室蘭工業大学
学術資源アーカイブ
Muroran Institute of Technology Academic Resources Archive

ロータリ除雪車の稼働シミュレーション

メタデータ	言語: jpn 出版者: 室蘭工業大学 公開日: 2014-03-04 キーワード (Ja): キーワード (En): 作成者: 久保田, 譲, 山下, 光久, 疋田, 弘光, 渡部, 富治 メールアドレス: 所属:
URL	http://hdl.handle.net/10258/747

ロータリ除雪車の稼動シミュレーション

久保田　譲・山下光久・疋田弘光・渡部富治

Simulation of Rotary Snow Plow

Yuzuru KUBOTA, Mitsuhisa YAMASHITA, Hiromitsu HIKITA and Tomiji WATABE

Abstract

Rotary snowplows are widely used for removing snow from pavements, roadways, freeways etc.

In this paper, the motion of a rotary snowplow was simulated to improve the working efficiency of the engine. The dynamic behaviour of each part of the rotary snowplow was modeled so that the block diagram of the whole system was derived.

The simulation agreed well with the experimental results.

1．まえがき

雪国における除雪の問題は最近の車の増加と家庭環境の状況から，その高速化と対象の場所の拡大が進んでいる。公共の道路における機械除雪では，その方法において，かいてはねのける形式（プラウ形式等）のものと，かいてまきあげて飛ばす形式（ロータリ形式等）のものに大別される。本報告では，後者の形式のロータリ除雪車の効率化を進めるうえで解析手段として重要な稼動シミュレーションについて述べる。

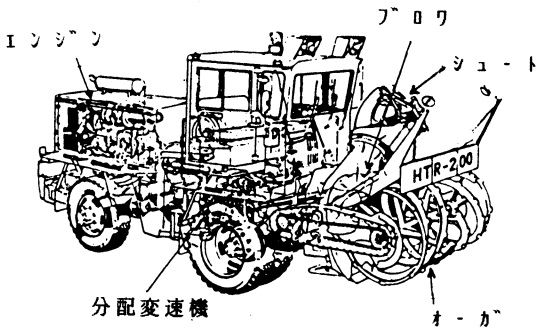
2．ロータリ除雪車の概要

ロータリ除雪車の除雪方法は簡単で，図-1に示すようにオーガと呼ばれるスパイラル状に爪がつけられたコロ状のものでの回転で雪を粉砕しかき集めて，ブロワと呼ばれる羽根車に送り，その回転遠心力でシュートと呼ばれる筒を通して任意の方向に投雪するものである。これらの機器の形状などはメーカにより多少異なるが除雪方法は同じである。この方式はプラウ形式に比べて雪が深く，さらに除雪による雪の壁などが高くできているときに絶対必要である。また，街中でのトラック排雪時における積みこみなどに便利であり，空港等における幅の広い道路での除雪にも非常に有効である。

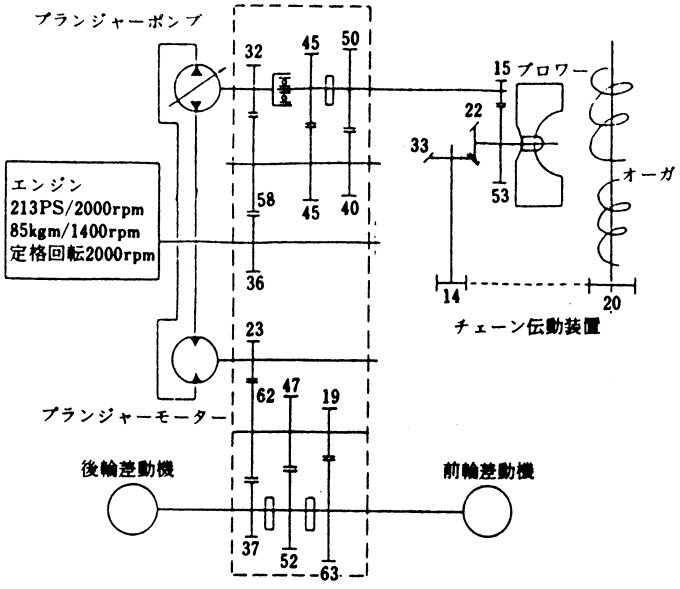
従来はパワーの大きいものが主流であったが，最近は家庭における私道の除雪に10馬力前後のものが非常に普及してきている。

ロータリ除雪車による除雪作業では除雪装置（オーガとブロワ）と走行装置（走行車輪）をそ

れぞれ負荷変動に対して，バランスをとって駆動せねばならない。その動力源として，ディーゼルエンジンが使用されている。図-2は，市販されているHTR-200型（日本除雪機製）のロータリ除雪車の動力伝達系統図である。エンジンの動力は歯車伝動装置により，除雪装置および走行装置を駆動する。前者は歯車による2段変速となっており，ブロワとオーガの速度比は一定となっている。エンジンの定格回転数（2000rpm）のとき，ブロワ回転数は低速で281rpm，高速で351rpmであり，その投雪距離は15mと25m程度である。後者はある速度以下で無段変速とすることが必要であるため，油圧ポンプとモータによる伝達の後，歯車による3段変速となっている。除雪作業では，この場合最高速度が7km/h程度である。



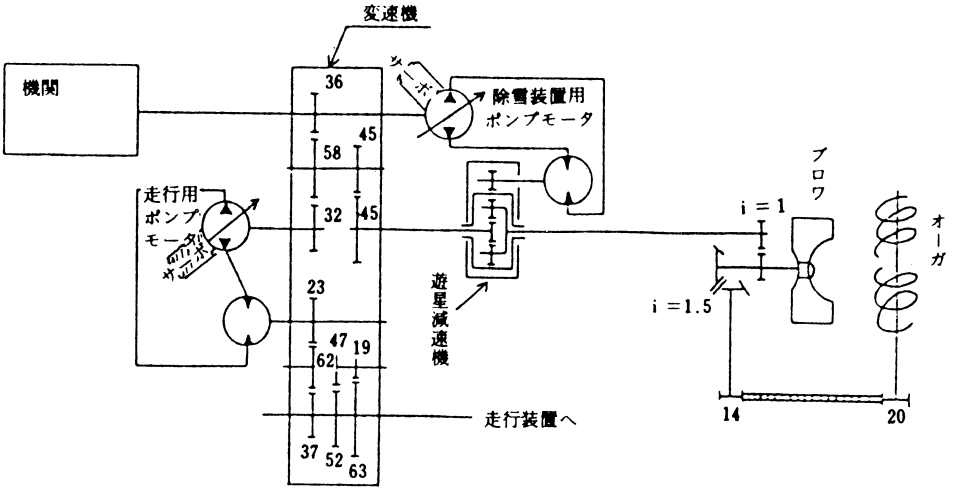
図－1　ロータリ除雪車概観図



図－2　除雪車動力伝達系統図

3．本研究におけるブロワ無段変速駆動

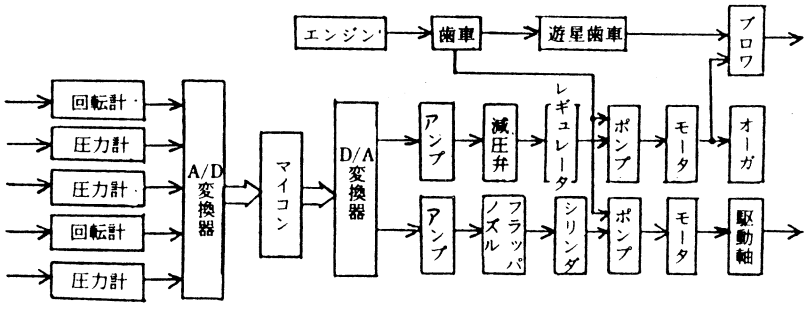
ロータリ除雪車はエンジンの定格動力を除雪と走行に使うが，その動力消費は実験調査[1)]によると全体の70％前後がブロワ駆動になる。しかもそれは投雪で消費されるので，ブロワ回転数の速度比の2乗倍で増大する。従って，前述の低速では標準負荷で除雪量1300ton/hであるものが，高速では800ton/h以下に除雪能力が低下する。これは不必要に投雪距離をとらないことが，除雪車の効率向上に重要であることが明らかである。本研究では除雪場所での最小の投雪距離（ブロワ回転数）を設定するため無段変速機を設計し，装着した。図-3はこの動力系統図を示している。無段変速機は伝達効率を考慮して，一定の回転



図－3　本研究における除雪車動力伝達系統図

数（設定できる最低回転数）までは歯車による伝達とし，それより増加させる分を油圧ポンプとモータによる伝達を加算する機械油圧式とした[2)]。出力加算とするため遊星歯車を使用している。

この除雪車を運転するには，走行速度の調整およびブロワ回転数の設定と走行方向の操作が必要である。これらを運転者がすべて行うことは，この種の除雪機が大きい（この場合車体総重量12ton 程度）ので走行方向操作に非常に神経を使うことと，除雪負荷の変動に対応した走行速度のバランスが難しく効率低下がさけられない。そこで効率向上および運転者の負担軽減のためにマイクロコンピュータを制御器とする自動運転化を実現した。従って運転者は車の方向操作のみを行うことになる。ブロワ回転数の設定および操作は無段変速機の油圧ポンプの流量を変えることにより行う。ポンプはプランジャー型斜板式なので，斜板角度を変化させるサーボ系の構成が



図－4　制御および操作機器構成ブロック線図

なされる。また，走行速度も走行油圧ポンプを同様に斜板角度の変化によって行う方式となっている。図-4は全体の制御および操作機器構成を示している。

4．各要素の伝達関数とブロック線図

稼動シミュレーションをするには，各構成要素の特性を表す伝達関数および積雪状態に対応する負荷外乱などを明らかにしなければならない。そこで，これらをエンジン系，除雪装置系，走行装置系および負荷外乱系に分けて述べることとする。

4-1　エンジン系

エンジンはニッサンPD6T形ディーゼルエンジン（定格回転数：2000rpm，定格出力：213PS，最大トルク：85kgf･m）である。

エンジン回転数とトルクとの運動方程式は図-3より，

$$T_E-T_{LE}=(J_E+J_{bp}+J_{rp}/k_1)\cdot\frac{dn_E}{dt}+(f_g+f_{bp}+f_{rp}/k_1)\cdot n_E \tag{1}$$

T_E：エンジントルク（$kgf\cdot m$）　　T_{LE}：エンジン負荷トルク（$kgf\cdot m$）

J_E：エンジン直結部回転慣性モーメント（$kgf\cdot m\cdot s^2$）　　J_{bp}：ブロワ駆動油圧ポンプ回転慣性モーメント（$kgf\cdot m\cdot s^2$）

J_{rp}：走行軸駆動油圧ポンプ回転慣性モーメント（$kgf\cdot m\cdot s^2$）　　k_1：エンジン・走行油圧ポンプ間歯車減速比

n_E：エンジン回転角速度（rad/s）　　f_g：分配機の回転損失係数（$rgf\cdot m\cdot s$）

f_{bp}：ブロワ油圧ポンプ回転損失係数（$kgf\cdot m\cdot s$）　　f_{rp}：走行油圧ポンプ回転損失係数（$kgf\cdot m\cdot s$）

これにより，トルクと回転角速度間伝達関数は，

$$NE=\frac{K_e}{1+T_eS}(TE-TLE) \tag{2}$$

$$K_e=\frac{1}{f_g+f_{bp}+f_{rp}/k_1}\qquad T_e=\frac{J_E+J_{bp}+J_{rp}/k_1}{f_g+f_{bp}+f_{rp}/k_1}$$

エンジントルクは燃料噴射量などにより決定されるが，ここでは特性曲線より線形の範囲内で近似して

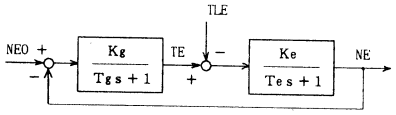
$$T_E=\eta q_E-f_En_E \tag{3}$$

η：燃料とトルク間比例定数　　q_E：燃料噴射量（mm^3/stroke）

f_E：エンジン回転角速度比例損失係数（$kgf\cdot m\cdot s$）

除雪作業では，先に述べたようにエンジン回転数を負荷変動に関係なく常に一定にしなければ

ブロワ回転数が変動し，投雪距離が変り作業に重大な影響がでるので任意のエンジン回転数設定とそれを一定に制御するための調速機を付け，燃料噴射量を調整している。この場合には，ボッシュ RSV 型メカニカルオールスピードガバナにより，エンジン回転数を制御している。これは回転遠心力によって，燃料噴射弁のストロークを調整するので回転角速度とストローク変位の関係は2次系になるが，全体的な応答の速さを考慮するとともに(3)式の第2項を無視して簡単化すると，エンジン設定回転角速度 n_{eo} とエンジントルクの伝達関数を次の1次おくれで近似する。



図－5　エンジン系ブロック線図

$$TE=\frac{k_g}{1+T_gS}(NEO-NE) \tag{4}$$

(2)と(4)式より，エンジン系のブロック線図を示したのが図-5である。

4-2　除雪装置系

まず，エンジン直動になっている油圧ポンプとモータ回路は閉回路で油圧ポンプは川崎重工の斜板形アキシャルピストンポンプ NV80であり，モータは斜軸形アキシャルピストンモータ LX120である。ポンプを可変容量とし，その斜板角を同社のレギュレータ R2620と電磁比例パイロット減圧弁 KWRZ6S で電流制御する。このサーボ系に関しては他の動作系に比べて，応答が速いと思われるので比例するものとする。

ブロワ油圧ポンプ流量に関して，

$$Q_{bp}=\frac{tan\alpha_b}{tan\alpha_{b0}}(D_{bp}-k_{bp})\cdot n_{bp}-C_{bp}P_b \tag{5}$$

Q_{bp} ：ポンプ吐出流量（cm^3/s）　　α_{b0} ：最大斜板角度（deg）

α_b ：斜板角度（deg）　　D_{bp} ：ポンプ吐出体積（cm^3/rad）

k_{bp} ：回転によるもれ分（cm^3/rad）　　n_{bp} ：ポンプ回転角速度（rad/s）

C_{bp} ：圧力によるもれ分（$cm^5/kgf\cdot s$）　　P_b ：管路内圧力（kgf/cm^2）

管路に関して，

$$\beta_b V_b\frac{\alpha P_b}{\alpha t}=Q_{bp}-Q_{bm} \tag{6}$$

β_b ：作動油の圧縮率（cm^2/kgf）　　V_b ：管路容積（cm^3）

ブロワ油圧モータ流量に関して，

$$Q_{bm}=(D_{bm}+k_{bm})n_{bm}+C_{bm}P_b \tag{7}$$

Q_{bm} ：モータ吸込み流量（cm^3/s）　　D_{bm} ：モータ吐出体積（cm^3/rad）

n_{bm} ：モータ回転角速度（rad/s）　　k_{bm} ：回転によるもれ分（cm^3/rad）

C_{bm} ：圧力によるもれ分（cm^5/kgf・s）

ブロワ油圧モータトルクに関して，

$$T_{bm}=(D_{bm}-k_{Tbm})\cdot P_b-B_{bm}n_{bm} \tag{8}$$

T_{bm} ：モータトルク（kgf・cm）　　k_{Tbm} ：圧力によるもれ分（cm^3/rad）

B_{bm} ：回転による抵抗係数（kgf・cm・s）

ブロワ油圧ポンプ消費トルクに関して，

$$T_{bp}=\frac{tan\,\alpha_b}{tan\,\alpha_{bo}}(D_{bp}-K_{Tbp})\cdot P_b \tag{9}$$

T_{bp} ：ポンプ消費トルク（kgf・cm）　　k_{Tbp} ：トルク損失係数（cm^3/rad）

ブロワ油圧モータ駆動軸に関して，

$$T_{bm}-k_{mr}T_{wr}=J_w\frac{dn_{bm}}{dt}+B_{bl}\cdot n_{bm} \tag{10}$$

$$J_w=J_{bm}+(J_{st}+J_b+J_o/k_o)/(k_{mr}k_{rp})$$

T_{wr} ：リング歯車入力除雪負荷トルク（kgf・cm）　　k_{mr} ：モータ，リング歯車間減速比

J_{bm} ：ブロワモータ回転慣性モーメント（kgf・cm・s^2）　　J_{st} ：遊星歯車等慣性モーメント（kgf・cm・s^2）

J_b ：ブロワ回転慣性モーメント（rgf・cm・s^2）　　J_0 ：オーガ回転慣性モーメント（kgf・cm・s^2）

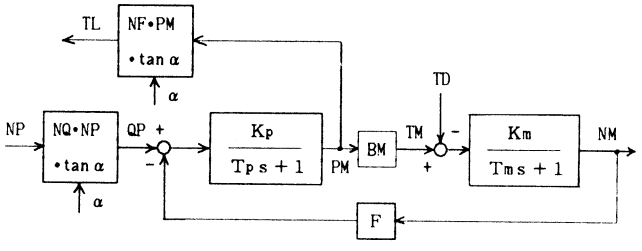
k_0 ：ブロワ，オーガ間減速比　　k_{rp} ：リング歯車，遊星歯車間減速比

以上の(5)～(10)式までをラプラス変換して伝達関数表示し，ポンプ回転速度を入力をとし，モータ回転数を出力としてブロック線図に表したのが図-6である。ここで，モータへの負荷トルクが外乱となり，ポンプの消費トルクがエンジンへの負荷外乱トルクとなる。

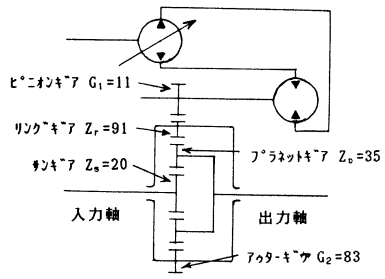
次に機械油圧式無段変速機の回転数出力の関係式は，

$$n_b=\frac{\rho}{1+\rho}n_s+\frac{1}{1+\rho}\cdot\frac{G_1}{G_2}\cdot n_m \tag{11}$$

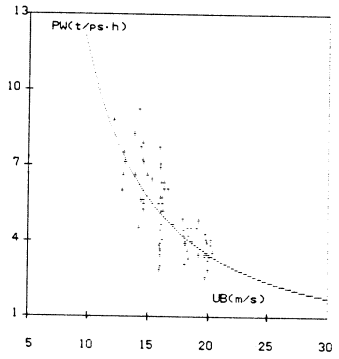
n_b：ブロワ回転速度（rad/s）



図－6　ポンプとモータ間ブロック線図



図－7　機械油圧変速機と歯数



図－8　ブロウ周速と作業能率

n_s：遊星歯車回転速度（rad/s）
（入力回転速度）
n_m：モータ回転速度（rad/s）
G_1, G_2：モータ，リング歯車伝達歯数　　ρ：遊星歯車半径比（Z_s/Z_r）
また遊星歯車などの歯数は図-7のようになっている。

4-3　走行装置系

走行軸の駆動は油圧ポンプ，モータによる伝達である。ブロワ駆動油圧ポンプ，モータと同様にアキシャルピストン式であるがそのメーカは異なり，ポンプはダイキン工業のPV24，モータはMF24である。斜板角を制御するサーボはムーグのJ062-521B型のノズル・フラッパ式のものである。従って，ポンプ，モータ動作式は前項と同様となる。

4-4　負荷外乱系

具体的な稼動シミュレーションを行うに当って，除雪装置にかかる雪の負荷と走行装置にかかる負荷を数式で表す必要がある。そこで簡単にその実験式について述べる。

(a)　除雪負荷式

積雪状態の一定化と負荷に影響を与えるパラメータの固定化が難しいので，除雪実験を行う時期のちがいにより多少の変化がある。まず，ブロワ周速U_B(m/s）と作業能率P_W（ton/ps·h）を図示すると図-8のようになる。これを回帰分析して，

$$P_W=599.5U_b^{-1.72}$$

これより，除雪装置消費動力S_W($kgf\cdot m\cdot s$）は

$$S_W=9.148\times10^{-4}\cdot M_V\cdot N_b^{1.72}$$

ここで，除雪量 M_V（ton/h）とブロワ軸負荷トルクは

$$M_V=1000\cdot\sigma\cdot B\cdot H\cdot V \tag{12}$$

σ：雪密度（g/cm^3）　　B：除雪幅(m)

H：除雪高さ(m)　　V：除雪速度(km/h)

$$S_N=(2\pi/60)T_W\cdot N_b \tag{13}$$

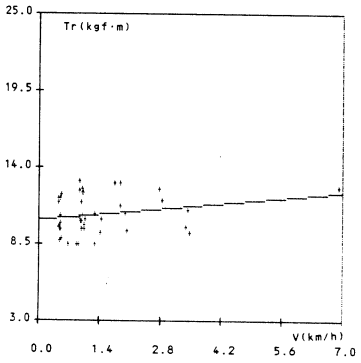
T_W：ブロワ軸負荷トルク（kgf·m）　N_b：ブロワ軸回転数(r.p.m)

上式での実験式による S_W と(12)，(13)式より

$$T_W=22.71\cdot\sigma\cdot H\cdot V\cdot N_b^{0.72} \tag{14}$$

となる。

(b) 走行負荷式



図－9　走行負荷トルクと車速

表－1　シミュレーションおよび実験条件

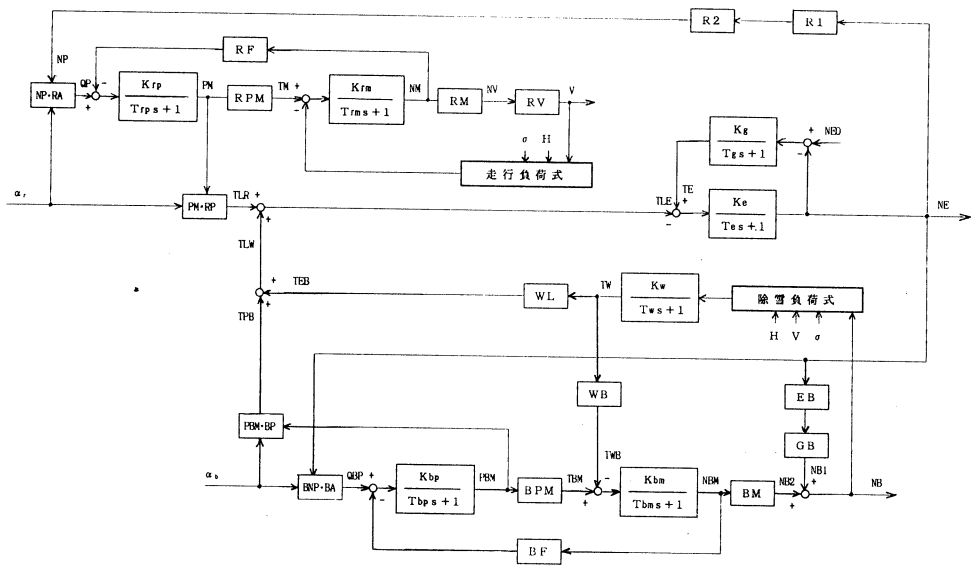
除雪条件		除雪高さ	0.38 m
		雪密度	0.30 g/cm^3
		除雪幅	2.6 m
制御条件		ｻﾝﾌﾟﾘﾝｸﾞ時間	0.05 sec
	ブロワ	ﾌﾞﾛﾜ回転数	350 r.p.m
		比例ｹﾞｲﾝ	1
		積分時間	1 sec
	車速	ｴﾝｼﾞﾝ回転数	2000 r.p.m
		比例ｹﾞｲﾝ	0.02
		微分時間	0.1 sec

一般に車の抵抗は，ころがり抵抗，空気抵抗，加速抵抗およびこう配抵抗である。除雪車の場合はこれに積雪による抵抗がある。平担路のときはこう配抵抗は考えず，さらに加速などは小さいので無視し，空気抵抗は車速の2乗に比例するがこの場合車速が低いので次式のように走行軸負荷トルクを考える。

$$T_r=A_r\cdot V+B_r\cdot H+C_r/\sigma-K_r \tag{15}$$

A_r，B_r，C_r，K_r：定数

定数を実験より求めることになるが，速度に関するものを一例として示したのが図-9である。



図−10　除雪車稼動ブロック線図

具体的には,

$$T_r=0.29V+9.55H+(6.32/\sigma-4.39)/2 \tag{16}$$

5．シミュレーションとその考察

図-10に全体のブロック線図を示す。実験では走行速度を制御するためのα_rに関する制御式およびブロワ回転速度を制御するためのα_bに関する制御式を与える。シミュレーションと実車実験を比較するために結果の一例を示す。その除雪条件は表-1である。ここで制御式はブロワ回転速度について,

$$\theta_b(n)=K_{bp}\left[e_b(n)+\frac{1}{T_{bI}}\left\{\frac{1}{2}(e_b(n)+e_b(n-1))\Delta t+Z(n-1)\right\}\right]+M$$

$$Z(n)=\frac{1}{2}\left\{e_b(n)+e_b(n-1)\right\}\Delta t+Z(n-1)$$

$$e_b(n)=N_{bo}-N_b(n)$$

K_{bp}　：比例ゲイン

T_{bI}　：積分時間

$\theta_b(n), \theta_b(n-1)$：$n$ および$(n-1)$回時の出力

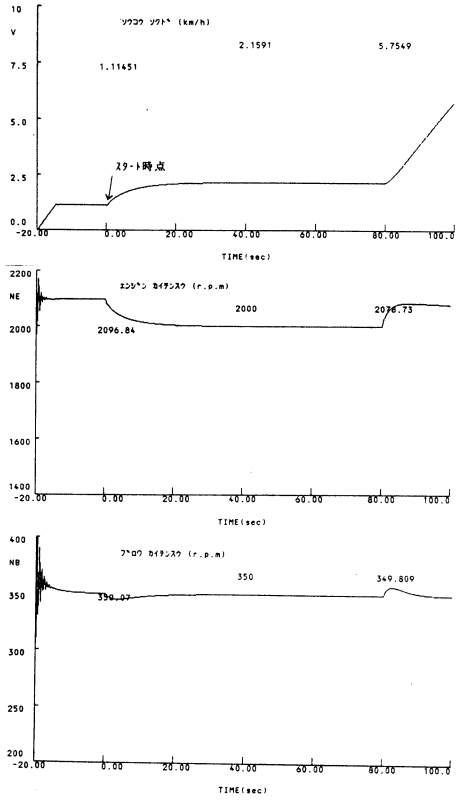
$e_b(n)$, $e_b(n-1)$：n および$(n-1)$回時の回転数偏差

Δt：制御サンプリング時間

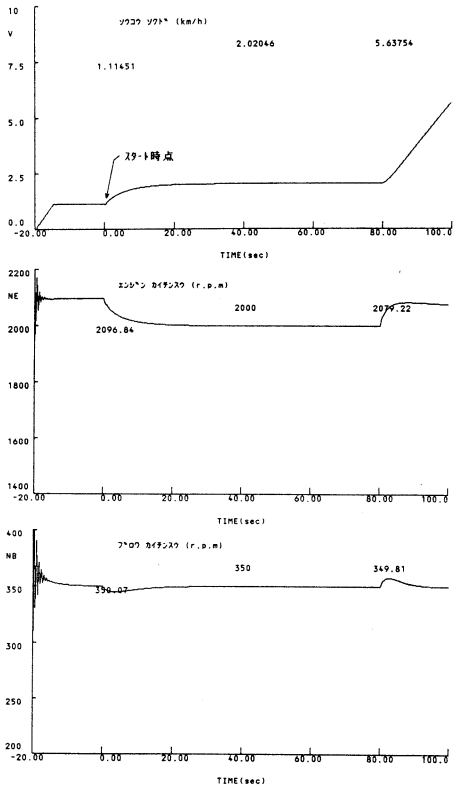
N_{bo}　：設定ブロワ回転数

$N_b(n)$：n 回時の実測ブロワ回転数

M：各回転数における無負荷出力



図−11　最大負荷式によるシミュレーション結果



図−12　最小負荷式によるシミュレーション結果

走行速度制御はエンジン回転数入力によるもので，

$$\theta_r(n)=K_{rp}\left\{e_E(n)+T_{rD}\frac{e_E(n)-e_E(n-1)}{\Delta t}\right\}+\theta_r(n-1)$$

$$e_E(n)=N_e(n)-N_{eo}$$

$\theta_r(n)$，$\theta_r(n-1)$　：n および$(n-1)$回時の制御出力

K_{rp}　：比例ゲイン

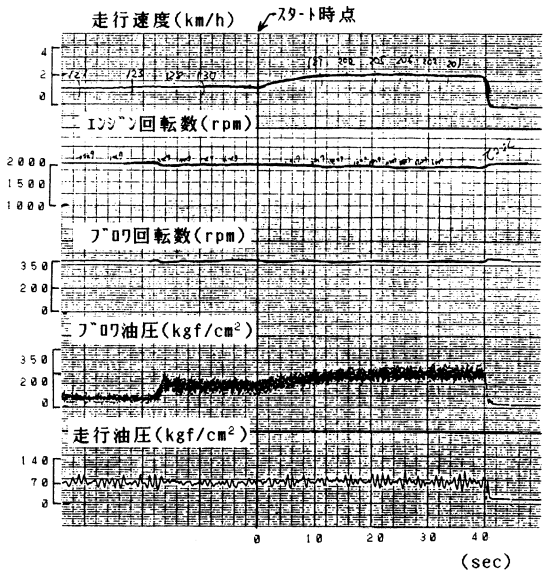
T_{rD}　：微分時間

$e_E(n)$，$e_E(n-1)$　：n および$(n-1)$回時のエンジン回転数偏差

$N_e(n)$：n 回時の実測エンジン回転数

N_{eo}：設定エンジン回転数

シミュレーション結果を図-11および図-12に示す。これは表-1に示すように積雪高さ38cmのステップ状負荷に突入したとき（時間軸で0秒の時点）の走行速度，ブロワ回転数およびエンジ



図—13　実験結果

ン回転数を示している。同一除雪条件で最大の負荷条件式を使ったのが図-11で，前項に示した負荷条件式を使った最小の式でのものが図-12である。先にも述べたように積雪状態は種々の要因によって変化しそれによって負荷条件式もすべてのパラメータをいれて式化できないので，多数および年が異なる実験データより負荷式の幅を考えることが適当と思われる。また実験結果を図-13に示した。シミュレーション結果と実験による応答がよく一致しており，除雪車のシミュレーションがこのような方法で可能なことがわかる。この場合は最大負荷式のほうにより一致しているがこの程度の積雪高さではそれほど最小と最大の差はない。負荷が増大するに従ってちがいは大きくなるが，この最大と最小の幅の中に収まるものと考えられる。

6．あとがき

市販されている除雪車を対象にその効率向上のために自動化やブロワ変速機の改良などが検討される。この場合，稼動シミュレーションによっての検討が可能になることは特に制御などに有効である。この意味でシミュレーションが簡単化されて出来ることは重要であり，それを実現した。シミュレーションより判明した点を次にあげる。

(1)　積雪状態による除雪車除雪装置への負荷おくれが大きいと非常に稼動に不安定をもたらす要因になる。

(2)　負荷突入時における車速の振動があると，ハンチング走行をおこしやすい。

(3)　ブロワ回転数の制御を行なわなくても，車速制御のみで十分である。

最後にこの研究に関係した制御講座の卒研生の皆様および実験データなど多大な協力をいただいた北海道開発局建設機械工作所の皆様に感謝致します。

参考文献

1）除雪機械に関する調査試験報告書（昭和58年度）北海道開発建設機械工作所　昭和59年３月
2）渡部ほか：除雪車用機械油圧式変速機の試作　日本機械学会シンポ　昭和60年８月