6-15)。ここで、 δ 、 δ_{max} はアーム先端でのたわみとその許容値、 h_{min} は内幅の許容最小値、 h_{max} は外幅の許容最大値、 t_{min} は厚さの許容最小値である。

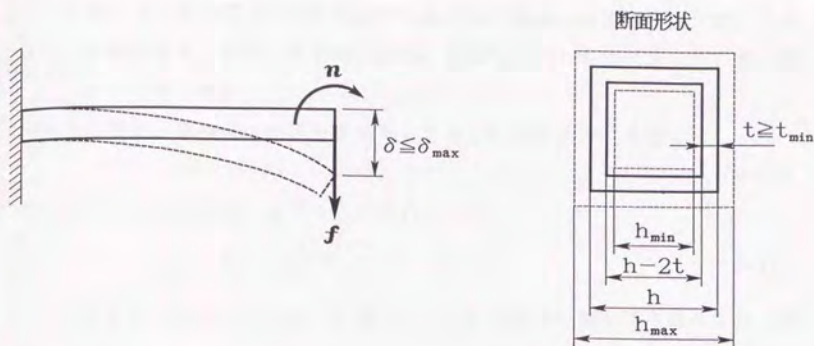


図 6-15 長方形断面アーム要素の見積り計算における拘束条件

円形アーム断面要素と同じように、アーム先端にかかる力、モーメントを式 (6-15) とすると、アーム先端での y 方向のたわみ δ_y と z 方向のたわみ δ_z は式 (6-22) で与えられ⁶⁾、断面 2 次モーメント I は、

$$I \approx \frac{2}{3} h^3 t \quad (t \ll h) \quad (6-36)$$

となる。一方、 δ_y と δ_z に関する条件式は、式 (6-24) とする。

見積りの手順は次のようになる。

$$1) \left| \frac{F_y(t)l}{3} + \frac{M_z(t)}{2} \right|, \left| \frac{F_z(t)l}{3} - \frac{M_y(t)}{2} \right| \quad (0 \leq t \leq t_f) \text{ の最大値を求め、}$$

それを P とする。このとき、式 (6-22)、(6-36)、(6-24) より、次の条件式が得られる。

$$\frac{2}{3} h^3 t \geq \frac{\sqrt{2}}{\delta_{max}} \frac{l^2}{E} P = X \quad (6-37)$$

2) 剛性が等しいとすると、 h が大きいほど要素重量は小さくなる。そこで、

$$h = h_{max} \quad (6-38)$$

とすると、式 (6-37) より t は次式で与えられる。

$$t = \frac{3}{2h^3} X \quad (6-39)$$

このとき、条件式 (6-33) を満たさなければ見積り解が得られなかったとして終了する。また、条件式 (6-35) を満たしていれば見積り解が得られたとして終了する。

3)2)の結果、条件式 (6-35) を満たしていなかったため、今度は

$$t = t_{min} \quad (6-40)$$

として、式 (6-37) より h を求める。

$$h = \left(\frac{3}{2t} X \right)^{1/3} \quad (6-41)$$

このとき、条件式 (6-33) を満たしていれば見積り解が得られたとして終了する。

4)3)の結果、条件式 (6-33) を満たしていなかったため、

$$t = t_{min}, h = h_{min} + 2t \quad (6-42)$$

として見積りを終了する。

6. 6. 3 軸受の選定

軸受は、使用条件として与えられる軸受荷重と回転数、および軸受到許容される空間を拘束条件として選定される。軸受の選定⁷⁾には、疲れ寿命の評価に基づく基本動定格荷重による方法もあるが、ロボットに用いられる場合は回転数が遅く、起動・停止が頻繁に起こり、かつ往復運動が必要となることから、転動体と軌道面の変形量の評価に基づく基本静定格荷重を用いる。

軸受到作用するラジアル荷重、スラスト荷重をそれぞれ F_r 、 F_a とすると、静等価荷重 P_0 は、

$$\begin{cases} P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a \\ P_0 = F_r \end{cases} \quad (6-43)$$

の大きい方の値を取る。ここで、 X_0 、 Y_0 は静ラジアル荷重係数、静スラスト荷重係数と呼ばれるもので、その値は軸受寸法表に記載されている。軸受荷重が変動荷重 $F_r(t)$ 、 $F_a(t)$ で与えられる場合は、式 (6-43) で変動する静等価荷重 $P_0(t)$ を計算し、その最大値を用いることにする。このとき、軸受の基本静定格

荷重 C_0 は、次の条件を満たさなければならない。

$$C_0 \geq P_0 \cdot f_s \quad (6-44)$$

ここで、 f_s は基本静定格荷重に対する安全度を検討するための静許容荷重係数で、軸受の使用条件として与えられる。

また、軸受の許容空間として、軸受の内径 d 、外径 D 、幅 B に対する条件

$$\begin{cases} d \geq d_{min} \\ D \leq D_{max} \\ B \leq B_{max} \end{cases} \quad (6-45)$$

を与えるものとする。ここで、 d_{min} は内径の許容最小値、 D_{max} は外径の許容最大値、 B_{max} は幅の許容最大値である。

軸受は、条件式 (6-44)、(6-45) を満たす最も軽いものを選定する。

6. 6. 4 P 型関節要素の見積り方法

P 型関節要素では、使用される軸受を選定し、それにあわせて他の形状パラメータを決定する。

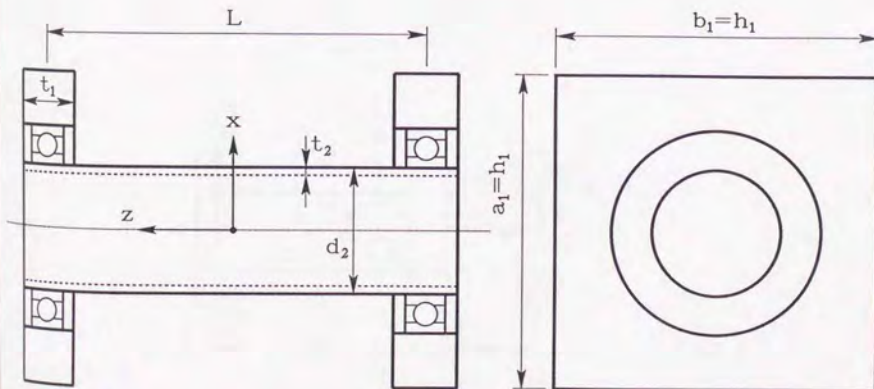


図 6-16 P 型関節要素の形状パラメータ

P型関節要素の形状パラメータを図6-16に示す。このうちの軸受間距離 L と t_2 、および回転軸とハウジングの材質は、オペレータが入力するものとする。また、簡単のために

$$h_1 = a_1 = b_1 \quad (6-46)$$

とする。従って、決定したいパラメータは軸受の呼び番号と h_1 、 t_1 、 d_2 である。

P型関節要素では、使用する軸受を選定するために、軸受の静許容荷重係数 f_s と軸受許容空間を表す式(6-45)の内径の許容最小値 d_{min} 、外径の許容最大値 D_{max} 、幅の許容最大値 B_{max} を拘束条件として与える。

図6-17のように、回転軸の中央に力 f とモーメント n が働いているとき、両端の軸受にかかる軸受荷重は、

$$\begin{cases} F_{rL} = \sqrt{\left(\frac{F_x - \frac{M_y}{L}}{2}\right)^2 + \left(\frac{F_y + \frac{M_x}{L}}{2}\right)^2}, & F_{aL} = \left|\frac{F_z}{2}\right| \\ F_{rR} = \sqrt{\left(\frac{F_x + \frac{M_y}{L}}{2}\right)^2 + \left(\frac{F_y - \frac{M_x}{L}}{2}\right)^2}, & F_{aR} = \left|\frac{F_z}{2}\right| \end{cases} \quad (6-47)$$

となる。ここで、 F_{rL} 、 F_{aL} は左側の軸受のラジアル荷重とスラスト荷重、 F_{rR} 、 F_{aR} は右側の軸受のラジアル荷重とスラスト荷重で、 f 、 n の成分は式(6-15)に示すとおりである。

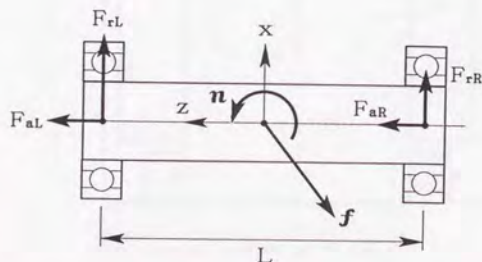


図6-17 軸受にかかる荷重

以上のことから、見積りの手順は次のようになる。

1) 式 (6-16) の要素に働く力 $f(t)$ 、モーメント $n(t)$ ($0 \leq t \leq t_f$) から、式 (6-47) を用いて両端の軸受にかかる変動軸受荷重 $F_{rL}(t)$ 、 $F_{aL}(t)$ 、 $F_{rR}(t)$ 、 $F_{aR}(t)$ を求める。

2) 1) で求めた変動軸受荷重と拘束条件として与えた f_s 、 d_{min} 、 D_{max} 、 B_{max} より、軸受を選定する。

3) h_1 、 t_1 、 d_2 を次式により求める。

$$\begin{cases} h_1 = f_B D \\ t_1 = f_B B \\ d_2 = d \end{cases} \quad (6-48)$$

ここで、 d 、 D 、 B はそれぞれ選定された軸受の内径、外径、幅である。
 f_B は軸受とそのハウジングの大きさの比率で、 $f_B=1.5$ ぐらいが適当とされている。

6. 6. 5 R 型関節要素の見積り方法

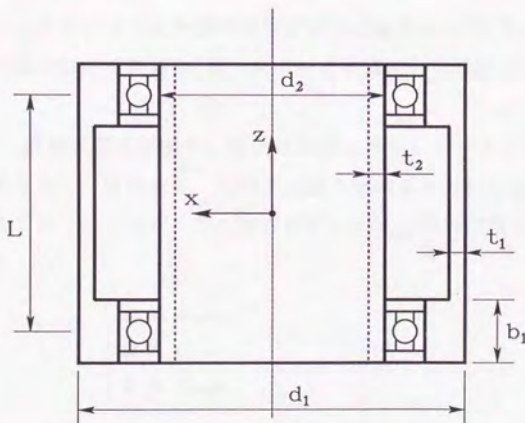


図 6-18 R 型関節要素の形状パラメータ

P型関節要素と同様に、R型関節要素でも、使用される軸受を選定し、それにあわせて他の形状パラメータを決定する。

R型関節要素の形状パラメータを図6-18に示す。このうちの軸受間距離 L と t_1 、 t_2 、および回転軸とハウジングの材質は、オペレータが入力するものとする。従って、決定したいパラメータは、軸受の呼び番号と d_1 、 b_1 、 d_2 である。

R型関節要素でも、使用する軸受を選定するために、軸受の静許容荷重係数 f_s と軸受許容空間を表す式(6-45)の内径の許容最小値 d_{min} 、外径の許容最大値 D_{max} 、幅の許容最大値 B_{max} を拘束条件として与える。

以上のことから、R型関節要素の見積りの手順は、P型関節要素の見積り手順の h_1 を d_1 、 t_1 を b_1 に置き換えたものとなる。

6. 6. 6 リニアボールベアリングの選定

軸受と同様に、リニアボールベアリングも、使用条件として与えられる軸受荷重とリニアボールベアリングに許容される空間を拘束条件として選定される⁸⁾。選定は、玉と軸の変形量の評価に基づく基本静定格荷重を用いて行なう。

リニアボールベアリングに作用するラジアル荷重を F_r とすると、リニアボールベアリングの基本静定格荷重 C_0 は、次の条件を満たさなければならない。

$$C_0 \geq F_r \cdot f_s \quad (6-49)$$

ここで、 f_s は静許容荷重係数で、軸受の使用条件として与えられる。 F_r が変動荷重 $F_r(t)$ で与えられる場合は、その最大値を用いることにした。

また、リニアボールベアリングの許容空間として、内接円径 d 、外径 D 、幅 B に対する条件

$$\begin{cases} d \geq d_{min} \\ D \leq D_{max} \\ B \leq B_{max} \end{cases} \quad (6-50)$$

も与えるものとする。ここで、 d_{min} は内接円径の許容最小値、 D_{max} は外径の許容最大値、 B_{max} は幅の許容最大値である。

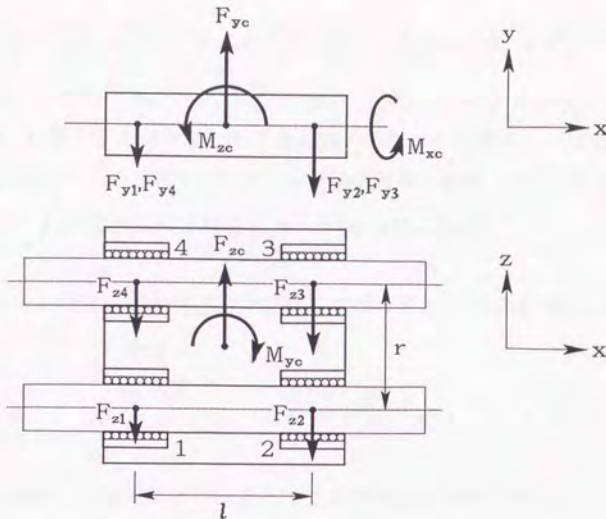


図 6-19 4 個のリニアボールベアリングからなる系

リニアボールベアリングは、条件式 (6-49)、(6-50) を満たす最も軽いものを選定する。

リニアボールベアリングは、図 6-19 のように 2 本の軸と 4 個のベアリングを組み合わせて用いるのが一般的である。

図のように座標系を設定し、4 個のリニアボールベアリングに番号をつける。ハウジングの中心に力 f_c とモーメント n_c が働いているとき、各リニアボールベアリングにかかるラジアル荷重は、

$$F_{y1} = \frac{F_{yc}}{4} + \frac{M_{xc}}{2r} - \frac{M_{zc}}{2l}, \quad F_{z1} = \frac{F_{zc}}{4} + \frac{M_{yc}}{2l}, \quad F_{r1} = \sqrt{F_{y1}^2 + F_{z1}^2} \quad (6-51)$$

$$F_{y2} = \frac{F_{yc}}{4} + \frac{M_{xc}}{2r} + \frac{M_{zc}}{2l}, \quad F_{z2} = \frac{F_{zc}}{4} - \frac{M_{yc}}{2l}, \quad F_{r2} = \sqrt{F_{y2}^2 + F_{z2}^2} \quad (6-52)$$

$$F_{y3} = \frac{F_{yc}}{4} - \frac{M_{xc}}{2r} + \frac{M_{zc}}{2l}, \quad F_{z3} = \frac{F_{zc}}{4} - \frac{M_{yc}}{2l}, \quad F_{r3} = \sqrt{F_{y3}^2 + F_{z3}^2} \quad (6-53)$$

$$F_{y4} = \frac{F_{yc}}{4} - \frac{M_{xc}}{2r} - \frac{M_{zc}}{2l}, \quad F_{z4} = \frac{F_{zc}}{4} + \frac{M_{yc}}{2l}, \quad F_{r4} = \sqrt{F_{y4}^2 + F_{z4}^2} \quad (6-54)$$

で与えられる。ここで、 F_{yi} 、 F_{zi} 、 F_{ri} はリニアボールベアリング i

($i=1,2,3,4$) に働く y 方向荷重、 z 方向荷重、ラジアル荷重で、 r は軸間距離、 l は同じ軸上にあるリニアボールベアリング間の距離である。 f_c 、 n_c の成分は、

$$f_c = [F_{xc}, F_{yc}, F_{zc}]^T, \quad n_c = [M_{xc}, M_{yc}, M_{zc}]^T \quad (6-55)$$

とする。

また、4 個のリニアボールベアリングがぶつかることなく配置できるためには、

$$\begin{cases} D \leq r \\ B \leq l \end{cases} \quad (6-56)$$

でなければならない。

以上のことから、このリニアボールベアリング系に使用されるリニアボールベアリングは、式 (6-51) ~ (6-54) の F_{ri} のうちの最大値を F_r として、条件式 (6-49)、(6-50)、(6-56) を満たす最も軽いものを選定する。

6. 6. 7 S 型関節要素の見積り方法

S 型関節要素では、使用されるリニアボールベアリングを選定し、それにあわせて他の形状パラメータを決定する。

S 型関節要素の形状パラメータを図 6-20 に示す。このうちの軸長 L と軸間距離 r 、同じ軸上にあるリニアボールベアリング間の距離 l 、 t_2 、および軸とハウジングの材質は、オペレータが入力するものとする。ただし、 t_2 は軸が中実の場合不要となる。従って、決定したいパラメータは、リニアボールベアリングの呼び番号と a_1 、 b_1 、 t_1 、 d_2 である。

S 型関節要素では、使用するリニアボールベアリングを選定するために、リニアボールベアリングの静許容荷重係数 f_s と許容空間を表す式 (6-50) の内接円径の許容最小値 d_{min} 、外径の許容最大値 D_{max} 、幅の許容最大値 B_{max} を拘束条件として与える。

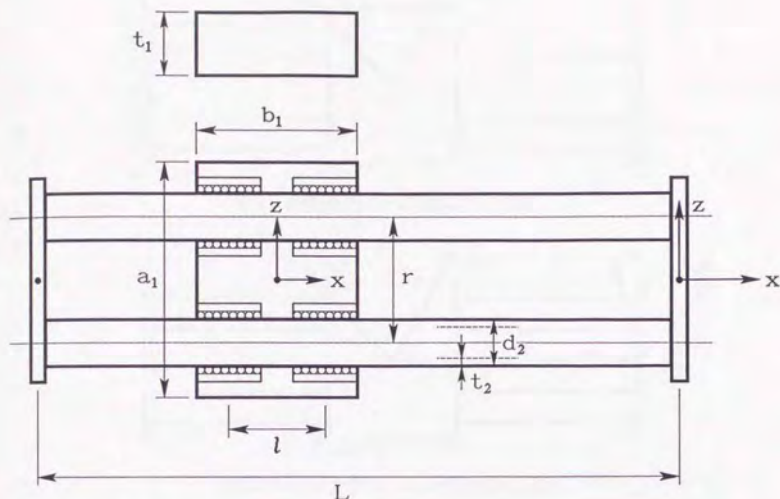


図 6-20 S型関節要素の形状パラメータ

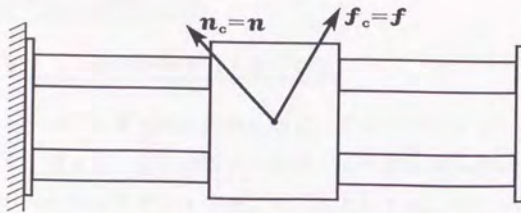
図 6-21 (a) のように、直動軸をベース側にする場合は、要素にかかる力 f 、モーメント n がそのまま 6. 6. 6 のハウジング中心に働く力 f_c 、モーメント n_c となるが、同図 (b) のように、ハウジングをベース側にする場合には、 f 、 n は直動軸の先端に働くので、次式によって f_c 、 n_c を求めなければならない。

$$\begin{cases} F_{xc} = F_x, & M_{xc} = M_x \\ F_{yc} = F_y, & M_{yc} = M_y - s F_x \\ F_{zc} = F_z, & M_{zc} = M_z + s F_y \end{cases} \quad (6-57)$$

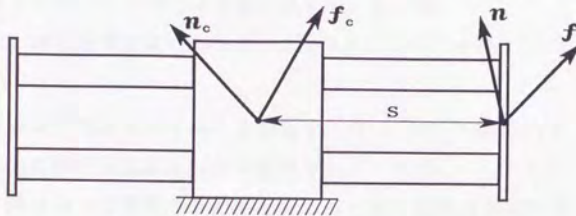
ここで、 s はハウジング中心と荷重のかかる直動軸の端の間の距離で、関節変位によって変化する。

以上のことから、見積りの手順は次のようになる。

- 1) 式 (6-16) の要素に働く力 $f(t)$ 、モーメント $n(t)$ ($0 \leq t \leq t_f$) から、直動軸をベース側にする場合は $f_c = f$ 、 $n_c = n$ 、ハウジングをベース側に



(a) 直動軸がベース側にある場合



(b) ハウジングがベース側にある場合

図 6-21 ハウジング中心に働く力、モーメント

する場合は式 (6-57) を用いてハウジング中心に働く力 $f_c(t)$ 、モーメント $n_c(t)$ を求める。

2) 1) で求めた f_c 、 n_c と拘束条件として与えた f_s 、 d_{min} 、 D_{max} 、 B_{max} より、リニアボールベアリングを選定する。

3) a_1 、 b_1 、 t_1 、 d_2 を次式により求める。

$$\begin{cases} a_1 = r + f_B D \\ b_1 = l + B \\ t_1 = f_B D \\ d_2 = d \end{cases} \quad (6-58)$$

ここで、 d 、 D 、 B はそれぞれ選定されたリニアボールベアリングの内接円径、外径、幅である。 f_B はリニアボールベアリングとそのハウジングの大きさの比率で、 $f_B=1.5$ ぐらいが適当とされている。

6. 7 駆動系要素の見積り方法

6. 7. 1 モータ・減速機要素の見積り方法

本研究では、モータと減速機を直列に結合したものをまとめてモータ・減速機要素として扱う。従って、設計パラメータは、モータと減速機の型番である。減速機としてはハーモニックドライブを、モータとしてはDCサーボモータを想定している。

以下で述べるように、モータと減速機の選定のためには、

①式(6-17)の駆動系要素にかかるトルク $\tau_D(t)$ ($0 \leq t \leq t_f$)

の他に、

②4. 2で求めた減速機出力軸の角速度 $\dot{\phi}_R(t)$ 、角加速度 $\ddot{\phi}_R(t)$

③減速機～関節間の伝達機構の合成慣性モーメント J_D

が必要となる。減速機～関節間の駆動系要素はモータ・減速機要素を選定する際にすでに決定されているので、 J_D はそれら駆動系要素の駆動方向の慣性モーメントの和で求められる。このとき、減速機出力軸の負荷駆動トルク $\tau_R(t)$ およびパワー $P_R(t)$ は、次式で与えられる。

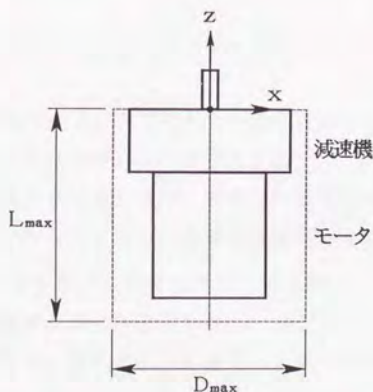


図6-22 モータ・減速機要素の許容空間

$$\tau_R = J_D \ddot{\phi}_R + (-\tau_D) \quad (6-59)$$

$$P_R = \tau_R \cdot \dot{\phi}_R \quad (6-60)$$

さらに、モータ・減速機要素の許容空間として、

④長さの許容最大値 L_{max} と外径の許容最大値 D_{max} (図 6-22) も拘束条件として与えることにする。

以下、減速機とモータの選定手順を示す。

1) はじめに、減速機を選定する。まず、入力軸の角速度 (= モータの角速度)

$\dot{\phi}_M(t)$ 、平均負荷トルク τ_{av} 、平均入力角速度 $\dot{\phi}_{Mav}$ 、等価負荷トルク τ_{eq} を、以下の式で求める。

$$\dot{\phi}_M = R \cdot \dot{\phi}_R \quad (6-61)$$

$$\tau_{av} = \left(\frac{\int \tau_R \dot{\phi}_M dt}{\int \dot{\phi}_M dt} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (6-62)$$

$$\dot{\phi}_{Mav} = \frac{\int \dot{\phi}_M dt}{\int dt} \quad (6-63)$$

$$\tau_{eq} = \tau_{av} \cdot \left(\frac{\dot{\phi}_{Mav}}{\dot{\phi}_R} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (6-64)$$

ここで、 R は減速比、 $\dot{\phi}_R$ は定格入力角速度を表す。減速機は、以下の全ての条件⁹⁾を満たす最も軽いものを選定する。

- ① $\tau(t)$ の大きさの最大値が、許容ピークトルク以下である。
- ② τ_{av} が、平均負荷トルクの許容最大値以下である。
- ③ $\dot{\phi}_{Mav}$ が、許容平均入力角速度以下である。
- ④ τ_{eq} が、定格トルク以下である。

2) 減速機を選定したら、次にモータを選ぶ。まず、モータの駆動トルク

$\tau_M(t)$ 、駆動パワー $P_M(t)$ 、および実効トルク τ_{rms} を、以下の式で求める。

$$\tau_M = J_M \ddot{\phi}_M + \frac{\tau_R}{R} = R J_M \ddot{\phi}_R + \frac{\tau_R}{R} \quad (6-65)$$

$$P_M = \tau_M \dot{\phi}_M \quad (6-66)$$

$$\tau_{rms} = \left(\frac{\int \tau_M^2 dt}{\int dt} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (6-67)$$

ここで、 J_M はモータのロータ慣性を表す。モータは、以下の条件を満たす最も軽いものを選定する。

① P_M の大きさの最大値が、定格パワー以下である。

② τ_{rms} が、定格トルク以下である。

3) ハーモニックドライブの場合、同じ負荷能力で減速比の異なるものを選定できる。式 (6-65) より、 τ_M は、

$$R = \sqrt{\frac{\tau_R}{J_M \ddot{\phi}_R}} \quad (6-68)$$

のとき最小となるので、上式の平均値に最も近い減速比を選ぶ。式

(6-68) を機械インピーダンス・マッチングという。

4) 選定した減速機とモータの長さ、外径が許容空間内にあれば、選定を終了する。そうでなければ1)へ戻り、別の減速機、モータを探す。

6.7.2 軸要素の見積り方法

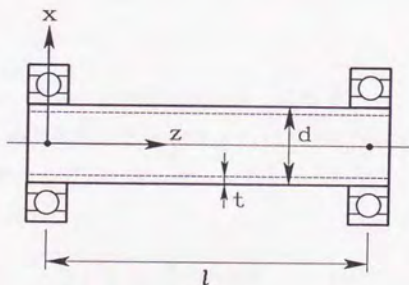


図 6-23 軸要素の形状パラメータ

軸要素では、軸の許容ねじり量と外径・厚さの取り得る範囲の拘束条件のもとに、要素重量を最小にする外径・厚さを見積り計算し、それに適した軸受を選定する。

軸要素の形状パラメータは、図 6-23 に示す長さ l 、外径 d 、厚さ t であるが、6.4 で述べたように l は既に決定されている。また、軸の材質は、オペレータが入力するものとする。従って、決定したいパラメータは、 d 、 t と軸受の呼び番号である。

軸要素では、軸のねじり θ がある許容値内になければならない。また、外径・厚さの取り得る範囲も拘束条件として与えることにする。従って、拘束条件は

$$\theta \leq \theta_{max} \quad (6-69)$$

$$d-2t \geq d_{min} \quad (6-70)$$

$$d \leq d_{max} \quad (6-71)$$

$$t \geq t_{min} \quad (6-72)$$

となる。ここで、 θ_{max} は許容ねじり量、 d_{min} は内径の許容最小値、 d_{max} は外径の許容最大値、 t_{min} は厚さの許容最小値である。

軸にかかるねじりトルクを τ とすると、 θ は次式で与えられる⁶⁾。

$$\tau = \frac{GJ}{l} \theta \quad (6-73)$$

ここで、 G は横弾性係数、 J は断面 2 次極モーメントで、 $t \ll d$ とすれば、

$$J \approx \frac{\pi}{4} d^3 t \quad (t \ll d) \quad (6-74)$$

で与えられる。

以上のことから、見積りの手順は次のようになる。

1) 式 (6-17) の要素にかかるトルク $\tau_D(t)$ ($0 \leq t \leq t_f$) の大きさの最大値

τ_{max} を求める。このとき、式 (6-69)、(6-73)、(6-74) より、次の条件式が得られる。

$$\frac{\pi}{4} d^3 t \geq \frac{\tau_{max} l}{G \theta_{max}} = X \quad (6-75)$$

2) 剛性が等しいとすると、 d が大きいほど要素重量は小さくなる。そこで、

$$d = d_{max} \quad (6-76)$$

とすると、式(6-75)より t は次式で与えられる。

$$t = \frac{4}{\pi d^3} X \quad (6-77)$$

このとき、条件式(6-70)を満たさなければ見積り解が得られなかったとして終了する。また、条件式(6-72)を満たしていれば見積り解が得られたとして5)へいく。

3)2)の結果、条件式(6-72)を満たしていなかったので、今度は

$$t = t_{min} \quad (6-78)$$

として、式(6-75)より d を求める。

$$d = \left(\frac{4}{\pi t} X \right)^{1/3} \quad (6-79)$$

このとき、条件式(6-70)を満たしていれば見積り解が得られたとして5)へいく。

4)3)の結果、条件式(6-70)を満たしていなかったので、

$$t = t_{min}, d = d_{min} + 2t \quad (6-80)$$

とする。

5)内径が d に最も近く、最軽量の軸受を選定する。

6. 7. 3 チェーン・スプロケット要素の見積り方法

チェーン・スプロケット要素の設計パラメータは、図6-24に示すスプロケット間距離 l とチェーンの呼び番号、およびスプロケットの型番であるが、

6. 4で述べたように l は既に決定されている。従って、決定したいパラメータは、チェーンの呼び番号とスプロケットの型番である。

ロボットに使用する場合、チェーン速度は低速なので、チェーンにかかる作用荷重とチェーンの最大許容荷重とを比較してチェーンを選定する¹⁰⁾。

拘束条件として、チェーンの許容空間から決まるスプロケットのピッチ円直径の最大値 D_{pmax} が与えられたとする。チェーンはその構造上多角形運動になることは不可避であり、従って、円滑な伝動を行なうためには、ピッチを小さくし、スプロケットの歯数を多くするのがよい。そこで、スプロケットのピッチ円直径

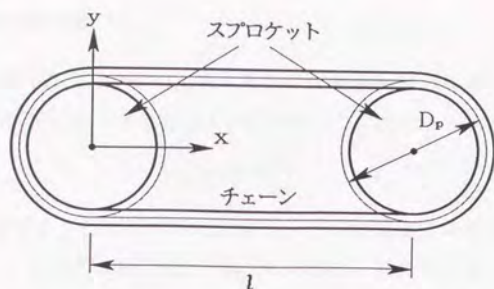


図 6-24 チェーン・スプロケット要素の形状パラメータ

D_p は、 D_{pmax} 以下でできるだけ大きくすることが望ましい。

以上のことから、見積りの手順は次のようになる。

1) 式 (6-17) の要素にかかるトルク $\tau_D(t)$ ($0 \leq t \leq t_f$) の大きさの最大値 τ_{max} 求める。

2) D_p が D_{pmax} に等しくなると仮定して、チェーン作用荷重の最大値 F_{max} を次式により求める。

$$F_{max} = \frac{\tau_{max}}{(D_{pmax}/2)} \quad (6-81)$$

3) 使用係数、速度係数を含めたチェーンの安全率 f_c を与え、最大許容荷重が $F_{max} \cdot f_c$ より大きいチェーンを選定する。

4) 選定されたチェーンのピッチを p とすると、スプロケットの歯数 N は、

$$N = \frac{\pi}{\sin^{-1}(p/D_{pmax})} \quad (6-82)$$

となる。実際には、選定されたチェーンの呼び番号と式 (6-82) から、歯数が N に最も近いスプロケットを選定する。

6.7.4 かさ歯車要素の見積り方法

かさ歯車要素の設計パラメータは、2つのマイタ歯車の型番である。一般に歯車の選定は、歯の曲げ強さと歯面の面圧強さによる許容接線荷重に基づいた強度

計算により行なわれる¹¹⁾。

かさ歯車の許容伝達トルク τ_0 は、歯の曲げ強さと歯面の面圧強さによるピッチ円上の許容接線荷重の小さい方を F_0 とすると、次式で与えられる。

$$\tau_0 = F_0 \cdot \frac{d_0}{2} \quad (6-83)$$

ここで、 d_0 はピッチ円直径である。式(6-17)の要素にかかるトルク $\tau_D(t)$ ($0 \leq t \leq t_f$)の大きさの最大値を τ_{max} とすると、使用するかさ歯車は、

$$\tau_0 \geq \tau_{max} \cdot f_G \quad (6-84)$$

の条件を満たさなければならない。ここで、 f_G は安全率である。また、かさ歯車の許容空間から決まる歯先円直径 d_k の許容最大値を d_{kmax} とすると、

$$d_k \leq d_{kmax} \quad (6-85)$$

も拘束条件として与えることにする。

かさ歯車は、条件式(6-84)、(6-85)を満たす最も軽いものを選定する。

6. 7. 5 ボールネジ・ナット要素の見積り方法

ボールネジ・ナット要素では、6. 4で述べたようにボールネジの長さ l (図6-25)は既に決定されている。従って、ナットとそれに対応するボールネジ、軸受が決定したいパラメータとなる。

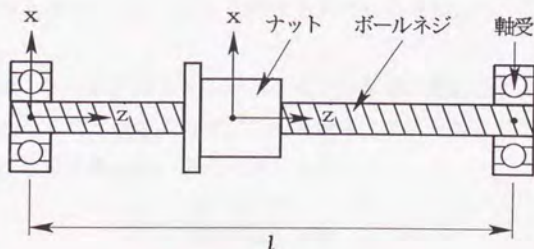


図6-25 ボールネジ・ナット要素の形状パラメータ

以下で述べるように、ボールネジ・ナットの選定においては、ネジ軸方向にかかる荷重、すなわち、式(6-15)、(6-16)の基本機構要素にかかる力 f の直動方向成分(x 成分)

$$F_x = F_x(t) \quad (0 \leq t \leq t_f) \quad (6-86)$$

が必要となる。また、ボールネジの回転速度を得るために、ナットの並進速度

$$v = v(t) \quad (0 \leq t \leq t_f) \quad (6-87)$$

も使用条件となる。 v は関節の並進速度に他ならない。

ボールネジ・ナットは、以下の全ての条件⁹⁾を満たす最も軽いものを選定する。

1) 許容軸方向荷重(座屈荷重)

ボールネジは、使用条件における軸方向最大圧縮荷重がかかったとき、ネジ軸が座屈しないように決めなければならない。座屈荷重 P は次式で与えられる。

$$P = \frac{N\pi^2 EI}{L^2} \quad (6-88)$$

ここで、 E はボールネジの縦弾性係数、 $L(=l)$ は取付間距離、 N はボールネジの取付方法によって決まる係数、 I はネジ軸の最小断面2次モーメントで、ネジ軸谷径を d_r とすると

$$I = \frac{\pi}{64} d_r^4 \quad (6-89)$$

となる。従って、式(6-88)の圧縮荷重の最大値を P_{max} とすれば、

$$d_r \geq \left(\frac{64L^2}{N\pi^2 E} \times \frac{P_{max}}{\alpha} \right)^{1/4} \quad (6-90)$$

としなければならない。ここで、 α は安全係数で $\alpha=0.5$ とする。

2) 危険速度

ボールネジは、回転数が高くなるとネジ軸の固有振動数に近づき、共振を起こして運動不能となることがあるので、この共振点(危険速度)以下で使用しなければならない。危険速度 ω は、次式で与えられる。

$$\omega = \frac{\lambda^2}{L^2} \sqrt{\frac{EI}{\rho A}} \quad (6-91)$$

ここで、 ρ はボールネジの密度、 λ はボールネジの取付方法によって決まる係数、 A はネジ軸断面積で、

$$A = \frac{\pi}{4} d_r^2 \quad (6-92)$$

となる。従って、式(6-87)の大きさの最大値 v_{max} から求めたボールネジの最高回転速度を ω_{max} とすれば、

$$d_r \geq \frac{L^2}{\lambda^2} \sqrt{\frac{16\rho}{E}} \times \frac{\omega_{max}}{\alpha} \quad (6-93)$$

としなければならない。ここで、 α は安全係数で $\alpha=0.8$ とする。

3) $d_m \cdot n$ 値

ボールネジの回転速度は、周速を表す $d_m \cdot n$ 値からも規制される。ここで、 $d_m[\text{mm}]$ は剛球の中心円径で $n[\text{rpm}]$ は回転速度である。式(6-87)の大きさの最大値 v_{max} から求めた n を n_{max} とすれば、

$$d_m \leq \frac{70,000}{n_{max}} \quad (6-94)$$

でなければならない。

4) 基本静定格荷重

軸受やリニアボールベアリングと同様に、ボールネジ・ナットについても、ネジ軸およびナットのボールみぞ接触部と鋼球の変形量の評価に基づく基本静定格荷重の条件を満たさなければならない。式(6-86)の大きさの最大値を F_{max} とすれば、ボールネジ・ナットの基本静定格荷重 C_{0a} に対する条件は、次式となる。

$$C_{0a} \geq F_{max} \cdot f_s \quad (6-95)$$

ここで、 f_s は使用条件として与えられる静許容荷重係数である。

6. 8 力学解析と評価

要素の形状パラメータの見積りと機械要素の仮選定が終わると、ロボットの全設計パラメータは一応決定されたことになる。そこで、力学的評価に基づいてオペレータが設計結果の良否を判断する。

6. 2、6. 3 から、内部機構設計で行なう力学的評価とその評価基準をまとめると、表 6-2 のようになる。

全モータパワーは、選定したモータの定格出力の総和で与えられる。同時に、4. 3 の逆動力学により作業に典型的な軌道を運動する際のモータ駆動トルクも求め、これが極端に大きくなっていないかを調べる。オペレータは、モータ駆動トルクの時間変化のグラフを用いて評価する。

全重量は、ロボットを構成する全要素（基本機構要素、駆動系要素）の和で与えられる。

ロボット先端のたわみは、4. 4 のたわみ解析を作業に典型的な軌道上で行ない、その最大値を用いて評価する。6. 2 で述べたように、ロボットの設計においては、たわみを与えられた許容値内におさえるという拘束条件のもとに、ロボットを軽量化することが重要となる。一般に、伝達機構を使用すると剛性がさがるので、関節の駆動方式によってたわみは大きく異なるし、同じ駆動方式でも、アームの太さ・厚さといった要素の形状パラメータや使用する機械要素の型番の

表 6-2 内部機構設計における目的関数と拘束条件

	力学的評価	評価基準
目的関数	①全モータパワー	できるだけ小さくする。
	②全重量	できるだけ小さくする。
拘束条件	③可搬重量	ワーク重量として与えられる。
	④たわみ	許容値に近づける。
	⑤固有振動数	評価しない。

違いによってもたわみは変化する。そこで「TOCARD」では、6.3で述べたように、たわみの評価による設計を2段階に分けて行なうことにした。すなわち、内部機構設計の段階では駆動方式の違いによるたわみの評価を行ない、続く詳細設計で、要素の形状パラメータを修正したり機械要素を変更したりして、各要素に対して質量と剛性をバランスよく配分することにした。従って、内部機構設計では、たわみを許容値にできるだけ近づけることが目的であり、許容値以内に収めるための設計は詳細設計で行なうことにする。たわみ解析の結果としては、たわみの値だけでなく、図6-26のようにロボットの変形の様子もオペレータに表示される。

固有振動数はここでは評価せず、詳細設計で評価することにした。

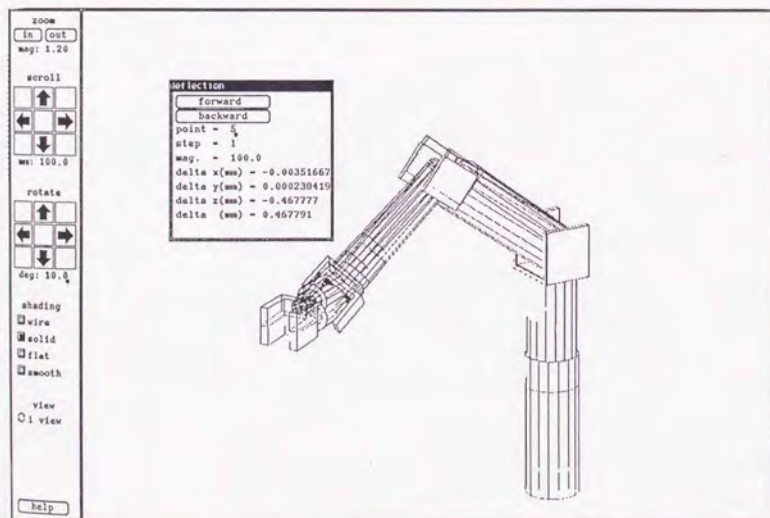


図6-26 たわみの表示例

力学的評価を行なった結果、設計変更の必要があると判断した場合は、

①見積り計算の際に設定した要素ごとの拘束条件を変更して、再び見積り計算を行なう。

② 6. 4 の設計指針に従ってモータ配置と伝達機構の種類を変更し、見積り計算を行なう。

③基本機構設計に戻って設計をやり直す。

の3つの中からオペレータが選択し、設計変更を行なう。6. 3 で述べたように、内部機構設計の目的は、②の変更を繰り返して、適切なモータ配置と伝達機構の種類を決定することにある。

設計変更を繰り返して満足いく結果が得られた場合は、次の詳細設計に移る。内部機構設計で見積もった要素の形状パラメータと機械要素は、詳細設計における設計パラメータの初期値となる。

6.9 まとめ

本章では、ロボットの内部機構設計の方法について述べた。

ロボット内部機構は、内部機構設計と次章で述べる詳細設計の2つの段階に分けて設計される。そこでまず、内部機構を設計する際の力学的評価とその評価基準について検討し、2つの設計段階の役割を決定した。その結果、内部機構設計の目的を

- ①各関節を駆動するモータの配置とモータ～関節間の伝達方式を決定する
- ②ロボットを構成する基本機構要素および駆動系要素の形状パラメータの見積りと機械要素の仮選定を行なう

こととした。

続いて、以下の3段階からなる内部機構設計の手順を提案した。

- 1)はじめに、各関節を駆動するモータの配置とモータ～関節間の伝達機構の種類をオペレータが入力する。ただし、ここで入力するのは配置と種類だけで、次の2)に挙げる要素の形状パラメータや使用する機械要素の型番を指定する必要はない。
- 2)アームの許容たわみや機械要素の安全率といった要素ごとの拘束条件を設定したのち、強度やたわみの評価に基づいて、アーム太さ・厚さといった要素の形状パラメータの見積りと使用する機械要素の仮選定を行なう。モータは、必要なトルク、パワーに基づいて仮選定される。この見積り・仮選定は、システムが自動で行なう。
- 3)ロボット全重量や必要なモータパワーの総和、モータ駆動トルク、およびロボット全体のたわみを計算し、オペレータがその結果を評価する。

最後に、上の1)～3)の各段階について説明した。2)の見積り計算をシステムが自動で行なうため、オペレータは1)でモータ配置と伝達機構の種類を入力するだけですむことが、大きな特徴である。1)、3)に関しても、設計者による入力と力学的評価を支援するシステムを開発した。

第 7 章 ロボットの詳細設計

7. 1 はじめに[1,2,4,5]

基本機構設計と内部機構設計の結果、ロボット基本機構およびモータ配置・伝達機構の種類は決定された。また、内部機構設計では、ロボットを構成する基本機構要素と駆動系要素の形状パラメータの見積りと使用される機械要素の仮選定も行なった。

6. 3で述べたように、ロボットの設計においては、必要十分な剛性と固有振動数を保ちつつ、軽量化を図らなければならない。ある要素の剛性を上げると、要素が重くなってロボット全重量を増加させるだけでなく、その要素重量が他の要素への負荷となり、かえってロボット全体の剛性を下げてしまう可能性がある。反対に、要素の剛性を下げると、要素は軽くなるので全重量は小さくなり、他の要素への負荷も少なくなるが、要素自身の剛性が低下したために結果としてロボット全体の剛性を下げてしまうこともある。このように、必要十分な剛性と固有振動数を満たしながら軽量化を図るには、要素ごとに設計するのではなく、ロボット全重量やたわみ、固有振動数を評価しながら、各要素に対して質量と剛性をバランスよく配分しなければならない。ところが、内部機構設計で行なった見積り・仮選定は、要素ごとに設定された拘束条件のもとに要素重量が最小となるように計算したもので、要素ごとの局所的最適化が行なわれているにすぎず、先に述べたようなロボット全体の最適化が十分図られているとはいえない。

そこで詳細設計では、たわみ、固有振動数を許容範囲内におさめつつ全重量を小さくするように、内部機構設計で見積もった要素の形状パラメータの修正と機械要素の変更を行なう。詳細設計における設計手順を図7-1に示す。内部機構設計における見積り計算と詳細設計における修正の違いは、先に述べたように前者が要素ごとの局所的最適化なのに対して、後者はロボット全体の最適化を目指している点にある。そのため詳細設計では、まず設計を最適化問題として定式化し、その最適化問題を解くという観点から、

①感度解析を利用した対話的な修正

②アームの形状パラメータ（太さと厚さ）の自動最適化

の2つ設計を支援を行なっている。これにより、オペレータは効率よく設計変更

することが可能となる。

本章では、はじめに詳細設計における設計パラメータと設計のための目的関数、拘束条件を明らかにし、これを最適化問題として定式化する。

次に、詳細設計の手順として図 7-1 を提案する。

最後に、上の①と②の設計支援方法、およびオペレータによる力学的評価について説明する。

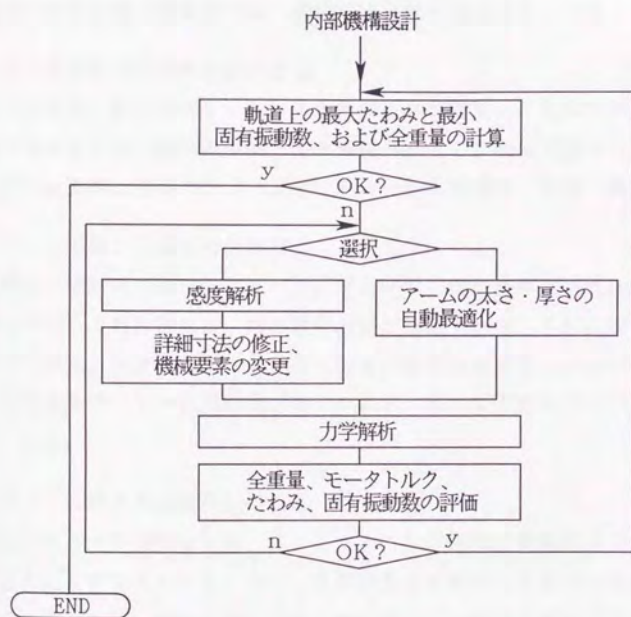


図 7-1 詳細設計における設計手順

7. 2 設計パラメータと目的関数・拘束条件

7. 2. 1 内部機構設計の出力

はじめに、基本機構設計および内部機構設計によって決定された設計パラメータを示しておこう。これらは詳細設計への入力となる。これらパラメータの詳細については既に6. 2で説明したので、ここではどのようなパラメータがあるのかをまとめておく。

1) ロボット基本機構

ロボット基本機構、すなわち自由度、関節種類とその構成、隣り合うリンク座標系間の相対位置・姿勢関係は、基本機構設計で決定されている。

2) 基本機構要素の種類と取付位置

アーム要素、関節要素といった基本機構要素の種類と、それらのリンク座標系に対する相対位置・姿勢関係は、基本機構が決定した段階で決まってしまう。また、アーム要素の形状パラメータのひとつである長さも、同時に決定される。

3) モータ配置と伝達機構の種類

各関節の駆動系を構成するモータ、チェーン、かさ歯車といった駆動系要素の種類とそれらの取付位置は、内部機構設計で決定される。また、取付位置によって決まる要素の形状パラメータ、すなわち、軸要素の長さ、チェーン・スプロケット要素のスプロケット間距離、ボールネジ・ナット要素のボールネジの長さも決定される。

4) ワークのデータと関節変位軌道

設計パラメータではないが、5. 2で入力した作業に典型的なワークのデータも、条件として与えられる。また、典型的軌道に対する関節変位軌道も基本機構設計で生成される。設計の際に行なう解析は、この軌道を用いて行なう。

この他に、内部機構設計では、詳細設計における設計パラメータである各要素の形状パラメータの見積りと使用する機械要素の仮選定も行なっている。この見積り・仮選定の結果は、詳細設計における設計パラメータの初期値となる。

7. 2. 2 設計パラメータ

詳細設計における設計パラメータは、基本機構要素および駆動系要素の形状パラメータ、材質、使用する機械要素の型番で、各要素にどのようなパラメータがあるかは、4. 5、4. 6に示した。ただし、7. 2. 1で述べたように、要素の取付位置によって決まる形状パラメータ

- ①アーム要素の長さ
- ②軸要素の長さ
- ③チェーン・スプロケット要素のスプロケット間距離
- ④ボールネジ・ナット要素のボールネジの長さ

は既に決定されている。

7. 2. 3 力学的評価

力学的評価には、2. 4に示した

- ①全モータパワー
- ②全重量
- ③可搬重量
- ④たわみ
- ⑤固有振動数

の5つがある。これらの評価基準については6. 2で既に説明したので、ここでは詳細設計における各評価の扱いについてまとめておく。

1) 全モータパワー

全モータパワーは、詳細設計では評価しない。ただし、詳細設計における要素の形状パラメータの修正や機械要素の変更によってリンクの質量が変化し、内部機構設計で選定したモータの能力を越えてしまうことも有り得る。そこで、モータ駆動トルクとパワーを計算してそれらが選定したモータの能力を越えていないかを調べ、越えている場合にはモータを変更する。

2) 全重量

全重量はできるだけ小さくしなければならない。

3) 可搬重量

内部機構設計と同様に、可搬重量に対する拘束条件は、ワーク重量として与えられる。

4) たわみ

たわみを与えられた許容値以下にするという拘束条件のもとに、ロボットを軽量化することが重要である。

5) 固有振動数

たわみと同様に、固有振動数についても与えられた許容値以上にするという拘束条件のもとに、ロボットを軽量化しなければならない。

7. 3 詳細設計における最適化問題

7. 3. 1 最適化問題の定式化

7. 1、7. 2 で述べたように、詳細設計の目的は、たわみと固有振動数を与えられた許容範囲内に保ちつつ、ロボット全重量をできるだけ小さくするように、要素の形状パラメータと機械要素を決定することである。

これら設計パラメータを全てまとめてベクトル P 、そのうちの 1 つの設計パラメータを p と表すことにする。7. 2. 1 に示したパラメータは既に決定されているので、ロボット全重量を m 、たわみを δ 、固有振動数を f とすると、それらは結局 P の関数となっている。

$$m = m(P) \quad (7-1)$$

$$\delta = \delta(P) \quad (7-2)$$

$$f = f(P) \quad (7-3)$$

m は、各要素の要素重量の和で与えられる。 δ 、 f は、それぞれ 4. 4 のたわみ解析、固有振動解析で求められる。

たわみの許容最大値を δ_0 、固有振動数の許容最小値を f_0 とすると、詳細設計は以下の最適化問題として定式化できる。

決定変数: P

$$\text{目的関数: } m \rightarrow \min. \quad (7-4)$$

$$\text{拘束条件: } \delta \leq \delta_0 \quad (7-5)$$

$$f \geq f_0 \quad (7-6)$$

ところで、実際の設計では、たわみや固有振動数の拘束条件を若干侵していても、その分全重量が軽減されていればよしとする考え方もあるし、反対に同じ全重量でたわみが大きいものと小さいものがあれば、後者を選ぶであろう。このように考えると、式 (7-5)、(7-6) の拘束条件は、むしろ目的関数に近い扱いとするのが、実際の設計に即していると考えられる。

そこで本研究では、式 (7-4) ~ (7-6) の条件付き最適化問題ではなく、次式の拡大目的関数 Q を最小にすることを考える。

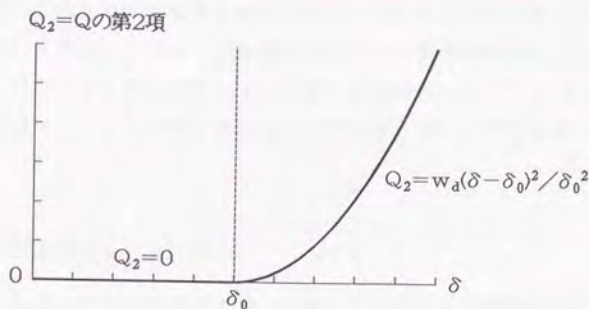


図 7-2 たわみに関する目的関数

$$Q = m + \frac{w_d}{\delta_0^2} [\max(0, \delta - \delta_0)]^2 + \frac{w_f}{f_0^2} [\max(0, f_0 - f)]^2 \quad (7-7)$$

ここで、 w_d はたわみに対する重み、 w_f は固有振動数に対する重みである。式 (7-7) の第 2 項は式 (7-5) の拘束条件を目的関数に変換したもので、図 7-2 のように δ が式 (7-5) の条件を侵せば、条件を侵した量 $(\delta - \delta_0)$ の 2 乗に比例して大きくなっていく。また、 $(\delta - \delta_0)$ は δ_0 で正規化されているので、 w_d は m と同じ重さの次元を持つ。同様に、第 3 項は式 (7-6) の拘束条件を目的関数に変換したものである。従って Q は、全重量、たわみ、固有振動数に関する目的関数の重み付きの和と考えられる。式 (7-7) は、拘束条件付き最適化問題を拘束条件無し最適化問題に変換して解く最適化法のひとつである外点ペナルティ法^{1), 2)}の拡大目的関数と同じである。

詳細設計における設計条件として、オペレータは式 (7-7) の δ_0 、 f_0 、 w_d 、 w_f を入力する。この δ_0 、 f_0 、 w_d 、 w_f を適当に設定することにより、オペレータの目的に合わせた設計が可能となる。例えば $w_f = 0$ とすれば、固有振動数に対する拘束条件は考えないことになる。

本研究では、全重量、たわみ、固有振動数の設計における評価基準を検討した結果、式 (7-4) ~ (7-6) のように、全重量を目的関数、たわみ、固有振動数を拘束条件として設計問題を定式化した。しかしながら、場合によっては、目的関

数と拘束条件を取り替えて、全重量を許容値以下にする拘束条件のもとにたわみを最小としたり、全重量、たわみ、固有振動数の全てを許容範囲内におさめるという拘束条件とみなす考え方もある。このような場合でも、式(7-7)と同様に拡大目的関数を定義でき、以下で述べる感度解析や自動最適化の手法をそのまま適用できる。

7. 3. 2 詳細設計における問題点

以上のように最適化問題を設定すると、後はこれを解いて最適解を求めればよいことになるが、その際、以下のような問題点がある。

- ① 詳細設計における設計パラメータ P は要素の形状パラメータと機械要素で、4. 5、4. 6に示したように、その数は膨大である。
- ② 機械要素はカタログから選定されるので、 P には離散変数が含まれている。
- ③ 式(7-7)の拡大目的関数 Q に含まれる全重量 m 、たわみ δ 、固有振動数 f は P の関数となっているが、その関係は非線形であり、しかも数値計算によってのみ与えられる。

以上3点は、ここで扱おうとする設計問題が最も一般的な最適化問題であり、従ってこれを解くことは非常に難しいことを示唆している。

ところで、

- ④ 内部機構設計でたわみをその許容値に近づけておけば、詳細設計では形状パラメータの若干の修正や、機械要素をひとつ大きな型番に取り替えるなどの操作で、満足解に到達できる可能性がある。
- ⑤ 「TOCARD」は対話型の設計システムであり、詳細設計においても、システムとオペレータとの共同作業によって最適化を図ることを前提としている。

といった点を考慮すると、システムはオペレータに対して、その対話的な設計変更を支援するツールを提供すればよい。

以上のことから、詳細設計では次の2つの設計支援を行なうことにした。オペレータは、これらを適宜使い分けることにより、効率よく設計変更できる。

- 1) オペレータが対話的に設計変更する場合に、どのパラメータをどのように変

更すればよいのか（大きくすればよいのか、小さくすればよいのか）がわかれば、効率よく設計変更ができる。そこで、このような指示をオペレータに与えるものとして、感度解析を利用する。感度解析の方法については、7. 4で説明する。

2) 駆動系要素や関節要素は、離散変数である機械要素を設計パラメータとして含んでいるために、設計変更できる範囲は制限されている。これに対して、アーム要素の形状パラメータ（太さや厚さ）は連続変数であり、その値を最も調整しやすいパラメータといえる。そこで、アーム要素の形状パラメータについては、最適化法のひとつである勾配射影法を用いてシステムが自動で最適化を図る。この自動最適化法については、7. 5で述べる。

7. 3. 3 詳細設計における設計手順

以上のことから、詳細設計における設計手順は次のようになる（図7-1）。

- 1) 詳細設計では、たわみ解析や固有振動解析を、設計条件として与えた作業に典型的な軌道に対して行なう。従って、式(7-7)の δ や f は、軌道上での最大たわみ、最小固有振動数を用いなければならない。そこでまず、最大たわみ、最小固有振動数とそれらを生じる軌道上の点を求める。また、全重量も計算し、その結果、満足いく結果が得られたと判断したら設計を終了する。以下の2)、4)では、たわみ解析や固有振動解析を軌道上の全ての点で行なうのではなく、ここで求めた最大たわみ、最小固有振動数を生じる点においてのみ行なうことにする。
- 2) 7. 3. 2で述べた2つの設計支援を利用して、設計変更を行なう。
- 3) 軌道上での逆動力学計算によりモータ駆動トルク、パワーを求め、内部機構設計で選定したモータの能力を越えていた場合には、モータを変更する。
- 4) 全重量、たわみ、固有振動数を計算する。満足行かなければ、2)へ戻り、設計変更を繰り返す。
- 5) 設計変更によって、最大たわみや最小固有振動数を生じる軌道上の点が変わ化している可能性があるため、1)へ戻る。

以下では、2)の2つの設計支援と3)、4)の力学的評価について述べる。

7. 4 感度解析を利用した対話的な設計

7. 4. 1 感度解析とは

オペレータが対話的に設計変更する場合に、どの設計パラメータをどのように変更すればよいのかがわかれば、効率よく設計変更ができる。このような指示をオペレータに与えるもののひとつに感度解析があり、詳細設計においても、感度解析を利用して設計を支援している。

感度解析を設計に利用しようとする試みは、近年構造解析の分野などで盛んになり、感度解析機能を有する構造解析ソフトウェアも市販されている。これらに備わっている感度解析機能には、大きく次の2つのタイプがある。

1) 図7-3のように、設計パラメータ（例えば部材の板厚） p を、与えられた範囲

$$p_{\min} \leq p \leq p_{\max} \quad (7-8)$$

の間で Δp ずつ変化させ、そのときの目的関数（例えば部材のたわみ） Q の変化をグラフとしてオペレータに示す。最適化の目的が Q を最小にすること

$$Q \rightarrow \min. \quad (7-9)$$

だとすると、グラフ上で Q が最小となるときの p の値が、その最適解 p_{opt} となる。設計パラメータが複数あれば、それらを離散化した組み合わせの数だけ Q を計算しなければならないので、設計パラメータの数が少なければ最適解を得ることが

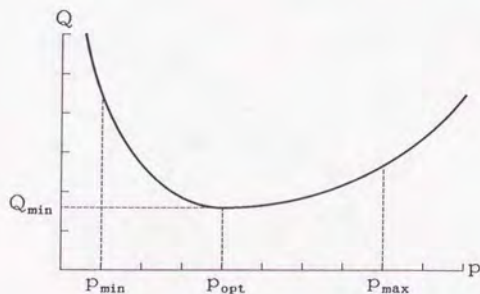


図7-3 感度解析：設計パラメータと目的関数の関係

できるが、設計パラメータの数が多くなったり、各設計パラメータの離散化の程度 Δp を細かくすると、組み合わせの数が膨大となって事実上計算不可能となる。また、 Q は全ての設計パラメータの関数となっているので、各設計パラメータごとにこの方法で最適解を求めても全体の最適解は得られない。

2) 目的関数 Q の設計パラメータ p に対する偏微分を p の感度 S_p とし、その値をオペレータに表示する。

$$S_p \equiv \frac{\partial Q}{\partial p} \quad (7-10)$$

最適化の目的を式 (7-9) とすると、 p の変更量 Δp は、

$$S_p \cdot \Delta p < 0 \quad (7-11)$$

を満たすように決めればよい。この方法の場合、全ての設計パラメータの感度を計算し、最も敏感な設計パラメータから変更していけば、効率よく設計変更が行なえる。図 7-4 のように、ある設計パラメータを変更すると全ての設計パラメータの感度は変化するので、感度解析と設計変更は交互に繰り返すことになる。全ての設計パラメータの感度がゼロとなるか、設計パラメータの値が式 (7-8) のような不等式拘束条件にぶつかって式 (7-11) を満たす変更が不可能となれば、最適解（厳密には極小解）に達したことになる。

詳細設計の場合、設計パラメータの数は多く、これらを同時に変更して最適化を図らなければならないので、後者の方法を用いることにする。

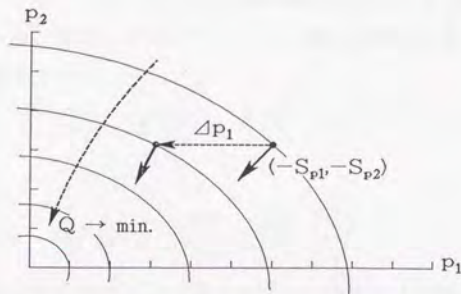


図 7-4 感度解析：設計パラメータに対する目的関数の偏微分

7. 4. 2 感度の計算方法

前項で述べたように、設計パラメータ p の目的関数 Q に対する感度 S_p は式 (7-10) で求められる。詳細設計における Q は式 (7-7) で定義されるので、 S_p は次式で与えられることになる。

$$S_p = \frac{\partial m}{\partial p} + 2 \frac{w_d}{\delta_0} \{ \max(0, \delta - \delta_0) \} \frac{\partial \delta}{\partial p} - 2 \frac{w_f}{f_0} \{ \max(0, f_0 - f) \} \frac{\partial f}{\partial p} \quad (7-12)$$

感度は、全重量の計算やたわみ、固有振動解析を行なったあとで計算するので、式 (7-12) より、 S_p を求めるには $\frac{\partial m}{\partial p}$ 、 $\frac{\partial \delta}{\partial p}$ 、 $\frac{\partial f}{\partial p}$ が必要となる。以下では、これらの計算方法を示す。ただし、 p は要素 e の設計パラメータのひとつとする。

全重量 m は、ロボットを構成する全要素の要素重量の和で与えられる。要素重量のうち p の影響を受けるのは、 e の重量 m_e だけである。従って、

$$\frac{\partial m}{\partial p} = \frac{\partial m_e}{\partial p} \quad (7-13)$$

たわみ δ は、4. 4 のたわみ解析で求められる。

$$Ku = F = F_v + F_{ex} \quad (7-14)$$

$$\delta = \sqrt{u_{xN}^2 + u_{yN}^2 + u_{zN}^2} \quad (7-15)$$

ここで、 N は節点の総数、 $K (\in R^{6N \times 6N})$ 、 $u (\in R^{6N})$ 、 $F_v (\in R^{6N})$ はそれぞれロボットの剛性マトリックス、節点変位ベクトル、物体力に等価な節点力ベクトルで、 $F_{ex} (\in R^{6N})$ はワークに働く外力に等価な節点力ベクトルである。また、 u_{xN} 、 u_{yN} 、 u_{zN} は、先端の節点の x 、 y 、 z 軸方向並進変位である。式

(7-14) を p で微分すると、

$$\frac{\partial K}{\partial p} u + K \frac{\partial u}{\partial p} = \frac{\partial F_v}{\partial p} \quad (7-16)$$

となる。従って、

$$\frac{\partial u}{\partial p} = K^{-1} \left\{ \frac{\partial F_v}{\partial p} - \frac{\partial K}{\partial p} u \right\} \quad (7-17)$$

ここで、 K は全要素の剛性マトリックスの重ね合わせにより得られるが、そのう

ち p の影響を受けるのは、 e の剛性マトリックス K_e だけである。従って、 $\frac{\partial K}{\partial p}$ は $\frac{\partial K_e}{\partial p}$ のみからなる。同様に、 $\frac{\partial F_v}{\partial p}$ は e の等価節点力ベクトル F_{ve} の p による偏微分 $\frac{\partial F_{ve}}{\partial p}$ のみからなる。さらに、式 (7-15) を p で微分すると

$$\frac{\partial \delta}{\partial p} = \frac{1}{\delta} \left\{ u_{xN} \cdot \frac{\partial u_{xN}}{\partial p} + u_{yN} \cdot \frac{\partial u_{yN}}{\partial p} + u_{zN} \cdot \frac{\partial u_{zN}}{\partial p} \right\} \quad (7-18)$$

従って、 $\frac{\partial \delta}{\partial p}$ は式 (7-17)、(7-18) から計算できる。

ロボットの自由振動の固有振動数および固有モードは、4. 4 の固有振動解析により求められる。

$$\omega_j^2 M \phi_j = K \phi_j \quad (7-19)$$

$$f_j = \frac{\omega_j}{2\pi} \quad (7-20)$$

ここで、 $M (\in R^{6N \times 6N})$ はロボットの質量マトリックス、 ω_j 、 f_j 、 $\phi_j (\in R^{6N})$ はそれぞれ j 次の固有角振動数、固有振動数、固有モードである。式 (7-19) を p で微分すると、

$$\frac{\partial (\omega_j^2)}{\partial p} M \phi_j + \omega_j^2 \frac{\partial M}{\partial p} \phi_j + \omega_j^2 M \frac{\partial \phi_j}{\partial p} = \frac{\partial K}{\partial p} \phi_j + K \frac{\partial \phi_j}{\partial p} \quad (7-21)$$

両辺に ϕ_j^T をかけて整理すると、

$$\phi_j^T M \phi_j \frac{\partial (\omega_j^2)}{\partial p} = \phi_j^T \left\{ -\omega_j^2 \frac{\partial M}{\partial p} + \frac{\partial K}{\partial p} \right\} \phi_j + \left\{ -\omega_j^2 \phi_j^T M + \phi_j^T K \right\} \frac{\partial \phi_j}{\partial p} \quad (7-22)$$

ここで、 M 、 K は対称行列なので、式 (7-19) の転置をとれば

$$-\omega_j^2 \phi_j^T M + \phi_j^T K = 0 \quad (7-23)$$

となる。また、 ϕ_j が

$$\phi_j^T M \phi_j = 1 \quad (7-24)$$

となるように正規化されているとすると、式 (7-22) ~ (7-24) より、

$$\frac{\partial (\omega_j^2)}{\partial p} = \phi_j^T \left\{ -\omega_j^2 \frac{\partial M}{\partial p} + \frac{\partial K}{\partial p} \right\} \phi_j \quad (7-25)$$

を得る。ここで、 $\frac{\partial M}{\partial p}$ は e の質量マトリックス M_e の p による偏微分 $\frac{\partial M_e}{\partial p}$ のみからなる。さらに、式 (7-20) より、

$$\frac{\partial (\omega_j^2)}{\partial p} = 2\omega_j \frac{\partial \omega_j}{\partial p} = 4\pi\omega_j \frac{\partial f_j}{\partial p} \quad (7-26)$$

$$\frac{\partial f_j}{\partial p} = \frac{1}{4\pi\omega_j} \phi_j^T \left\{ -\omega_j^2 \frac{\partial M}{\partial p} + \frac{\partial K}{\partial p} \right\} \phi_j \quad (7-27)$$

を得る。固有振動数は最小のもの、すなわち 1 次のもののみを考えるので、添え字の $j=1$ は省略する。

以上の式から、 p の感度 S_p を計算するには、 $\frac{\partial m}{\partial p}$ 、 $\frac{\partial K_e}{\partial p}$ 、 $\frac{\partial F_{ve}}{\partial p}$ 、 $\frac{\partial M_e}{\partial p}$ が必要となる。 p が連続変数の場合は、4. 5、4. 6 に示した m_e 、 K_e 、 F_{ve} 、 M_e の計算式をそれぞれ p で微分すれば、これらを容易に求めることができる。 p が機械要素の場合は、機械要素の大きさを表す寸法、例えば軸受の場合は内径 d を p にとり、図 7-5 のように p を連続量とみなしたときの傾きとして $\frac{\partial m}{\partial p}$ 、 $\frac{\partial K_e}{\partial p}$ 、 $\frac{\partial F_{ve}}{\partial p}$ 、 $\frac{\partial M_e}{\partial p}$ を求める。

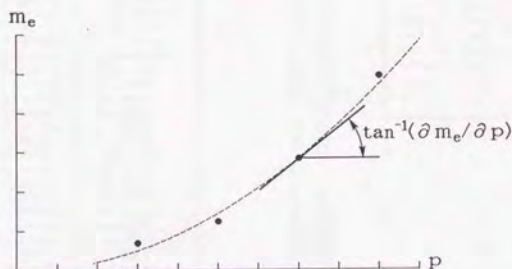


図 7-5 p が離散変数の場合の $\frac{\partial m_e}{\partial p}$

7. 4. 3 感度を利用した設計変更方法

7. 2 で述べたように、詳細設計における設計パラメータは、基本機構要素および駆動系要素の形状パラメータ、材質、使用する機械要素の型番である。このうち、要素の材質についてはオペレータが入力することとし、その他の設計パラメータについては、感度を利用した設計支援を行なうことにする。

感度は全設計パラメータについて計算する。オペレータは、感度の絶対値が大きい設計パラメータ（ p とする）を選び、変更する。このとき、 p が連続変数ならば、式（7-11）を満たすように変更量 Δp を決める。また、 p が機械要素の場合は、式（7-11）に従って感度の符号から機械要素の型番を大きくするか小さくするかを決め、機械要素を取り替える。設計変更の操作例を図 7-6 に示す。

設計を変更したら 7. 6 で述べる力学的評価へ移る。

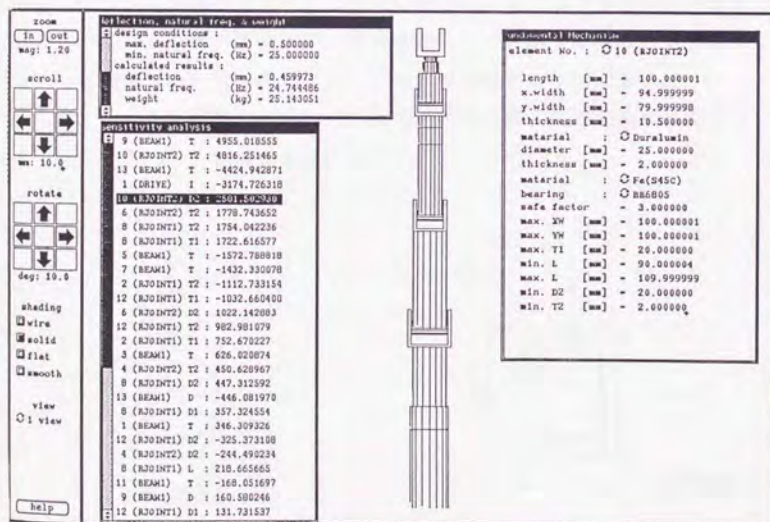


図 7-6 感度解析を利用した設計変更の操作例

7. 5 アーム要素の形状パラメータの自動最適化

関節要素は軸受を設計パラメータに含んでいるし、駆動系要素はモータ、減速機、チェーン、かさ歯車といった機械要素なので、その設計パラメータは離散値をとる。従って、これらを設計変更できる範囲は制限されている。これに対して、長さなどの連続したアーム要素の形状パラメータ、すなわち

①円形断面アーム要素の外径 d と厚さ t (図 7-7)

②長方形断面アーム要素の長方形の 2 辺長さ a 、 b と厚さ t (図 7-8)

は連続変数であり、その値を最も調整しやすい設計パラメータと考えられる。そこで、上記のアーム要素の形状パラメータについては、最適化法を用いてシステムが自動で最適化することを試みる。

7. 3 で述べたように、詳細設計は式 (7-7) の拡大目的関数 Q を最小にする最適化問題として定式化できる。しかしながら、これをそのまま解いてアーム要素の形状パラメータを決定しようとすると、極端に細いアームや極端に太いアームが設計されたり、形状パラメータが負になるなど、現実的でない解が求まる可能性がある。6. 6 で述べたように、極端に細いアームは中に伝達機構を通したい場合などに問題があるし、極端に太いアームは運動の邪魔になる。

そこで、6. 6 と同様に、形状パラメータの取り得る範囲を拘束条件として与えることにする。以下に拘束条件式を示す。

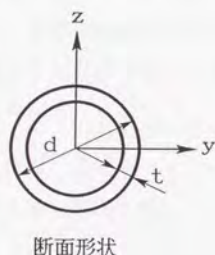


図 7-7 自動最適化における円形断面アーム要素の設計パラメータ

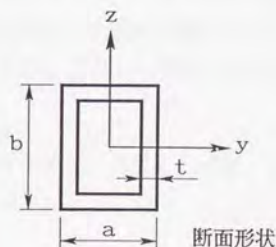


図 7-8 自動最適化における長方形断面アーム要素の設計パラメータ

1) 円形断面アーム要素の場合

$$d-2t \geq d_{min} \quad (7-28)$$

$$d \leq d_{max} \quad (7-29)$$

$$t \geq t_{min} \quad (7-30)$$

ここで、 d_{min} は内径の許容最小値、 d_{max} は外径の許容最大値、 t_{min} は厚さの許容最小値である。

2) 長方形断面アーム要素の場合

$$a-2t \geq a_{min} \quad (7-31)$$

$$a \leq a_{max} \quad (7-32)$$

$$b-2t \geq b_{min} \quad (7-33)$$

$$b \leq b_{max} \quad (7-34)$$

$$t \geq t_{min} \quad (7-35)$$

ここで、 a_{min} は a の内幅の許容最小値、 a_{max} は a の許容最大値、 b_{min} は b の内幅の許容最小値、 b_{max} は b の許容最大値、 t_{min} は厚さの許容最小値である。

以上のことから、ここで目的とする自動最適化は、

決定変数：各アーム要素の形状パラメータ

目的関数：式 (7-7) の $Q \rightarrow \min$.

拘束条件：式 (7-28) ~ (7-35)

という拘束条件付き最適化問題として定式化できる。この問題は、目的関数が非線形なのに対して、式 (7-28) ~ (7-35) からわかるように、拘束条件は線形となっている。そこで本研究では、線形拘束条件付き最適化問題の解法のひとつである勾配射影法¹⁾を用いて上記の最適化問題を解き、各アーム要素の形状パラメータを求めることにした。

各アーム要素の形状パラメータの最適解が求まったら、7.6へ移り、さらに設計変更するかを判断する。

7. 6 力学解析と評価

7. 4の感度解析を利用した対話的な設計、または7. 5のアーム要素の形状パラメータの自動最適化により設計パラメータを変更したら、力学的評価を行なって、オペレータが設計結果の良否を判断する。

7. 2、7. 3から、詳細設計で行なう力学的評価とその評価基準をまとめると、表7-1のようになる。

内部機構設計の場合と同様に、モータ駆動トルク・パワーの計算結果は時間変化のグラフとその最大値が、たわみ解析の結果はたわみの値とロボットの変形の様子がオペレータに表示される。固有振動解析の結果も、固有振動数の値と固有モードがオペレータに示される(図7-9)。

これらの評価を行なった結果、設計変更の必要があると判断した場合は、感度解析を利用した対話的な設計またはアーム要素の形状パラメータの自動最適化を用いて、再び設計変更を行なう。あるいは、基本機構設計、内部機構設計に戻って設計をやり直すこともできる。

満足いく結果が得られた場合には、「TOCARD」におけるロボットの設計は終了する。

表7-1 詳細設計における目的関数と拘束条件

	力学的評価	評価基準
目的関数	②全重量	できるだけ小さくする。
拘束条件	①モータ駆動トルク、 パワー	内部機構設計で選定したモータの能力を 越えていた場合は、モータを変更する。
	③可搬重量	ワーク重量として与えられる。
	④たわみ	許容値以下にする。
	⑤固有振動数	許容値以上にする。

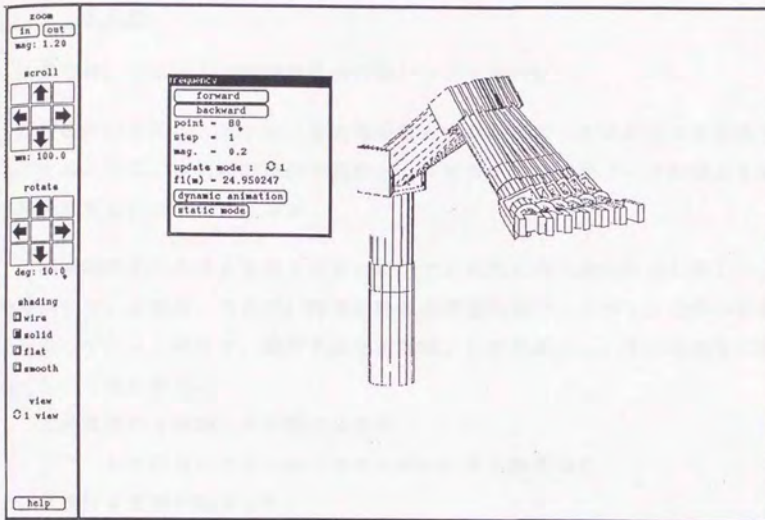


図 7-9 固有振動数の表示例

7. 7 まとめ

本章では、ロボットの詳細設計の方法について述べた。

詳細設計の目的は、たわみ、固有振動数を許容範囲内におさめつつ全重量を小さくするように、内部機構設計で見積もった要素の形状パラメータの修正と機械要素の変更を行なうことにある。

内部機構設計における見積り計算が要素ごとの局所的最適化なのに対して、詳細設計では、全重量、たわみ、固有振動数の評価に基づくロボット全体の最適化を目指している。そこで、設計を最適化問題として定式化し、その最適化問題を解くという観点から、

①感度解析を利用した対話的な修正

②アームの形状パラメータ（太さと厚さ）の自動最適化

の2つ設計を支援を提案した。

感度解析は、オペレータが対話的に設計変更する場合に、どのパラメータをどのように変更すればよいかを指示するもので、これにより効率よい設計変更が可能となる。

また、アーム要素の形状パラメータについては、最適化法のひとつである勾配射影法を用いてシステムが自動で最適化を図れるようにした。

さらに、これらを利用したオペレータによる設計変更と、設計結果の力学的評価を支援するシステムを開発した。

8. 1 「TOCARD」によるロボットの設計過程と設計例 1

8. 1. 1 設計条件の入力

最初に、「TOCARD」を用いてロボットを設計していく過程の例を示す。ここでは、第5章～第7章で述べた設計手順を、例を用いて説明していくことになるので、必要に応じて関連する章、節を〔〕内に併記することにする。

まずはじめに設計条件を入力する。入力データは、以下の通りである。

1) 作業に典型的なワークのデータ [5. 2]

フランジ座標系からみた位置	${}^{(F)}r_w = (0, 0, 100.0) \text{ [mm]}$
フランジ座標系からみた姿勢	$E_w = I \text{ (単位行列)}$
質量	$m_w = 2.0 \text{ [kg]}$
フランジ座標系からみた重心位置	${}^{(F)}r_{GW} = {}^{(F)}r_w$
フランジ座標系からみた重心回り慣性テンソル	$I_w^{(F)} = 0$

2) 作業に典型的な軌道のデータ [5. 2]

以下の4つの通過点を、直線補間軌道で順に結んだものとする。

通過点	位置 [mm]			姿勢 (オイラー角) [deg]		
	x	y	z	ϕ	θ	ψ
P_1	800.0	-300.0	600.0	0.0	90.0	0.0
P_2	800.0	-300.0	900.0	0.0	90.0	0.0
P_3	800.0	300.0	900.0	0.0	90.0	0.0
P_4	800.0	300.0	600.0	0.0	90.0	0.0

軌道の種類	始点	終点	加速時間 [s]	定速時間 [s]	減速時間 [s]
直線補間軌道	P_1	P_2	0.15	0.2	0.15
直線補間軌道	P_2	P_3	0.25	0.5	0.25
直線補間軌道	P_3	P_4	0.15	0.2	0.15

3) 作業に必要な直方体領域 [5. 3]

中心座標 [mm]	(0, 0, 800.0)
x 方向長さ [mm]	1800.0
y 方向長さ [mm]	1800.0
z 方向長さ [mm]	1600.0

4) 許容たわみと許容固有振動数 [7. 3]

詳細設計における設計条件として、式 (7-7) の拡大目的関数 Q を決める 4 つのパラメータを入力する。

たわみの許容最大値 δ_0	0.5 [mm]
固有振動数の許容最小値 f_0	25.0 [Hz]
たわみに対する重み w_d	10000.0 [kg]
固有振動数に対する重み w_f	10000.0 [kg]

5) 作業に要求されるファジィ性能 [5. 6]

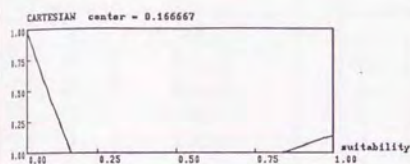
作業に適した関節構成を選定するためのデータとして、作業に要求される性能を表すファジィ規則の後件部と性能の重要度を入力する。ここでは、5. 6 に示した塗装作業を想定した。

性能 \ 規則	前件部							重要度
	NB	NM	NS	ZO	PS	PM	PB	
作動領域の広さ	NB	NB	NB	NS	PS	PM	PB	1.0
器用さ	NB	NB	NB	NB	NS	PS	PM	1.0
速度	NB	NB	NB	NS	PS	PM	PB	0.8
精度	PS	PM	PB	PB	PB	PB	PB	0.2
可搬重量	PS	PM	PB	PB	PB	PB	PB	0.2

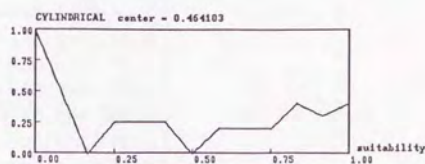
8. 1. 2 ファジィ推論による作業に適した関節構成の選定

基本機構設計の第 1 段階として、ファジィ推論を用いた大まかな評価により、作業に適した性能を持つ関節構成を選定する。

8. 1. 1で入力した作業に要求されるファジィ性能から、各関節構成の作業への適合度を表すファジィ集合を求める[5. 6]。結果を図8-1に示す。図から、この作業に最も適している垂直多関節ロボットを選定する。これと手首の3自由度により、6自由度ロボットの関節構成が決定される[5. 7]。



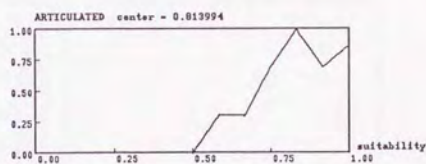
(a) 直角座標ロボット



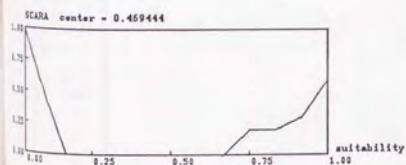
(b) 円筒座標ロボット



(c) 極座標ロボット



(d) 垂直多関節ロボット



(e) 水平多関節ロボット

図8-1 各関節構成の作業への適合度の推論結果

8. 1. 3 運動学的評価に基づく基本機構の設計

関節構成が決まったら、後は運動学的評価を繰り返しながら対話的にロボット基本機構を決定する [5. 7]。

設計された基本機構を図 8-2 に、各アームのアーム長および各関節の可動範囲を以下に示す。各アーム、関節の名称は、図に示すとおりである。

アーム	アーム長 [mm]	関節	可動範囲 [deg]
B_0	320.0	J_1	-180.0 ~ 180.0
B_1	320.0	J_2	-90.0 ~ 90.0
B_2	400.0	J_3	-90.0 ~ 90.0
B_3	280.0	J_4	-180.0 ~ 180.0
B_4	120.0	J_5	-90.0 ~ 90.0
B_5	120.0	J_6	-180.0 ~ 180.0
B_6	40.0		

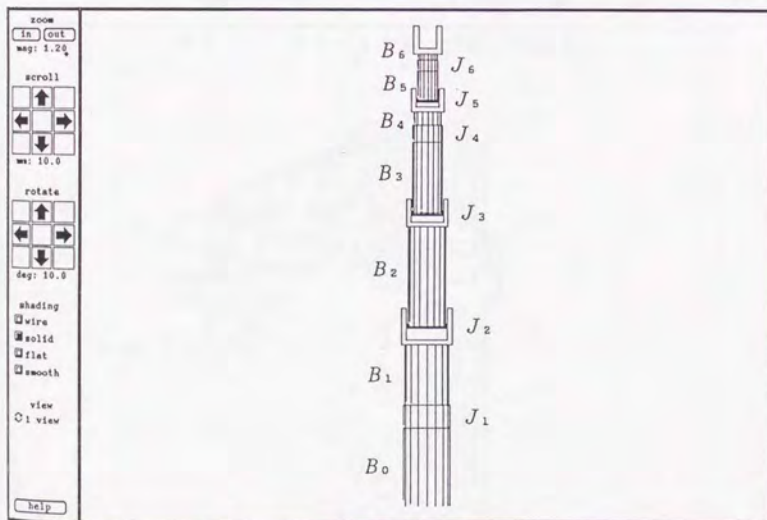


図 8-2 設計された基本機構

図8-3は、設計された基本機構の作動領域を示す。図中、四角く表示されているのは、8.1.1で入力した作業に必要な直方体領域である。

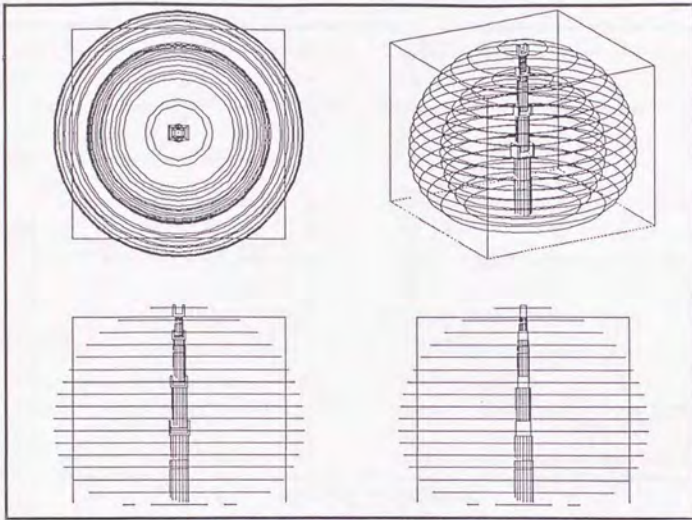


図8-3 図8-2の基本機構の作動領域

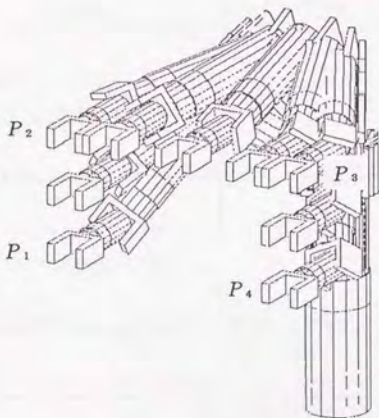
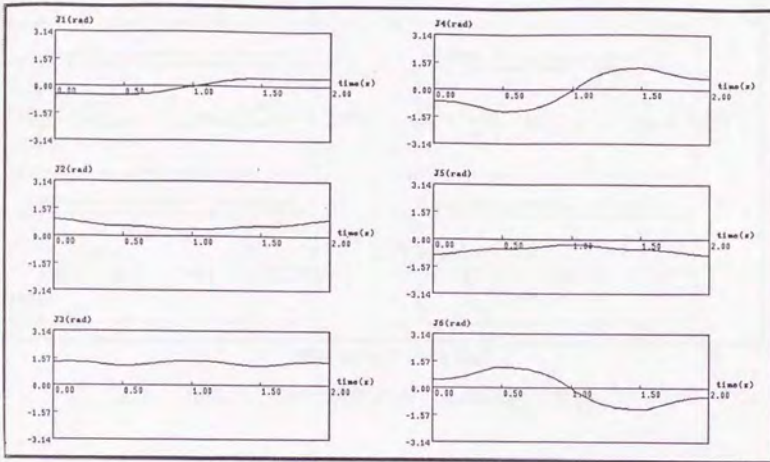
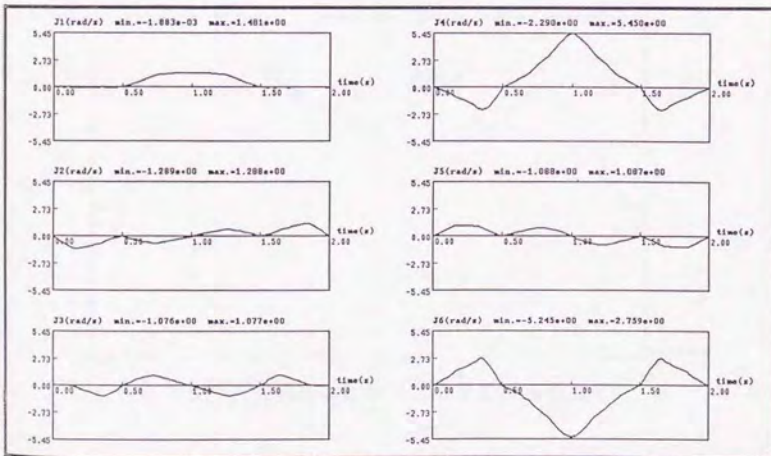


図8-4 代表的軌道を運動するロボットの軌跡

図 8-4 は、設計された基本機構が、8.1.1 で入力した作業に典型的な軌道を運動する様子を示したものである。この軌道の関節変位、速度、加速度の時間変化を図 8-5 に示す。

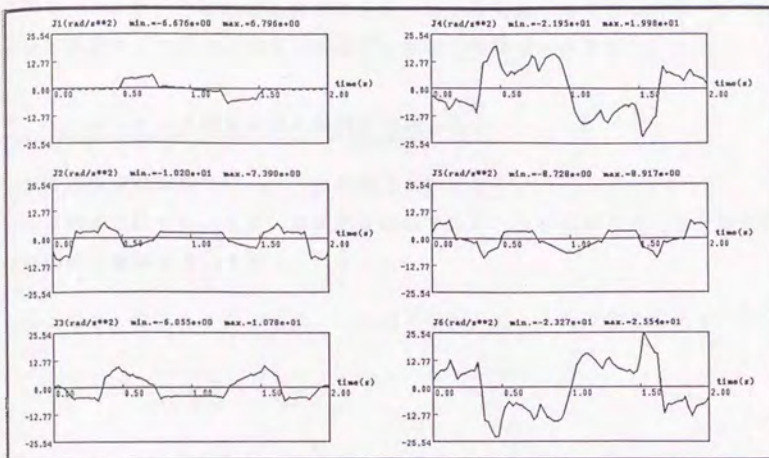


(a) 関節変位の時間変化



(b) 関節速度の時間変化

図 8-5(1) 代表的軌道に対する関節変位軌道



(c) 関節加速の時間変化

図 8-5(2) 代表的軌道に対する関節変位軌道

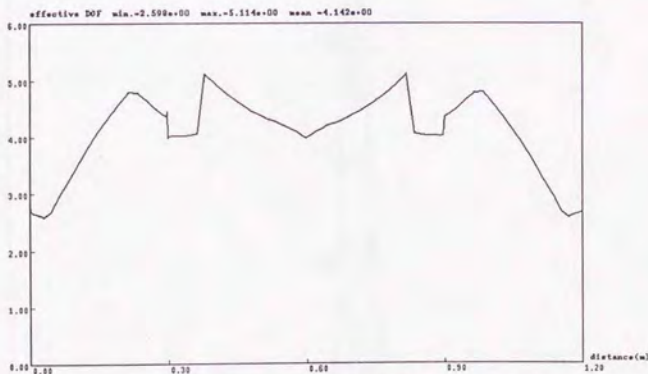


図 8-6 代表的軌道における有効自由度の変化

図 8-6 は、作業に典型的な軌道における有効自由度の変化を表している。図から、平均有効自由度は 4.14 であった。

図8-3より、作動領域は作業に必要な直方体領域をほぼ覆っており、有効自由度も満足できる値だと判断したので、基本機構設計を終了する。

8. 1. 4 モータ配置と伝達機構の種類の入力

基本機構設計が終了したら、内部機構設計に移る。

内部機構設計では、まず、各関節を駆動するモータの配置とモータ～関節間の伝達機構の種類を入力する[6. 4]。

ここでは、図8-7のように、モータを直接配置とした場合を考えてみた。

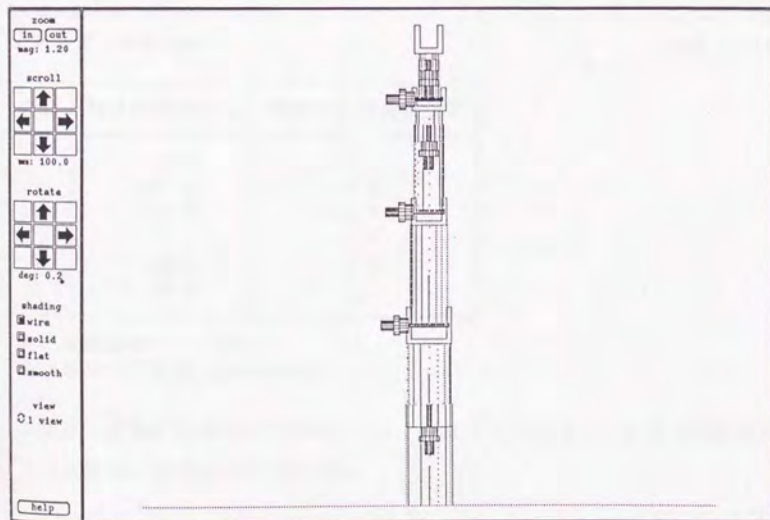


図8-7 入力されたモータ配置

8. 1. 5 要素の形状パラメータの見積りと機械要素の仮選定

モータ配置と伝達機構の種類を入力したら、アームの許容たわみなどの要素ごとの拘束条件を設定したのち、システムが力学計算に基づいてアーム太さ・厚さといった要素の形状パラメータの見積りと機械要素の仮選定を行なう〔6. 5～6. 7〕。

設定した要素の拘束条件を示す。

アーム	許容たわみ	内径許容最小値	外径許容最大値	厚さ許容最小値
B_0	0.01	100.0	130.0	2.0
B_1	0.01	50.0	120.0	2.0
B_2	0.05	96.0	120.0	2.0
B_3	0.05	80.0	110.0	2.0
B_4	0.01	80.0	100.0	2.0
B_5	0.005	80.0	100.0	2.0
B_6	0.001	36.0	80.0	2.0

※材質：Duralumin

(単位[mm])

関節	軸受間距離[mm]	軸受静許容荷重係数
J_1	80.0	3.0
J_2	140.0	3.0
J_3	106.0	3.0
J_4	60.0	3.0
J_5	100.0	3.0
J_6	40.0	3.0

※回転軸材質：S45C

※ハウジング材質：Duralumin

見積り・仮選定の結果得られたロボットを図8-8に示す。各要素の設計パラメータの値は、以下ようになった。

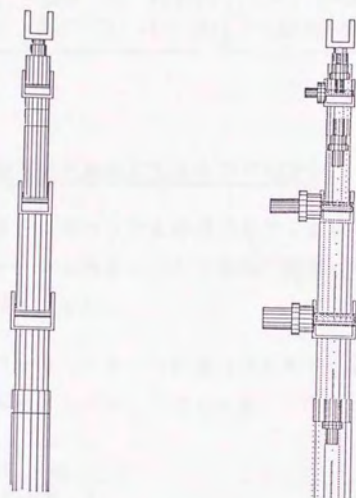


図 8-8 見積り・仮選定により得られたロボット

アーム	外径	厚さ
B_0	130.0	9.62
B_1	120.0	12.5
B_2	120.0	3.01
B_3	84.0	2.00
B_4	84.0	2.00
B_5	84.0	2.00
B_6	44.5	2.00

(単位[mm])

関節	軸受(内径[mm])	モータ(定格出力[W])	ハモニックドライブ(減速比)
J_1	6812 (60.0)	L402-011 (23.0)	FRS-20-160 (160)
J_2	6809 (45.0)	L720-012 (200.0)	CSS-32-160 (160)
J_3	6807 (35.0)	L511-012 (110.0)	CSS-32-160 (160)
J_4	6808 (40.0)	L402-011 (23.0)	CSS-20-80 (80)
J_5	6805 (25.0)	R301-011 (11.0)	FRS-20-160 (160)
J_6	6805 (25.0)	R301-011 (11.0)	CSS-20-50 (50)

8. 1. 6 見積り・仮選定の結果に対する力学的評価

見積り・仮選定の結果、ロボットの全設計パラメータは一応決定されたので、全重量や全モータパワー、たわみといった力学的な評価を行ない、オペレータが結果の良否を判断する[6. 8]。

全重量、全モータパワー(モータの定格出力の総和)、および作業に典型的な軌道における最大たわみは、以下のようであった。

全重量	25.1 kg
全モータパワー	378 W
最大たわみ	0.460 mm

図8-9は、この最大たわみを生じる軌道上の点におけるロボットの変形の様子を示している。ここで、ワイヤーフレームモデル表示が剛体とみなしたときのロボット、サーフェスモデル表示が変形したロボットで、変形は100倍に拡大してある。図8-10は、作業に典型的な軌道におけるモータ駆動トルクの時間変化を表す。

見積り・仮選定の結果、最大たわみは8. 1. 1で入力したたわみの許容範囲内にあり、また全重量、全モータパワーとも満足できる値だと判断して、内部機構設計を終了する。

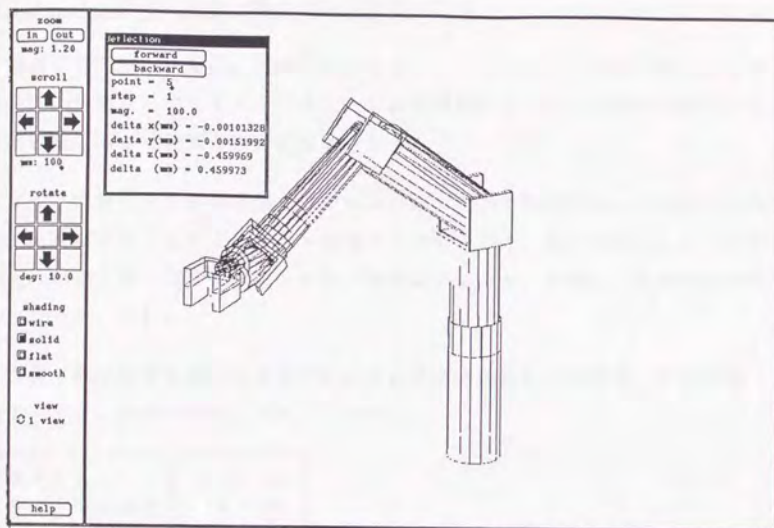


図 8-9 代表的軌道におけるロボットの最大たわみ

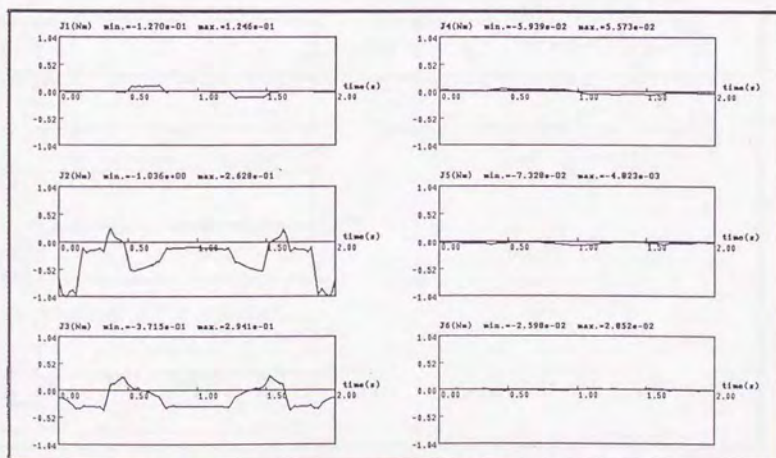


図 8-10 代表的軌道におけるモータ駆動トルクの時間変化

8. 1. 7 最大たわみ、最小固有振動数の計算

詳細設計では、たわみ、固有振動数を 8. 1. 1 で入力した許容範囲内におさめつつ、全重量を小さくするように、内部機構設計で見積った要素の形状パラメータの修正および機械要素の変更を行なう。

まず、作業に典型的な軌道上でたわみ、固有振動解析を行ない、最大たわみ、最小固有振動数とそれらを生じる軌道上の点を求める。以下では、ここで求めた最大たわみ、最小固有振動数を生じる点においてのみ、たわみ、固有振動解析を行なう [7. 3]。

作業に典型的な軌道におけるたわみおよび固有振動数の変化を、それぞれ図 8-11、図 8-12 に示す。これから、

最大たわみ	0.460 mm
最小固有振動数	24.7 Hz

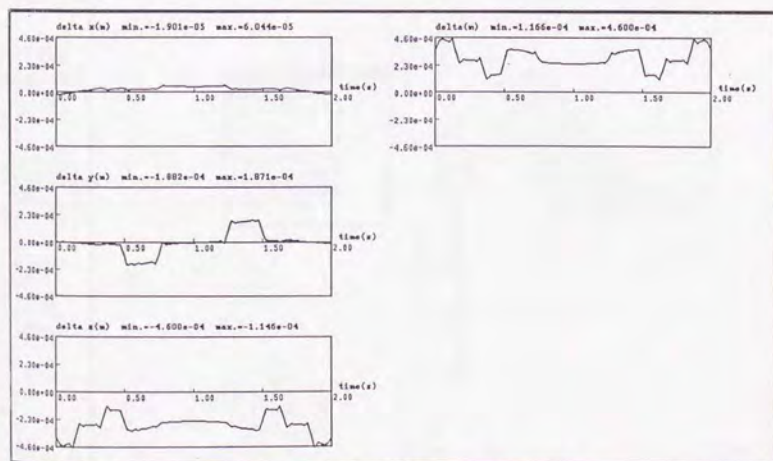


図 8-11 代表的軌道におけるたわみの変化

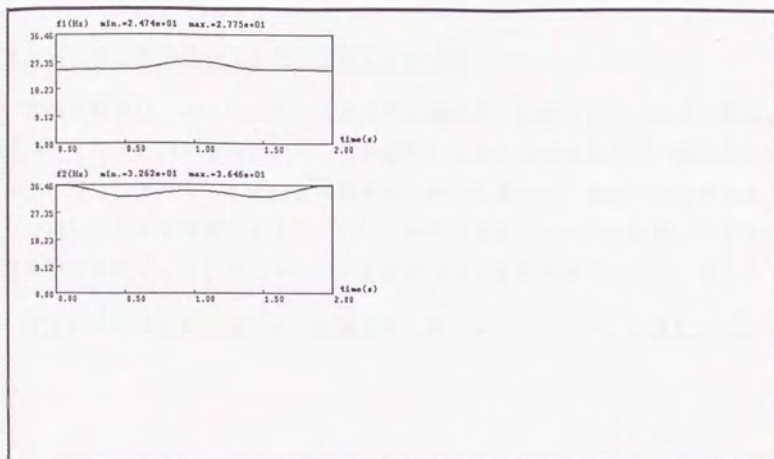


図 8-1-2 代表的軌道における固有振動数の変化

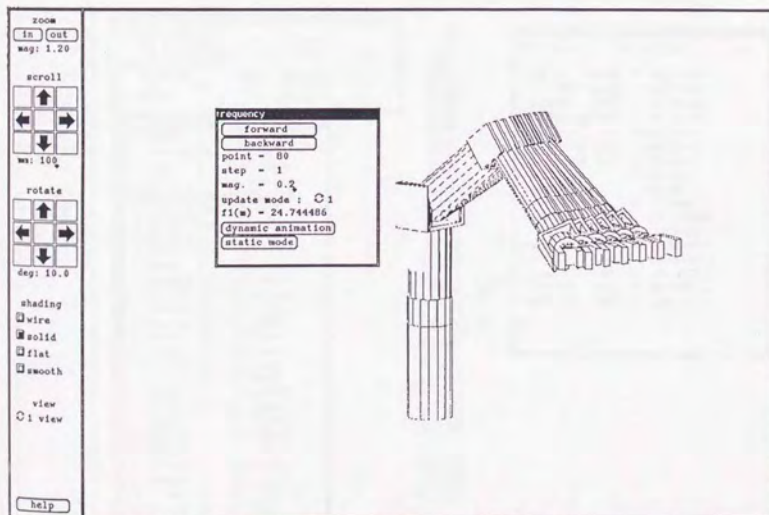


図 8-1-3 代表的軌道におけるロボットの最小固有振動数と固有モード

であった。図8-13は、最小固有振動数における固有モードである。また、最大たわみにおけるロボットの変形の様子は、既に図8-9に示した。

8. 1. 8 感度解析を利用した対話的な設計

詳細設計では、式(7-12)で定義される感度を、全設計パラメータ(要素の形状パラメータと機械要素)について計算し、感度の絶対値が大きい設計パラメータから順に、オペレータが設計変更する。設計変更量は、感度の符号から式(7-11)に従って決定する[7. 4]。設計を変更したら、全重量、たわみ、固有振動数を計算して、オペレータが設計変更の良否を判断する[7. 6]。

見積り・仮選定後の感度の計算結果を、図8-14に示す。例えば、この中か

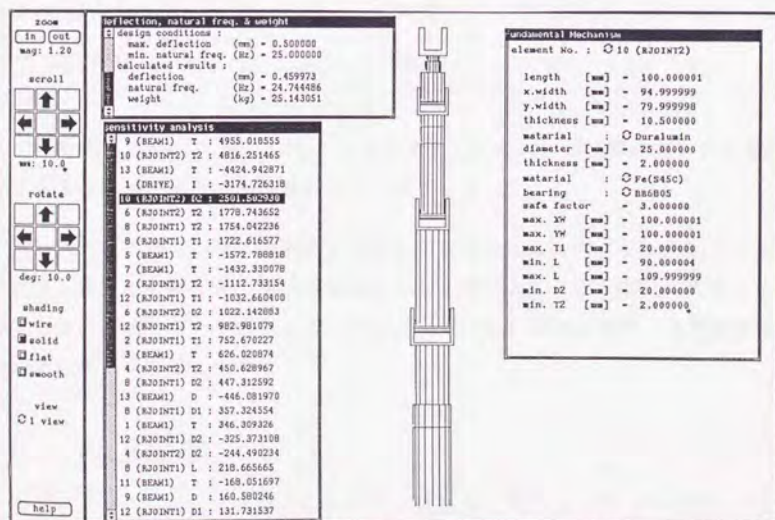


図8-14 見積り・仮選定後の感度の計算結果

ら感度の絶対値が大きい (2.50×10^3) 関節 J_5 の回転軸の外径を選ぶと、感度の符号からこれを小さくすればよいことがわかる。そこで、25.0[mm] から 20.0[mm] に設計変更し、それに合わせて軸受を 6805 から 6804 に取り替えた後、全重量、たわみ、固有振動数を計算した結果、それぞれ 25.1[kg]、0.456[mm]、24.9[Hz] となった。

以下、同様にして設計変更を繰り返したときの全重量、たわみ、固有振動数の変化を示す。

設計変更	全重量[kg]	たわみ[mm]	固有振動数[Hz]
(見積り・仮選定後)	25.1	0.460	24.7
J_5 の回転軸の外径を 20.0[mm] 軸受を 6804	25.1	0.456	24.9
J_2 の回転軸の厚さを 4.0[mm]	25.4	0.456	25.1
B_2 の厚さを 2.0[mm]	25.0	0.464	25.0
B_0 の厚さを 9.0[mm]	24.8	0.465	25.0
B_1 の厚さを 10.0[mm]	24.0	0.468	25.0

設計変更前と比べて 約1.1[kg] 軽量化され、たわみ、固有振動数とも許容値内に納めることができたので、設計変更を終了した。

設計変更終了後、作業に典型的な軌道におけるたわみ、固有振動解析を行なった結果、最大たわみ、最小固有振動数を生じる軌道上の点は、設計変更前と同じであった。また、モータ駆動トルクおよびパワーを計算した結果、内部機構設計で選定したモータの能力内にあった。

8. 1. 9 設計結果

以上でロボットの設計は終了したので、最終的な設計パラメータの値と主な性能をまとめておく。

アーム	アーム長	外径	厚さ
B_0	320.0	130.0	9.00
B_1	320.0	120.0	10.0
B_2	400.0	120.0	2.00
B_3	280.0	84.0	2.00
B_4	120.0	84.0	2.00
B_5	120.0	84.0	2.00
B_6	40.0	44.5	2.00

(単位[mm])

※材質：Duralumin

関節	軸受間距離[mm]	軸受(内径[mm])	可動範囲 [deg]
J_1	80.0	6812 (60.0)	-180.0～ 180.0
J_2	140.0	6809 (45.0)	-90.0～ 90.0
J_3	106.0	6807 (35.0)	-90.0～ 90.0
J_4	60.0	6808 (40.0)	-180.0～ 180.0
J_5	100.0	6804 (20.0)	-90.0～ 90.0
J_6	40.0	6805 (25.0)	-180.0～ 180.0

※回転軸材質 : S45C

※ハウジング材質：Duralumin

関節	モータ(定格出力[W])	ハモニック*ライフ*(減速比)
J_1	L402-011 (23.0)	FRS-20-160 (160)
J_2	L720-012 (200.0)	CSS-32-160 (160)
J_3	L511-012 (110.0)	CSS-32-160 (160)
J_4	L402-011 (23.0)	CSS-20-80 (80)
J_5	R301-011 (11.0)	FRS-20-160 (160)
J_6	R301-011 (11.0)	CSS-20-50 (50)

作業に典型的な軌道における平均有効自由度	4.14
作動領域	図 8-3
全モータパワー	378 [W]
全重量	24.0 [kg]
作業に典型的な軌道における最大たわみ	0.468 [mm]
作業に典型的な軌道における最小固有振動数	25.0 [Hz]

8. 2 設計例 2

8. 2. 1 設計条件

8. 1 の設計例に対して、経路を動く時間を 2 倍にし、かつ剛性が低くても良いという条件のもとで力学的な設計を行ない、全重量や全モータパワーが軽減されるかどうかを試みた。従って、以下に示す作業に典型的な軌道のデータとたわみ、固有振動数に対する許容範囲以外の設計条件は、8. 1 と同じにした。

2) 作業に典型的な軌道のデータ

以下の 4 つの通過点を、直線補間軌道で順に結んだものとする。

通過点	位置 [mm]			姿勢 (オイラー角) [deg]		
	x	y	z	ϕ	θ	ψ
P_1	800.0	-300.0	600.0	0.0	90.0	0.0
P_2	800.0	-300.0	900.0	0.0	90.0	0.0
P_3	800.0	300.0	900.0	0.0	90.0	0.0
P_4	800.0	300.0	600.0	0.0	90.0	0.0

軌道の種類	始点	終点	加速時間 [s]	定速時間 [s]	減速時間 [s]
直線補間軌道	P_1	P_2	0.25	0.5	0.25
直線補間軌道	P_2	P_3	0.5	1.0	0.5
直線補間軌道	P_3	P_4	0.25	0.5	0.25

4) 許容たわみと許容固有振動数

たわみの許容最大値 δ_0	1.0 [mm]
固有振動数の許容最小値 f_0	15.0 [Hz]
たわみに対する重み w_d	10000.0 [kg]
固有振動数に対する重み w_f	10000.0 [kg]

8. 2. 2 設計結果

設計されたロボット基本機構および内部機構を図8-15に示す。運動学的な条件を同じにするために、基本機構は8. 1の結果と同じにした。各アームおよび関節の名称は、図に示すとおりとする。

8. 1では全てのモータを直接配置としたが、ここでは、関節 J_3 のモータを2つのチェーンを用いてアーム B_1 上に置いてみた。従って、 J_3 の駆動系は J_2 を通り抜けることになる。

各設計パラメータの値を以下に示す。

アーム	アーム長	外径	厚さ
B_0	320.0	130.0	2.00
B_1	320.0	120.0	2.00
B_2	400.0	94.9	2.50
B_3	280.0	84.0	2.00
B_4	120.0	84.0	2.00
B_5	120.0	82.0	2.00
B_6	40.0	40.0	2.00

(単位[mm])

※材質：Duralumin

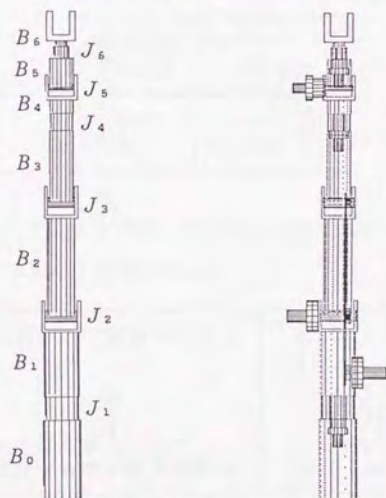


図8-15 設計結果：ロボット基本機構および内部機構

関節	軸受間距離[mm]	軸受(内径[mm])	可動範囲 [deg]
J_1	80.0	6812 (60.0)	-180.0~ 180.0
J_2	125.0	6808 (40.0)	-90.0~ 90.0
J_3	106.0	6807 (35.0)	-90.0~ 90.0
J_4	60.0	6808 (40.0)	-180.0~ 180.0
J_5	100.0	6804 (20.0)	-90.0~ 90.0
J_6	40.0	6805 (25.0)	-180.0~ 180.0

※回転軸材質 : S45C

※ハウジング材質: Duralumin

関節	モータ(定格出力[W])	ハーモニック*ライフ*(減速比)
J_1	R301-011 (11.0)	CSS-20-160 (160)
J_2	L404-012 (40.0)	FRS-32-160 (160)
J_3	L406-012 (60.0)	FRS-32-160 (160)
J_4	R301-011 (11.0)	FRS-20-120 (120)
J_5	R301-011 (11.0)	CSS-25-160 (160)
J_6	R301-011 (11.0)	CSS-20-50 (50)

J_3 のチェーン・スプロケット

	スプロケット 間距離 [mm]	チェーン呼び番号 (ピッチ[mm])	スプロケット (歯数)
下側	200.0	35 (9.525)	SP35-26 (26)
上側	400.0	25 (6.35)	SP25-32 (32)

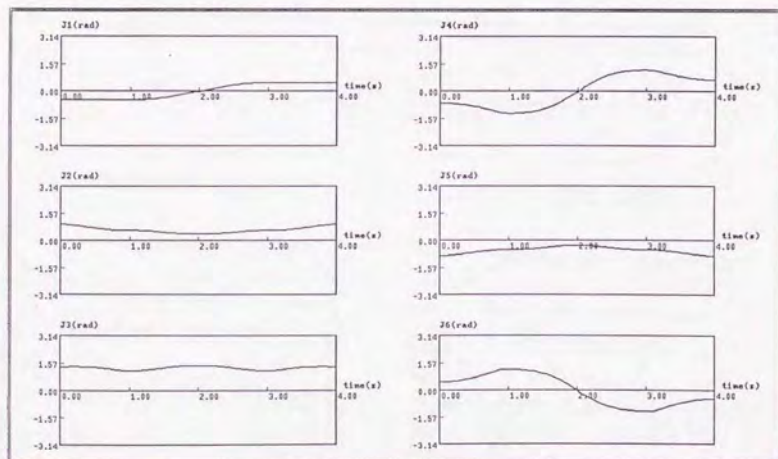
ロボットの主な性能を以下にまとめる。ただし、基本機構を8. 1の例と同じにしたので、作動領域は図8-3と同じになる。

作業に典型的な軌道における平均有効自由度	4.14
作動領域	図8-3
全モータパワー	144 [W]
全重量	17.4 [kg]
作業に典型的な軌道における最大たわみ	1.13 [mm]
作業に典型的な軌道における最小固有振動数	19.1 [Hz]

作業に典型的な軌道は、動作時間を8.1の例の2倍にただけなので、ロボットの軌跡は図8-4と同じである。この軌道における関節変位、速度、加速度の時間変化を図8-16に、有効自由度の変化を図8-17に、モータ駆動トルクの時間変化を図8-18に示す。

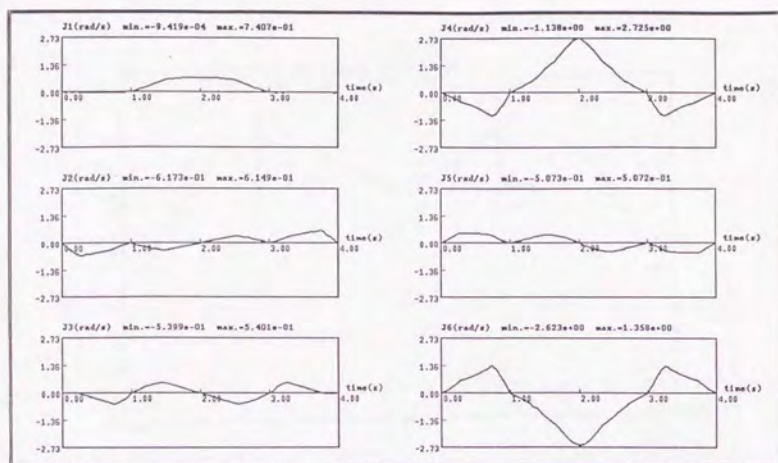
図8-19は軌道上のロボットの最大たわみを示したもので、図8-9と同様に、変形は100倍に拡大してある。チェーンを入れたために J_3 の関節軸回りの剛性が下がり、図8-9と比べて大きく変形しているのがわかる。

図8-20は、軌道上の最小固有振動数と固有モードである。図8-13の場合の最小固有振動数が水平面内の振動だったのに対して、この場合はチェーンを入れたことによって J_3 の関節軸回りの剛性が下がり、それに起因する縦方向の振動が最小固有振動数となっている。

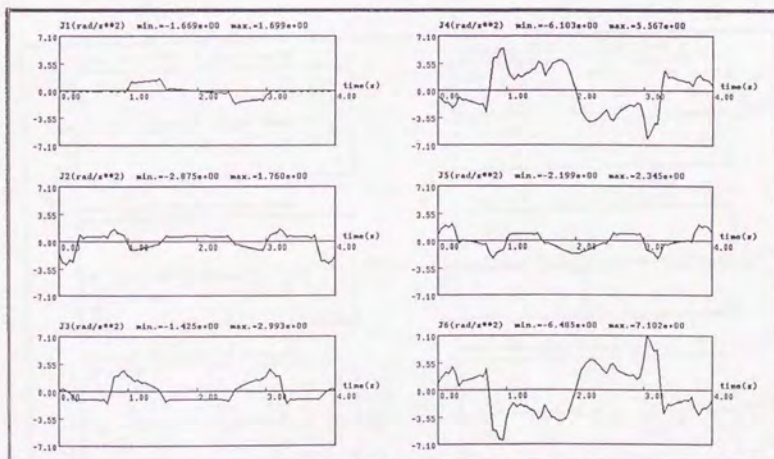


(a) 関節変位の時間変化

図8-16(1) 代表的軌道に対する関節変位軌道



(b) 関節速度の時間変化



(c) 関節加速度の時間変化

図 8-16(2) 代表的軌道に対する関節変位軌道

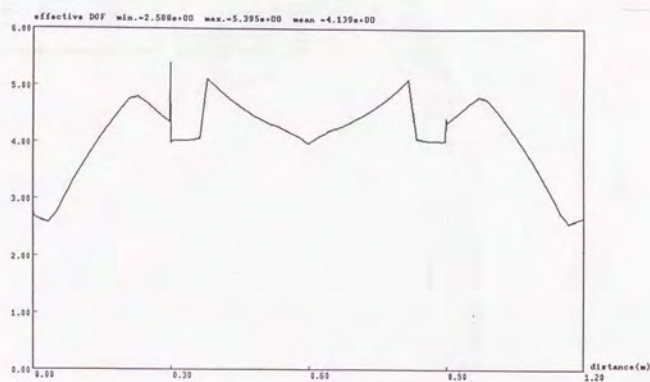


図 8-17 代表的軌道における有効自由度の変化

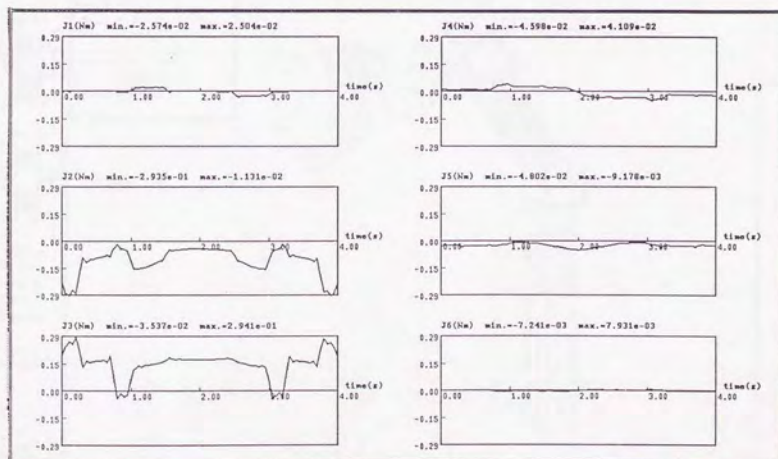


図 8-18 代表的軌道におけるモータ駆動トルクの時間変化

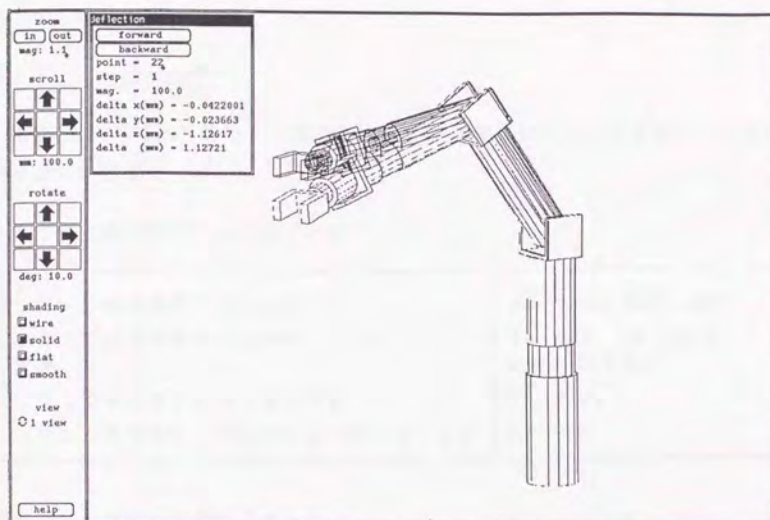


図 8-19 代表的軌道におけるロボットの最大たわみ

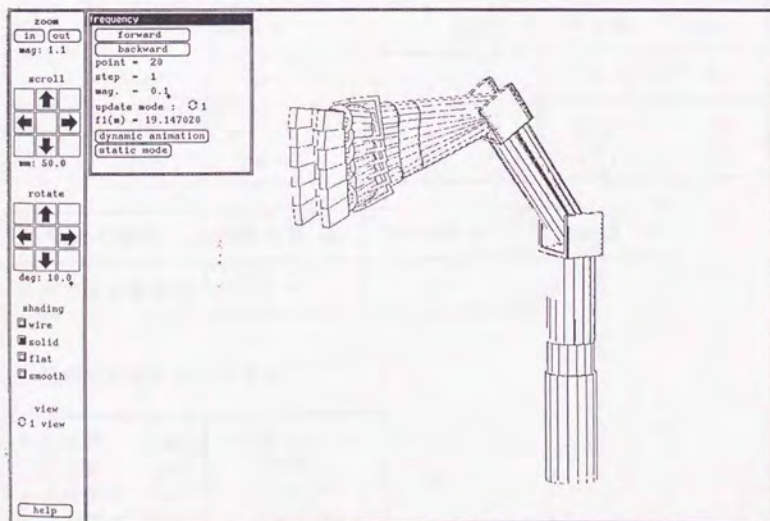


図 8-20 代表的軌道におけるロボットの最小固有振動数と固有モード

8.3 設計例3

8.3.1 設計条件

本節では、30[kg]のワークを搬送する垂直多関節ロボットを設計した。設計条件を以下に示す。

1) 作業に典型的なワークのデータ

フランジ座標系からみた位置	${}^{(F)}\mathbf{r}_w = (0, 0, 100.0) \text{ [mm]}$
フランジ座標系からみた姿勢	${}^{(F)}E_w = I$ (単位行列)
質量	$m_w = 30.0 \text{ [kg]}$
フランジ座標系からみた重心位置	${}^{(F)}\mathbf{r}_{GW} = {}^{(F)}\mathbf{r}_w$
フランジ座標系からみた重心回り慣性テンソル	${}^{(F)}I_w = 0$

2) 作業に典型的な軌道のデータ

以下の始点、終点間を、台形速度曲線軌道で結んだものとする。

通過点	位置 [mm]			姿勢 (オイラー角) [deg]		
	x	y	z	ϕ	θ	ψ
始点	400.0	-500.0	300.0	0.0	180.0	0.0
終点	600.0	500.0	300.0	0.0	180.0	0.0

軌道の種類	加速時間 [s]	定速時間 [s]	減速時間 [s]
台形速度曲線軌道	0.5	1.0	0.5

3) 作業に必要な直方体領域

中心座標 [mm]	(0, 0, 1000.0)
x方向長さ [mm]	1800.0
y方向長さ [mm]	1800.0
z方向長さ [mm]	1800.0

4) 許容たわみと許容固有振動数

たわみの許容最大値 δ_0	0.5 [mm]
固有振動数の許容最小値 f_0	25.0 [Hz]
たわみに対する重み w_d	10000.0 [kg]
固有振動数に対する重み w_f	10000.0 [kg]

垂直多関節ロボットと限定したので、作業に要求されるファジィ性能は入力する必要がない。

8. 3. 2 設計結果

設計されたロボット基本機構および内部機構を図8-21に示す。各アームおよび関節の名称は、図に示すとおりとする。設計パラメータの値を以下に示す。

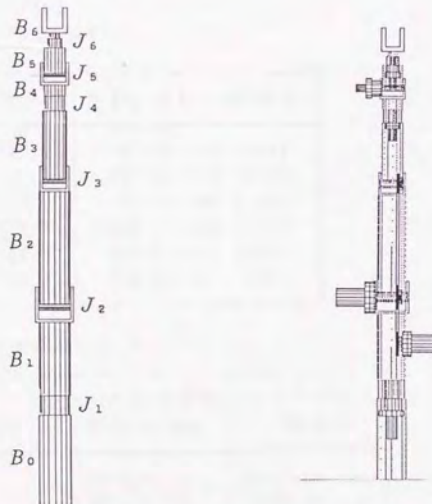


図8-21 設計結果：ロボット基本機構および内部機構

アーム	アーム長	外径	厚さ
B_0	400.0	130.0	3.00
B_1	400.0	120.0	2.50
B_2	500.0	120.0	2.00
B_3	300.0	93.4	2.00
B_4	120.0	84.0	2.00
B_5	120.0	84.0	2.00
B_6	40.0	40.0	2.00

(単位[mm])

※材質：Duralumin

関節	軸受間距離[mm]	軸受(内径[mm])	可動範囲 [deg]
J_1	80.0	6812 (60.0)	-180.0 ~ 180.0
J_2	140.0	6809 (45.0)	-90.0 ~ 90.0
J_3	106.0	6807 (35.0)	-90.0 ~ 90.0
J_4	60.0	6808 (40.0)	-180.0 ~ 180.0
J_5	100.0	6805 (25.0)	-90.0 ~ 90.0
J_6	40.0	6805 (25.0)	-180.0 ~ 180.0

※回転軸材質 : S45C

※ハウジング材質：Duralumin

関節	モータ(定格出力[W])	ハモニック・ライフ(減速比)
J_1	L511-012 (110.0)	CSS-32-160 (160)
J_2	L730-012 (300.0)	FRS-40-160 (160)
J_3	L720-012 (200.0)	FRS-32-160 (160)
J_4	L402-011 (23.0)	FRS-20-120 (120)
J_5	R301-011 (11.0)	CSS-25-160 (160)
J_6	R301-011 (11.0)	CSS-20-50 (50)

 J_3 のチェーン・スプロケット

	スプロケット 間距離 [mm]	チェーン呼び番号 (ピッチ[mm])	スプロケット (歯数)
下側	200.0	40 (12.7)	SP40-24 (24)
上側	500.0	40 (12.7)	SP40-19 (19)

ロボットの主な性能を以下にまとめる。

作業に典型的な軌道における平均有効自由度	2.03
作動領域	図 8-22
全モータパワー	655 [W]
全重量	57.2 [kg]
作業に典型的な軌道における最大たわみ	0.344 [mm]
作業に典型的な軌道における最小固有振動数	25.2 [Hz]

作業に典型的な軌道を運動するロボットの軌跡を図 8-23 に、この軌道における関節変位、速度、加速度の時間変化を図 8-24 に、有効自由度の変化を図 8-25 に、モータ駆動トルクの時間変化を図 8-26 に示す。軌道は PTP 軌道なので、有効自由度は一定となる。図 8-27 は軌道上のロボットの最大たわみを示したもので、変形は 200 倍に拡大してある。また、図 8-28 は軌道上の最小固有振動数と固有モードである。設計されたロボットが軽量なのは、運動がゆっくりしているのと、運動中の姿勢から、関節 J_a 、 J_s の関節軸回りのトルクが少なくてすむからである。

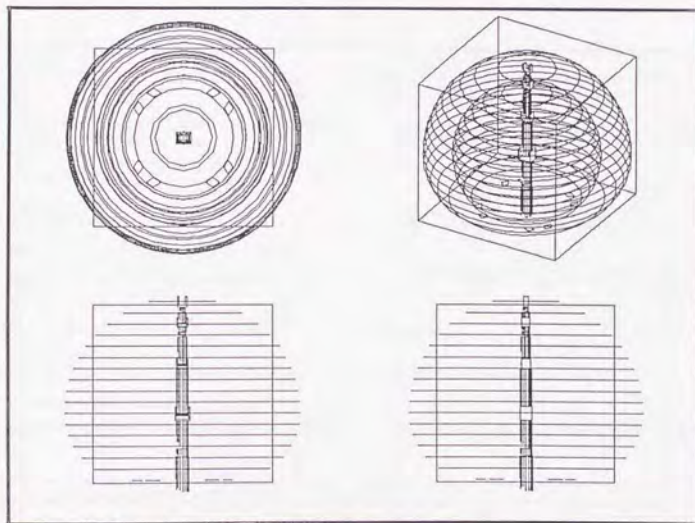


図 8-22 設計されたロボットの作動領域

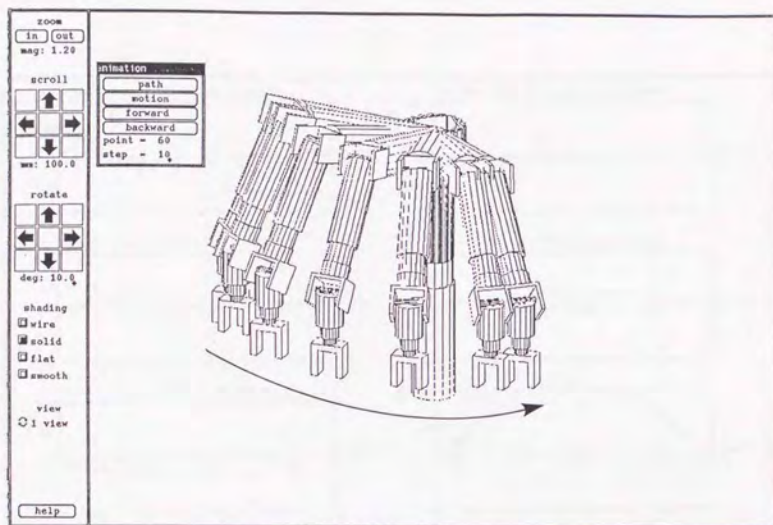
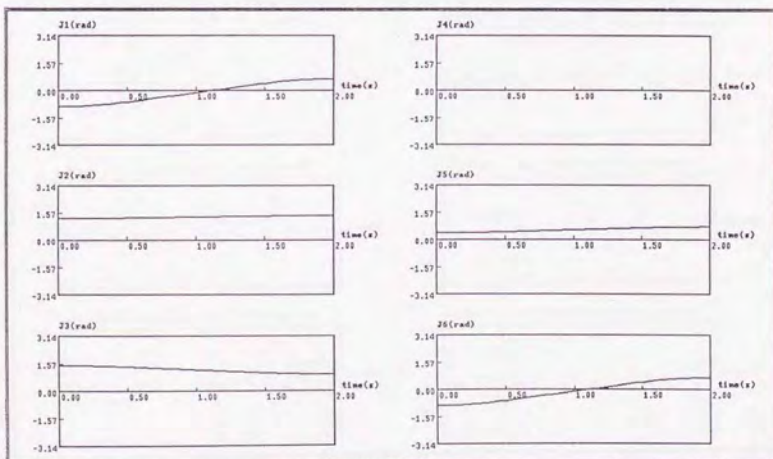
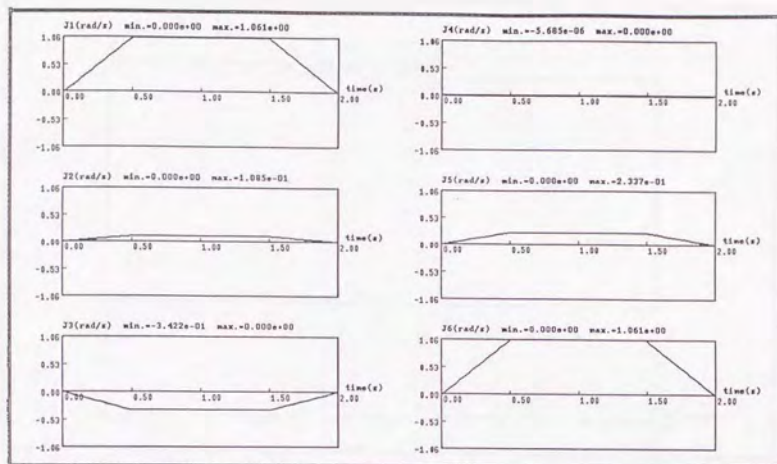


図 8-23 代表的軌道を運動するロボットの軌跡

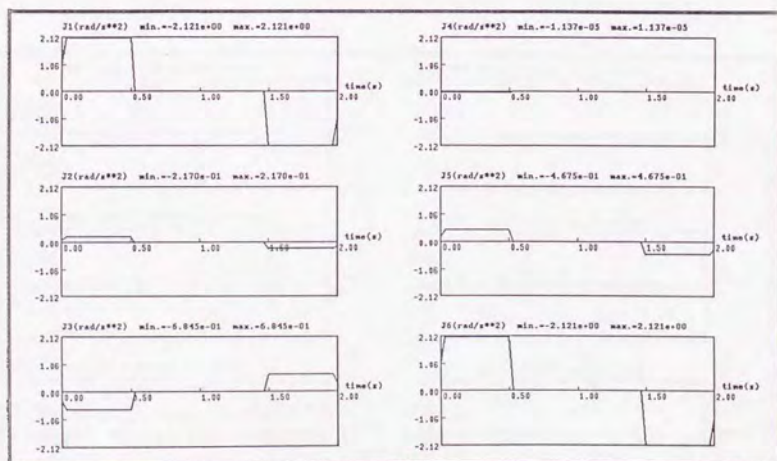


(a) 関節変位の時間変化

図 8-24(1) 代表的軌道に対する関節変位軌道



(b) 関節速度の時間変化



(c) 関節加速度の時間変化

図 8-24(2) 代表的軌道に対する関節変位軌道

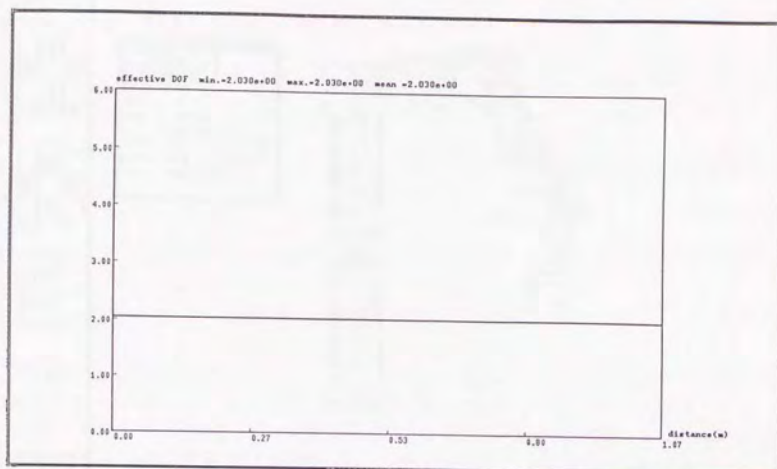


図 8-25 代表的軌道における有効自由度の変化

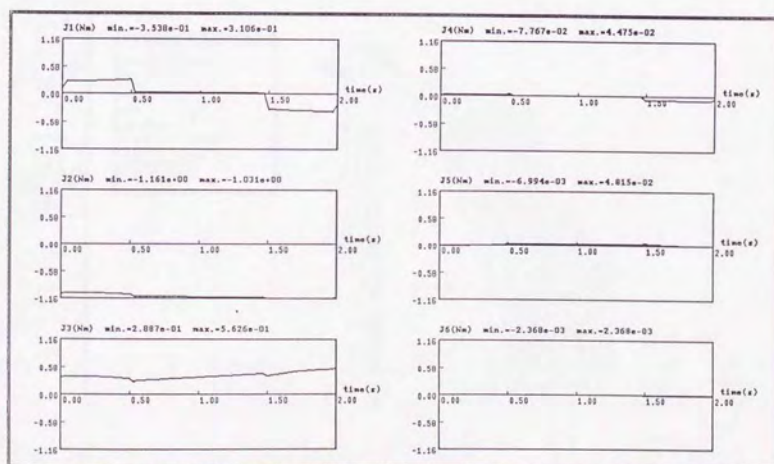


図 8-26 代表的軌道におけるモータ駆動トルクの時間変化

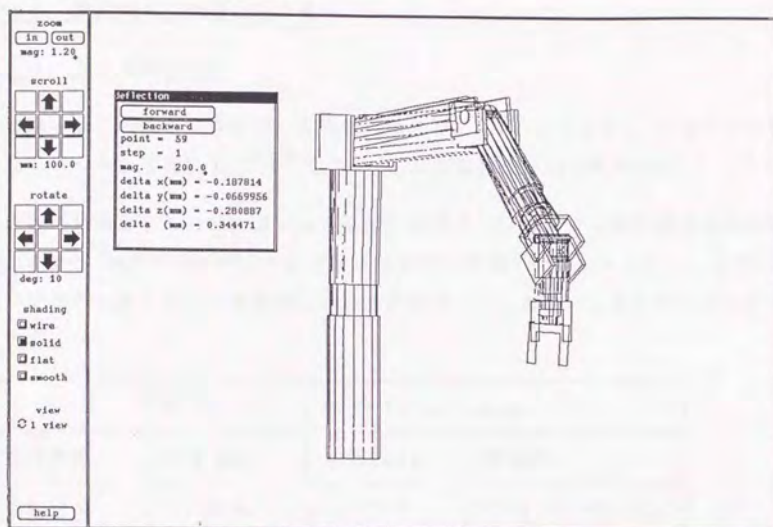


図 8-27 代表的軌道におけるロボットの最大たわみ

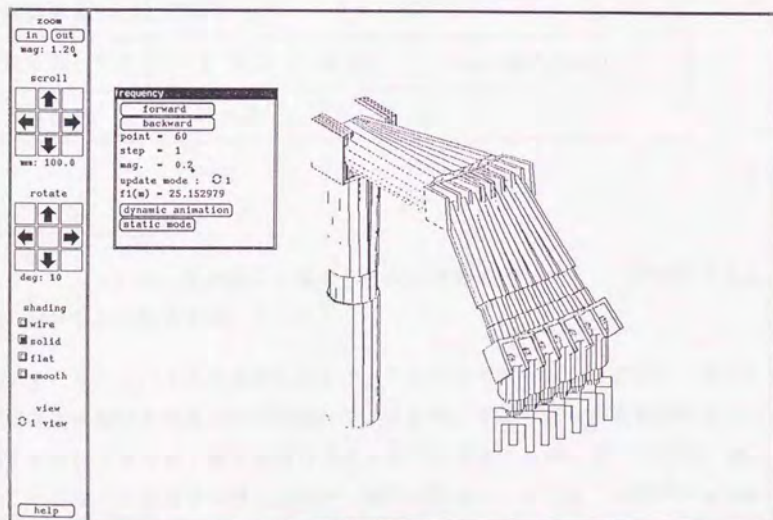


図 8-28 代表的軌道におけるロボットの最小固有振動数と固有モード

8. 4 設計例 4 : 実機との比較

8. 4. 1 実機の仕様

本節では、現在市販されている産業用ロボットと「TOCARD」を用いて設計したロボットとを比較し、「TOCARD」の有用性について検討する。

比較の対象としたのは、図 8-29 に示すセイコーエプソン(株)製の水平多関節ロボット SSR-H503N-MZ Z100 で、以後これを実機と呼ぶことにする。ただし、ここではベースに近い 3 自由度のみの設計を考える。実機の主な仕様を以下にまとめる。

	$\theta 1$ 軸 (J_1)	$\theta 2$ 軸 (J_2)	Z 軸 (J_3)
動作範囲	± 100 [deg]	± 140 [deg]	100 [mm]
駆動方式	DCサーボモータ+ハーモニックドライブ*		DCサーボモータ+ボールネジ*
最大動作速度	284 [deg/sec]	455 [deg/sec]	430 [mm/sec]
可搬重量	定格 2 [kg] 最大 4 [kg]		
繰り返し精度	X-Y 平面 ± 0.02 [mm]		Z 軸 ± 0.01 [mm]
本体重量	約 38 [kg]		

8. 4. 2 設計条件

8. 4. 1 に示した実機の仕様から、同じ性能を持つロボットが設計できるように設計条件を設定する。

まず、8. 4. 1 の仕様からはロボットの作動領域がわかるだけで、作業に必要な直方体領域を導き出すのは難しい。そこで、実機と同じ作動領域を持つロボットを設計するため、基本機構は図 8-30 のように実機と同じにした。従って、ここで行なうのは力学的評価に基づく設計となる。このとき、設定すべき設計条件は以下の 3 つとなる。

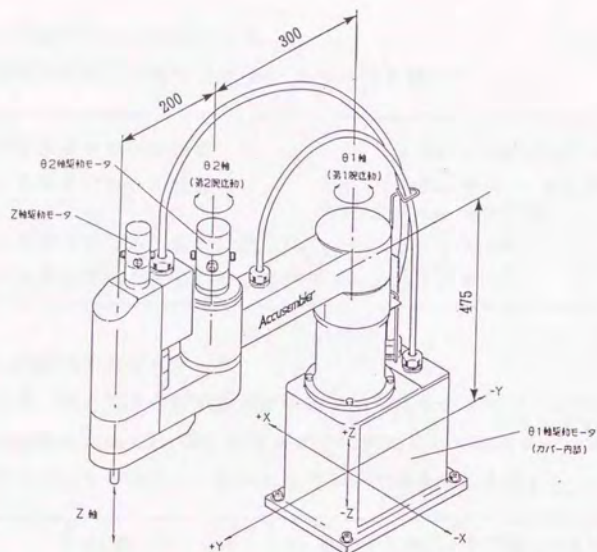
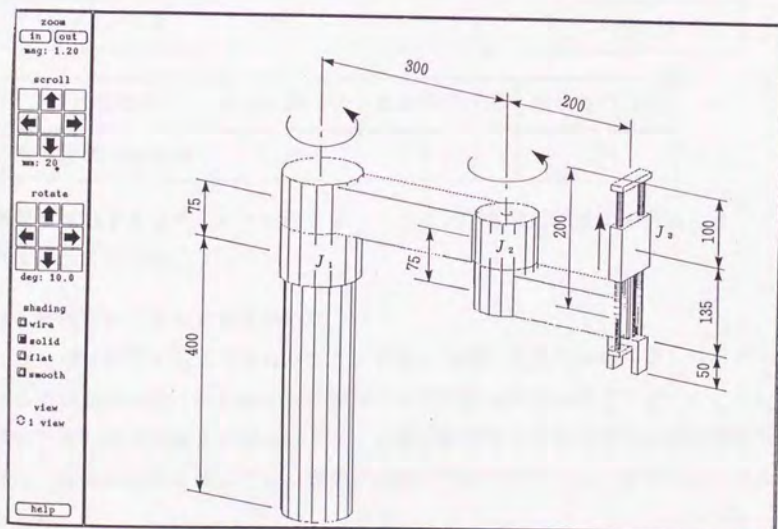
図 8-29 比較の対象としたロボット¹⁾

図 8-30 設計するロボットの基本機構

1) 作業に典型的なワークのデータ

実機の定格可搬重量と同じ 2.0 [kg] のワークを設定する。

フランジ座標系からみた位置	${}^{(F)}r_w = (0, 0, 50.0) \text{ [mm]}$
フランジ座標系からみた姿勢	${}^{(F)}E_w = I \text{ (単位行列)}$
質量	$m_w = 2.0 \text{ [kg]}$
フランジ座標系からみた重心位置	${}^{(F)}r_{GW} = {}^{(F)}r_w$
フランジ座標系からみた重心回り慣性テンソル	${}^{(F)}I_w = 0$

2) 作業に典型的な軌道のデータ

以下の始点、終点間を台形速度曲線軌道で結んだものとする。この軌道は、各関節の最大速度が実機の約 90% となるように設定したものである。関節変位は図 8-30 の状態をゼロとし、図中矢印で示す方向を正とした。

	$\theta 1$ 軸 (J_1) [deg]	$\theta 2$ 軸 (J_2) [deg]	Z 軸 (J_3) [mm]
始 点	-64.0	-102.0	0.0
終 点	0.0	0.0	-100.0

軌道の種類	加速時間 [s]	定速時間 [s]	減速時間 [s]
台形速度曲線軌道	0.25	0.0	0.25

軌道を運動するロボットの軌跡を図 8-31 に、各関節速度の時間変化を図 8-32 に示す。

4) 許容たわみと許容固有振動数

たわみは軌道の終点で考えることにする。実機の仕様では繰り返し精度が与えられているのみで、たわみまたは絶対的な位置決め精度は分からないが、ここでは繰り返し精度の値を参考にして、たわみの許容最大値を以下のように設定した。また、固有振動数に関しては、実機の仕様が与えられていないので考えないことにした。

たわみの許容最大値	δ_0	0.01 [mm]
たわみに対する重み	w_d	10000.0 [kg]

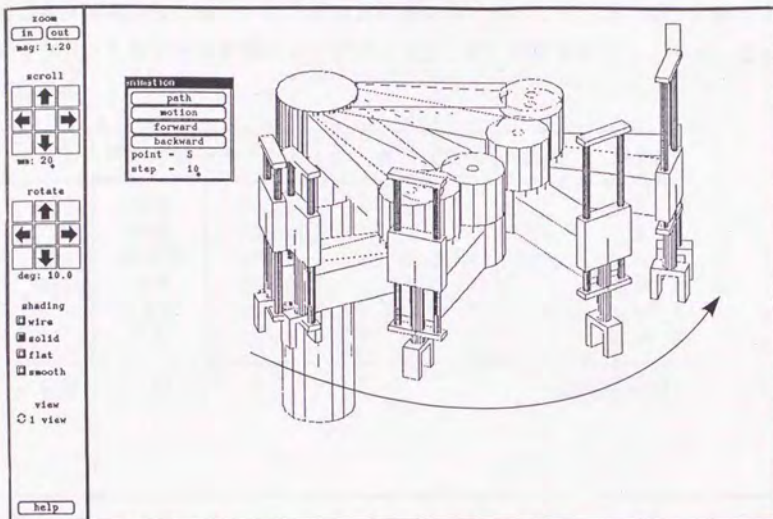


図 8-3-1 代表的軌道を運動するロボットの軌跡

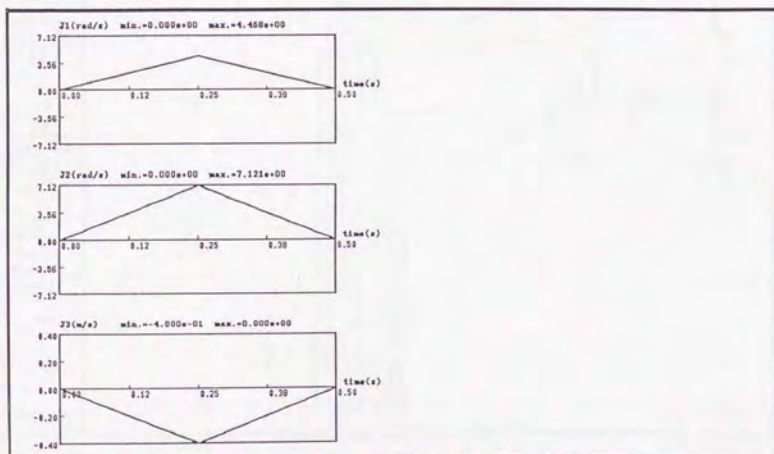


図 8-3-2 代表的軌道に対する関節速度の時間変化

8. 4. 3 設計結果

設計されたロボットを図8-33に示す。各関節の駆動系は、図8-29と同じ位置に配置した。各アーム、関節の名称は図に示すとおりで、第1、第2関節のオフセットはアーム要素としてモデル化される。主な設計パラメータの値を以下に示す。

アーム	断面形状	アーム長	外径または横幅	縦幅	厚さ
B_0	円形	400.0	125.0		22.0
B_{1_1}	円形	115.0	115.0		18.0
B_{1_2}	長方形	300.0	90.0	100.0	5.50
B_{2_1}	円形	105.0	70.0		2.50
B_{2_2}	長方形	200.0	60.0	80.0	2.00
B_3	円形	135.0	15.0		2.00

※材質：Duralumin

(単位[mm])

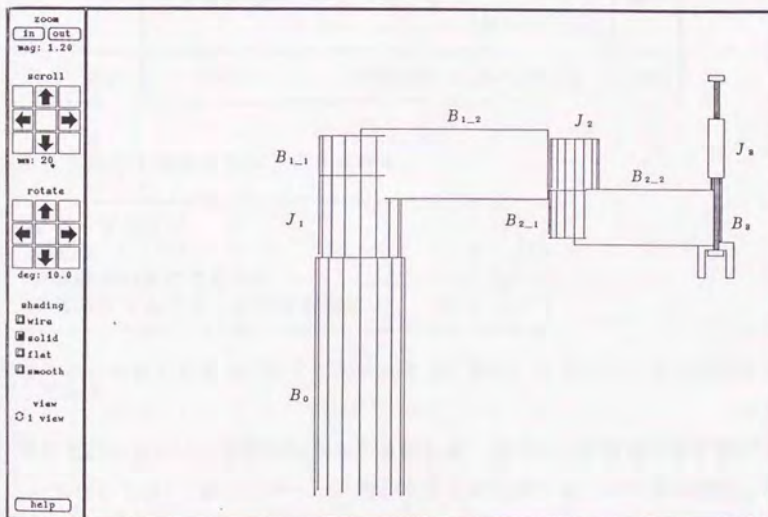


図8-33 設計されたロボット

回転関節	軸受間距離[mm]	軸受(内径[mm])	可動範囲 [deg]
J_1	115.0	6810 (50.0)	-100.0 ~ 100.0
J_2	75.0	6807 (35.0)	-140.0 ~ 140.0

※回転軸材質：S45C ハウジング材質：Duralumin

直動関節	シャフト長 [mm]	ハ・アリンク*間 距離 [mm]	シャフト間 距離[mm]	リニアホ*ールハ・アリンク* (内径[mm])	可動範囲 [mm]
J_3	250.0	60.0	60.0	LB8NY (8.0)	-100.0 ~ 0.0

※シャフト材質：S45C ハウジング材質：Duralumin

関節	モータ(定格出力[W])	ハ・モニック*ライブ*(減速比)
J_1	L840-012 (400.0)	CSS-20-120 (120)
J_2	L720-012 (200.0)	CSS-20-50 (50)
J_3	L402-012 (23.0)	無し

	ネジ長さ[mm]	ナット呼び番号 (リフト* [mm]、ネジ軸外径[mm])	軸受
J_3 ホールネジ*	250.0	DFT1606-3 (6.0, 16.0)	6803

ロボットの力学的性能を以下にまとめる。

全モータパワー	623 [W]
全重量	26.4 [kg]
軌道終点におけるたわみ	0.0104 [mm]
軌道終点における1次固有振動数	16.3 [Hz]

軌道終点におけるたわみの様子を図8-34に示す。ただし、変形は2000倍に拡大してある。

設計されたロボットを実機と比較する際には、以下の点に留意する必要がある。

- 1) 「TOCARD」では、アームや関節を第4章に示すような簡単な形状としてモデル化しているが、実際のロボットでは、アームと関節の結合部分あるいはロ

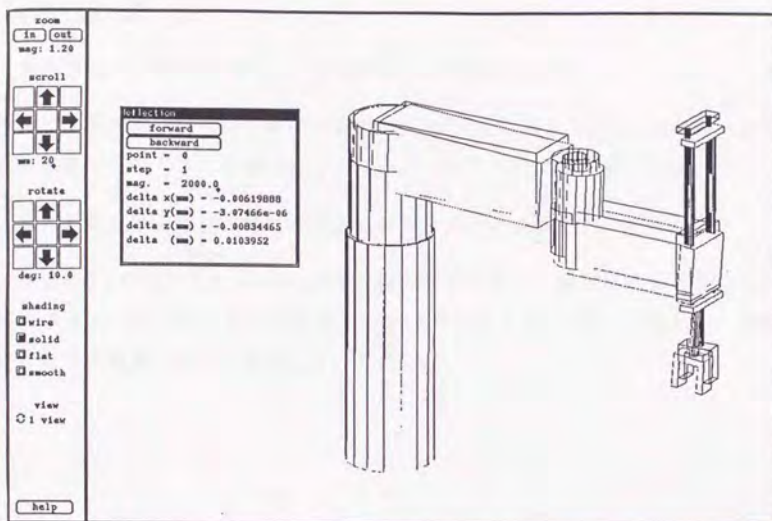


図 8-3-4 軌道終点におけるロボットのたわみ

ボットをベースに固定する部分に取付用のフランジがあったり、モータの取付部分が加工してあったりして、モデルと完全に一致する形状を持つロボットはほとんどない。しかしながら、こうした形状の違いがロボット全重量に及ぼす影響は、本節での比較においてはそれほど問題ないともいえる。

2) 8. 4. 2 では、実機と同じ性能を持つロボットを設計できるように、実機の仕様から設計条件を導いたが、この条件が実機の持つ最大性能に対応しているとは限らない。例えば、ここではたわみの拘束条件を実機の繰返し精度と同じにとったが、繰返し精度は位置決めの再現性を表す指標であり、絶対的な位置決め精度の一要因であるたわみとはあまり関係ない。一般に繰返し精度に比べてたわみ量は大きいので、この設計条件は実機よりも厳しく設定したといえる。

以上の2点を考慮しても、設計されたロボットは実機と比べてかなり軽量化されており、「TOCARD」によって、現在ある産業用ロボットよりも優れた性能を持ったロボットを設計できる可能性を示唆している。

8. 5 まとめ

本章では、「TOCARD」によるロボットの設計例を示した。

まず、第5章～第7章で詳細に述べてきた「TOCARD」によるロボットの設計が実際にどのように行なわれていくかを、例を用いて順に説明した。

次に、設定した条件のもとに設計されたロボットの例を2つ示した。

最後に、「TOCARD」の有用性を検討するために、現在市販されている産業用ロボットと同じ性能を持つロボットを「TOCARD」を用いて設計し、全重量がどれだけ軽減されるかを示した。

第 9 章 結論

9. 1 まとめ

ロボットの適用範囲が様々な分野に広がるにつれて、ロボットに求められる機能も多様化し、高速・高精度化といった性能向上に対する要求もますます厳しくなっている。これに対して、試作と実験を繰り返す従来の設計方法では、多くの時間と労力を要するだけでなく、必要な性能を持ったロボットを設計することは難しい。そこで、コンピュータを用いてロボットを設計しようとするロボットCADシステムの開発が期待されるようになってきた。ところが、従来のロボットCADシステムの多くは設計パラメータの一部を最適化するものであり、自由度、関節構成、アーム長といった基本機構の設計から、内部機構の設計、すなわち各関節を駆動するモータの配置と伝達機構の設計やアーム太さの決定、さらには使用するモータや減速機、軸受といった機械要素の選定まで行なうシステムはまだない。そこで本研究では、

ロボットの基本機構から内部機構に至るまでの総合的な設計を目的とする

ロボットCADシステム「TOCARD」

を開発した。「TOCARD」は、“目的とする作業に適したロボット”あるいは“ある程度専用化されたロボット”のメカニズムの設計を目的とするロボットCADシステムである。

第2章では、「TOCARD」の適用範囲とロボットのメカニズムの設計パラメータおよび設計のための目的関数・拘束条件を明らかにした。特に、ロボット基本機構設計における重要な評価として、新しく有効自由度という概念を提案した。有効自由度を用いることにより、基本機構が目標経路に適しているかを評価することができる。

次に、設計パラメータと目的関数・拘束条件の関係の深さを調べ、ロボットの設計を運動学的評価に基づく基本機構の設計と力学的評価に基づく内部機構の設計とに分離することにより、設計システムを簡単にできることを示した。

以上の結果として、「TOCARD」のコンセプトを決定し、「TOCARD」の構成と、3つの設計段階—基本機構設計、内部機構設計、詳細設計—からなるロボットの設計手順を提案した。

第3章、第4章では、設計のための評価量を計算する運動学、力学解析の方法と、解析に用いるモデルについて説明した。

このうち、作動領域は本研究で新たに開発した方法により計算する。この方法では、ベースに近い3自由度による作動領域の境界を、あらゆる基本機構のロボットについて求めることができる。また、第2章で提案した有効自由度の定義とその性質についても述べた。

逆動力学計算や、有限要素法を用いたたわみ、固有振動解析に関しても、駆動系に伝達機構が含まれる場合にも適用できるように、従来の手法を拡張した。たわみ、固有振動解析では、アームの剛性だけでなく関節部の軸受や伝達機構、減速機の剛性も含めた解析が可能である。

「TOCARD」では、はじめに、目的作業によって決まる設計条件を入力する。設計条件としては、作業に典型的なワークのデータ（大きさや重量など）と作業に典型的な軌道、作業に必要な領域、許容たわみと許容固有振動数、および作業に要求されるファジィ性能がある。設計は、ここで入力したワーク、軌道を条件として行ない、他のワーク、軌道に対してはロボット・シミュレータを用いて解析し、設計したロボットが適用できるかをチェックする（第5章）。

設計条件を入力したら、運動学的評価を行ないながら、基本機構を設計する（第5章）。ここでは、はじめにファジィ推論を用いた大まかな評価により作業に適した性能を持つ関節構成を選定し、続いて作動領域や有効自由度といった運動学的評価を行ないながら対話的にアーム長その他の基本機構を修正していく。

ファジィ推論による作業に適した関節構成の選定方法は、今までほとんど行なわれていなかった関節構成の設計に関して、ロボットの設計熟練者が行なう方法をもとに本研究で新たに提案した方法である。

基本機構が決定されたら、内部機構設計に移る（第6章）。ここでは、設計者がモータ配置と伝達機構の種類を入力した後、システムが、強度やたわみの評価に基づいてアーム太さの見積りと機械要素の仮選定を行なう。モータは、必要なトルク、パワーに基づいて選定される。見積り・仮選定が終わったら、ロボット全重量や全モータパワー、モータ駆動トルク、およびロボット全体のたわみを計

算し、設計者が結果を評価する。モータ配置と伝達機構の種類をいろいろ変えることにより、たわみを許容値に近づけるとともに、全重量や全モータパワーの軽減を図る。

内部機構設計では、設計者はモータ配置と伝達機構の種類を入力するだけでよく、後はシステムが計算してくれるため、設計者の手間は大幅に軽減される。この点も「TOCARD」における大きな特徴のひとつである。

内部機構設計の結果、モータ配置と伝達機構の種類は決定されるが、アーム太さや機械要素は局所的に最適化されているにすぎない。そこで詳細設計では、ロボット全体のたわみ、固有振動数を許容範囲内に収めつつ全重量を小さくするように、内部機構設計で見積もったアーム太さの修正と機械要素の変更を行なう（第7章）。ここでは、感度解析を利用した対話的な設計変更とアームの太さ・厚さの自動最適化機能を併用することにより、設計者が効率よく設計変更を行なえるよう工夫している。前者は、設計者が対話的に設計変更する際にどの設計パラメータを変更したら良いかをシステムが指示してくれるものであり、後者は設計パラメータの内の連続変数を最適化法により自動で最適化するものである。

以上の3つの設計段階において、設計者による設計変更と設計結果の評価を支援する対話型のシステムを開発した。

第8章では、例を用いて「TOCARD」によるロボットの設計過程を説明するとともに、いくつかの設計例を示した。また、現在市販されている産業用ロボットと同じ性能を持つロボットを「TOCARD」を用いて設計し、両者を比較することにより、「TOCARD」の有用性を示した。

「TOCARD」を用いることにより、従来のロボットより高速、高精度なロボットの設計が可能となるだけでなく、今までにない仕様のロボットの設計も期待できる。

9. 2 今後の課題とシステムの拡張性

最後に、今後の課題とそれに対するシステムの拡張性についてまとめておく。

1) 構造要素の種類をふやすこと

本研究では、ロボットを構成する構造要素として、代表的な5種類の基本機構要素と5種類の駆動系要素を用意した。しかしながら、世の中にあるロボットの構造要素、特に関節要素の構造はこれだけではなく、それぞれ千差万別である。従って、新しい構造要素を追加することにより、システムの適用範囲を広げることが課題となる。本システムは、要素に関する計算を行なう関数またはサブルーチンを用意すれば、他の部分を変えることなくプログラムできるので、要素の追加は可能である。また、ユーザが要素をシステムに登録できるような拡張性を与えることも課題となるであろう。

2) 機械要素データベースの拡張

「TOCARD」は使用する機械要素を選定する機能を持っているので、よりよい設計を行なうためには機械要素データベースを充実される必要がある。機械要素データベース作製ツールは既に開発してあるので、新しい機械要素を追加し、データベースを拡張していくことは容易である。

3) 閉ループリンク機構の設計への拡張

本研究では、対象を開ループリンク機構のロボットとしたが、閉ループリンク機構への拡張も今後の課題といえる。開ループリンク機構のロボットでも、エンドエフェクタがベースに固定された物体に働きかけるときはロボットとベースを含めた閉ループ系を構成するので、閉ループリンク機構を扱えるシステムは必要となる。これに対しては、閉ループリンク機構を扱えるロボット・シミュレータを組み込むことが第1である。ただし、有効自由度やたわみ、固有振動解析に関しては、開ループ、閉ループに関係なくそのまま適用できる。また、内部機構設計における見積り計算も開ループリンク機構であることを利用したアルゴリズムなので、改良しなければならない。これに対して、基本機構設計や、詳細設計における感度解析、自動最適化機能は開ループ、閉ループに関係なくそのまま適用できる手法である。

4) 新しい機構の設計を支援する方法の開発

本研究では、今までほとんど行われていなかった関節構成の設計に関して、ロボットの設計熟練者の知識に基づいて作業に適した関節構成を選定する方法を提案した。しかしながらこれは、過去に設計された関節構成のなかから目的作業に適したものを選定するだけであり、全く新しい機構を自動で生成するわけではない。こうした機構決定の問題は、今後も重要な課題となるであろう。しかしながら、将来機構決定システムができれば、それを「TOCARD」の最初に組み込むことにより、本研究で開発した設計手法をそのまま利用して総合的な設計システムに拡張することは可能である。

5) 制御系の設計への対応

「TOCARD」はロボットのメカニズムの設計を目的とし、制御系の設計は考えていない。これは、ロボットの制御性を悪くしているのは剛性や固有振動数といったメカニズムの性能が悪いためであり、メカニズムの性能をよくすれば、それに合わせて制御系の性能もあげられる（例えばフィードバックゲインを大きくできる）と考えられるからである。しかしながら、より実用的なロボットCADシステムとするためには、「TOCARD」に制御系の設計機能を追加することも考えられる。

6) 作業環境との相互作用

「TOCARD」では、ロボット単体の運動学的、力学的な設計を目的とし、ロボットと作業環境との相互作用については考えていない。しかしながら、将来のロボットには、狭い場所に手をつっこむような作業環境に大きく影響される作業が要求されることもある。このような場合には、作業環境との干渉の問題を含めたロボットの設計が要求されるであろう。こうした干渉の問題は、4)の機構決定問題に深く関係する。従って、本研究で開発した設計手法をそのまま利用して、作業環境との干渉を考慮した設計システムに拡張することは可能である。

謝辭

東京大学大学院工学系研究科精密機械工学専攻修士課程での2年間と、その後の東京大学工学部精密機械工学科助手としての5年間を通じて、本論文の研究に関して熱心に御指導頂いた

東京大学工学部精密機械工学科教授 高野政晴先生

に心から感謝致します。先生には、研究面だけでなく、助手としてもたいへんお世話になりました。先生の幅広い研究活動に接することのできたこの7年間は、私がこれから研究活動を続けていく上で大きな財産となるでしょう。

論文を査読頂き、御教示頂いた東京大学工学部 吉本堅一教授、新井民夫教授、木村文彦教授、佐々木健助教授 に深く感謝致します。特に佐々木先生には、私が高野研究室に籍をおいて以来、研究やそれ以外の面でも気軽に相談に乗って頂き、公私にわたってたいへんお世話になりました。

私が東京大学工学部精密機械工学科の学部学生のとくに、卒業論文の研究を指導して頂いた東京大学工学部教授 三好俊郎先生 に感謝致します。このとき研究した有限要素法によるロボットの弾性解析の手法は、本論文におけるロボットのたわみ、固有振動解析の手法を開発する際にたいへん参考になりました。

東京農工大学工学部助教授 遠山茂樹先生 に感謝致します。先生は、ロボットや機構の運動解析を専門に研究しておられ、本研究を行なう上で貴重な助言を頂きました。また、私的な相談に対しても気軽に乗って頂きました。

日本精工株式会社の中村晋哉氏に感謝します。中村氏には、軸受の剛性データを提供して頂きました。

私が高野研究室で助手をしている間、一緒に学生の面倒をみてこられた 本郷素行氏（現宇航研）、山川博司氏（現東京大学工学部技官） に感謝します。山川氏には、私が論文を執筆中の学生の面倒や雑務を引き受けて頂きました。

高野研究室で「TOCARD」に関する研究をされていた 正木宏氏（現機械技術研究所）、岡田毅氏（現松下通信工業）、井上恵介氏（現日本IBM）、鈴木紀夫氏（現三菱商事）、鹿窪伊寿郎氏（現東芝）、川崎製鉄の椎名建一氏 に感謝します。本論文で「TOCARD」を完成することができたのは、これらの方々

の研究の成果による部分が大きいと思います。特に椎名氏には、内部機構設計のインターフェースの開発と機械要素データベースの整備を手伝って頂きました。

私と同期の東京大学工学部助手 高野直樹氏、金沢大学工学部助手 青柳誠司氏に感謝します。彼らががんばっている話を聞くと、私も勇気づけられました。東京大学工学部講師 大隅久先生にも、研究や学生実験の指導に関してお世話になりました。

ワークステーションの管理や環境整備をしてくれた 鹿窪伊寿郎氏、高橋英男君、関啓明君、山口賢治君（現高野・佐々木研究室在籍）に感謝します。特に関君には、学生の面倒や雑務の一部を引き受けて頂きました。

最後に、私が高野研究室に籍をおいていた7年間に高野・佐々木研究室に在籍していた方々に、私の指導が至らなかったことを、この場を借りてお詫びいたします。

ありがとうございました。

平成5年3月

K. Inoue

井上健司

参考文献

参考文献を章ごとにまとめて示す。本文中の右肩括弧内の数字は、以下の文献番号を表している。

第1章

- 1) Y. Koren, 藤田晨二監訳, "技術者のためのロボット工学", 日経マグロウヒル社, 1986.
- 2) 日本ロボット学会編, "ロボット工学ハンドブック", コロナ社, 1990.
- 3) Robot, 87, p.3, 1992.
- 4) 日本機械学会編, "産業用ロボットとその応用", 技報堂出版, 1984.
- 5) K. S. Fu, R. C. Gonzalez and C. S. G. Lee, 本多庸悟監訳, "ロボティクス", 日刊工業新聞社, 1989.
- 6) 佐藤茂信編, "産業用ロボットのメカニズム", 日刊工業新聞社, 1983.
- 7) Robot, 84, p.3, 1992.
- 8) 米本完二, "産業用ロボットの経済的・社会的役割と展望", 日本ロボット学会誌, 8-1, pp.63-65, 1990.
- 9) JIS B 0134-1986 (産業用ロボット用語)
- 10) 新井民夫, "産業用ロボットの精度論", 精密機械, 51, 11, pp.1997-2000, 1985.
- 11) 高野政晴, "ロボットの運動の高速化技術", 計測と制御, 21, 12, pp.1122-1128, 1982.
- 12) 高野政晴, "精密ロボットにおける機構の改善", 精密機械, 51, 11, pp.2008-2013, 1985.
- 13) 吉田武稔, 松家英雄, "ロボットシミュレーションシステムと設計", 日本ロボット学会誌, 4-4, pp.434-438, 1986.
- 14) 遠山茂樹, "機構のシミュレーション", 精密工学会誌, 58-7, pp.1133-1136, 1992.
- 15) 遠山茂樹, "ロボットと機構の運動解析シミュレータの現状", 日本機械学会 [No.900-76]講習会教材, pp.1-8, 1990.
- 16) 森田信義, "機構の動力学の基礎と応用", 日本機械学会 [No.900-76]講習会教

- 材, pp.41-46, 1990.
- 17) J. Y. S. Luh, M. W. Walker and R. P. C. Paul, "On-line Computational Scheme for Mechanical Manipulators", ASME, J. Dynamic Systems, Measurement and Control, 102, pp.69-76, 1980.
 - 18) M. W. Walker and D.E. Orin, "Efficient Dynamic Computer Simulation of Robot Mechanisms", ASME, J. Dynamic Systems, Measurement and Control, 104, pp.205-211, 1982.
 - 19) 岡野彰, 吉田武稔, "オフラインプログラミングにおけるシミュレーション", 日本ロボット学会誌, 6-2, pp.136-141, 1988.
 - 20) M. Takano, K. Yashima and S. Yada, "Development of Computer Simulation System of Kinematics and Dynamics of Robot", J. the Faculty of Engineering, The University of Tokyo(B), 36-4, pp.677-711, 1982.
 - 21) A. Liegeois, P. Borrel and E. Dombre, "Programming, Simulating And Evaluating Robot Actions", 2nd. I.S.R.R., pp.411-418, 1985.
 - 22) 長松昭男, 斉藤俊, 一柳高時, "ロボットのシミュレーションに関する研究 (第1報, 位置, 速度および加速度の数値解析)", 日本機械学会論文集 (C編), 51-470, pp.2668-2676, 1985.
 - 23) 長松昭男, 斉藤俊, 一柳高時, "ロボットのシミュレーションに関する研究 (第2報, 力の数値解析)", 日本機械学会論文集 (C編), 51-470, pp.2677-2683, 1985.
 - 24) 長松昭男, 斉藤俊, 桜井康雄, "ロボットのシミュレーションに関する研究 (第3報, 振動解析, その1)", 日本機械学会論文集 (C編), 51-470, pp.2684-2690, 1985.
 - 25) 遠山茂樹, 高野政晴, "ロボットの運動解析シミュレータの開発—動特性シミュレーション—", 精密機械, 51-8, pp.1607-1609, 1985.
 - 26) 黒岩正, "ロボットの機構設計用シミュレーション・システム", 日本ロボット学会誌, 6-2, pp.153-159, 1988.
 - 27) S. Toyama, "Development of CAD System for Robotic Manipulator", IEEE, Proc. IROS'88, pp.225-230, 1988.

- 28) Hyung-Joo Hong and Yong-San Yoon, "Design of the Manipulators Minimizing Cycle Time with Given Working Area", Proc. 20th ISIR,
- 29) D. C. H. Yang and T. W. Lee, "Heuristic Combinatorial Optimization in the Design of Manipulator Workspace", IEEE Trans., SMC-14, 4, pp.571-580, 1984.
- 30) F. Freudenstein and E. J. F. Primrose, "On the Analysis and Synthesis of the Workspace of a Three-link, Turning-Pair Connected Robot Arm", ASME, J. Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design, 106, pp.365-370, 1984.
- 31) C. D. Lin and F. Freudenstein, "Optimization of the Workspace of a Three-link Turning-Pair Connected Robot Arm", Int. J. Robotics Research, 5-2, pp.104-111, 1986.
- 32) S. Manoochchhari and A. A. Seireg, "A Computer-Based Methodology for the Form Synthesis and Optimal Design of Robot Manipulators", ASME, J. Mechanical Design, 112, pp.501-508, 1990.
- 33) C. M. Gosselin and M. Guillot, "The Synthesis of Manipulators with Prescribed Workspace", ASME, J. Mechanical Design, 113, pp.451-455, 1991.
- 34) R. Vijaykumar, K. J. Waldron and M. J. Tsai, "Geometric Optimization of Serial Chain Manipulator Structures for Working Volume and Dexterity", Int. J. Robotics Research, 5-2, pp.91-103, 1986.
- 35) B. Paden, "Optimal Kinematic Design of 6R Manipulators", Int. J. Robotics Research, 7-2, pp.43-61, 1988.
- 36) 玉木欽也, 長谷川幸男, 石館達二, "ロボットアーム関節構成に関する作動領域の幾何学的特徴による分類", 日本ロボット学会誌, 6, 6, pp.507-516, 1987.
- 37) A. G. Erdman, T. Thompson and D. R. Riley, "Type Selection of Robot and Gripper Kinematic Topology Using Expert System", Int. J. Robotics Research, 5-2, pp.183-189, 1986.
- 38) R. G. Fenton and J. Lipitkas, "Optimum Design of Manipulators",

- Computer-Aided Engineering and Robotics, pp.68-73, 1984.
- 39) P. Chedmail, "Robot Structures And Actuators Optimization", Proc. 16th I.S.I.R, pp.185-195, 1986.
 - 40) M. Vukobratovic, V. Potkonjak and D. Hristic, "Dynamic Method for the Evaluation And Choide of Industrial Manipulators", Proc. 9th I.S.I.R, pp.549-561, 1979.
 - 41) M. Vukobratovic, V. Potkonjak and D. Hristic, "Contribution to the Computer-Aided Design of Industrial Manipulators", Proc. 11th I.S.I.R, pp.545-552, 1981.
 - 42) V. Potkonjak, M. Vukobratovic and D. Hristic, "Interactive Procedure for Computer-Aided Design of Industrial Robots Mechanisms", Proc. 13th I.S.I.R, pp.16-85-94, 1983.
 - 43) V. Potkonjak, and M. Vukobratovic, "Computer-Aided Design of Manipulation Robots via Multi-Parameter Optimization", Mechanism and Machine Theory, 18-6, pp/431-438, 1983.
 - 44) M. Vukobratovic, V. Potkonjak, and D. Katic, "Computer-Aided Choice of Electro Hydraulic Actuators for Manipulation Robots", Proc. 14th I.S.I.R, pp.711-721, 1984.
 - 45) Dipl.-Ing. F. Feyerabend, "Systematic Optimization of a Robot Arm Structure", The Industrial Robot, 15-4, pp.219-222, 1988.
 - 46) 吉川恒夫, "ロボットアームの可操作度", 日本ロボット学会誌, 2-1, pp.63-67, 1984.
 - 47) T. Yoshikawa, "Analysis and Design of Articulated Robot Arms form the Viewpoint of Dynamic Manipulability", 3rd I.S.R.R, pp.273-279, 1986.

第2章

- 1) 日本ロボット学会編, "ロボット工学ハンドブック", コロナ社, 1990.
- 2) 吉川恒夫, "ロボット制御基礎論", コロナ社, 1988.

- 3) JIS B 0138-1980 (産業用ロボット記号)
- 4) 日本機械学会編, "産業用ロボットとその応用", 技報堂出版, 1984.
- 5) 辻三郎, 江尻正員監修, "ロボット工学とその応用", 電子通信学会編, コロナ社, 1984.
- 6) 高野政晴, "ロボットの運動の高速化技術", 計測と制御, 21, 12, pp.1122-1128, 1982.
- 7) 高野政晴, "精密ロボットにおける機構の改善", 精密機械, 51, 11, pp.2008-2013, 1985.
- 8) K. C. Gupta, "On the Nature of Robot Workspace", Int. J. Robotics Research, 5-2, pp.112-121, 1986.
- 9) A. Kumar and K. J. Waldron, "The Workspaces of a Mechanical Manipulator", ASME, J. Mechanical Design, 103, pp.665-672, 1981.
- 10) A. Kumar and K. J. Waldron, "The Dexterous Workspace", ASME, Paper No. 80-DET-108, 1980.
- 11) K. C. Gupta and B. Roth, "Design Considerations for Manipulator Workspace", ASME, J. Mechanical Design, 104, pp.704-711, 1982.
- 12) D. C. H. Yang, E. Y. Lin and S. Y. Cheng, "Primary Workspace of Industrial Robots With Roll-Pitch-Yaw Wrists", ASME, J. Mechanical Design, 112, pp.347-353, 1990.
- 13) S-M. Song, C. M. Lei and J. Wang, "The End-Effector Angle and Manipulator Dexterous Workspaces", ASME, J. Mechanical Design, 112, pp.278-288, 1990.
- 14) T. W. Lee and D. C. H. Yang, "On the Evaluation of Manipulator Workspace", ASME, J. Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design, 105, pp.70-77, 1983.
- 15) D. C. H. Yang and T. W. Lee, "Heuristic Combinatorial Optimization in the Design of Manipulator Workspace", IEEE Trans., SMC-14, 4, pp.571-580, 1984.
- 16) J. Spanos and D. Kohli, "Workspace Analysis of Regional Structures of Manipulators", ASME, J. Mechanisms, Transmissions, and Automation

- in Design, 107, pp.216-222, 1985.
- 17) D. Oblak and D. Kohli, "Boundary Surfaces, Limit Surfaces, Crossable and Noncrossable Surfaces in Workspace of Mechanical Manipulators", ASME, J. Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design, 110, pp.389-396, 1985.
 - 18) B. Roth, "Performance Evaluation of Manipulators from a Kinematic Viewpoint", NBS Special Publication Performance Evaluation of Programmable Robots and Manipulators, pp.39-61, 1975.
 - 19) D. C. H. Yang and Z. C. Lai, "On the Dexterity of Robotic Manipulators—Service Angle", ASME, J. Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design, 107, pp.262-270, 1985.
 - 20) J. A. Hansen, K. C. Gupta and S. M. K. Kazerounian, "Generation and Evaluation of the Workspace of a Manipulator", Int. J. Robotics Research, 2-3, pp.22-31, 1983.
 - 21) 吉川恒夫, "ロボット機構の運動特性評価", 日本ロボット学会誌, 5-4, pp.312-316, 1987.
 - 22) T. Yoshikawa, "Analysis and Control of Robot Manipulators with Redundancy", 1st I.S.R.R., pp.735-747, 1984.
 - 23) 吉川恒夫, "ロボットアームの可操作度", 日本ロボット学会誌, 2-1, pp.63-67, 1984.
 - 24) 岩附信行, 林巖, "ロボット機構の器用さの評価について", 1990年度精密工学会春季大会学術講演会論文集, pp.1095-1096, 1990.
 - 25) M. Uchiyama, K. Shimizu and K. Hakomori, "Performance Evaluation of Manipulators Using the Jacobian and Its Application to Trajectory Planning", 2nd I.S.R.R., pp.447-454, 1985.
 - 26) T. Yoshikawa, "Dynamic Manipulability of Robotic Mechanisms", J. Robotic Systems, 2-1, pp.113-124, 1985.
 - 27) 田所諭, 木村一郎, 高森年, "マニピュレータの確率的可操作度", 1989年度精密工学会春季大会学術講演会論文集, pp.97-98, 1989.
 - 28) 琴坂信哉, 松元明弘, 高田祥三, 浅間一, 平岡弘之, "保全ロボット用設計支

援システムー第1報 作業性を考慮した機構の評価”, 1990年度精密工学会秋季大会学術講演会論文集, pp.565-566, 1990.

- 29) 琴坂信哉, 松元明弘, 高田祥三, 浅間一, 平岡弘之, ”保全ロボット用設計支援システムー第2報 作業の方向性を考慮した総合的機構評価”, 1991年度精密工学会秋季大会学術講演会論文集, pp.119-120, 1991.

第3章

- 1) 吉川恒夫, ”ロボット制御基礎論”, コロナ社, 1988.
- 2) J. Denavit and R. S. Hartenberg, ”A Kinematic Notation for Lower-Pair Mechanisms Based on Matrices”, ASME J. Applied Mechanics, 77, pp.215-221, 1955.
- 3) R. P. Paul, ”Robot Manipulators”, MIT Press, 1981. (吉川恒夫訳, ”ロボット・マニピュレータ”, コロナ社, 1984.)
- 4) J. J. Craig, ”Introduction to Robotics: Mechanics and Control”, Addison-Wesley, 1989. (三浦宏文, 下山勲訳, ”ロボティクスー機構・力学・制御ー”, 共立出版, 1991.)
- 5) M. Takano, K. Yashima and S. Yada, ”Development of Computer Simulation System of Kinematics and Dynamics of Robot”, J. the Faculty of Engineering, The University of Tokyo(B), 36-4, pp.677-711, 1982.
- 6) J. Angeles, ”On the Numerical Solution of the Inverse Kinematic Problem”, Int. J. Robotics Research, 4-2, pp.21-37, 1985.
- 7) L. W. Tsai and A. P. Morgan, ”Solving the Kinematics of the Most General Six- and Five-Degree-of-Freedom Manipulators by Continuation Methods”, ASME, J. Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design, 107, pp.189-200, 1985.
- 8) R. Manseur and K. L. Doty, ”A Fast Algorithm for Inverse Kinematic Analysis of Robot Manipulators”, Int. J. Robotics Research, 7-3, pp.52-63, 1988.

- 9) R. Manseur and K. L. Doty, "A Robot Manipulator With 16 Real Inverse Kinematic Solution Sets", Int. J. Robotics Research, 8-5, pp.75-79, 1989.
- 10) H. Y. Lee, C. Woernle and M. Hiller, "A Complete Solution for the Inverse Kinematic Problem of the General 6R Robot Manipulator", ASME, J. Mechanical Design, 113, pp.481-486, 1991.
- 11) M. Takano, "A New Effective Solution for Inverse Kinematics Problem (Synthesis) of a Robot with Any Type of Configuration", J. the Faculty of Engineering, The University of Tokyo(B), 38-2, pp.107-135, 1985.
- 12) K. Sugimoto and J. Duffy, "Determination of Extreme Distances of a Robot Hand-Part 1 A General Theory", ASME, J. Mechanical Design, 103, pp.631-636, 1981.
- 13) K. Sugimoto and J. Duffy, "Determination of Extreme Distances of a Robot Hand-Part 2 Robot Arms With Special Geometry", ASME, J. Mechanical Design, 103, pp.776-783, 1981.
- 14) A. Kumar and K. J. Waldron, "The Workspaces of a Mechanical Manipulator", ASME, J. Mechanical Design, 103, pp.665-672, 1981.
- 15) A. Kumar and K. J. Waldron, "The Dexterous Workspace", ASME, Paper No. 80-DET-108, 1980.
- 16) A. Kumar and M. S. Patel, "Mapping the Manipulator Workspace Using Interactive Computer Graphics", Int. J. Robotics Research, 5-2, pp.122-130, 1986.
- 17) K. C. Gupta and B. Roth, "Design Considerations for Manipulator Workspace", ASME, J. Mechanical Design, 104, pp.704-711, 1982.
- 18) D. C. H. Yang and T. W. Lee, "On the Workspace of Mechanical Manipulators", ASME, J. Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design, 105, pp.62-69, 1983.
- 19) T. W. Lee and D. C. H. Yang, "On the Evaluation of Manipulator Workspace", ASME, J. Mechanisms, Transmissions, and Automation in

Design, 105, pp.70-77, 1983.

- 20) M. Cwiakala and T. W. Lee, "Generation and Evaluation of a Manipulator Workspace Based on Optimum Path Search", ASME, J. Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design, 107, pp.245-255, 1985.
- 21) D. C. H. Yang, E. Y. Lin and S. Y. Cheng, "Primary Workspace of Industrial Robots With Roll-Pitch-Yaw Wrists", ASME, J. Mechanical Design, 112, pp.347-353, 1990.
- 22) D. Kohli and J. Spanos, "Workspace Analysis of Mechanical Manipulators Using Polynomial Discriminants", ASME, J. Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design, 107, pp.209-215, 1985.
- 23) J. Spanos and D. Kohli, "Workspace Analysis of Regional Structures of Manipulators", ASME, J. Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design, 107, pp.216-222, 1985.
- 24) S-M. Song, C. M. Lei and J. Wang, "The End-Effector Angle and Manipulator Dexterous Workspaces", ASME, J. Mechanical Design, 112, pp.278-288, 1990.
- 25) 山内二郎, 森口誓一, 一松信, "電子計算機のための数値解法 I", 培風館, 1965.
- 26) J. Y. S. Luh, M. W. Walker and R. P. C. Paul, "On-line Computational Scheme for Mechanical Manipulators", ASME, J. Dynamic Systems, Measurement and Control, 102, pp.69-76, 1980.

第4章

- 1) 高野政晴, "ロボットの運動の高速化技術", 計測と制御, 21-12, pp.1122-1128, 1982.
- 2) J. Y. S. Luh, M. W. Walker and R. P. C. Paul, "On-line Computational Scheme for Mechanical Manipulators", ASME, J. Dynamic Systems, Measurement and Control, 102, pp.69-76, 1980.

- 3) M. Takano, K. Yashima and S. Yada, "Development of Computer Simulation System of Kinematics and Dynamics of Robot", J. the Faculty of Engineering, The University of Tokyo(B), 36-4, pp.677-711, 1982.
- 4) 長松昭男, 斉藤俊, 桜井康雄, "ロボットのシミュレーションに関する研究 (第3報, 振動解析, その1)", 日本機械学会論文集(C編), 51-470, pp.2684-2690, 1985.
- 5) W. H. Sunada and S. Dubowsky, "On the Dynamic Analysis and Behavior of Industrial Robotic Manipulators With Elastic Members", ASME, J. Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design, 105, pp.42-51, 1983.
- 6) 三好俊郎, "有限要素法によるロボットの動力学解析", 精密機械, 51-11, pp.2020-2027, 1985.
- 7) 遠山茂樹, "ロボットのシミュレーションに関する研究(第1報) - 振動解析 -", 精密工学会誌, 53-8, pp.1177-1182, 1987.
- 8) 背戸一登, "ロボットの振動解析", 日本ロボット学会誌, 6-2, pp.147-152, 1988.
- 9) A. Meghdari and M. Shahinpoor, "Three-dimensional flexural-joint stiffness analysis of flexible manipulator arms", Robotica, 6, pp.203-212, 1988.
- 10) G. Naganathan and A. H. Soni, "Nonlinear Modeling of Kinematic and Flexibility Effects in Manipulator Design", ASME, J. Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design, 110, pp.243-254, 1988.
- 11) 鴨狩実, 渋谷勝久, 五十嵐悟, "リンク機構の動特性解析(第3報) - 運動を考慮した振動解析", 1990年度精密工学会秋季大会学術講演会講演論文集, pp.183-184, 1990.
- 12) 福田敏男, "フレキシブルアームの研究の動向", 日本ロボット学会誌, 6-5, pp.424-429, 1988.
- 13) 嘉納秀明, "フレキシブルアームの分布定数系モデル", 日本ロボット学会誌, 6-5, pp.430-435, 1988.

- 14) 坂和愛幸, "フレキシブルアームのモデリング", 日本ロボット学会誌, 7-2, pp.209-214, 1989.
- 15) 鷺津久一郎 他, "有限要素法ハンドブックⅠ(基礎編)", 培風館, 1981.
- 16) 鷺津久一郎 他, "有限要素法ハンドブックⅡ(応用編)", 培風館, 1983.
- 17) 振動工学ハンドブック編集委員会編, "振動工学ハンドブック", 養賢堂, 1976.
- 18) 森正武, "FORTRAN77 数値計算プログラミング", 岩波書店, 1987.
- 19) K. J. Bathe and E. L. Wilson, 菊地文雄訳, "有限要素法の数値計算", 科学技術出版社, 1979.
- 20) 上都喬史, "産業用ロボットにおける薄肉軸受の応用", ベアリングエンジニア, 49, pp.72-76, 1984.
- 21) 上都喬史, "ロボット用軸受", 設計製図, 20, 120, pp.36-41, 1985.
- 22) 転がり軸受工学編集委員会編, "転がり軸受工学", 養賢堂, 1975.
- 23) 岡本順三, 角田和雄, "転がり軸受", 幸書房, 1981.
- 24) 青木三策, "ラジアル玉軸受の研究", 機械試験所報告, 44, p.14, 1961.
- 25) 塚田徹, "簡易ロボットの設計・製作のすべて—リニアガイド", 機械設計, 31, 17, pp.150-156, 1987.
- 26) 若月清, 米良清, "簡易ロボットの設計・製作のすべて—メカニズム", 機械設計, 31, 17, pp.139-149, 1987.
- 27) カタログ: N S K 精機製品 [直動編] Pr.No.1371d, 日本精工, 1991.
- 28) 三沢敏明, "ハーモニックドライブの基本と特性", 日本ロボット学会第15回講習会第1回ロボット工学入門シリーズ<減速機編>テキスト, pp.11-20, 1989.
- 29) カタログ: ニューハーモニックドライブSシリーズ, ハーモニックドライブシステムズ.
- 30) 森重和春, 岩附信行, 林巖, "マルチボデー・システムの振動シミュレーション—第1報 オフセット配置された節を持つ空間マニピュレータの振動解析—", 1992年度精密工学会春季大会学術講演会講演論文集, pp.211-212, 1992.
- 31) 石川二郎, "歯車の歯のたわみについて", 日本機械学会論文集, 17, 59,

pp.103-106, 1951.

- 32) 明山正元, 歌川正博, "歯車の設計", オーム社, 1965.
- 33) 鳥居信利, "ロボットの減速機構について", 日本ロボット学会第15回講習会
第1回ロボット工学入門シリーズ<減速機編>テキスト, pp.38-47, 1989.
- 34) 本間泰治, "ボールねじ", 機械設計, 33, 16, pp.217-224, 1989.
- 35) 中島克洋, 高橋和樹, "予圧ボールねじの剛性", 日本機械学会論文集(C編),
53, 492, pp.1898-1904, 1987.

第5章

- 1) Y. Koren, 藤田晨二監訳, "技術者のためのロボット工学", 日経マグロウヒル社, 1986.
- 2) 佐藤茂信編, "産業用ロボットのメカニズム", 日刊工業新聞社, 1983.
- 3) K. S. Fu, R. C. Gonzalez and C. S. G. Lee, 本多庸悟監訳, "ロボティクス", 日刊工業新聞社, 1989.
- 4) T. W. Lee and D. C. H. Yang, "On the Evaluation of Manipulator Workspace", ASME, J. Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design, 105, pp.70-77, 1983.
- 5) 吉川恒夫, "ロボット制御基礎論", コロナ社, 1988.
- 6) Hyung-Joo Hong and Yong-San Yoon, "Design of the Manipulators Minimizing Cycle Time with Given Working Area", Proc. 20th ISIR,
- 7) D. C. H. Yang and T. W. Lee, "Heuristic Combinatorial Optimization in the Design of Manipulator Workspace", IEEE Trans., SMC-14, 4, pp.571-580, 1984.
- 8) F. Freudenstein and E. J. F. Primrose, "On the Analysis and Synthesis of the Workspace of a Three-link, Turning-Pair Connected Robot Arm", ASME, J. Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design, 106, pp.365-370, 1984.
- 9) C. D. Lin and F. Freudenstein, "Optimization of the Workspace of a Three-link Turning-Pair Connected Robot Arm", Int. J. Robotics

Research, 5-2, pp.104-111, 1986.

- 10) S. Manoochchhri and A. A. Seireg, "A Computer-Based Methodology for the Form Synthesis and Optimal Design of Robot Manipulators", ASME, J. Mechanical Design, 112, pp.501-508, 1990.
- 11) C. M. Gosselin and M. Guillot, "The Synthesis of Manipulators with Prescribed Workspace", ASME, J. Mechanical Design, 113, pp.451-455, 1991.
- 12) R. Vijaykumar, K. J. Waldron and M. J. Tsai, "Geometric Optimization of Serial Chain Manipulator Structures for Working Volume and Dexterity", Int. J. Robotics Research, 5-2, pp.91-103, 1986.
- 13) A. Kumar and K. J. Waldron, "The Dexterous Workspace", ASME, Paper No. 80-DET-108, 1980.
- 14) B. Paden, "Optimal Kinematic Design of 6R Manipulators", Int. J. Robotics Research, 7-2, pp.43-61, 1988.
- 15) 玉木 欽也, 長谷川幸男, 石館達二, "ロボットアーム関節構成に関する作動領域の幾何学的特徴による分類", 日本ロボット学会誌, 6, 6, pp.507-516, 1987.
- 16) A. G. Erdman, T. Thompson and D. R. Riley, "Type Selection of Robot and Gripper Kinematic Topology Using Expert System", Int. J. Robotics Research, 5-2, pp.183-189, 1986.
- 17) A. H. Soni, M. H. F. Dado and Y. Weng, "An Automated Procedure for Intelligent Mechanism Selection and Dimensional Synthesis", ASME, J. Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design, 110, pp.130-137, 1988.
- 18) B. Yang, P. Datseris, U. Datta and J. Kowalski, "An Integrated System for Design of Mechanisms by an Expert System-DOMES: Theory", ASME, J. Mechanical Design, 112, pp.488-493, 1990.
- 19) S. Kota, "Automatic Selection of Mechanism Designs from a Three-Dimensional Design Map", ASME, J. Mechanical Design, 114, pp.359-367, 1990.

- 20) M. Horie, H. Funabashi and M. Arai, "A Study of an Interactive Selection System of Mechanisms in Mechanical Systems Based on Fuzzy Set Theory", IFToMM-jc International Symposium on Theory of Machines and Mechanisms, pp.565-569, 1992.
- 21) 鳥居信利, "産業用ロボットの手首機構と特長", 日本ロボット学会誌, 5, 4, pp.317-322, 1987.
- 22) K. C. Gupta and B. Roth, "Design Considerations for Manipulator Workspace", ASME, J. Mechanical Design, 104, pp.704-711, 1982.
- 23) S-M. Song, C. M. Lei and J. Wang, "The End-Effector Angle and Manipulator Dexterous Workspaces", ASME, J. Mechanical Design, 112, pp.278-288, 1990.
- 24) JIS B 0134-1986 (産業用ロボット用語)
- 25) 日本ロボット学会編, "ロボット工学ハンドブック", コロナ社, 1990.
- 26) 日本機械学会編, "産業用ロボットとその応用", 技報堂出版, 1984.
- 27) 若松弘, "塗布ロボット", 第32回講習会ロボット工学入門シリーズ総集編教材, 日本ロボット学会, pp.30-41, 1991.
- 28) 三橋寛治, "スポット溶接ロボット", 第32回講習会ロボット工学入門シリーズ総集編教材, 日本ロボット学会, pp.13-29, 1991.
- 29) 山崎保範, "組立ロボット I", 第32回講習会ロボット工学入門シリーズ総集編教材, 日本ロボット学会, pp.50-61, 1991.
- 30) 渡辺茂監修, "産業用ロボットの応用", 日刊工業新聞社, 1977.
- 31) 水本雅晴, "ファジィ理論とその応用", サイエンス社, 1988.
- 32) 三矢直城, 田中一男, "C言語による実用ファジィブック", ラッセル社, 1989.

第6章

- 1) JIS B 0134-1986 (産業用ロボット用語)
- 2) 新井民夫, "産業用ロボットの精度論", 精密機械, 51, 11, pp.1997-2000, 1985.

- 3) 高野政晴, "ロボットの運動の高速化技術", 計測と制御, 21, 12, pp.1122-1128, 1982.
- 4) 高野政晴, "精密ロボットにおける機構の改善", 精密機械, 51, 11, pp.2008-2013, 1985.
- 5) 竹下光夫, "ダイレクトドライブロボットの精度", 精密機械, 51, 11, pp.2028-2033, 1985.
- 6) 三好俊郎, 白鳥正樹, 尾田十八, "大学基礎 材料力学", 実教出版株式会社, 1975.
- 7) カタログ: N S K 転がり軸受 Pr.No.140a, 日本精工, 1991.
- 8) カタログ: N S K 精機製品 [直動編] Pr.No.1371d, 日本精工, 1991.
- 9) カタログ: ニューハーモニックドライブSシリーズ, ハーモニックドライブシステムズ.
- 10) 笹本修次, "ローラチェーン", 機械設計, 33, 16, pp.88-92, 1989.
- 11) 明山正元, 歌川正博, "歯車の設計", オーム社, 1965.

第7章

- 1) 志水清孝, "システム最適化理論", コロナ社, 1976.
- 2) 相吉英太郎, 志水清孝, "数理計画法演習", 朝倉書店, 1985.

第8章

- 1) マニュアル: 精密組立用ロボット Accusembler HシリーズNタイプ取扱説明書, セイコーエプソン株式会社.

研究業績書

本研究に関する研究業績をまとめる。本文中[]で示した数字は、以下の文献番号を表している。

投稿論文

- 1) 井上健司, 高野政晴, 佐々木健, "感度を利用した動力学に基づくロボット構造の最適設計システム", 日本ロボット学会誌, 9-1, pp.18-28, 1991.

国際会議

- 2) Kenji Inoue, Masaharu Takano, Ken Sasaki, "Optimum Design of Robot Manipulators Using Sensitivity Analysis", Proc. 20th ISIR, pp.513-520, 1989.

講演論文

- 3) 三好俊郎, 井上健司, "ロボットの軽量化設計に関する研究", 昭和61年度精密工学会春季大会学術講演会論文集, pp.837-838, 1986.
- 4) 井上健司, 高野政晴, 佐々木健, "ロボットのCADシステムの開発研究 (第3報) - 振動解析に基づく最適化設計 -", 昭和62年度精密工学会秋季大会学術講演会論文集, pp.113-114, 1987.
- 5) 井上健司, 高野政晴, 佐々木健, "ロボットのCADシステムの開発研究 (第4報) - 動力学に基づく最適化設計 -", 昭和63年度精密工学会秋季大会学術講演会論文集, pp.873-874, 1988.
- 6) 井上健司, 高野政晴, 佐々木健, "ファジィ推論によるロボット関節構成の設計", 日本ロボット学会第7回学術講演会予稿集, pp.505-508, 1989.
- 7) 井上健司, 高野政晴, 佐々木健, "ロボットのCADシステムの開発研究 (第5報) - 逆運動学を利用した作業領域の計算法 -", 1989年度精密工学会秋季大会学術講演会論文集, pp.279-280, 1989.
- 8) 井上健司, 高野政晴, 鹿窪伊寿郎, 佐々木健, "ロボットのCADシステムの開発研究 (第6報) - 基本機構設計パートの完成 -", 1990年度精密工学

会秋季大会学術講演会論文集, pp. 557-558, 1990.

- 9) 井上健司, 高野政晴, 佐々木健, "ロボットの総合CADシステムの開発研究—運動学・動力学シミュレーター", 第7回ソフトウェアコンファレンスプロシーディングス, pp. 135-138, 1991.
- 10) 井上健司, 高野政晴, 佐々木健, "運動パターンに対するロボットの機構の適合度の評価", 1991年度精密工学会秋季大会学術講演会論文集, pp. 117-118, 1991.
- 11) 井上健司, 高野政晴, 佐々木健, "ロボットマニピュレータの総合CADシステムの開発", 日本機械学会[No. 910-79]第4回計算力学講演会講演論文集, pp. 355-356, 1991.
- 12) 井上健司, 高野政晴, 佐々木健, 椎名建一, "ロボット・マニピュレータ用総合CADシステム(第1報)—システムの概念と基本機構設計—", 日本ロボット学会第10回学術講演会予稿集, pp. 695-696, 1992.
- 13) 椎名建一, 井上健司, 高野政晴, 佐々木健, "ロボット・マニピュレータ用総合CADシステム(第2報)—内部機構設計と詳細設計—", 日本ロボット学会第10回学術講演会予稿集, pp. 697-698, 1992.
- 14) 井上健司, 椎名建一, 高野政晴, 佐々木健, "ロボットマニピュレータの総合CADシステムの開発(第2報)—システムの完成—", 日本機械学会[No. 920-92]第5回計算力学講演会講演論文集, pp. 311-312, 1991.

その他

- 15) 井上健司, "ロボットの運動学・動力学シミュレーター", 日本機械学会[No. 900-76]講習会教材, pp. 71-78, 1990.

