

新小型雪上車の試験結果について

喜納 淳^{*1}・細谷昌之^{*2}・竹内貞男^{*3}・金内 賢^{*4}

The Results of Tests for a Smaller Snow Vehicle

Atsushi KINO^{*1}, Masayuki HOSOYA^{*2}, Sadao TAKEUCHI^{*3}
and Mamoru KANEUCHI^{*4}

Abstract: A new small snow vehicle for operating at Syowa Station and vicinities was developed by the working group on snow vehicle, the Committee on Antarctic Logistics, National Institute of Polar Research.

Attention was paid to make the vehicle light weight because it was expected to be driven on the sea ice. To fulfill this objective, the hydrostatic transmission system was adopted for the mechanical power train. Since the introduction of the snow vehicle equipped with the hydrostatic transmission system was the first experience for the Japanese Antarctic Research Expedition, fundamental tests of this system such as the starting of engine and the duration of battery power under low temperatures expected in the Antarctic, were conducted.

Tests were made also to examine the steerability of the vehicle with the hydrostatic transmission system, and required improvements were made.

The shock-absorbing properties of the suspension were tested in order to reduce the pitching motion of vehicle.

The first small size snow vehicle which was improved based on the test results has been used in good condition in the Syowa Station area since the 1987 summer.

要旨: 昭和基地ならびに沿岸地域で使用する小型雪上車を国立極地研究所設営専門委員会小型雪上車設計作業委員会が開発した。

この雪上車は、主として氷上で行動することから、軽量化を図ることを開発の条件の一つとした。このため、動力伝達システムには全油圧駆動方式を採用した。この方式は、日本の南極観測では初めてのことであるので、低温下での始動試験、始動に用いるバッテリーの持続試験を行った。全油圧駆動方式に伴う車両の操縦上の問題について試験を行い、必要な改善策を講じた。また、車両のピッチングを減少するために、懸架装置についての試験も行い、必要な改善を行った。

完成した新小型雪上車は第 28 次観測隊により昭和基地に搬入され使用されている。

1. はじめに

昭和基地における沿岸の調査・観測活動においては、海氷上での行動が多く海氷がぜい弱なために資器材を運搬する雪上車の走行が妨げられて、調査活動の障害となることがある。

^{*1} 防衛庁技術研究本部第 4 研究所。 4th Research Center, Technical Research & Development Institute, Japan Defence Agency, 9-54, Fuchinobe 2-chome, Sagami-hara 229.

^{*2} 防衛庁技術研究本部。 Technical Research & Development Institute, Japan Defence Agency, 2-24, Ikejiri 1-chome, Setagaya-ku, Tokyo 154.

^{*3} 国立極地研究所。 National Institute of Polar Research, 9-10, Kaga 1-chome, Itabashi-ku, Tokyo 173.

^{*4} 株式会社大原鉄工所。 Ohara Iron Works Co. Ltd., 8-1, Jyooka 2-chome, Nagaoka 940.

また、年間を通して多目的に使用できる小型の雪上車は、昭和基地を維持する上で必要である。これら 2 つの要望を満足するような雪上車を開発するために、昭和 61 年 1 月に国立極地研究所設営専門委員会機械分科会に小型雪上車開発の設計作業委員会を設け、小型雪上車の開発に着手した。

小型雪上車の軽量化を図るためには、重量増加の要因となる動力伝達装置の軽量化が重要であるところから、全油圧駆動方式を採用することとした。全油圧駆動方式は、エンジンに直結された油圧ポンプの吐出油量を油配管で履帯駆動軸に取り付けられている油圧モーターに送油し履帯を駆動するシステムで、これにより変速機、差動機がなくなり、重量の軽減が可能となるのに加えて、操作が簡単で動力装置としての信頼性が良いことなどの利点がある。

小型雪上車のシステムは片側 4 脚のニューマチック転輪で、懸架ばねにはトーションバーを用い、第 1, 4 脚にはショックアブソーバーを取り付けた懸架装置である。小型雪上車は昭和基地でこれまで使用してきた雪上車に比べて新規性に富むもので、その使用実績がないため開発に当たって試験を実施する必要があった。

本報告は、開発に際して行った主要な試験のうち、動力伝達装置の低温始動試験、車体振動試験および操縦性試験の結果についてまとめた。これらの試験において問題となったショックアブソーバーの減衰特性と操舵の応答特性および直進性については、改善を図った。

ここでは改善後の試験結果について主に述べた。

2. 試作小型雪上車の諸元・性能

図 1 に試作した小型雪上車の外観図を示す。小型雪上車は重量軽減を図るために幌付きのキャブオーバタイプの車体で、操縦席および助手席は、操作に必要な最低限度の空間とし、性能を重視したため居住性は若干低下している。沿岸の調査活動では車外にでる機会が多く、長時間の運転が少ないためと考え居住性を犠牲にした。

走行装置は後輪駆動の片側 4 脚のニューマチックタイヤの転輪を配置し、第 1, 4 脚にショックアブソーバー付きのトーションバーを第 2, 3 脚にトーションバーのみが取り付けられた独立懸架方式を採用したものである。

小型雪上車の性能・諸元および動力伝達系統図を表 1 および図 2 に示す。図 2 に示すように小型雪上車の特徴は、エンジンに 2 つの可変容量型油圧ポンプがフライホールを介して一体に組み付けられていて、それぞれの油圧ポンプの吐出油量は、左右のスプロケット駆動軸に取り付けられた可変容量型油圧モーターに油配管で接続され動力が伝達される。

車両の加減速はアクセルペタルの踏み込みによる増減に加えて、操縦レバーを操作して可変容量型油圧ポンプの吐出油量を変化させるポンプ斜板角度の増減によっても行うことができる。車両の左右の旋回は操縦レバーを左右に傾けると、エンジンに直結している左右の可変容量型油圧ポンプの吐出油量に、差を与えることによって行うことができる。小型雪上車

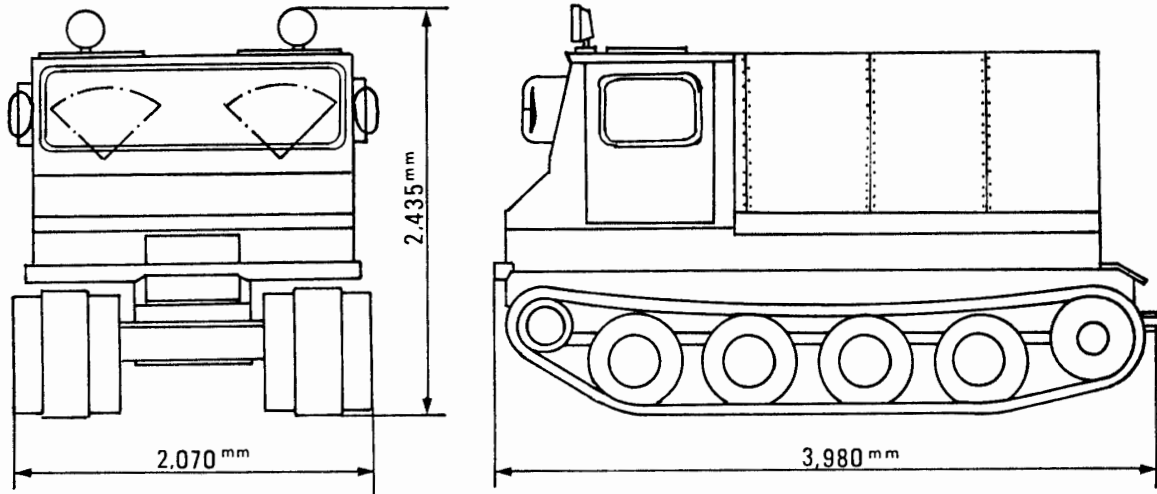


図 1 試作小型雪上車の外観
Fig. 1. Exterior of the newly developed snow vehicle.

表 1 雪上車主要諸元・性能
Table 1. Design parameters of the snow vehicle.

車両重量	2400 kgf	エンジン形式	水冷直接噴射式ディーゼルエンジン
積載重量	500 kgf	内径—行程	93 mm—102 mm—4(シリンダ)
車両総重量	2900 kgf	最高馬力	75 PS/3600 rpm
空車時接地圧	0.09 kgf/cm ²	最大トルク	17.5 kgf-m/2000 rpm
積載時接地圧	0.11 kgf/cm ²	走行用油圧ポンプ	可変容量型
全 長	3980 mm	最大吐出量	46 cc/rev (17 deg)
全 幅	2070 mm	最大使用圧力	350 kgf/cm ²
全 高	2435 mm	最大回転数	4000 rpm
最低地上高	315 mm	走行用油圧モータ	可変容量型
接 地 長	2040 mm	最大吸込量	110 cc/rev (40 deg)
履 帯 幅	630 mm	最大使用圧力	420 kgf/cm ²
軌 間 幅	1440 mm	最大回転数	4900 rpm
最高速度	30 km/h	作動油容量	55 l
転倒角度	54 deg	燃料タンク容量	80 l
低温始動能力	-30°C	バッテリー容量	NX-250-12 V 150 AH

が海氷上を走行すると、凹凸による振動で乗心地を損うだけでなく走行装置、車体の部材の寿命を低下させる。また、小型雪上車の接地長は短く、片側 4 脚の転輪配置は車両のピッチングがおきやすく、それを抑止する必要がある。そこで、ショックアブソーバーを左右の第 1, 4 脚に取り付けピッチングを抑止するようにした。ショックアブソーバーの減衰係数比は 0.7 である。

3. 動力伝達装置の低温試験

エンジンの低温性能に及ぼす主因は温度の低下で、これに伴いエンジン油等の油脂類の粘度が増加し、エンジン回転数が下がり始動が悪くなる。本小型雪上車のように全油圧駆動方

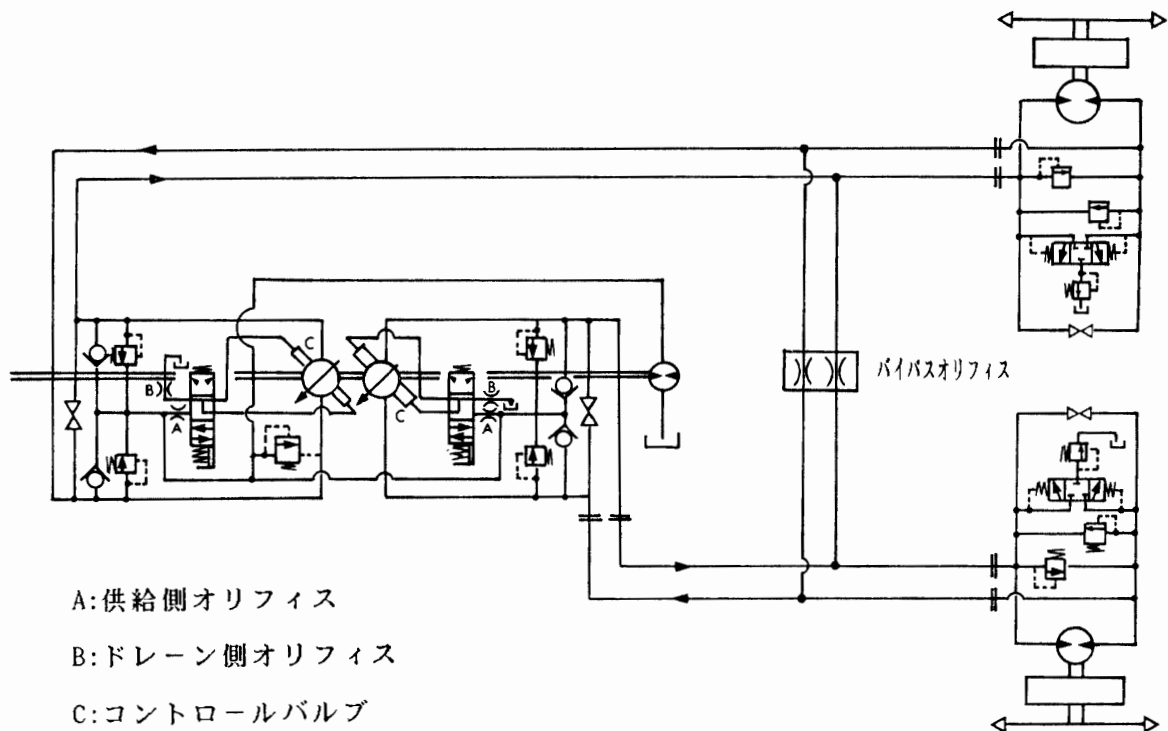


図 2 試作小型雪上車の動力伝達系統図
 Fig. 2. Power train system of the new snow vehicle.

式にすると多くの作動油，エンジン油を使用するので低温になるに従って粘度の増加は，負荷の増加となってエンジンの始動を益々悪くすることになる。

エンジンの始動はスタータモータの能力に依存するが，また，バッテリーの能力にも依存している。これらの能力を把握するために，バッテリーと動力伝達系を含めた低温始動試験を行う必要がある。そこで，エンジンと油圧ポンプを組み合わせたシステムを台上に取り付け，燃料を供給しない状態でのエンジン回転トルクと温度の関係（クランキングトルク特性）について試験した。

3.1. エンジンと油圧ポンプ一体取り付け時の低温試験

(1) クランキング試験

エンジンと油圧ポンプ一体取り付け時の低温試験は，温度条件を -10°C から -27°C ままで 7 段階に設定し，始動方法は図 3 に示すタイムチャートの方法で行った。

図 4 は図中に示すスタータモータを使用して試験した結果について示したものである。図からエンジン油の温度低下に伴うクランキングトルクの増加とクランキング回転数の低下は明らかであり，また，油圧ポンプを装着した場合には，クランキング回転数が 14-18% 減少し，クランキングトルクが 18-32% 増加している。

この原因は，明らかに油圧ポンプを装着したために油圧ポンプが粘度の高い作動油をかかはんすることが，影響しているためと考える。図中に示す黒星印はスタータモータとして

12 V-2.2 kW 系を用いて、エンジン-油圧ポンプを始動した場合の測定値である。

この値はこれまで試験に用いた 24 V-3.5 kW 系のスタータモータで得られた値と、ほぼ同じであることから、12 V-2.2 kW のスタータモータでも -30°C で始動に必要なこのエン

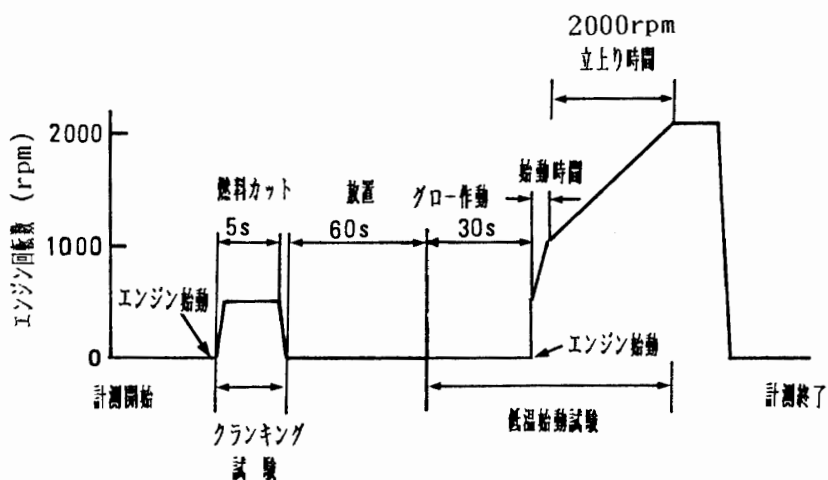


図 3 エンジン単体低温始動試験タイムチャート
 Fig. 3. Time chart diagram for starting engine at low temperatures.

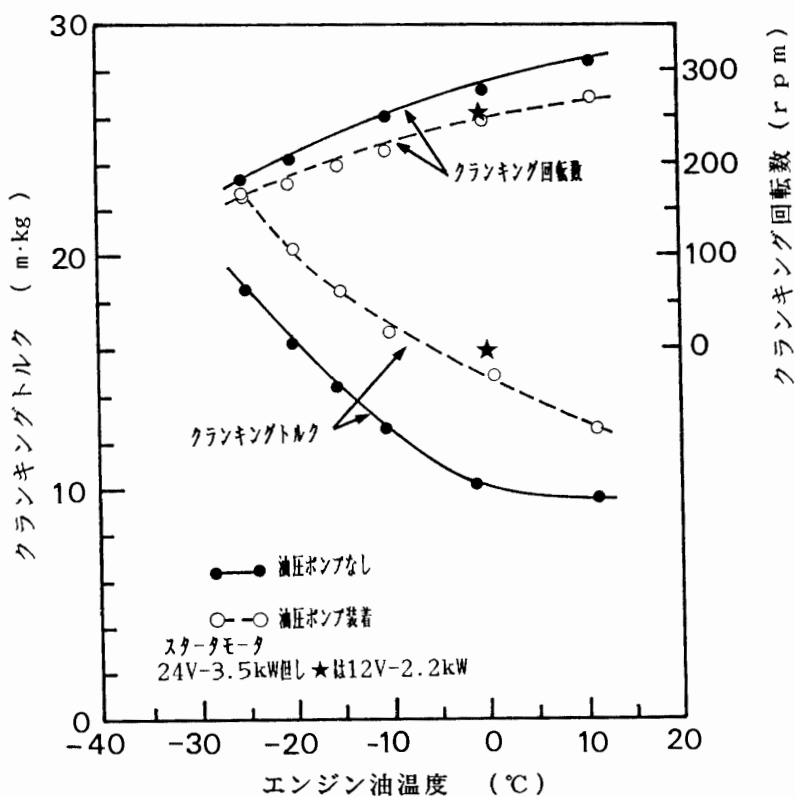


図 4 エンジンクラッキングトルクと温度の関係
 Fig. 4. The cranking torque and the revolution of engine at various temperatures of engine oil. Solid circle, engine without oil pump; open circle engine was started with the 24 V-3.5 kW starting motor is denoted by a star.

ジンの始動回転数の下限 100 rpm が得られるものと予測した。また、システム重量の軽減を図るには、スタータモータ 12 V-2.2 kW 系の方が良いこともあり、以後の試験ではスタータモータとして、12 V-2.2 kW を用いることとした。

(2) バッテリースタミナ試験

バッテリーの能力を把握するために、エンジンへの燃料の供給を止めてスタータモータを 30 秒間作動させ、その後 30 秒休止し始動が出来なくなるまで繰り返す、いわゆるバッテリースタミナ試験を行った。

図 5 は試験の結果を示したものである。エンジングロープラグを使用しない場合の連続始動回数は、7 回目まで可能で 8 回目からエンジン回転数が低下し、9 回目でクランキングが不可能となった。クランキング回転数の傾向をみると、1 回目の始動直後で 163 rpm であったものが、2 回目の回転数では 175 rpm に増加している。これはエンジンの回転によって、わずかながらエンジン油温度が上昇し粘度が低下したため、エンジンのしゅう動抵抗が減少し、回転が高くなったものと考えられる。

しかし、クランキング回数を重ねても回転数の増加が少ないため、エンジン油の温度上昇はわずかで、しゅう動抵抗の低下が少なく、エンジン回転数は、ほぼ一定となっている。

試験の前後の温度変化は、エンジン油温度とバッテリー液温度がほぼ等しい 6°C の温度上昇が見られ、油圧ポンプ作動油の温度はあまり変化していない。

以上の結果からエンジンの始動条件は、クランキングの回転で作動油、エンジン油の温度が上昇して負荷が軽減されることはなく、負荷に打ち勝つクランキング回転が持続するか否

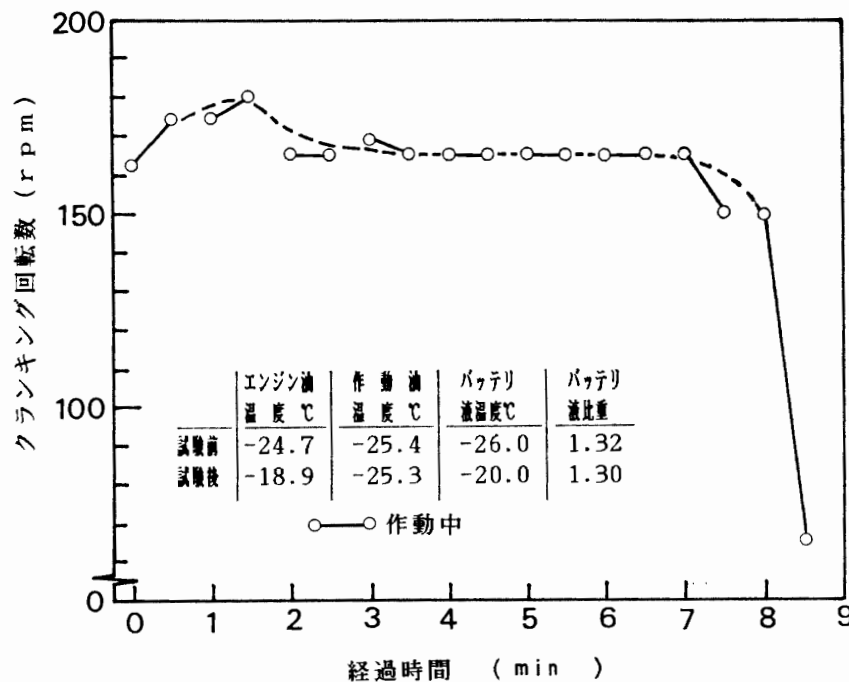


図 5 始動回数とクランキング回転数の関係
Fig. 5. Battery stamina test at low temperatures.

かで、始動するものと考えられる。

(3) エンジンと油圧ポンプが一体の時の始動試験

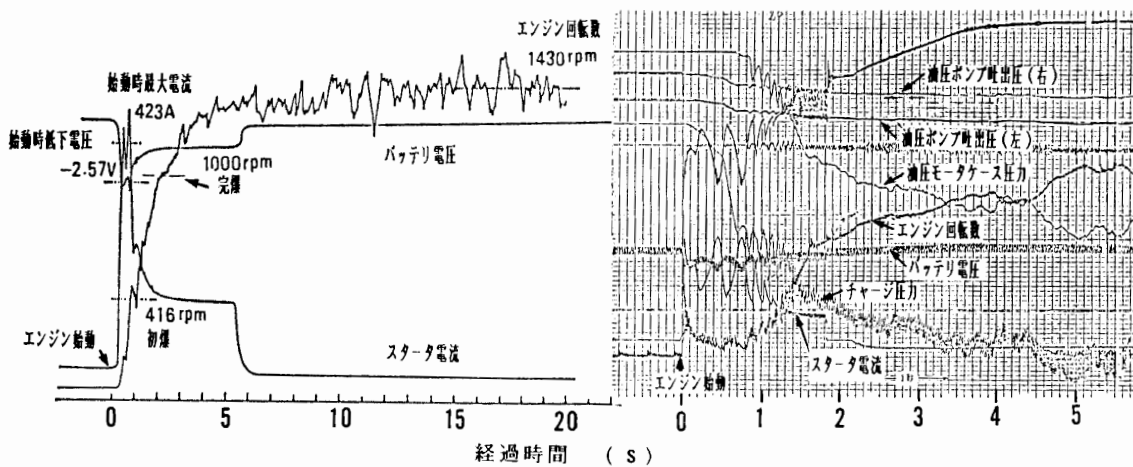
エンジンと油圧ポンプが一体の時の始動試験は、エンジンを始動する前 30 秒間のグローを作動し、クランキング時も吸入空気を暖めるため、グローを作動（これをアフターグローという）した。

表 2 はその結果を示したもので、エンジンの始動回転数の状況についてエンジン油温度 -25.3°C の記録波形を図 6 a に示す。図よりエンジンの回転数が最初に変化したエンジン回転数は 416 rpm で、これをエンジンの初爆ときめ、その経過時間を初爆時間（この場合 0.6 秒）とし、エンジンが 1000 rpm に達した時を完爆ときめると、エンジン始動から完爆までの時間を始動時間（2.4 秒）とする。表 2 の結果から考察すると、エンジンの始動限界は、エンジン回転数から推察すると、まだ余裕があり -30°C 前後であると予想される。しかし、完爆時間が約 2.7 秒と短いにもかかわらず、エンジン立ち上がり時間は約 44 秒と長く始動に時間を要することがわかった。

表 2 低温始動試験結果

Table 2. Results of starting test for the engine unit at low temperatures.

室内温度 °C	エンジン油温度 °C	冷却水温度 °C	燃料温度 °C	作動油温度 °C	機関回転数 rpm	初爆時間 s	完爆時間 s	200 rpm 立上時間 s	備考
17.5	10.0	13.8	9.5	15.5	252	瞬時	0.4	1.9	アフターグロー無
-26.5	-25.3	-26.6	-26.0	-26.4	147	0.6	2.4	44.0	アフターグロー連続作動
-27.1	-25.0	-26.6	-26.0	-26.6	150	0.7	2.7	41.3	グロー 42.7s 作動



(a) エンジン単体時の始動状況

(b) パワーパックの始動状況

図 6 エンジン始動試験時の記録の一例

Fig. 6. Record of revolution of engine at starting. (a) Engine with oil pump. (b) Power system.

3.2. 車両システムの低温試験

小型雪上車が完成した状態で、車両を低温室に入れて 3.1 の (3) 項と同じ低温試験を行った。完成状態では、エンジン冷却ラジエータの駆動、油圧配管の違いなどエンジン補機類が低温始動性に及ぼし、その影響を把握するため試験を行った。また、低温下で履帯駆動軸を回転し、温度の低下で増加する駆動トルク試験も行った。

(1) 低温始動試験

図 7 は動力装置を車両に搭載した状態で、低温始動試験するエンジンの始動要領のタイムチャートについて示したものである。車両システムでの低温始動試験は、始動限界温度と同

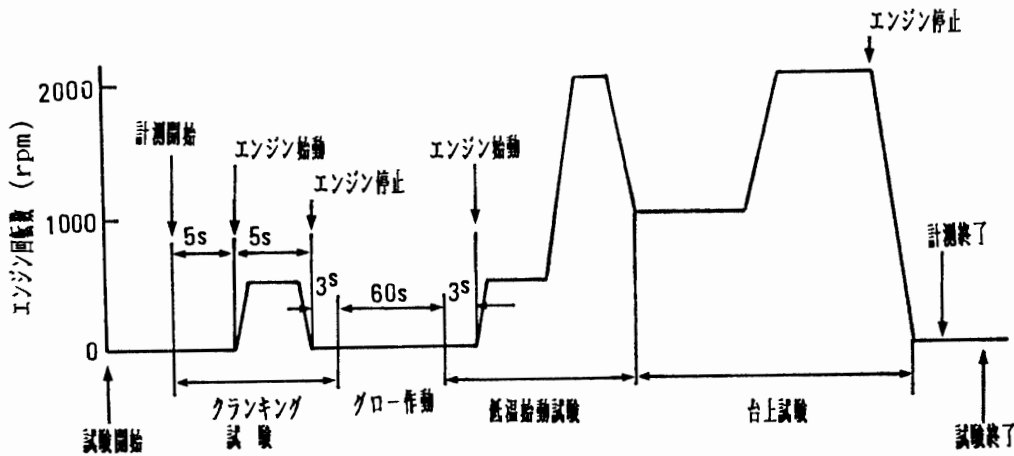


図 7 パワーバック状態での低温始動試験タイムチャート
 Fig. 7. Time chart diagram for starting power system at low temperatures.

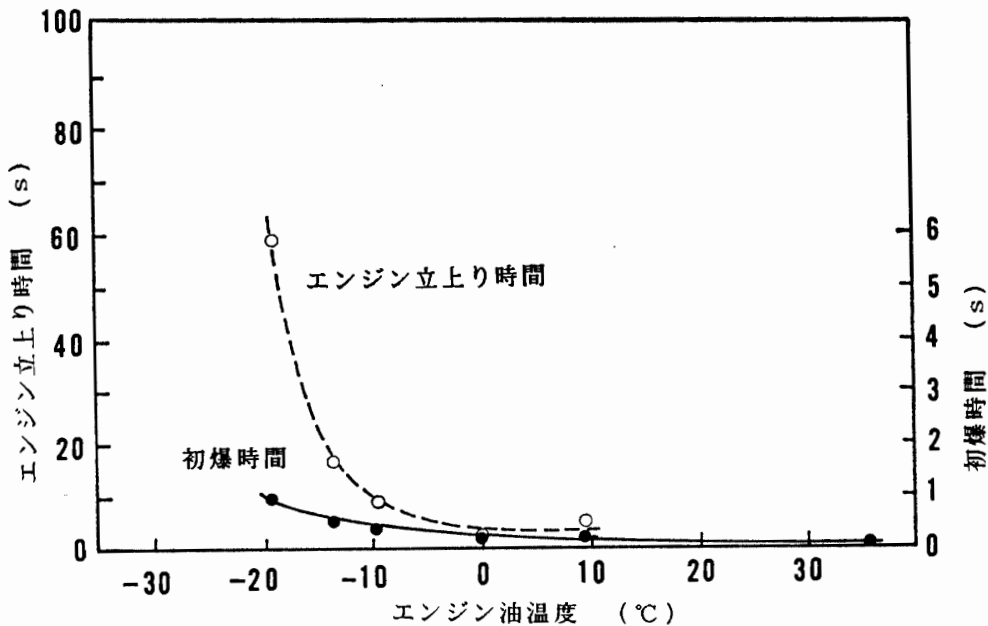
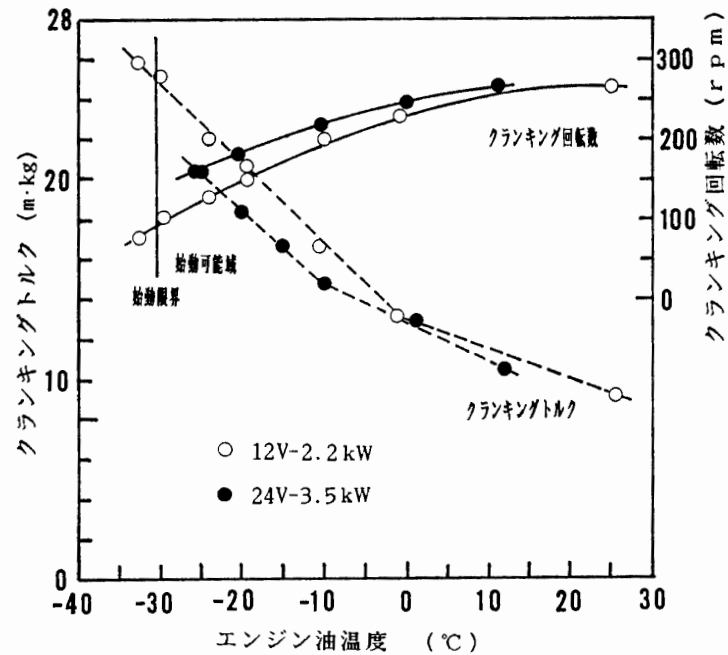


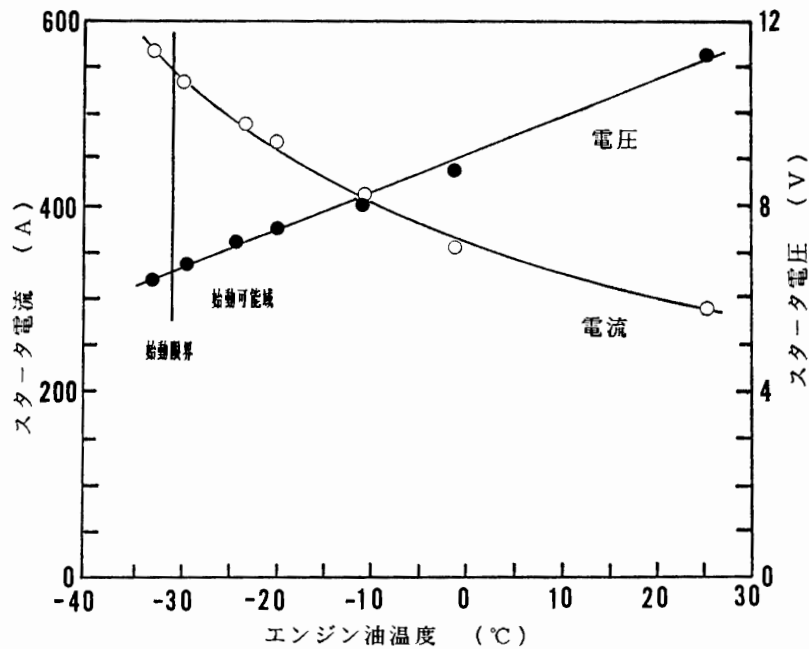
図 8 エンジン初爆および立ち上がり時間と温度との関係
 Fig. 8. Initial and late explosion times at various oil temperatures.

じくらい、エンジン立ち上がり時間（エンジン回転が 2000 rpm になる時間）が重要である。エンジンの立ち上がり時間は、エンジンと油圧ポンプが一体の時に比べて、エンジンの補機等が接続されているため負荷が増加し、エンジンの立ち上がりを悪くするからである。

図 8 はエンジン油温度とエンジン初爆および立ち上がり時間について示したもので、温度



(a) エンジンクランキングトルク、回転数とエンジン油温度の関係



(b) スタータ電流、電圧とエンジン油温度の関係

図 9 パワーパック状態の低温始動特性

Fig. 9. Engine cranking torque (a) and electric current and voltage at various oil temperatures (b).

が -10°C より高い領域では始動性は良く、初爆すると同時に、エンジン回転数が立ち上がる。温度が -10°C より低くなるとエンジンの始動性は悪くなり、エンジンの立ち上がり時間が指数関数的に増加する。

本試験におけるエンジン始動時の計測記録を図 6 b に示したが、エンジンの回転数の立ち上がり傾向を図 6 a と比べても時間を要していることがわかる。この原因は動力装置を車載した場合にはエンジン冷却、潤滑油ポンプ等のエンジン補機および油圧配管が長くなること、配管の屈曲などで負荷が増加するためと考えられる。

図 9 a はエンジン油温度とクランキングトルク、回転数との関係をしめしたもので、比較のためにスタータモータ 24 V-3.5 kW を用いた試験結果も合わせて示してある。また、図 9 b はエンジン油温度とスタータモータ電圧、電流の関係を示した。

この試験で始動が可能であったエンジン油温度は、 -32.5°C であり、この時のクランキング回転数は 80 rpm で設計値 100 rpm より低い回転数で始動している。しかし、このときのスタータ電圧、電流値は図 9 b からそれぞれ 11 V, 325 A で、スタータモータの許容電流値を越えていることを考慮すれば、約 -30°C がこのエンジンの始動限界と推察される。

(2) 低温時の始動トルク

車体に搭載した状態での動力装置の低温始動は、約 -30°C でも可能と考えられる。しかし、表 2 に見るようにエンジン油温度、油圧ポンプ・モータの作動油の温度は変化していない。いいかえると、始動後エンジンを連続運転すれば、ある程度暖まるが油圧ポンプ・モータの作動油の温度はあまり上昇しない。このような状態で走行するとエンジンへの過負荷で、エンジンが停止する恐れがある。油圧駆動装置の負荷を把握するには、極地で実際に測定するか、車両を低温室に設置し履帯を空転させて、走行状態で測定する必要がある。

本試験では、低温室内の架台上に雪上車を乗せて、履帯駆動軸が空転するように履帯を切り、駆動軸を回転させた時の駆動トルクを求めた。表 3 に、その試験結果を示す。

図 10 は、エンジン油温度と油圧駆動装置の各部の作動油圧について示したもので、図中に示す差圧は、油圧ポンプの高圧吐出側と低圧吐出側の差で、これが履帯を回転させる駆動力である。油圧ポンプの吸い込みを補い予圧をかける油圧ポンプのチャージ圧力、油圧モータ

表 3 台上低温試験結果

Table 3. Results of starting test for the power train at low temperatures.

エンジン温度 °C	チャージ圧 kgf/cm ²	ポンプ圧 kgf/cm ²	モータケース圧 kgf/cm ²	ポンプ差 kgf/cm ²	駆動軸トルク kgf-m
34.2	16.2	30.0	1.2	15.0	34.8
-1.2	14.3	37.5	2.8	22.5	52.3
-11.4	16.0	45.0	3.8	27.5	63.9
-21.0	17.5	57.5	5.5	40.0	93.0
-24.8	18.3	67.5	6.5	49.5	115.1
-29.4	19.0	82.0	7.5	64.5	149.9

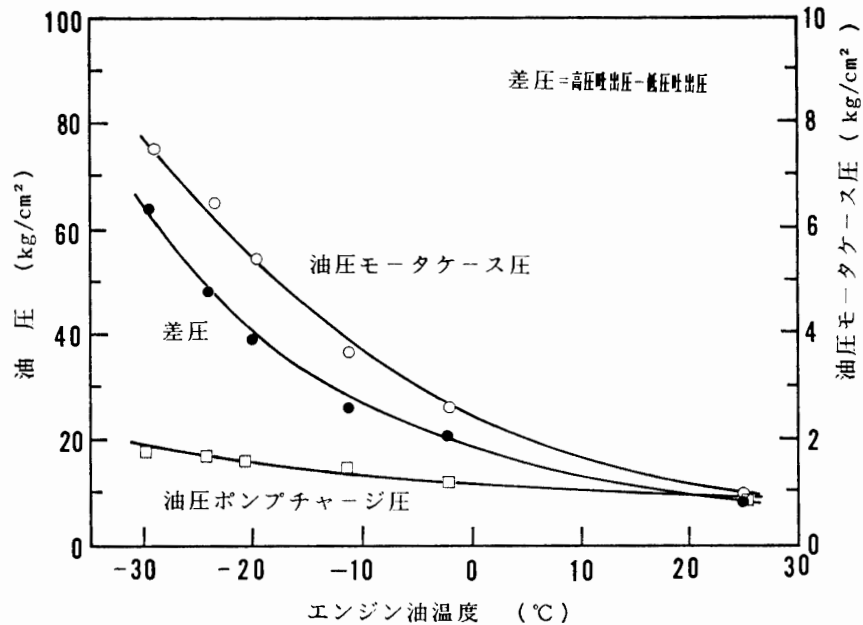


図 10 作動油圧と温度の関係

Fig. 10. Oil pressure in the hydrostatic transmission at various engine oil temperatures.

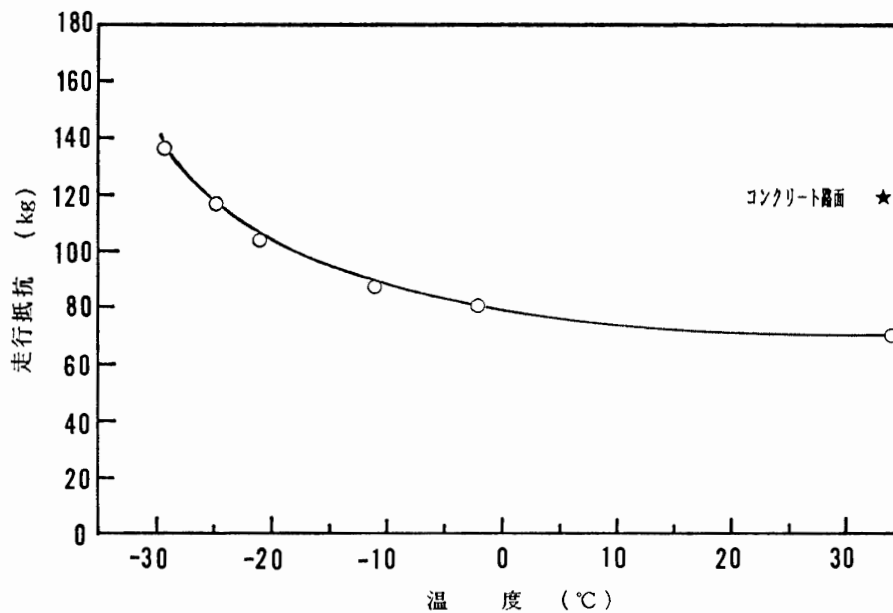


図 11 走行抵抗と温度の関係

Fig. 11. Rolling resistance to engine oil temperatures.

タの潤滑等でもれる油圧ケース圧は、温度の低下と共に高くなり、油圧ケース圧は常温に比べて 5-6 倍も圧力が上昇している。このような圧力上昇は、主に油の粘度が温度の低下で増すことが原因と考える。

差圧から履帯を駆動する駆動力(走行抵抗力)を計算で求めると図 11 の結果を得る。図中に示す黒星印はコンクリート定盤上を 7 km/h の速さで、雪上車を走行させる際の走行抵抗

力を示したものである。エンジン油温度 34°C に着目すると、雪上車が平坦コンクリート上を走行する時の抵抗力は約 120 kg 、低温室で同じ温度付近で履帯を空転した時の抵抗力を求めると 70.3 kg で、その差は履帯の回転に伴う抵抗力と考えられ、それは全抵抗力 (120 kg) の 41% に達している。その主な要因は履帯の衝撃抵抗ところがり抵抗と云われる外部抵抗であり、残りの 59% は駆動軸までの駆動力である。そして、この駆動力は温度の低下によって増加し、各温度条件下の全駆動力は、駆動力に外部抵抗力を加えたものに等しい。

4. 車体振動特性

4.1. 走行時の操縦席の加速度

人間の乗心地に及ぼす振動は、一般に上下加速度の大きさで検討される。表 4 にはコンクリート定盤上で雪上車の走行速度を一定とし、各速度条件下の操縦席床上加速度と後部乗員室床上加速度を測定した結果である。操縦席および後部乗員室の加速度は他の装軌車と比べて、ほぼ同じかまたは小さな値である。操縦席について周波数分析した結果を図 12 に示すが、卓越した周波数帯域は走行速度 10 km/h で約 15 Hz であり $17\text{--}20\text{ km/h}$ で $33\text{--}34\text{ Hz}$ である。

表 4 車両走行振動加速度
Table 4. Acceleration at the cabin and driver seats.

車 両 速 度 km/h	操縦席上下加速度		後部乗員席上下加速度	
	+最大値 (G)	-最小値 (G)	+最大値 (G)	-最小値 (G)
5.5	0.14	0.19	0.07	0.09
9.9	0.17	0.16	0.11	0.12
19.9	0.39	0.53	0.18	0.15
20.0	0.42	0.38	0.15	0.14

これらの振動源は、履帯と駆動軸スプロケットのかみ合いによる衝撃が原因している。乗員の乗心地に影響する振動は、船酔いに見られる低周波 (20 Hz 以下) のうねり振動で、雪上車にはこのような振動が発生していないことがわかった。

4.2. 車体のピッチング

雪上車が障害物を乗り越えた後のピッチングは、速く収束するのが良く、このような懸架装置は制振性に優れている車両と云われる。車両のピッチングには、ショックアブソーバーの減衰力の大小と、転輪が上下に運動する時の速度が影響する。

試作した雪上車の転輪位置での速度と減衰力の関係を図 13 に示す。以下に述べる試験の結果は、改善前の特性で行ったもので、その特性は図 13 に点線で示した。この場合のショックアブソーバーの固有振動数は、 2.68 Hz で臨界減衰係数 $9.2\text{ kg}\cdot\text{s}/\text{cm}$ 、転輪速度 0.3 m/s 時の減衰係数は $6.44\text{ kg}\cdot\text{s}/\text{cm}$ である。転輪速度 0.3 m/s 時の減衰係数と臨界減衰係数の比を

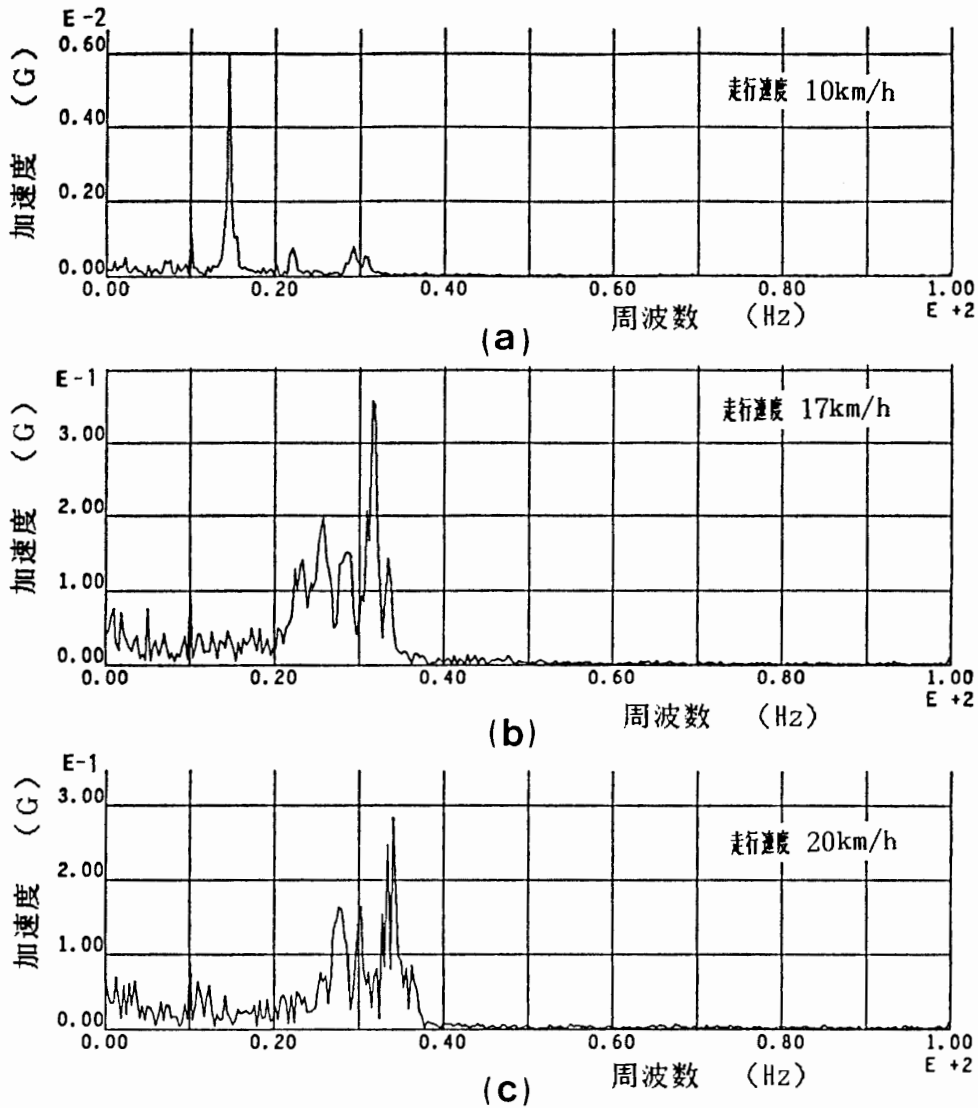


図 12 コンクリート定盤上の走行振動特性

Fig. 12. Hull vibration measured at the drive seat on the smooth level concrete floor.

減衰係数比とすれば、減衰係数比は 0.7 である。

コンクリート定盤上に高さ 100 mm のサイン波形状の障害板を左右の履帯が同時に乗り越すように置き、雪上車の重心付近に上下方向の加速度センサーを取り付け、車体のピッチング振動を測定した。図 14 は測定した結果を示したものである。図 14 a は車両速度が 2.1 km/h のもので、転輪は障害板を越えるたびに大きく振動している。

一方、車両速度が 14.9 km/h で障害板を乗り越えた場合は (図 14 b)、一度だけ大きく振動した後、すぐにおさまっている。この場合の振動波形の特徴は、図 14 a で見られた転輪の乗越時の振動は発生せず、また通過後の車体振動の揺れもなく、車両の制振性が良いことがわかった。すなわち、雪上車に取り付けたショックアブソーバーは、車両速度が低い時にあま

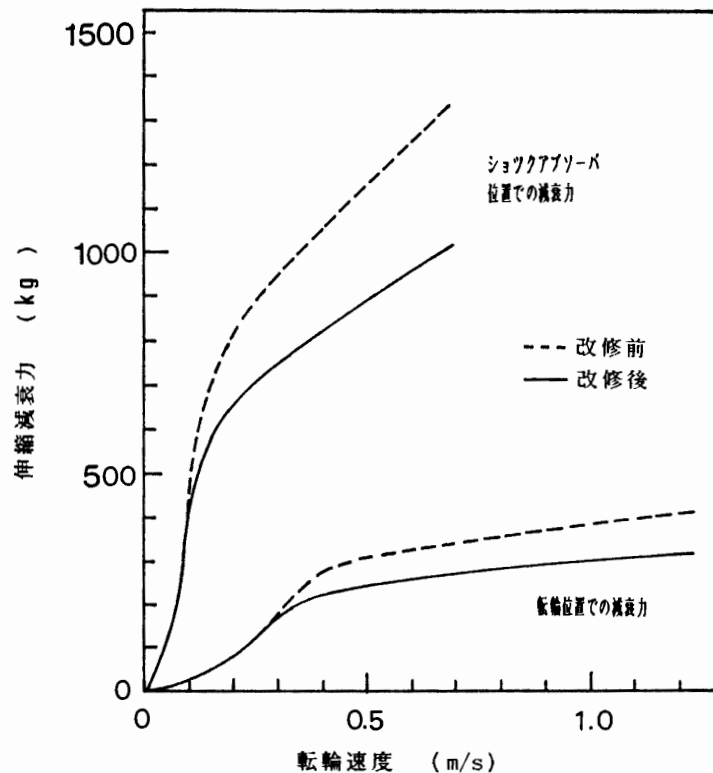


図 13 改修前後のショックアブソーバの減衰力と転輪速度の関係
 Fig. 13. Damping force of shock absorber and velocity of wheels. Dotted line, before improvement. Solid line, after improvement.

り利かず、速度が速いと制振性が良い特性をもっている。同時に計測した操縦室床上の上下加速度は、車両速度約 15 km/h の peak to peak 値で約 2.6 G であった (表 5)。

この加速度を懸架装置の車体取り付け部の応力値に換算すると、部材の疲労強度が不足することがわかった。疲労強度を軽減するために、ショックアブソーバの減衰係数比を小さくすることで改善することが可能である。

4.3. フィーリング試験

雪上車が遭遇する走行条件を考えると、コンクリート定盤上における走行試験では懸架装置の性能を十分に把握することが出来ない。路外走行における懸架装置の問題は、凹凸による不規則振動が連続的に車両に負荷され共振を起こし、異常に大きな車体のピッチングが発生することがある。また、連続的な路面の凹凸では転輪速度が速く、ショックアブソーバ変位が追従出来なくなると、衝撃的な加速度が生じて乗心地を損なうなどの二点が主たるものである。そこで、雪上走行条件に類似した路面として海岸砂地を選び走行試験を行い、次のようなフィーリングの結果を得た。

(a) 速度の遅速で凹凸路走行の車両の振動数に差がある。

図 14 a, b を比較するとわかるように、雪上車の速度が遅いと同じ凹凸でも転輪の数だけ車両の振動が多く、乗心地の悪い原因となっている。従って、乗心地を改善するには、減衰

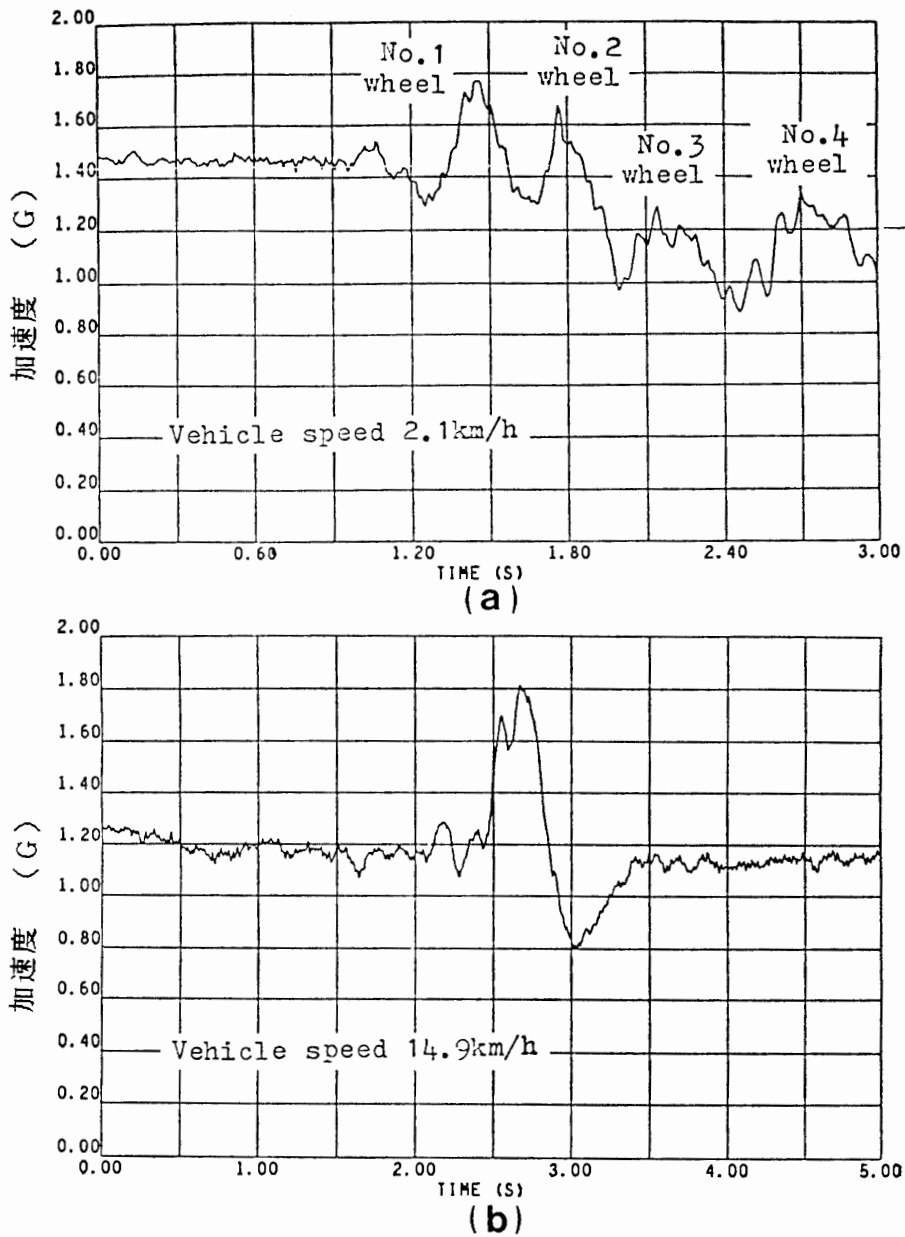


図 14 正弦波形障害板乗越え時の車体ピッチング特性
 Fig. 14. Vibration of hull on the undulating ground.

表 5 障害板乗越試験結果

Table 5. Acceleration at the center of gravity at the sine wave obstacle.

車両速度 (km/h)	2.1	7.2	8.8	14.9
最大加速度 (G)	1.06	1.42	1.77	1.81
最小加速度 (G)	0.21	0.19	0.79	0.59

係数比を小さくする必要がある。

(b) 凹凸道で雪上車の速度が遅いと衝撃的な力が大きい。

図 14 b に示すように速度が速くなると短時間に大きな振幅となっているが、それは、いい

かえると加速度が大きいことを意味している。従って、この振幅を小さくすることによって改善することができ、このためには、減衰係数比を小さくする必要がある。

以上の結果および 4.2 節から検討すると、減衰係数比 0.7 から 0.6 に変更することとした。

5. 操縦特性

油圧ポンプ・モータを使用した操縦装置は旋回がスムーズで、旋回動力の損失も少なく良い方式である。しかし、左右の油圧ポンプと左右の履帯駆動軸に取り付けられている油圧モータは、対応して油圧配管で接続され動力が供給されている。このため、左右の油圧ポンプからの動力を等しく供給しなければ、車両は旋回してしまうことになる。また、履帯と路面間の抵抗差が生じると車両は旋回し (図16)、直進性に問題がある。

もう一つの問題は、旋回するために操縦レバーを操作した時、油圧弁等の作動遅れが生じて、操舵の遅れが発生することがある。これらのデータを取得するために路外走行試験を行った。

5.1. 操舵の応答試験

フィーリングによる操舵の応答試験では、操縦装置の応答性が従来のクラッチ・ブーキ式に比べて操舵後かなり遅れがあることがわかった。すなわち、操舵をしてから車両が旋回するまでに時間がかかる。

この原因は操舵レバーに接続されているコントロールバルブ (図 2) の前後に設けたオリフィスの径が適切でないためである。このオリフィスはポンプ斜板角度を変化させるサーボシリンダーへの油供給量を加減するもので、供給量が多いと操舵が敏感となり、逆に供給量が少ないと操舵が鈍感となる。今回は後者の現象が発生したものとする。

そこで、車載状態の動力システムを台上にセットし、操縦レバーを 0 度から 17 度に瞬時に操作した時の応答性について試験をした。図 15 にその結果を示した。図から、油圧ポンプの回転数が遅いほど応答に要する時間が長く、また作動油圧が低いほど応答時間が短い。図 15 a で示す作動油圧が低圧 (50 kg/cm²) の場合で、改修前の応答時間で最も悪いのは、ポンプ回転数約 700 rpm で約 8.5 秒を要し、それが、改修後 A 型では約 2 秒、B 型で約 0.3 秒となった。図 15 b は作動油圧が高圧 (140 kg/cm²) の場合で改修前の応答時間約 4 秒に対して、改修後は約 1.8 秒 (A 型)、0.4 秒 (B) となった。

応答時間の最適な時間設定は、車両の使用状態により決められる。例えば、車庫入れや幅寄せなど短い距離で大きく方向を変える時には、操舵の応答が敏感に利くのが良く、車両速度が速い時などは、ある程度鈍感のほうが操作しやすい。

2 種類のオリフィス (改修 A, B) は、その後のフィーリング試験の結果によると、応答性は改善された。

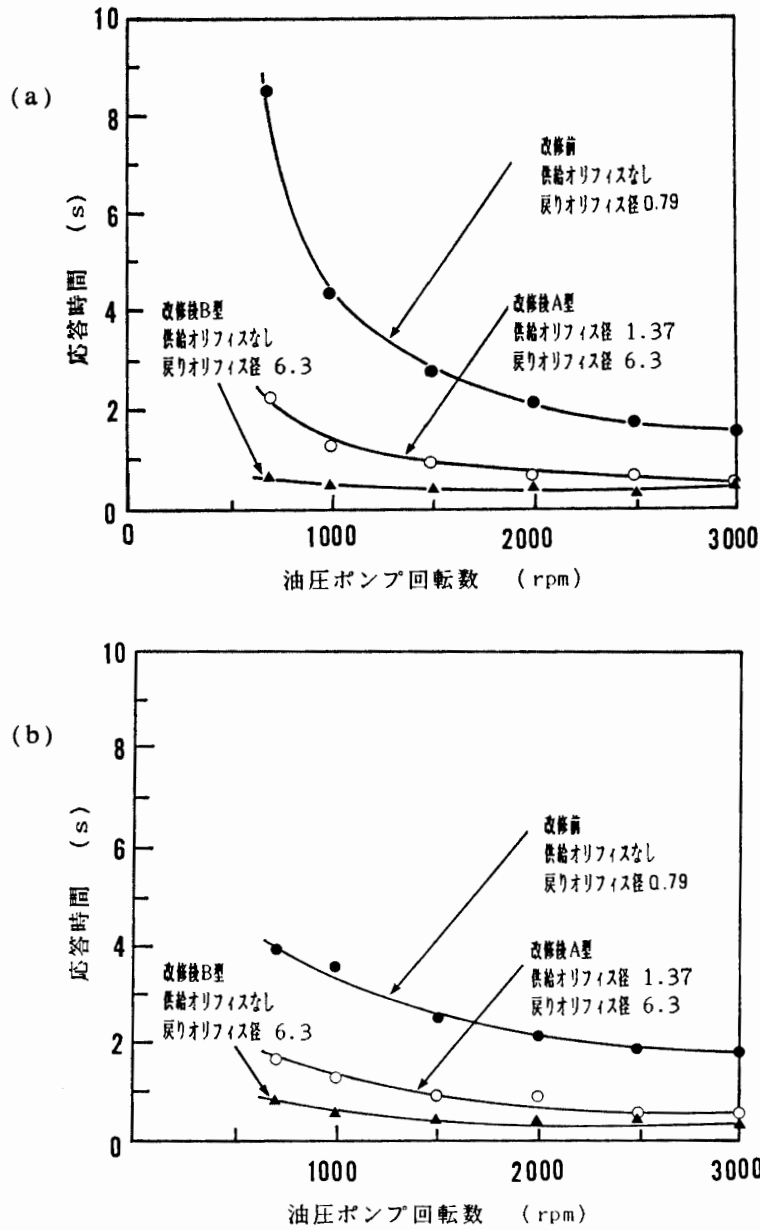


図 15 操舵応答時間におよぼす油圧ポンプ回転数の関係
 (a) 作動油圧50 kgf/cm², (b) 140 kgf/cm² の場合

Fig. 15. Response time of the pump revolution and different orifice diameters.
 (a) Hydraulic oil pump of 50 kgf/cm². (b) Hydraulic oil pump of 140 kgf/cm².

5.2. 直進性試験

試作当初は、図 2 に示すバイパスオリフィスを設けずに試験を行った。その結果、直進走行が難しくたえず操縦レバーで進路を修正する必要が生じた。

図 16 は砂地路面等で試験した結果を示したものである。バイパスオリフィスを挿入しない場合の結果は、図 16 においてバイパスオリフィス径 0 に相当している。

走行目標に対して走行方向が一致せず車両は旋回してしまう。すなわち、車両はある曲率

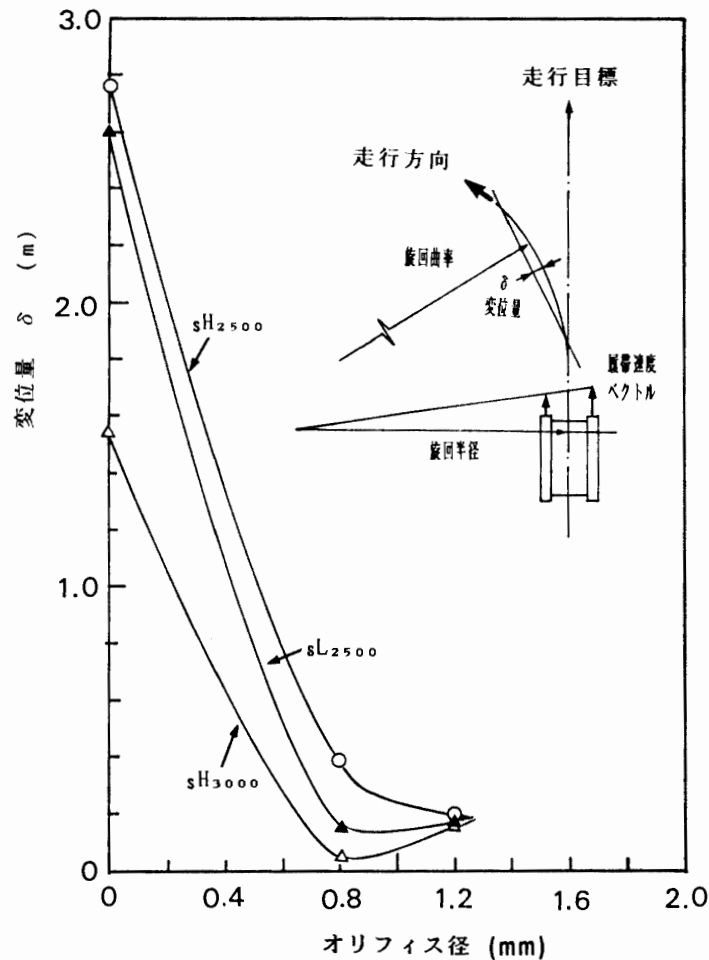


図 16 砂地路面における旋回曲率とオリフィス径の関係
 Fig. 16. Turning radius to orifice diameters on the firm ground.

を持って旋回し直進走行しない。旋回曲率でみると、変位量(孤の高さ)とバイパスオリフィス径の関係から、変位量と旋回曲率は反比例の関係にあり、それより旋回曲率を求めると、バイパスオリフィスのない時(オリフィス径=0)の変位量 $\delta=1.55$ で旋回曲率約 202 m (sH_{8000})、 $\delta=2.6$ で旋回曲率約 120 m (sL_{2500})、 $\delta=2.77$ で旋回曲率約 113 m (sH_{2500})となり、旋回曲率がこの程度の大きさになると、感応的に直進性が維持出来ないと判断される。ここで、図中の添字は sH_{8000} : s ; 砂地, H ; 変速段位置, 数字はポンプ回転数を示す。

バイパスオリフィスを挿入し、走行試験で確認した結果、バイパスオリフィス径 1.2 mm を挿入した時の旋回曲率は、変位量 $\delta=0.8$ で 1565 m (sH_{8000}) となり、0.8 mm では $\delta=0.05$ で 2087 m である。

バイパスオリフィス径 1.2 mm を挿入した時と同様の関係は、 $\delta=0.05$ から $\delta=0.8$ で旋回半径は 2087 m–1565 m である。いずれのバイパスオリフィス径を用いても、操縦に支障がないことがわかった。バイパスオリフィスの役割は、左右の油圧ポンプの高圧側に生じた圧力差を均等にする働きをするものである。

一方、旋回時には、左右の油圧差を発生させて旋回がなされるが、その時に圧力差を均等にするバイパスオリフィスがあると、旋回を難しくすることになる。バイパスオリフィス径の選定は、次のような考えにもとづいて決めることとした。すなわち、直進性と旋回性を共に損なうことのないようにする必要がある。左右の圧力差の測定および左右の履帯に発生する走行抵抗等も考慮して、最終的に左右の駆動力差（走行抵抗に等しい）が 10% 以上生じた時に、バイパスオリフィスが働くようにバイパスオリフィス径を選定することとした。

このような考えから、試験時の油圧測定の結果をもとに走行抵抗を求めると、バイパスオリフィス径 0.8 mm で 40–60 kg、径 1.2 mm の場合で 10–20 kg であることがわかった（図 17）。この走行抵抗の差は、平坦コンクリート路面上を雪上車が速度 7 km/h で走行している時の抵抗 119 kg と比較すると、バイパスオリフィス径 0.8 mm の場合には 34–50%、径 1.2 mm で 8.4–16.8% に相当している。

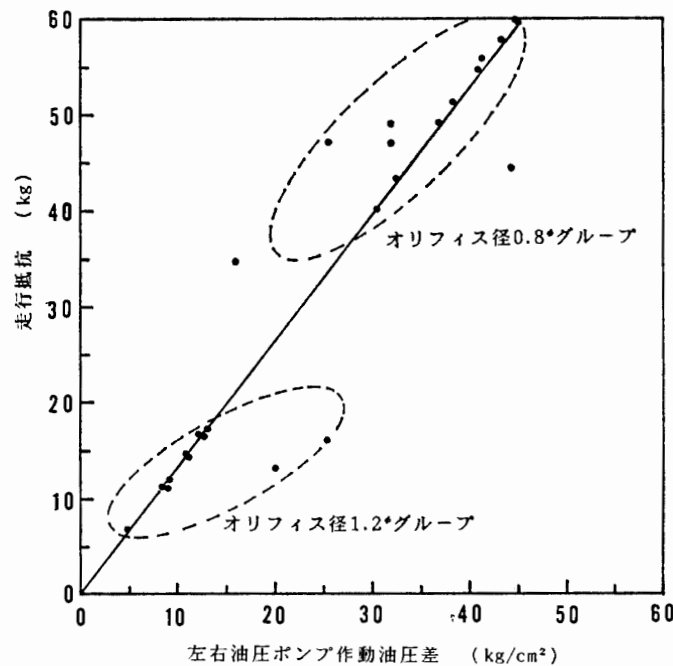


図 17 走行抵抗と左右油圧ポンプ・モータ作動差圧の関係

Fig. 17. Relation between the rolling resistance and the oil pump pressure.

以上のことから、左右の走行抵抗差を 10% 前後にするためには、バイパスオリフィス径 1.2 mm が適当であることがわかった。その時の発生差圧は、約 15 kg/cm² となる。直進性は旋回曲率を大きくすれば、走行中わずかな操舵で直進走行が可能であり、また、実用上支障がない等のことから、バイパスオリフィスを設けることにより改善を図った。

6. あとがき

昭和 61 年 1 月に設営専門委員会小型雪上車設計作業委員会が関連メーカーと共同で、小型雪上車を開発した。小型雪上車は、軽量で操用性および信頼性の良いと云う開発目標に沿っ

て、動力伝達装置には全油圧駆動方式を採用した。

本報告は、完成後の試験で懸架装置および操縦性に問題があり、改善のための試験を行った結果について述べたものである。試作当初、懸架装置のショックアブソーバーの減衰係数比は、転輪数が片側4脚であるところから、車体の振動が大きいと予測されたため、制振性を考慮して減衰係数比を0.7とした。

しかし、試験の結果、走行中の振動は制振性に優れているものの、発生加速度から計算で求めたショックアブソーバー取り付け部の部材に過大の応力が発生し、部材の材料疲労強度が不足していることがわかった。そこで、ショックアブソーバーの減衰係数比を0.6にさげて試験した結果、制振性は多少悪くなるが、部材の応力は低下し、また乗心地も良いことがわかった。

操縦装置に発生した操舵の遅れおよび直進保持を改善するために、油圧回路内にそれぞれオリフィスを挿入し、作動油が適正な作動流量となるよう改善することによって、操用性の良い小型雪上車となった。今後、昭和基地で使用する隊員諸氏の改善提案をもとに、一層使いやすい小型雪上車へと完成させて行きたい。

謝 辞

本報告の一連の試験に際して、(株)大原鉄工所設計課の中島征志氏、ダイキン工業(株)設計課石垣亨氏にご協力いただいた。また、低温試験設備の使用に当たって、防衛庁技術研究本部第4研究所総合試験室第2班およびいすゞ自動車(株)川崎工場の関係者の協力をいただいた。ここに感謝の意を表したい。

(1988年3月30日受付; 1988年6月27日改訂稿受理)