

農業機械化研究所報告

第 21 号

Technical Report

of the

Institute of Agricultural Machinery

(Nogyo Kikaika Kenkyusho)

Omiya, Saitama, Japan

No. 21 March 1987

農 機 研 報

Tech. Rep.
Inst. of Agric.
Mach.

21 : 1 - 65
1987

昭和 62 年 3 月

生物系特定産業技術研究推進機構
農 業 機 械 化 研 究 所

埼玉県大宮市日進町 1 丁目

生物系特定産業技術研究推進機構
農業機械化研究所

Institute of Agricultural Machinery

(Bio-oriented Technology Research Advancement Institution)

編集委員会

Editorial Committee

橋 本 寛 祐 (委員長)

Hirosuke HASHIMOTO (Chief)

藤 岡 澄 行

Sumiyuki FUJIOKA

伴 敏 三

Toshizo BAN

桑 名 隆

Takashi KUWANA

平 田 孝 三

Kozo HIRATA

金 津 豊 彦

Toyohiko KANATSU

農業機械化研究所報告 第21号（昭和62年3月）

目 次

石川文武：トラクタ用安全フレームの研究	
1 序 論	1
1.1 はじめに	1
1.2 研究の背景と基本方向	2
1.3 日本の農作業事故	3
1.3.1 昭和46年度以降の死亡事故実態	5
1.3.2 トラクタ死亡事故の実態	5
1.4 諸外国のトラクタ事故	7
1.5 安全フレームの効果	7
1.6 トラクタの転倒解析事例	7
1.6.1 トラクタの転倒に関わる既往の研究	8
1.7 用 語 等	8
2 安全フレーム強度試験	8
2.1 安全フレームの強度条件	8
2.1.1 安全フレームとその強度	8
2.1.2 転倒安定性とアンチロール	10
2.2 強度試験方法の検討	11
2.2.1 691型・692型の衝撃試験	11
2.2.2 701型・702型の衝撃試験及び転倒試験	12
2.3 ま と め	15
3 安全フレームの構造解析	16
3.1 静荷重弾塑性解析	16
3.1.1 平面骨組と立体骨組の静荷重試験	16
3.1.2 計算による構造解析（2次元構造物）	18
3.1.3 計算による構造解析（3次元構造物）	20
3.2 衝撃負荷を受ける安全フレームの応答	22
3.2.1 動降状応力の算出	23
3.2.2 模型フレームの衝撃試験	24
3.2.3 実物大フレームの衝撃試験	26
3.2.4 衝撃エネルギーの吸収	26
3.3 ま と め	26
4 安全フレームの設計指針	26
4.1 強 度 設 計 指 針	29
4.2 強度以外の設計要点	30
5 安全フレーム強度の経年劣化	31
5.1 振動応力を受ける安全フレームの疲労強度	31

5.2	溶接部分の強度信頼性	32
5.3	鑄造物の疲労と破壊及び耐衝撃性	32
5.4	締結ネジの緩み	33
5.5	材料の腐蝕と防蝕	33
5.6	鋼材の熱疲労及び低温下での機械的性質	33
5.7	改造による強度の維持	33
6	ヒューマンエラー防止技術と安全フレームの応用	34
6.1	トラクタ事故とヒューマンエラー	34
6.1.1	ヒューマンエラーの概念	34
6.1.2	トラクタ事故とヒューマンエラー	35
6.1.3	片ブレーキ事故防止装置の試作	37
6.2	スピードスプレーヤの作業環境改善	38
6.2.1	目的	38
6.2.2	SS741型の試作とその結果	39
6.2.3	SS772型の試作とその結果	40
6.2.4	考察	43
7	終章	44
7.1	おわりに	44
7.2	摘要	44
7.3	今後の問題	46
7.3.1	材料の曲げモーメントと曲率	46
7.3.2	安全フレームの非線形挙動	46
7.3.3	タイヤのエネルギー吸収	47
7.3.4	キャブ化への問題	47
	謝辞	48
	参考文献	48
	Summary	54
付1	塑性設計の基礎	57
付1.1	塑性理論の適用	57
付1.2	静荷重下における塑性解析	57
付2	有限要素法による構造解析	59
付2.1	有限要素法の概念	59
付2.2	変位法によるマトリックス構造解析	60
付2.3	塑性解析	62

Technical Report of the
Institute of Agricultural Machinery
(Nogyo Kikaika Kenkyusho Hokoku)
No. 21 (March 1987)

CONTENTS

Fumitake ISHIKAWA : A Study of the Tractor Safety Frame

1. Introduction	1
2. Development of a New Type of Strength Testing Method	8
3. Elasto-Plastic Structural Analysis Under Impact Load	16
4. Design Criteria for Safety Frames	26
5. Strength Deterioration of Safety Frames	31
6. A Countermeasure of Human Error and Application of Safety Frames	34
7. Conclusion and Problems Left for Further Studies	44
Acknowledgement	48
References	48
Appendix 1. Basic of Plastic Design	57
Appendix 2. Structural Analysis by Finite Element Method	59

トラクタ用安全フレームの研究

石川文武

1986-09-22 受理

抄 録

石川文武：トラクタ用安全フレームの研究。農機研報21：1-65（1987）

トラクタ用安全フレームの強度設計を効率的に行う手法の開発・提示を主目的として研究を行った。開発促進のためには強度設計指針の提示が重要と強調した。

試験方法の検討の後、安全フレーム設計のポイントが「衝撃的な力」と「必要な空間を侵さないかぎり残留変形を認める」の2点にあることを明らかにした。

ミニ及び実物大フレームの静・衝撃荷重弾塑性挙動を把握し、その成果から計算によりフレームの変形過程が推定できることを明らかにし、設計指針を提示した。

事後安全対策である安全フレームに対し、事前防止対策も併せて必要であり、そのためにはヒューマンエラー回避技術の重要性を説き、フェイルセーフシステムの一例としてトラクタの片ブレーキ事故防止装置を開発した。

また、安全フレームの応用として、果樹園防除作業の環境改善のため、スピードスプレーヤ用車室を開発し、各種の成果を得た。

1 序 論

1.1 はじめに

昭和30年代半ばから本格的になった日本に於ける農作業の機械化・装置化が全国の試験研究者・企業の努力の結果営農現場にもたらした省力化効果は計り知れないほど大きいものである。しかし、従来の人力あるいは畜力・小農具に頼った作業を「機械化」することは、機械と作物、あるいは機械と土壌との接点の問題解決であると理解され、いいかえれば、能率・精度の追及に重点がおかれ過ぎ、本来最も配慮が必要であった機械と作業者との接点の問題—作業の安全性確保、快適性の向上からの省力化—が忘れられていたのではないかと筆者は考えている。

その結果として、稲作用機械を中心とする急速な普及につれて農業現場での死傷事故が増え、それより10年程度の時間差を持って、農業機械使用が発症を促進したり誘因となったと考えられる種々の健康障害が顕在化してきたのである。

農業機械化研究所では、この背景に即して昭和45年度から「農業機械の安全に関する研究単位」を設定し、

人・機械・環境系の安全問題に対する機械面からの接近を図ることとした。筆者は、この研究単位、通称「安全工学研究室」発足と同時に三浦恭志郎主任研究員（現：農業研究センター企画連絡室）のもとで研究課題の設定・推進方法を検討し、研究室としての三本柱—①人身事故防止に関する研究、②健康障害防止に関する研究、③取扱性向上に関する研究—を建て、それぞれに設定した小課題を分担することとしたのである。その中で、筆者はトラクタ用安全フレームの研究を分担することとなり、日本に於ける事故の実態・安全フレーム装着の諸問題等、基礎的部分の検討をした結果、安全フレームの設計方法に関する研究が筋道だっで行われていないことがわかり日本に於ける安全フレーム開発促進のためには安全フレームの強度設計指針の提示が是非とも必要と認識した。

本論文は安全フレームの構造解析・設計指針の提示を中心としてあるが、背景理解のために本章2節以降で安全フレーム出現の経緯、農作業事故の実態とトラクタ事故の原因、トラクタの転倒・転落について若干の研究事例を述べ、第2章は1章後半の考察を受けて、安全フレームの強度面の具備条件を整理するとともに、安全フレ

ームの最大のねらいである強度の判定をするための強度試験方法の考察結果を述べる。第3章では、安全フレームの構造解析を、第4章では、構造解析から得られた結果を利用した設計指針を提示する。第5章では、安全フレーム使用中に生じると予想される経年劣化とその強度チェックの問題を、第6章では、ヒューマンエラーによる事故防止のために必要な技術の展望及び試作の結果、安全フレームのトラクタ以外への応用例を述べ、第7章では、今後の問題点に触れることとする。

筆者がこの問題に取り組んだのは昭和45年で、設計指針を提示しそれを受けて安全フレームの型式検査が開始されたのが昭和51年度である。既にそれから10年余りが経過し、検査に合格した安全フレーム／キャブも数多く、北海道地区では普及率が60%程度になっていると推定される。本来、設計指針提示に終らせず、研究の成果として正式な形としてまとめなければいけないものであったが、昭和51年度から安全フレームの型式検査を開始したいという行政側の要望に応える意味で、その時点までで構造設計上のポイントは解明していたので、それらの部分について指針として提示しただけで、時間切れになったような問題点の解決を図りたいという気持ちがあり、また、一方では研究課題の増加などもあり、十分に追加研究に時間がさけないまま今日に至ったのが実状である。しかし、最近10年間の安全フレーム関係の研究で、筆者が取り組んだ構造解析についてはそれを上回るものが報告されていないこと、また、事故をヒューマンエラーとしてとらえるという従来とは違った解析、及び安全フレームの耐久性に関する考察を加えて、やや時代遅れの感はあるが敢えて報告にまとめ、農作業の安全性向上に役立ちたいと思う次第である。

1.2 研究の背景と基本方向

乗用トラクタの転倒・転落に対してオペレータを保護する目的で安全フレームを装着することの効果については以前から各国・各種の統計で示されているので、いまさら、紙幅を使って説明するまでもなからう。外国の事例は、(111)、(160)、(174)を初め、昭和45年に農業機械化研究所から公表⁷³⁾、⁷⁴⁾されている。それ以降の事例については本章6節で触れる。

ここでは、安全フレームが出現した経緯を考察してみたい。

ヨーロッパ及びアメリカでは乗用トラクタの出現によって作業の能率が一段と飛躍した。そして、さらに効率化をねらってトラクタは次第に大型・高出力・高速度と

なっていく。その一方で、トラクタの転倒あるいは転落という重大事故が頻発するようになった。日本とは異なり、欧米の農業経営は農場主自らが農作業に精を出すことは少く、ほとんどが雇用関係を結んだ労働者が農作業に従事している。労働者が作業中に事故を起こすことは、治療費の支出や臨時労働力の確保等マイナスの要因が積重なってくる。また、労働者も安全対策のとられていない農場では働くことを拒否するようになる。また、危険な機械を製造・販売するということで製造物責任がメーカーに及んでくる場合もある。

この様なことから、トラクタの事故に対しては、①倒れない、あるいは、倒れにくいトラクタの開発という積極的な対処、②万が一に倒れた場合にオペレータがトラクタの下敷にならないよう保護する装置で対処、と2面から検討が進んだ。

前者の倒れないトラクタの開発は、動力学的にトラクタの安定性が悪くならないようにする対策と、安定性が悪くなった場合にそれ以上の悪化を防ぐ対策とが考えられる。次節で詳しく述べるトラクタの転倒事故の形態には側方転倒と後方転倒があるが、側方転倒の場合には、トラクタの重心鉛直線が谷側後車輪と前車輪のセンタビポットを結ぶ線より谷側へきたときに静的に転倒する。また、それ以下の角度であっても重心回りのロール角速度がトラクタの諸元によって決まる値を超えると動的に転倒する。一方、後方転倒は静的な条件では、前輪の分担荷重が極端に減少していないかぎり、単体であっても45°程度まで傾いても倒れず、ほとんどの場合が、前進しようとして車輪が何等かの条件によって地面にロックされ、トラクタの特徴である後車軸回りの大きなトルクにより車体全体が後方へ回転することによって転倒する。そしてこの回転速度は長くても2秒以内で180°回転する事例が数多く示されている(例えば金須³³⁾)。ただし、これらの側方・後方転倒はトラクタ単体についての現象であり、多くの場合、トラクタは作業機を装着しているので、条件によってはより転倒しやすい状態にある。

この様な実態に対し、トラクタの安定性向上の研究(すなわち転倒解析)、操縦性向上の研究、無線による自動操縦トラクタの研究、片ブレーキ事故防止装置、側方転倒・後方転倒防止装置などの実験例がある。転倒解析については本章6節で触れる。無線操縦装置は、電気的に他のトラクタや障害物を認知して自動制御させる装置や無人運転装置などであり⁶⁴⁾、¹¹²⁾、¹²⁵⁾、¹⁶⁴⁾、片ブレーキ事故防止装置とはブレーキの再連結を忘れたま

まで路上走行し、停車操作時に片ブレーキとなり転倒する事故が多いことから対策を講じたもので、ステアリングハンドルの操舵角とブレーキの作動機構を連動させ、圃場内では左右のブレーキが独立して作動するようにし、道路走行では両方のブレーキが同時に作動するようにしたもの¹⁵⁷⁾、あるいは、走行速度を常に照査し、あらかじめ設定した速度（筆者の場合には10km/h）を超えた場合には、圃場の内外を問わず、自動的に両方のブレーキを再連結する装置⁶⁸⁾、あるいは装置の簡易化をねらって、変速シフトギアの組合わせが危険速度になる場合片ブレーキになっていると警報を発し作業者に再連結を促す装置などである⁶⁸⁾。自験例は6章で詳しく述べる。

転倒防止装置では、側方転倒を防止するものとして、トラクタの両側へ小車輪のついた腕を張出しておきトラクタがある程度傾くと谷側の小さい車輪が接地してそれ以上傾くのを防止し、進行を停止させるものである¹⁶⁶⁾。後方転倒を防止するものとしてトラクタの後方傾斜角を水銀や振り子などによって感知しそれをエンジンの点火回路あるいは燃料遮断に接続させた装置²⁹⁾、⁴⁷⁾、⁵⁰⁾、⁵¹⁾で側方・後方転倒ともに多くの発明考案登録がみられる。しかし、この様な装置は、作業の支障になったり、作動までの時間遅れ、作動してもそれ以上の回転角速度が作用しているため効果がない、装置の点検・機能維持が複雑である、トラクタの持つ6自由度の動き全部に対応できない、など実用面で多くの不具合点を持っている。さらに、転倒防止、安定性向上装置など、極めて優れたものが開発されても、転倒時には有効であろうが、転倒事故とならんで多い転落事故に対してはまったく効果がないことである。

以上の背景から、効果の高い転倒防止装置は開発されておらず、かといって有効な転倒防止装置が開発されるまで、毎年多数の事故死者あるいは重傷者の発生をみすごすことはできず、また、有効な転倒防止装置が開発されても、転落事故の防止には何の効果も発揮できないことから、万一トラクタが転倒・転落した場合に作業者の被害をできるだけ小さくする方策として、作業者を十分な強度を持った枠で囲むことが有効かつ早急に対応できるとしてスウェーデンが安全フレーム開発の先鞭をつけた¹⁶⁰⁾のである。

そして、新しいものの開発に際しては、測定法あるいは試験法・評価法の確立が開発と平行して行われる。スウェーデンの開発経過は文献¹⁶⁶⁾に詳しい。しかし、こ

の文献をはじめ、昭和40年代半ばまでに発表された安全フレームに関する多くの報告では、必要な強度を持つ安全フレームの設計についてはほとんど触れられておらず、試行錯誤で商品として成立するようなものにもっていったと推察できる。その経験が周辺諸国の安全フレーム開発に引き継がれたわけであるが、わが国で安全フレームを導入するに当っては昭和40年代半ばでの普及の中心であった15kW級のトラクタでは寸法面、強度負担の面で既存の技術をそのまま引き写すことは不可能であると考え、試験法の再評価及び、強度設計指針の策定が是非必要と結論し、本課題に取り組んだわけである。

ところで、昭和45年に安全工学研究単位が設定され、人身事故防止の課題の計画を検討する過程で、日本の比較的軽量小型トラクタの安全対策として取るべき方策として何が良いかの検討がなされた。つまり、15~20kWのトラクタの利用形態は水田における耕耘が専らであり、平坦地では転倒することがないのではないかと、転倒しそうになって座席から飛びだし一命を取止めた事例もあるから、転倒しそうになったら逃げる教育をすればよいのではないかと、安全フレームのような枠を着けたらかえって逃げられないのではないかと、転倒防止装置の開発に進むべきではないかと、などの意見に対し、諸外国の実例、平坦地水田であっても構造改善の伸展により、傾斜のきつい圃場出入口、法面が増えていること、作業環境の改善をねらって将来のキャブ化を考慮した場合、フレームからの応用に有効であること、などの判断をして我が国の小型トラクタに装着できるような安全フレームの開発を推進する方向付けをしたわけである。

1.3 日本の農作業事故

この研究の背景としては是非必要な項目が農作業事故の実態を理解することである。以下に内外の各種文献および統計数値から農作業事故の全体を俯瞰し、次章への導入とする。

わが国の農作業事故については、外国で実施されている事故報告システムができていない。したがって、機械の普及に伴って重大事故が増えているといわれても具体的な数字の裏付けがないのが実状である。農作業の安全推進の立場から日本での農作業事故の実態把握が全国規模で組織的に行われるようになったのは、昭和49年に農林省が着手したものが初めてといえてよい。それ以前の事故調査としては各道府県に設置された農作業安全推進本部ごとの調査結果であるとか、農協系統の共済保険がらみの調査、農村医学会の外来患者の調査等断片的

表 1 死亡事故発生状況(単位:件、人)

項 目		46年	47年	48年	49年	50年	51年	52年	53年	54年	55年	56年	57年	58年
総事故件数		364	360	424	445	413	396	371	398	366	353	389	371	399
事 故 区 分	農業機械・ 施設作業に 係わる事故	204	212	260	258	225	260	233	257	243	223	274	277	294
		%56	59	61	58	54	66	63	65	66	63	70	75	74
	農業機械・ 施設以外の 作業に係わ る事故	160	148	164	187	188	136	138	141	123	130	115	94	105
		%44	41	39	42	46	34	37	35	34	37	30	25	26
性 別	男	267	260	322	325	313	301	296	319	294	270	319	296	315
		%73	72	76	73	76	76	80	80	80	76	82	80	79
	女	97	100	102	120	100	95	75	79	72	83	70	75	84
		%27	28	24	27	24	24	20	20	20	24	18	20	21

文献 7)~17)より作成

表 2 農業機械作業に係わる機種別死亡事故発生件数

機 種 名	49年	50年	51年	52年	53年	54年	55年	56年	57年	58年
乗用トラクター	65	60	86	84	91	95	103	111	110	99
＊	12.3	8.3	10.3	8.8	8.3	6.5	6.8	7.9	7.2	6.3
歩行型トラクター	71	64	68	59	76	76	51	50	51	49
農用運搬車	69	58	56	39	44	26	31	53	60	63
コンバイン	4	4	8	9	10	9	5	8	6	15
動力防除機	6	4	2	4	4	4	3	8	4	9
動力刈払機	2	3	1	3	1	4	3	7	3	4
そ の 他	29	22	31	22	24	20	16	11	17	36
合 計	246	215	252	220	250	234	212	248	251	275

＊10万台当りの事故発生件数

文献 7)~17)より作表

表 3 トラクタ死亡事故の直接的原因(単位:人)

事 故 原 因	46,47,48年	49年	50年	51年	52年	53年	54年	55年	56年	57年	58年	合計	
交通事故													
他の車と		5	3	5	5	0	4	6	1	1	9	42	4%
自損事故		55	30	24	27	32	28	34	39	41	36	387	37
機械の転倒・転落		62	22	21	31	35	30	36	41	35	43	397	38
轢 圧		8	0	0	8	0	12	9	8	10	7	67	6
狭 圧		7	3	4	8	6	3	1	7	6	0	49	5
鋭利なもの		3	3	2	6	5	0	5	6	0	0	30	3
そ の 他		5	4	4	1	6	14	4	1	18	15	77	7
合 計		145	65	60	86	84	91	95	103	111	110	1049	

注: 46~48年は3年間の合計値が公表されている。

交通事故のうち自損事故は、事実上道路での転倒・転落である。

文献 7)~17)より作表

なものが見られる。

しかし、農林省が実施している、農作業事故調査も種々の制約の中で行われており、死亡事故については、厚生省の協力を得て、死亡個票を東京都を除く全数に当たっているが、個票に記載されている事項しか把握できず、例えば「トラクタの転倒による」とされている、どのような現場でどのような作業のときという、事故再発防止に役立つようなことは極僅かしか得られない。また、負傷事故を含む調査は、全国の農業集落から1/250を抽出して当該年度を含む過去3年間の事故を対象としている。サンプリング調査とはいえ、負傷事故調査については、体験者からの聞き取りもでき、事故の直接的・間接的原因など把握しやすい。

以下に農林水産省が発表している資料⁷⁾～¹⁷⁾を基礎にして農作業事故の考察を行う。

1. 3. 1 昭和46年度以降の死亡事故実態

表1は昭和46年から58年までの死亡発生状況、表2は昭和49年以降の機種別死亡発生状況、表3は昭和46年以降のトラクタによる死亡事故を原因別に整理したものである。

総事故件数では、13年間の平均が388名で、調査開始以来農作業死亡事故が減ったとはいえない。数字では横這いであるが、この間の農業就業者の減少を考慮すれば、事故率は上昇しているといって間違いはなかろう。特に、事故のうち農業機械作業に係わっている件数は、昭和49年以降10年の平均で240件、全事故に占める比率は62%であるが、57年、58年はそれぞれ68%、69%と機械による割合が高くなってきている。三廻部⁷⁰⁾、⁷¹⁾によれば、労災保険が適用された神奈川県下の農機事故の発生率は15～18人/1000人でこの数字が全国にあてはめられるか検討は必要であるが全国全産業の8人/1000人に比べて圧倒的に高く、全国建設業の18人/1000人に匹敵すると報告されている。また、由良⁷⁷⁾も同様なことを報告している。さらに、高井⁴⁴⁾によれば、死亡事故を交通事故と対比して、交通安全対策の効果が明らかなのに、農業機械事故は対策の効果が現れていないと指摘している。

次に、機種別の死亡事故発生状況を見ると、トラクタによるものが51年以降トップであり、49年の死亡事故全体の26%から55年の49%まで上昇を続け、その後安全フレーム導入の効果も徐々に現れ、低下をはじめ、58年は36%となっている。しかし、全農作業事故死亡者のうちおよそ1/4がトラクタの事故で死亡していることは安

全フレームの装着普及が急速には進まないことと表裏一体であろう。また、トラクタ10万台当りの死亡事故発生数も49年～51年の10件程度をピークに漸減傾向にある。

56年以降、トラクタによる死亡事故は減少するかのようにはみられるが、表3のように、46年以降の13年間にトラクタでの死亡は延べ1,049名にものぼり、そのうち、処理上は交通事故の単独事故に分類される転倒・転落も含めたトラクタの転倒・転落によるものが75%を占めていることに注目する必要がある。年度ごとの数字でも、46～48年、49、52、58年は転倒・転落が80%以上であり、70%以下の年は51、53、56の3年にすぎない。死亡者数ではフレーム普及の効果がみられるように前の段落では述べたが、表3のような分析をすると、トラクタ事故で死亡するのは転倒・転落であり、フレームが装着されていないと死に至ると決めつけてよいようである。つまり、北海道を中心として安全フレームの普及が進んできており、死亡件数は減少しているようであるが、装着されていないトラクタでは、一度転倒すれば死亡しないしは後遺症の残る重傷事故になるのである。負傷の程度にかかわらず、転倒事故の実態が把握できればこの予測はより確実になるが、筆者の知るかぎりの情報では、各地で、『転倒したが安全フレームをつけていたので擦過傷程度ですんだ』という事故が次第に増えてきている。

1. 3. 2 トラクタ死亡事故の実態

表3のように昭和46年以降トラクタの事故で1,049名が死亡している。そのうち、実に75%が転倒あるいは転落によるものである(図1)。これらの事故を分析する

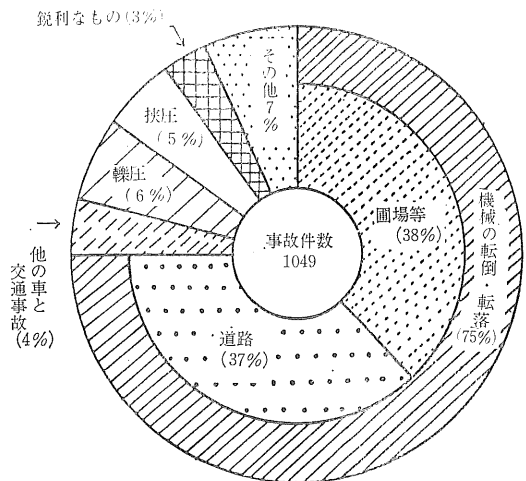


図1 トラクタ死亡事故の原因別割合

ことにする。

轢圧事故は、手や足が轢かれた場合には出血多量とならなければ死亡には至らないであろうが、胴体や頭部を轢かれた場合にはヘルメットをかぶっていても即死状態となろう。安全キャブをつければ、視野が狭くなることは考えられるが、飛び降り、飛び乗りは出来なくなるから多少この種の事故は減ると考えられる。

挟圧事故は、トラクタと作業機、格納庫の壁・柱等に挟まれるもので、何かの原因で油圧レバーが動きトラクタと作業機に挟まれるものや、予期しないときにトラクタが移動を始め建物の壁との間に挟まれるものがある。運転席に他人がいる場合にはトラクタを移動させたり、作業機を上下させたりして死亡事故にならずにすむが、一人作業の場合には胸骨を折ったり、窒息することとなる。また、安全フレームの普及に伴って新たに発生するようになった挟圧死亡事故として、トラクタマウント型の大形防除機に薬液注入中車輪にのったりリフトアームにのったりしている最中に足が作業機昇降レバーに触れフレームと作業機に挟まれる例が多くなってきている。

鋭利なものによる死亡事故・その他の事故は、農業機械一般でも生じ得る種類のものである。

交通事故のうち、他の車すなわち第三者が絡んでいるものは一般の交通事故と同種であろう。また、トラクタの幅よりも広い作業機を装着したまま路上走行し、他の車とのすれちがいで衝突し、死亡事故となる場合もある。

全死亡事故の37%を占める交通事故のうちの自損事故はそのほとんどが道路上での転倒あるいは道路外への飛び出し(転倒・転落)である。すなわち転倒・転落事故の半分は道路に関係した場所で発生し、半分が圃場あるいは農家の庭先や格納庫内で発生していることとなる。交通事故に分類される転倒・転落では、①片ブレーキによる急旋回、②すれちがいの時に路肩へ寄り過ぎたことによる脱落、③道路状態に合わない高速走行による転倒、④トレーラー牽引中のジャックナイフ現象、等が直接原因と考えられる。①については6章のヒューマンエラーの項目で詳しく考察する。②については、ガードレールがないという道路整備の不十分さに第1原因があったり、雑草が繁茂して路肩が確認できないまま走ったり、雨天後で路面が軟弱であったりというものが多く、トラクタでなくとも発生するものであるが、フレームがついていないために死亡に至るものである。③について

もヒューマンエラー要素が多分に大きいので6章で考察する。④については平坦路及び下り坂で発生するもので被牽引車とトラクタの重量割合及びブレーキにもブレーキ連動装置が装備されているかどうかで重大事故になるか軽微ですむか別れる。いずれにしてもトラクタが被牽引車に押されることにより発生するのでハンドル操作及びブレーキ操作が問題となる。

圃場を中心とする転倒・転落事故は様々なものがあるが、圃場内の事故、境界を含む圃場周辺の事故、に区別して考察する。圃場内での転倒では平坦地形の場合、枕地での急旋回に伴う横転、しろかき後あるいは造成後の軟弱地での車輪の沈没に対し、無理に脱出しようとして発生する後方転倒、沈没したトラクタを引き上げる応援のトラクタが牽引点を高くし急発進するときに発生する後方転倒、抜根作業での高い牽引点と急発進、傾斜地では急発進・急旋回、山側車輪の切り株・石等への乗り上げ、谷側車輪のくぼみへの乗り込み、重量作業機装着時の前輪の分担荷重過少、ジャックナイフ現象、牧草上でのスリップ等が事例としてあげられる。一方、圃場周辺の事故では、道路と圃場の出入りに際して発生することが多く、正規の場所でないところから道路へ出ようとしての転倒、速度過剰で道路へ出ようとしてオーバーラン、畦畔の乗り越えでは速度が適切でなかったり畦畔を斜めに横切ろうとする転倒、圃場の端ぎりぎりまで作業しようとバックし過ぎ用排水路に転落、テラスの路肩崩壊による転落、移動のためトラック等への積み込み時にブリッジの破壊・踏み外しによる転落、があり、このような場合、作業者は座席から逃げ出す余裕はほとんどなく、トラクタは180°転倒することが多いから、作業者の上にトラクタがのしかかってくる。つまり、首の骨を折ったり、車体に押し潰されたり、ステアリングハンドルで胸を潰されたり、しろかき直後であれば泥の中に頭が埋まって窒息したり、水路に落ちた場合は水死ということになる。さらに、最近では一人作業が多く、事故から発見までの時間が長くなっており、事故直後であれば救命できたかもしれないものが死亡しているのが現実である。

農林省の事故報告からは事故発生が上記のどれに当てはまるかは分析できないが、高井の調査⁴²⁾、⁴³⁾、⁴⁴⁾によれば、北海道では安全フレーム装着普及の低い水田単作地帯でのトラクタ事故が十勝地区を代表する畑作・酪農地帯より多く発生するようになってきている。

これらの事故を分析すると無謀操作によるものもあるが、ヒューマンエラーの面からは、事故分析からかなり

の頻度で発生が予測されるヒューマンエラーに対してエラーのポテンシャルが増大し実際の事故とならないような機械からの対策をあらかじめ講じることや、事故になっても致命傷にならないような対策が必要ではないかと考える。後者の考えが安全フレームに発展したもので、以上に述べた転倒死亡事故のうち88%程度は安全フレームが装着されていれば「死」には至らなかったものと推測される。また、Robson¹⁸⁰⁾は、ニュージーランドで発生した安全フレームを装着していないトラクタの転倒死亡事故を分析し、安全フレームがあったら死亡しなかったもの63%、死亡しなかった確率の高いもの27%、装着していても死亡したもの10%と推定している。

1.4 諸外国のトラクタ事故

ヨーロッパ、アメリカを中心とした安全フレーム普及前後のトラクタ事故の実態は、石川²²⁾、森⁷⁵⁾の報告に詳しく述べられている。ここでは、以下の展開に必要なポイントのみを抽出する。

欧米のおもな国では労働安全衛生関係部局あるいは保険組織などが事故の把握に積極的であり、死亡事故のみならず負傷事故も対象として事故報告の体制がとられており、その信頼性は高い。国によってトラクタの普及台数や利用形態が異なるので単純に死亡者数だけで事故の多少は判断できないが、ニュージーランドの25人/年からアメリカの131人/年が事故で死亡している⁷⁵⁾。日本では表3からわかるように80人/年である。普及台数10万台当りになおすと外国では10~30人/年で、日本は北海道がこの数字に近く、全国的には表2のように7~8人/年である。なお、外国では死亡事故1に対して重傷事故2~4の割合といわれている。

トラクタ事故の60~85%が転倒事故であることは日本とはほぼ同じであり、そのうち横転事故が75~90%を占めている。後方転倒死亡者の割合は少ないが、致死率は後方転倒事故が高いといわれている。事故の発生現場については、前節で述べた日本の場合とほとんど同じであるが、北欧では凍結湖面走行中にスリップして転倒という事故もある。また、ニュージーランドでは傾斜地が比較的多いことから転倒事故と傾斜との関係を整理している¹¹⁶⁾が、転倒事故の約半分は転倒直前に平坦ないし緩斜面で走行していたとし、必ずしも傾斜地で転倒事故が多いわけではない。これは平坦地といわれる圃場のほうが圧倒的に多く、傾斜地作業より時間的に多くの割合を占めること、及び平坦地とはいっても圃場周辺や道路などに多数傾斜地の場面が存在することからも納得できる。

1.5 安全フレームの効果

図2は安全フレームの効果を示す極めて有名なスウェーデンの事例である。装着率の上昇に伴って死亡者数が減少しているものである。もちろんここに至る過程として、フレームの開発当初、その装着は任意であったが普及は進まず、事故だけが増えることに對し、強制装着という道を選んだ背景を忘れてはならない。

イギリスやドイツ¹³¹⁾でも装着義務付けによって普及が進み、年間のトラクタ転倒事故死者は2名程度まで減

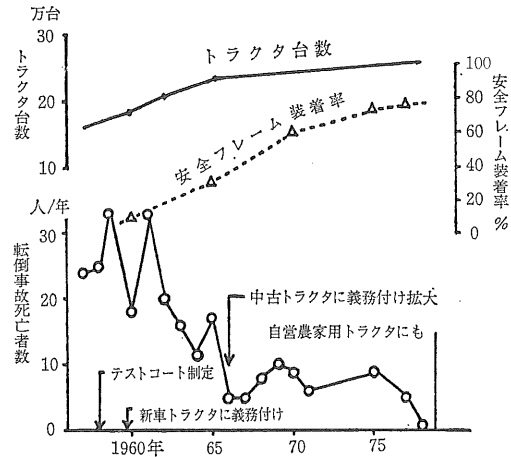


図2 安全フレームの普及と死亡事故の推移
(スウェーデン)(スウェーデン発行諸資料より作成)

少している。安全フレームが装着されているにもかかわらず死亡する例としては、転倒しそうになったときに運転席から逃げ出そうとしてフレームの柱などに挟まれるものや、安全フレームの強度を越えるような破壊力加わる落差のある転落事故によるものであり、通常の転倒事故については転倒しそうになったときにステアリングハンドルにしがみついてもさえいれば過擦り傷程度で済むことは多くの体験から証明されている。

日本では昭和61年4月現在で安全フレームの装着は義務付けされていないが、転倒事故にあったが安全フレームをつけていたことで命拾いをしたという事例が十指にあまるようになってきている。

1.6 トラクタの転倒解析事例

1.3~4節で農作業事故の実態を俯瞰したが本節では、トラクタの転倒・転落が力学的にみてどのように起こるのか、安全フレームを付けた場合の転倒解析はどうか、を多くの研究者が発表している。ここでは入手し得る範囲の文献の中から若干について簡単にとりまと

める。

なお、筆者が行った転倒試験については2章で述べらる。

1.6.1 トラクタの転倒に関わる既往の研究

トラクタの転倒については、どのようにして転倒が始まるかに焦点を置いたものと、転倒過程、特に、一様斜面においてトラクタが横倒しの状態で停止するか、連続転がりをするか、どのような衝撃なのか、という安全フレーム設計の資料策定に焦点を置いた研究とがある。

転倒自体の研究のうち、側方転倒に関するものとして、Schultz¹⁸⁵⁾、松山³⁾、46)、65)、66)、67)、Larson¹⁵⁵⁾、Smith¹⁹⁵⁾、土屋³¹⁾、53)、Davis¹²⁰⁾、121)、122)、179)の報告があり、実機、ミニチュアモデル、数学モデル等で考察し、各部の寸法や走行速度、重心位置と転倒との関連を述べている。

次に、後方転倒に関するものとして、Koch¹⁵²⁾、金須³³⁾の報告があり、後方転倒の挙動を数学モデルで確認したり、トラクタ後輪をワイヤで固定し、後方転倒の挙動を実験している。金須³³⁾の報告では、エンジン回転がアイドリング状態以外では実際にトラクタは転倒することを確認し、転倒現象そのものの時間はエンジン回転により0.6~6.3秒であるが、前輪が浮き始めて後方への回転速度が最大になるのは僅かに0.3~0.4秒であるから、運転者が転倒の恐れを感じてクラッチを切るなり、エンジン停止させる時間はまずないことを明らかにしている。

一方、転倒後の挙動に関するものは、後方転倒事例はManbyの例¹⁶⁰⁾のみで、連続転がり防止のために転倒挙動を解析している。Lamouria¹⁵⁴⁾、Watson²⁰⁹⁾、Schwanghart¹⁸⁷⁾、188)、Chisholm¹¹⁷⁾、118)、119)、木谷³⁵⁾、松居⁶²⁾の報告は、すべてフレームを装着しているトラクタの側方転倒に関するもので、転倒時のフレームへの衝撃力を測定したり、各種転倒試験を実機、ミニチュアモデル、あるいはコンピュータを用いて行い、強度試験方法確立の資料としたり、連続転がり防止のフレーム諸元を提言している。

以上の既往の転倒解析から、安全フレーム設計の留意点として以下のようなことがまとめられる。

安全フレーム装着に伴ない予想される安定性の低下を防ぐ工夫。すなわち、重心位置が前方へ出たり、高くないような設計が必要である。

検討された転倒事例が、予測されるすべてに対応するものではないが、転倒が $90^\circ + \alpha$ までで停止し、連続転

がりが防止できるようなフレームの形状とする必要がある。

1.7 用語等

1.7.1 安全フレーム

車輪型乗用トラクタの転倒・転落時にオペレータが、車体と地面の間に挟まれ、死亡することを防ぐための十分な強度を有する枠組。枠組に天井、窓、扉等をつけ、オペレータの作業環境改善をはかったものを安全キャブといい、これらを総称してR O P S (Roll Over Protective Structures)という言葉が現在では一般的になっている。この論文では強度を枠組で持たせる安全フレームを対象としているので、特に断らないかぎり、「安全フレーム」として記述する。

また、安全フレームの形状も2柱式、4柱式等があるが、ここでは4柱式を中心に議論を進めることにする。

1.7.2 O E C Dテストコード

安全キャブ／フレームの強度試験・評価方法を定めたもので、各国で適当にアレンジされた試験規程があるが、国際取り引きの関係もあって共通基礎となっている。このテストコードは、固定的なものではなく、データの積重ねにより随時変更がされている。筆者の研究においては[C(70)9Final]⁹⁷⁾をベースとした。衝撃試験のインプットエネルギーが変更になったときがあるが、構造解析においては計算手法に変化はない。

2 安全フレーム強度試験

2.1 安全フレームの強度条件

安全フレームや安全キャブとして具備すべき条件は数多く挙げられるが、最も重要な点はその開発経過からもわかるように①強度に関すること、である。次いで、②転倒に対する安全性や、長い斜面で転がり続けられないアンチロールなどの特性、③転倒時などにオペレータがフレーム部材にぶつかって負傷することの対策、④その他、どの農業機械にも関連のある、乗り降りなどのしやすさ、トラクタへの装着や作業機取り付けへの配慮、振動・騒音・視界などの問題である。

これらの具備条件のうち強度に関する考察を行う。

2.1.1 安全フレームとその強度

安全フレームはトラクタが転倒したときに運転者を防護するためのものであるから転倒時にかかる衝撃荷重や転倒現象が停止したときの静荷重に十分耐えることが要求される。そのためには転倒時にフレームにどのような

衝撃荷重がかかるかという転倒解析が行われた。その内容は1章で述べた通りである。フレームにかかる荷重はトラクタの重量、転倒の状態、フレームの材質や構造によって違いが出るが、フレームの強度が強すぎると転倒時にフレームとトラクタとの接点においてトラクタ側が壊れてしまうことになり、補修費が余計にかかることとなる。また、フレームの強度を過少に見積ると転倒時にフレームが大きく変形し、運転者に部材がぶつかったり部材とトラクタに運転者が挟まれてしまうこともある。スウェーデンでは、フレームに要求する強度として、側方転倒の場合、地面の落差がおおよそ1mの転落（フレーム頂部の移動高さでおおよそ3～4m）に対しフレームが変形しても運転者を守るに最低必要な空間を確保すれば良いという考えで、それに適合するフレームを試行錯誤で完成させ、実際の転倒試験を繰り返し行い、強度の確認を行っていた。確かに現場転倒試験によって強度を確認するのは実際的であるが、想定される転倒を再現することは難しく、また、試験のたびにトラクタが損傷するというマイナスの点もあり、室内において強度試験を実施するに至ったのである。

室内強度試験は、転倒したフレームが地面に接触するときの動的強度を調べるための衝撃試験と、転倒挙動が停止したときの静的強度を調べる圧砕試験（型式検査では圧壊試験といっている）の2種類がある。

衝撃試験は、実際の転倒事故時にフレームに作用すると思われる衝撃力をシミュレートするため高さ約6mの支点から2本のチェーンによって吊り下げられた振り子式重錘によってフレームの屋根枠の前・後・横などに衝撃エネルギーを加えるものである。試験のとき、トラクタは、エネルギー吸収の状態が転倒時の状態に近づくようにワイヤロープを使って床面にしっかりと固定される。試験の方法を図3、図4に示す。後方からの衝撃は後方転倒に対応し、前からの衝撃と横からの衝撃は側方転倒（厳密には谷側の車輪と前車輪のセンターピボットを結んだ線を中心として回転するためトラクタは斜め前に倒れることが多いため、ただし、前からの衝撃を加えない国もある。）に対応している。そして加える衝撃の大きさは試験方法に最初に取り組んだスウェーデンで屋外の転倒試験と室内のコンクリート床上への転落試験の比較から安全余裕250kgf・mと、トラクタの重量比例分を加えて決められている。すなわち、衝撃エネルギーEは、

$$E = a + bG \text{ (kgf} \cdot \text{m)}$$

ここで、a：定数250kgf・m

b：前・後部衝撃試験で0.04m

側方衝撃試験で 0.30m

G：トラクタの重さ（kg）

で与えられる大きさのエネルギーを持つように重錘を持ち上げ振り落として加える。重錘の重さは、スウェーデンがこの方法を開発したときは1000kgであったが、トラクタ重量増大の傾向に対処するため衝撃面の大きさが680mm×680mmの2000kgが標準となっている。

次に圧砕試験は、トラクタが転倒して180°回転して停

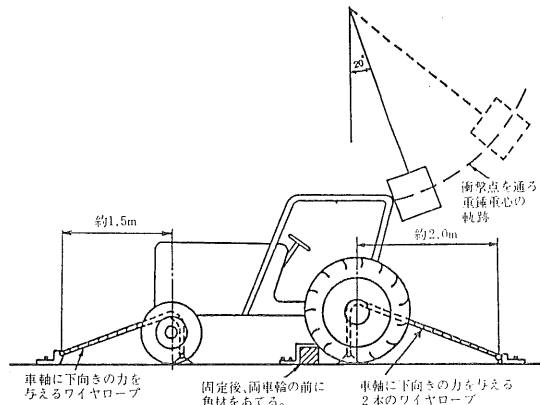


図3 後方衝撃の方法

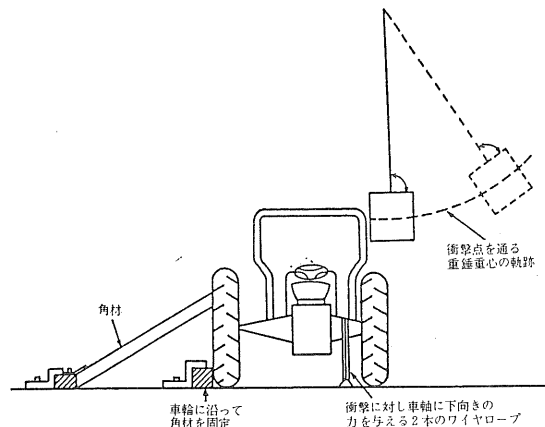


図4 側方衝撃の方法

止した場合、フレームがトラクタ重量を支え、運転者がフレームで押しつぶされないような強度があるかを調べるものである。図5のような装置で静荷重を加えるが、その大きさはトラクタ重量の2倍とされている。

強度試験の内容・順序は国によって若干の違いはあるが、後方衝撃→後部圧砕→前方衝撃→側方衝撃→前部圧砕、が一般的である。

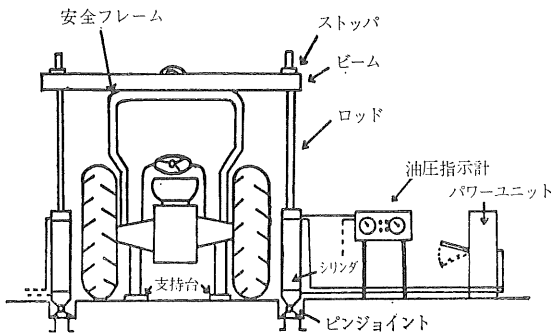


図5 圧砕試験装置略図

なお、衝撃試験については、最近のトラクタの大型化に伴ない重錘の持上げ高さが大きくなり、実施不可能な場合が生じ、新たに、静荷重試験もテストコードに組込まれている。しかし、静荷重試験の組込みに際しても衝撃試験との明確な比較データが公開されておらず、両者の斉合性が十分とは言えない。二つの試験法で結果に矛盾が生じないよう、負荷の方法はなお検討が必要と考えている。

これらの強度試験の結果、強度が十分かをそれぞれの基準によって判定するわけである。スウェーデン¹⁷⁴⁾では当初、許容変形量は抽象的に表現されており、フレームに破損や亀裂がなければ最終判断は検査官に任されていた。しかし、諸外国と共通性を持たせるためにその後判定基準に数値が示されるようになった¹⁶⁶⁾。イギリスの場合は、規格⁸⁵⁾が整備されており、すべての部材に目でわかる亀裂や破損のないこと、側方衝撃試験で瞬間最大変形量と永久変形量の差が25cm未満であること、座席とステアリングハンドルを含む転倒時に運転者を守るために必要な最小限の空間（以後「安全域」という。）にフレームが進入せずかつ安全域がフレームの防護外に出てはいけない、等が強度面からの判断項目となっている。そのほか、ノルウェー¹⁷⁴⁾、ニュージーランド⁹⁵⁾、アメリカ⁷⁹⁾、⁸¹⁾などでも強度判断の定めがあるが、大筋はイギリス規格を基本としたOEC Dテストコード⁹⁷⁾とほぼ同様である。

ここで注目すべきことは安全フレームの強度は残留変形があってもよいことである。しかし、逆に設計の難しい点でもある。3章で詳しく述べる。

なお、ASAEのテストコード⁸²⁾では衝撃試験、圧砕試験のほかにフロントロードに載せたものなどの落下物に対する防護の意味の強度を要求している。約45kg

(1001b)の球を高さ2mから屋根に落としその強度を調べている。

2.1.2 転倒安全性とアンチロール

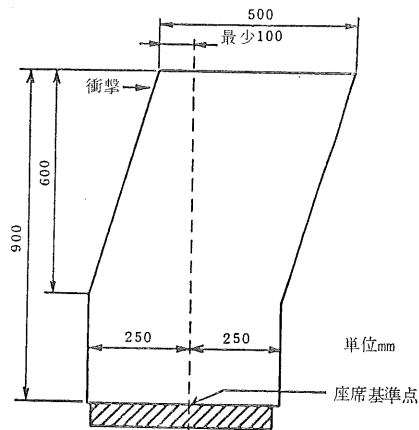
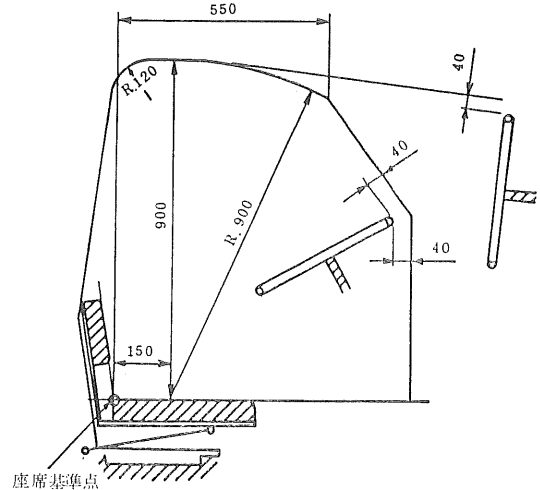


図6 安全域

注：筆者の設計研究が終了の後、後方衝撃試験については後車軸回りの慣性モーメントの関数とすべきであるという意見が出始め、最近のテストコードは衝撃エネルギー式が以下のように変っている。

$$a) E = 4.33 \times 10^{-8} \times W L^2 \quad \text{又は}$$

$$b) E = 11.46 \times 10^{-8} \times I \quad \text{を依頼者が選択する}$$

ここで、E：衝撃エネルギー、W：トラクタ質量kg、L：最大軸距mm、I：後輪を外した状態のトラクタ後車軸回りの慣性モーメントkg・mm²

トラクタはその性質から重心位置が高くなる傾向にあり、それが転倒事故につながっているのだが、安全フレームを装着したことによって重心が著しく高くなったりしてはいけない。また、トラクタ輪距の設定に制限を生じてはいけない。安全フレームの最少の寸法はトラクタのサイズとは関係なく、作業者の大きさによって決まるため、小型軽量のトラクタにとっては重心位置を高めない工夫が必要である。安全性について安全フレーム評価の規程の中ではほとんど定められていない。

アンチロールについては、1章の転倒研究事例でも触れたように、連続転がり防止のためにかなりの精力が注がれている。これは、畑作地帯では一様斜面のある圃場が多いため、トラクタは転がり続け、90°までの転倒であれば運転者のダメージも少ないが、転がり続けるとフレーム及び運転者へのダメージが大きくなるため試験規程で調べられるようになっている国もある。

2.2 強度試験方法の検討

前節で述べたように、強度試験方法は国際的に共通なOEC Dテストコードを始め、各国で定められている。日本もOEC D加盟国として輸出のための安全フレームの強度試験ができる体制をとり、OEC D試験の指定機関である農業機械化研究所に昭和44年に試験設備が導入された。筆者が安全フレームの開発研究を始めるに当たり、輸出用は共通試験方法に従う必要があるが、国産の15kW級のトラクタに装着するための強度試験はOEC Dコードをそのまま適用して良いか、すなわち、強度試験方法の検討が研究の始点となった。

衝撃試験のエネルギーは試験方法開発の時代にヨーロッパで普及の中心であった25kW前後のトラクタを対象として決められているため、欧米ではトラクタの大型化（質量2000kg以上、45kW以上）が進んで実際の転倒時と比較して衝撃エネルギーが小さすぎるのではないかと、逆に日本のように15kW前後で質量が1000kg前後の軽量トラクタには衝撃エネルギーが大きすぎる（質量比例分に対し、定数分が大きい）のではないかと疑問が生じた。また輪距の狭いトラクタの試験方法を別途考慮しなければならないかの疑問も生じた。

このような疑問解消のため、外国製トラクタ（23.5kW）用として試作した安全フレーム691型・692型の室内試験を実施し、次いで研究単位所有国産トラクタ（15.5kW、以下「供試トラクタ」という。）用安全フレーム701型・702型を用いて室内試験及び転倒試験を実施した。

2.2.1 691型・692型の衝撃試験

表 4 691型・692型の主な仕様

名称	主 材	補助材	トラクタ重量*	全高
691型	SGP50A	75×40×5 SS41鋼板	1928kg	220cm
692型	75×40×5	100×50×5 SS41鋼板	1925kg	215cm

*安全フレーム付き、運転者無乗車、燃料満載、バラスト無し
の状態(以下同じ)

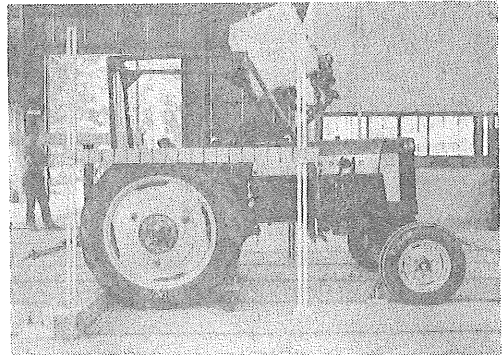


図 7 692型 試験風景
上：前方衝撃、下：後部圧碎

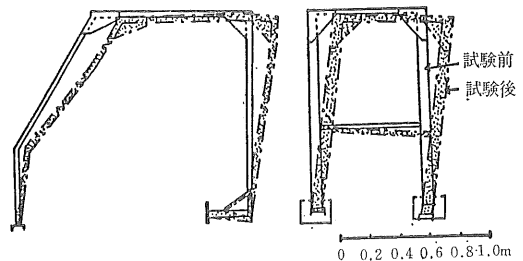


図 8 692型 フレーム変形図

OECD試験方法の問題点把握を第1の検討事項とし、供試フレームの骨組線、装着法はほぼ同じとし、材料を変えた場合のフレーム強度の違いについても検討することとした。

691・692型の主な仕様を表4に示す。両者ともラーメン構造とし、トラクタ装着部のボルト穴もできる限り遊びが少なくなるよう設計した。691型は鋼管を主材とし、692型は加工の容易な薄型鋼を主材として用い、断面形状の違いを見ることとした。トラクタへの装着は腹部作業機装着用ボルトを利用して前柱支持具を取付け、後柱はロアリンク作動範囲と競合を避けて後車軸に後方から接近させてボルト止めとした。試験はOECDコード97) にしたがって行った。すなわち、後方衝撃—後部圧碎—前方衝撃—側方衝撃—前部圧碎の順序である。衝撃エネルギーは後方・前方衝撃で327kgf・m、側方衝撃で827.5kgf・mとした。

試験の結果、質量1900kg前後のトラクタに対する負荷の程度がわかり、以後の試験に対する比較検討の資料が得られた。すなわち、①一部に溶接不十分に起因する溶接割れが認められたが安全フレームの機能に影響を与えるほどではない、②横方向への永久歪量は691型が180mm、692型が200mmであり、両者とも安全域を侵さず、強度としては良好と判定された、③トラクタが実際に転倒するときは衝撃の方向が一定でないから、692型に用いた薄型鋼のように断面強度が方向によって大きな差がある材料はなるべく主要部材として使わないほうが好ましい、④フレームの部材各部を詳細に点検した結果、軸力及び剪断力によると考えられる座屈や変形は認められず、安全フレーム設計時には、各部材に作用する応力のうち、曲げモーメントのみを考慮すればよく、軸方向力については安全フレームの形状がよほど異形でないかぎり無視して差し支えないと考えられた(Hodge 133)の考えと同じとなった)。692型の最終変形図を図8に示す。

衝撃試験を6回行った段階における試験方法の見解として次のようなことが考えられた。①衝撃試験前のトラクタの固定方法は、衝撃によってトラクタが移動することのないよう、所定のタイヤ空気圧でタイヤの歪が前輪15mm、後輪25mmになるようワイヤなどで締め付けると規定されている⁹⁷⁾が、タイヤによって規定量まで歪ませられない場合があり、トラクタが十分固定されていれば規定量以下の歪具合でもよいと考えられる。②圧碎試験について、テストコードはトラクタ質量の2倍の負荷をかけることのみ規定しており、2倍の重量を負荷する時

表5 701型・702型の主な仕様

名 称	701-50A	701-40A	701-32A	702-50A	702-40A
主 材	SGP50A	SGP40A	SGP32A	SGP50A	SGP40A
フレーム重量	148kg	131	124	159	141
トラクタ重量	1076kg	1059	1052	1087	1069

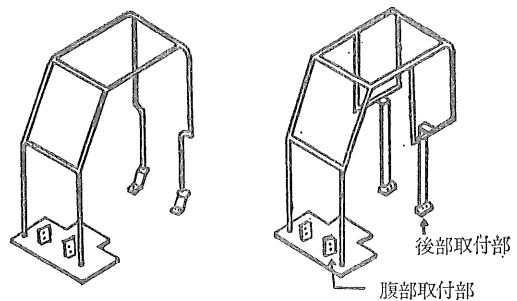


図9 安全フレーム701・702型の形状

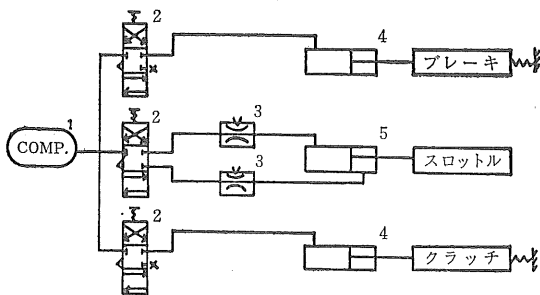
間(どれだけフレームが頑張ればよいのか)の定めはない。今後の検討が必要と思われる。③その他の項目に関しては質量1900kg前後のトラクタには妥当と考えられる。

2.2.2 701型・702型の衝撃試験及び転倒試験

①供試フレームの特徴など：691・692型の経験を踏まえ、配管用炭素鋼鋼管(SGP)を主体とした安全フレームを設計し、701型、702型とした。形状は図9の通りである。補強材には一般構造用圧延鋼材(SS41)を用いている。また、骨組線は同じであるが、表5のように主材の径を変えて5種類を試作し供試した。両者とも、安全フレーム装着による重心高さの上昇を防ぐこと、トラクタへの乗り降りが不便にならないようにという両方の考えから図9のような腹部取付け板を使用した。トラクタへの装着は前柱は、腹部取付け板をトラクタの作業機腹部装着用ボルト穴を利用して取付け、それに固定し、後柱は、701型はフェンダ取付け穴、ロアリンクスタビライザ取付け穴を利用して取付け補助具を付けそれに柱を固定し、702型は直接フェンダ穴に固定した。701型は、691型と同様なスタイルとし、702型は作業機装着と競合しないようにすることと、後柱のトラクタへの取付け簡易化をねらい、さらに、運転者がトラクタへの乗

表 6 転倒試験斜面の円錐指数 (N/cm²)

深 さ		0cm	5cm	10cm	15cm	20cm	25cm
場 所	I	20	90	90	90	90	90
	II	60	90	90	90	90	90
	III	40	90	100	100	100	100
	平均	40	90	95	95	95	95



- 1.コンプレッサ(含圧力調整器) 2.4ポート手動操作弁(4PN-20)
3.流量調整弁(S-2) 4.エアシリンダ(MCU-40-100) 5.ミゼットシリンダ(AH-20-50)

図 10 トラクタ遠隔操作系統

り降りや操作中体の保持をする際に握りやすいような配慮をして形状を決定した。

②試験の方法：室内試験は圧碎試験を省略することとし、衝撃試験のみとした。また、供試トラクタのミッションケース、クラッチハウジング等の破損を防ぐため、及び全衝撃エネルギーを安全フレームの変形によって吸収させるため、つまりは、タイヤによるエネルギー吸収の有無による変形比較と解析を容易にするために安全フレーム装着点のボルト位置・直径を供試トラクタと同一にした架台を作成し、これに安全フレームを装着し、架台を床面のレールに固定して試験を行った。

一方、転倒試験では危険防止のため、無人運転にする必要があると考え、クラッチ・ブレーキ・スロットルを空圧シリンダによる遠隔操作で制御し得るよう供試トラクタの一部を改造した。遠隔操作系統を図10に示す。側方転倒時のトラクタ速度は約7km/hでOECDコードに準拠して造成した転倒用傾斜路を進行・転倒(進行左側へ)させた。後方転倒試験は転倒用傾斜路の一部を使い速度約10km/hで登坂・転倒させた。なお、転倒試験時の斜面の土壌貫入抵抗値を表6に示す。

③衝撃力などの測定：衝撃試験及び転倒試験時に安全フレームにかかる力を知ることはフレーム設計上重要な

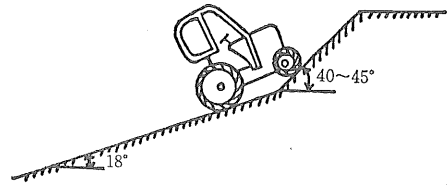


図 11 後方転倒の方法

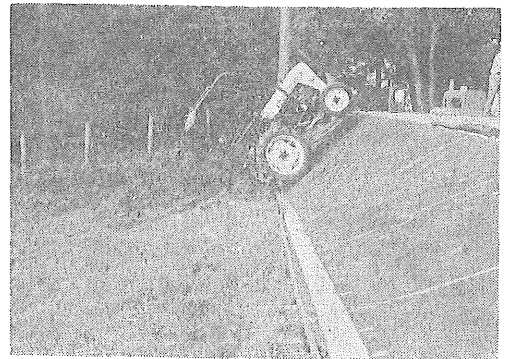
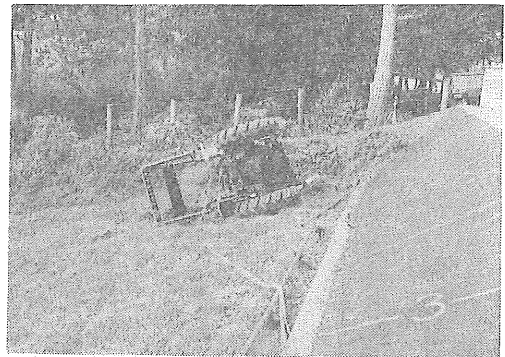


図 12 転倒試験風景

上：701-50Aの側方転倒

下：702-50Aの後方転倒

ことである。測定方法としては、Watson が行った シネフィルムの1コマ解析による方法²⁰⁹⁾と、Lamouria らが行った歪ゲージによる方法¹⁵⁴⁾とが報告されている。

シネフィルムによる方法は、転倒試験のように転倒過程でトラクタが移動する場合、漠然とした転倒挙動の把握には優れているが、精度の高い衝撃力などの分析には適していない。しかし室内試験の場合には画面と対象物の距離は変化しないので、撮影速度(毎秒コマ数)による不連続性から生じる若干の誤差はあるが、あらかじめ、ストップウォッチなりストロボで毎秒コマ数をチェックしておけば、フィルムの各コマに写っている重錘及

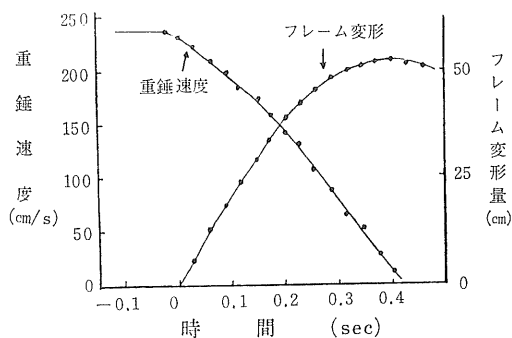


図 13 重錘速度とフレームの変形

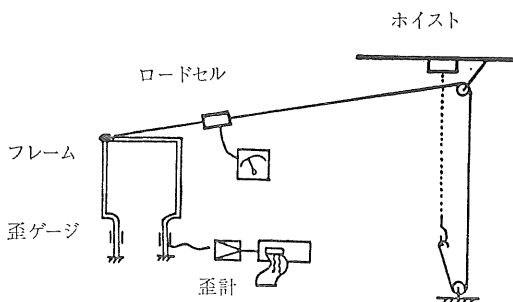
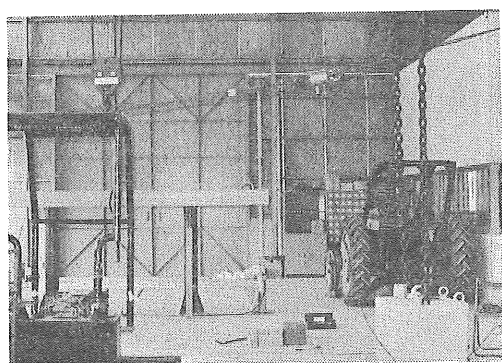


図 14 衝撃応力測定のための較正方法

安全フレームの荷重点の位置から1コマ間の安全フレーム、重錘の変位量、速度などを計算し、図13のようにプロットして重撃の減速度、衝撃時間から安全フレームにかかる力を求めることができる。

図13を例にとると、衝撃時の重錘速度 v 及び重錘がフレームに衝突してその速度が0になるまでの時間 t を読み取り、重錘の平均減速度 α を求める。いまここで、

$$v = 237 \text{ cm/s} \quad t = 0.42 \text{ sec}$$

であるから

$$\alpha = v / t = 564.3 \text{ cm/s}^2$$

となる。重錘質量は2000kgであるからフレームにかかる力 P は

$$P = 564.3 \times 2000 = 11.29 \text{ kN}$$

となる。

一方、歪ゲージによる方法は大歪が測定可能な歪ゲージをフレーム各柱の下部より300mmの点に貼り、2ゲージ法により動歪計を介して電磁オシロに記録した。較正は図14のごとくゲージを貼ったフレームを衝撃試験用架台に装着し、転倒時に力がかかるであろう場所にワイヤを掛け、中間に荷重変換器を組み込み、他方をホイスで引張った。このときの荷重—歪線図から較正曲線を作成し、転倒時の解析に用いた。しかし、この方法は静荷重かつ弾性限度内での較正曲線であるため、実際の負荷時の変化と異なることは十分想定される。また、ゲージの張り付け場所の選定を誤るとモーメント0の部分になりかねず、さらに、転倒の状況によっては較正時に想定した部分に集中荷重がかかるとは限らない。

このように両者に一長一短があるが、衝撃試験ではシネフィルムによる方法を、転倒試験では歪ゲージによる方法を採用した。

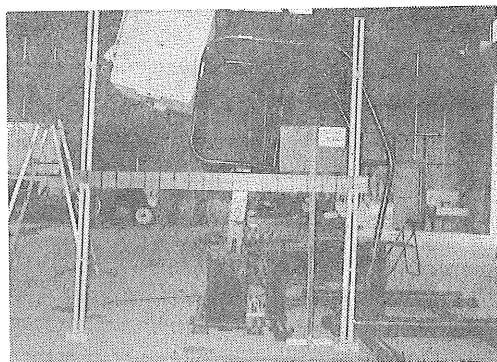
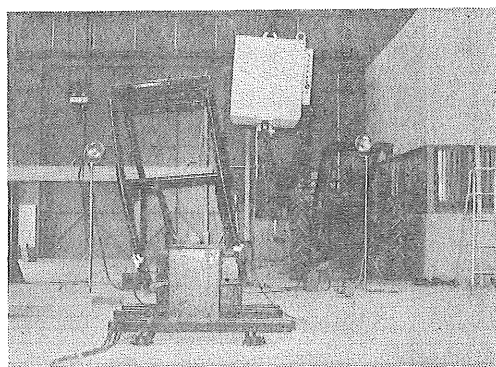


図 15 701-50A(上),702-40A(下)の衝撃試験

④転倒試験の結果：フレームを装着したトラクタの静的転倒角は 33.5° であった。転倒時は傾斜路の捩れ率 ($5^\circ/1.6\text{m}$)、走行速度 (約 7km/h) などの影響を受けるためにこれより大きく、後車輪が傾斜路の面から離れるのは $40\sim 45^\circ$ の間であった。トラクタは後輪が路面から離れてから 18° の斜面に接地するまで約 1.8 秒 (前輪が浮いてからは約 1 秒) を要し、左上角から接地し、連続転がりはしなかった。その時にフレームにかかる力は $9.81\sim 11.77\text{kN}$ であり、トラクタ自重の $100\sim 120\%$ に相当する。また、走行速度の影響を見るため、斜面に停止しているトラクタを人力で押し倒した場合、フレームにかかる力は $5.9\sim 6.87\text{kN}$ であった。フレームの変形量は表 7 に示す通りである。

後方転倒はトラクタが 18° の斜面を登り、後輪が傾斜路面にかかる時点でほとんどが転倒した。フレームの後柱は安全域確保のためフェンダ最後端面に位置している。そのため、後方転倒してフレームが接地するのは一点でなく柱全体で接触し、フレームにかかる力を分散させている。フレームにかかった力は歪ゲージからの解析によると 9.81kN 前後でトラクタの自重相当であった。

⑤衝撃試験の結果：表 7 に記載してあるように、それぞれの衝撃による荷重点の最大瞬間歪と残留歪は転倒試験と比べてかなり大きかった。また、701 型では後柱取付け補助のボルトが切断したり、702 型の後柱固定ボルトの切断が認められたが、それ以外の亀裂・損傷は認められなかった。安全フレームをトラクタに装着して行う普通の衝撃試験ではインプットエネルギーの約 90% が安全フレームの変形で吸収されるといわれている²⁰⁾。今回の試験はインプットエネルギーの 100% をフレームの変形

で吸収させようとしたため、変形量が大きくなっている。しかし、フレームにかかる力はシネフィルム解析及び次の式で与えられる重錘がフレームと接触してから一旦停止するまでの力積

$$Ft = m\sqrt{2gl(\cos\theta_1 - \cos\theta_2)} \quad \text{ただし}$$

l : 振子の重心から吊り下げチェーンの上支点までの長さ

θ : 振子の吊り下げチェーンが垂直線となす角、 θ_1 は衝撃時の角度、 θ_2 は振り上げ角度

t : 衝撃時間

とは一致し表 8 のようになった。この表の中で非常にゆっくり倒れた 701-40A 及び 701-32A を除けば室内試験の衝撃力の $73\sim 97\%$ の力が実際の転倒時にフレームにかかっていることがわかる。

表 8 安全フレームにかかった力

名 称		701-50A	701-40A	701-32A	702-50A	702-40A
側	衝擊 A	13.62 kN	11.95	11.70	18.01	11.26 *
	転倒 B	10.30 kN	7.35 **	6.13 **	12.75	9.81
方	B/A %	87	62	52	77	97
後	衝擊 A	13.35 kN	—	—	—	13.52
	転倒 B	10.30 kN	—	10.20	10.30	9.81
方	B/A %	77	—	—	—	73

* : 後方衝撃でボルト 1 本が破損のまま行っった。

** : 手で押し倒した。

したがって、通常想定される事故の形態のうち、2.

1. 1 で述べたように高さ 1m の堤防からの転落のような事故を想定すれば、 15kW 程度のトラクタであっても OECD コードで定めたインプットエネルギーは厳しすぎるとはいえない。

2. 3 まとめ

23.5kW トラクタ用のフレーム及び 15.5kW トラクタ用の安全フレームを試作し、衝撃試験と転倒試験を行い、国際共通試験方法である OECD テストコードのインプットエネルギーを中心として、小型トラクタ用フレームの強度試験への適用可能性を検討した。その結果、衝撃試験のエネルギーは厳しすぎもせず、甘すぎもせずと判断でき、日本独自のローカルルールを定める必要はないと結論付けられる。ただし、衝撃エネルギー以外の試験項目については内容の変更が望ましい部分も見出されたが、ここでは詳細を述べない (昭和 51 年度より安全フレーム/キャブの型式検査が開始される際の試験方法策定

表 7 安全フレーム変形量 (mm)

名 称		701-50A	701-40A	701-32A	702-50A	702-40A
側方 衝擊	最大	523	392	429	293	506 *
	残留	320	284	310	212	443 *
後方 衝擊	最大	400	——	——	——	182 *
	残留	230	——	——	——	144
側方 転倒	残留	約50	約50	約50	約15	約15
後方 転倒	残留	約45	——	約60	N S	N S

* : 後方衝撃でボルト 1 本が破損のまま行っった。

— : 試験を行わなかった。

N S : 目視では変形は認められなかった。

表 9 試験体の呼称

種 類	呼 称
立体模型 { 側方荷重 後方荷重	722M { 722M(S) 722M(R)
平面模型 { 側方荷重用 後方荷重用	722M-S 722M-R

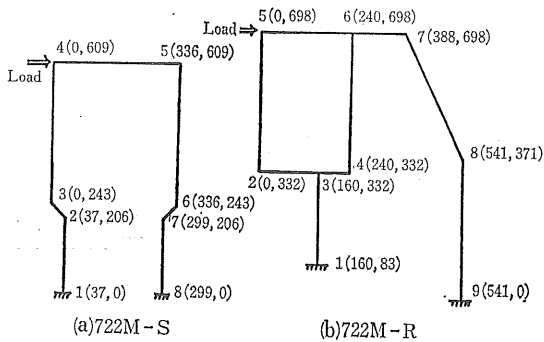


図 18 平面模型骨組線図

8を折れ線としているが、722型ではそれぞれ半径200mm(2, 5, 7)及び300mm(8)の円弧とし強度を高めている。

図18に722M-S, 722M-Rの型を示す。後に述べる計算にも用いる都合から各節点の位置を(x, y)で表してある。なお、722M-Rは静荷重試験の都合上、試験年次により脚部の補強方法を変更してあり、その区別は722M-R 1及び722M-R 2として表示することとした。

試験体に用いた材料はJIS G3444 一般構造用炭素鋼鋼管に規定するSTK41、21.7φ×1.9の鋼管である。材料は機械的性質にばらつきがないよう配慮し、同一ロットから生産納入されたものを用いた。

③試験結果722M、722M-S及び722M-Rについて数回の試験を行った結果は以下の通りである。1)荷重増加に伴う骨組全体の变形及び節点の塑性化の順序は、立体・平面ともほぼ同じであった。2)荷重点における水平変位と荷重の関係は図19のとおりである。図からもわかるように、側方荷重、後方荷重ともに立体のほうが平面よりも同一変位における荷重の値は大きい。3)同一変位における立体と平面の荷重比は、側方荷重では2倍、後方荷重では1次形では1.3倍、2次形では1.7倍であった。後方荷重での倍率の違いは次の理由によるものである。すなわち1次形では脚部に用いた補強材の取付けが722

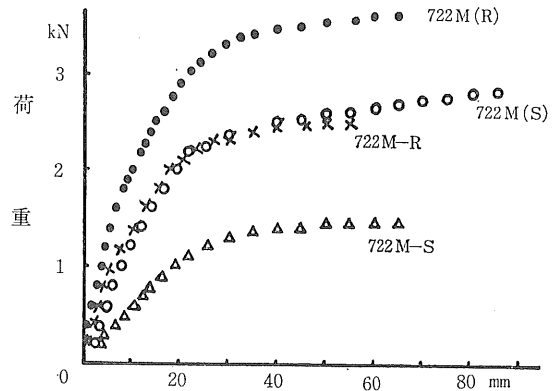


図 19 荷重点の水平変位

Mと同じで後方荷重に対しては補強効果のある位置にあり、2次形では1次形と直角の位置に補強材を付けたためである。4)以上のことから、平面構造の荷重－変位の挙動から、立体構造の挙動をある程度推定できることがわかった。

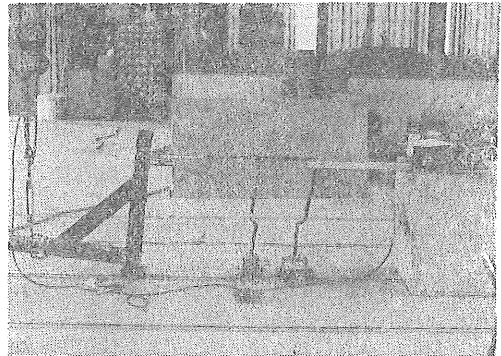


図 20 平面骨組 722M-S の静荷重試験

④静荷重試験のまとめ：平面構造の挙動から、立体構造の挙動がある程度推定できることが明らかになった。しかし、ここで注意しなければならないことは、一般の建築構造物では大半の荷重が等分布的なものに対し、安全フレームの荷重は偏心的な集中荷重であることが多い。したがって、いかなる形状の骨組でも単純塑性解析できるように平面に分解され、上記3)のような結果が適用できるわけではない。つまり、立体骨組を単純塑性解析できるような平面構造物群に分解する方法が不適当であれば誤った荷重比の推定をすることにもなる。ある骨組を設計したら、模型を用いて立体と平面との関係をそれぞれについて把握することが必要である。

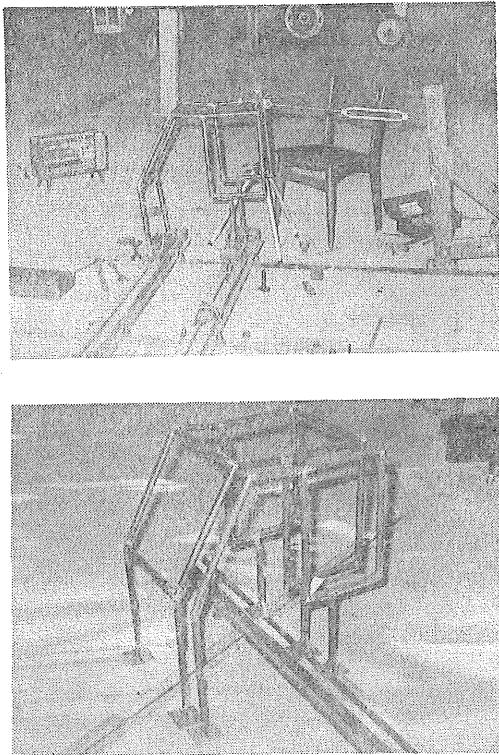


図 21 立体骨組 722M(R)の静荷重試験
上: 静荷重試験
下: 平面と立体の変形状態

3. 1. 2 計算による構造解析(2次元構造物)

本節では計算によって平面構造物の構造解析をすることとして必要な検討を加える。

構造解析は有限要素法を用いた計算法が有効であることは構造工学関係者に広く認識されている。ここでは、安全フレームがいわゆる梁材だけで構成されていることから、塑性関節の発生は曲げモーメントだけに依存するという考えで、変位法を採用し、日本鋼構造協会編「コンピュータによる構造工学講座Ⅰ—1—B⁴¹⁾、Ⅱ—1—B⁵⁷⁾」を参考とし、研究目的に合わせ加除修正した計算プログラムを作成した。

①計算の手順: 図22に計算の流れ図を示す。計算手順の中で、主要な点の説明をする。

1) 計算に必要なインプットデータは以下のものである。構造物の形状寸法に関するデータ(全節点数、全要素数、要素材端の節点番号、節点のx, y座標値、要素の断面積・断面2次モーメント)、構造物の構成に関す

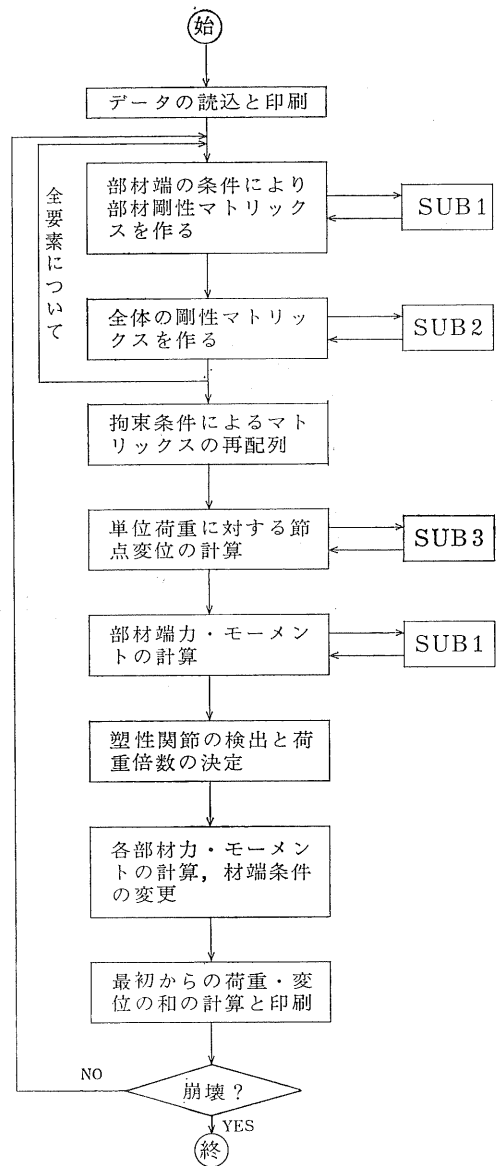


図 22 変位法による弾塑性解析流れ図

るデータ(構造物の不静定次数、要素の部材端条件…両端剛性・片側塑性関節・両端塑性関節)、材料特性に関するデータ(要素の降伏断面力…軸力を考慮しないので不要、要素の全塑性モーメント、弾性係数)、構造物の変位拘束条件に関するデータ(x方向変位が拘束されている節点の数と節点の番号、y方向変位が拘束されている節点の数と節点の番号、回転変位が拘束されている節点の数と節点の番号)、荷重条件に関するデータ(荷重

が作用している節点の数と番号、荷重点の x , y 方向及び曲げモーメントの値、安全フレームの場合、荷重点は1箇所のみなので、荷重は比例荷重として1を与える)。なお、要素の全塑性モーメント算出のための形状係数はBeedle¹¹⁴⁾の結果より、鋼管の場合は1.27、角鋼管の場合は1.50を適用した。

2)各要素の部材端の条件に合わせ付録2, 3に示すマトリックスを用いて部材剛性マトリックスを作成する。通常のラーメン構造の計算では要素剛性マトリックスは両端がリジッドであるからマトリックスは1つしか存在しないが、塑性解析では剛性マトリックスが4種類必要となる。これが塑性解析の重要なポイントであり、2次元梁要素の剛性マトリックスは一般形として提示されている。

3)部材剛性マトリックスは部材座標系であるから、座標変換マトリックスを用いて全体座標系マトリックスに変換する。全体座標系に変換された部材剛性マトリックスを構造全体の節点変位の順序に配列し直し、構造全体の剛性マトリックスとする。これで、外力ベクトル、剛性マトリックス、変位ベクトルの関係

$\{F\} = [K] \{\delta\}$ が得られる。次に、 $\{\delta\}$ を変位が拘束されている群と未知節点変位群に分け、それに伴って $\{F\}$ 、 $[K]$ を配列し直し、未知節点変位を求めやすくする。すなわち最初の形から

$$\begin{Bmatrix} pF \\ F_R \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} K_J & (K_R)^T \\ K_R & K_{RR} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \delta_i \\ 0 \end{Bmatrix}$$

の形にする。 $\{pF\}$ は構造物に作用している比例荷重、拘束されている変位成分は0でそれに対応する拘束反力 F_R が生ずる。残りの可動成分を δ_j とすれば上のようなマトリックスとなる。具体的には、全体剛性マトリッ

クスの中で拘束された節点変位に対応する行と列を取り除き、残りの項を順につめていけば $[K_J]$ ができる。この処理は特に目新しいものではない。しかし、塑性設計においては、構造物の崩壊過程で、変位拘束節点以外の節点に塑性関節が発生した場合、それに対応する行は0のみからなり、逆行列を求めることができなくなる。それを防ぐ対策として、Livesley の提言¹⁵⁸⁾に基づき、主対角線上の要素にダミーとして数値1.0を与え同時に対応する変位ベクトルにもダミー数値を入れその臨時処理を記憶させた。

4) $\{pF\} = [K_J] \{\delta_j\}$ の関係は未知節点変位 $\{\delta_j\}$ に関する連立1次方程式となり、

$$\{\delta_j\} = [K_J]^{-1} \{pF\}$$

で未知接点変位が得られ、引き続き、各節点の反力と部材端応力が得られる。

5)以上の計算で単位荷重に対する各節点変位などが得られた。ここで、各節点それぞれ降伏に達するための荷重倍数を求め、その中で最小のものが、塑性関節を生じる荷重である。荷重倍数 P の計算は、降伏関数 H ¹³³⁾ をもとに行う。すなわち、今回は曲げモーメントのみを対象としているから、

$$H = (M/M_p) - 1$$

で与えられ、 $H = 0$ になって部材が降伏するから、

$$h = M/M_p$$

を各節点について計算し、 $1/h$ の最小値 p_{min} が最初の降伏断面を生じさせる荷重倍数である。したがって、それに対応する節点変位などは単位荷重に対して計算したものに荷重倍数を乗じて得られる。部材に降伏断面が生じると、部材端条件を変更して、新しい剛性マトリックスの作成に備える。この手順を構造物が不静定でなくなるまで繰返し、外力・変形・反力などは各段階の和として得られる。

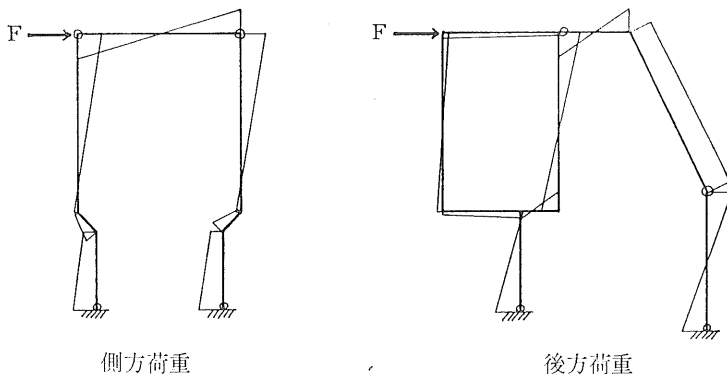


図 23 崩壊機構形成時の曲げモーメント

○印は塑性関節

モーメント尺度
0 M_p

降伏応力の値をJIS値（235.4MPa）で行った結果と、

図 24 722M-R 計算値と実験値の比較

図 25 722M-S, 計算値と実験値の比較

3. 1. 3 計算による構造解析（3次元構造物）

①計算の手順は平面構造物の場合と同じである。イン
プットデータも3次元となった場合に当然増える条件
(x 方向変位及び y 、 z 回りのモーメント等)を加える
だけである。部材剛性マトリックスは平面の場合とは異
なり、図26~29に示すような形となる。

図 26 3次元部材剛性マトリックス (両端剛)

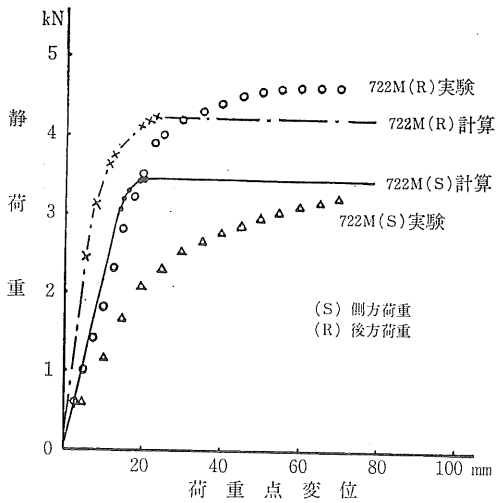


図 30 模型フレームの実験値と計算値

②計算結果の検討：計算にはFACOM230-45、UNIVAC1108、MELCOM70/40、ACOS850等を用いた。722M(S)及び722M(R)の静荷重試験結果と計算

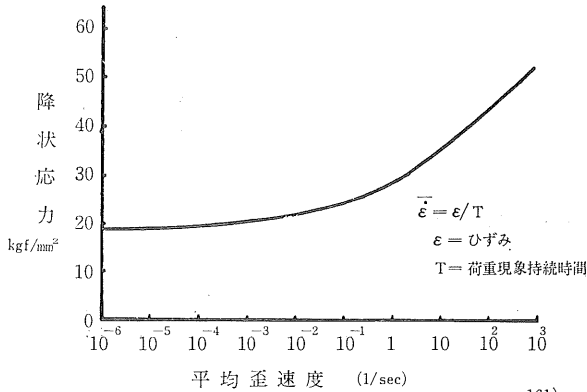
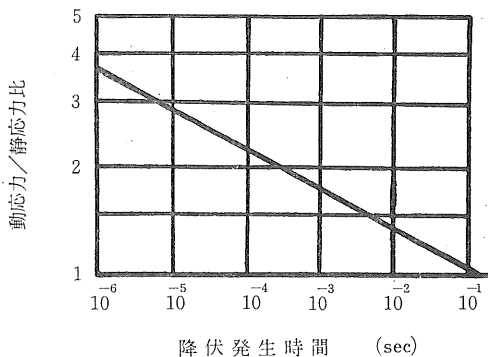
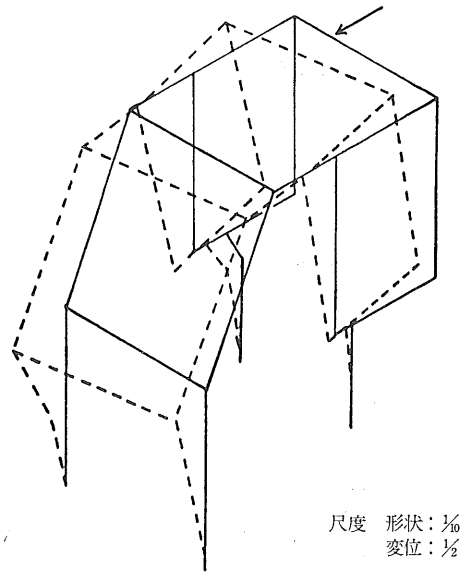
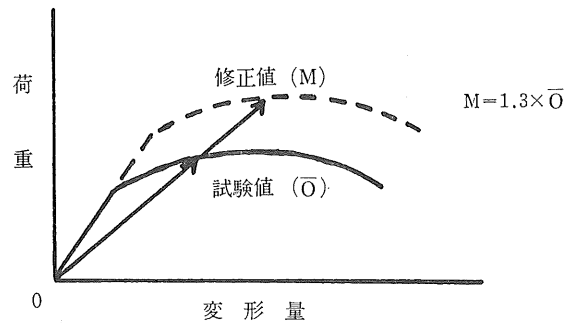


図 32 軟鋼の引張特性に対する歪速度の影響

図 33 Goldsmith らがまとめた、動降伏応力と静降伏応力の比と降伏時間の関係¹⁷⁹⁾図 31 722M(R) 崩壊機構形成時の変形状態
結果を図30に、722M(R) の崩壊機構形成時の変形図を
図31に示す。崩壊荷重及び荷重点変位は両者がほぼ一致図 34 静荷重—変形曲線と修正曲線⁸⁰⁾

することが認められた。

3. 2 衝撃負荷を受ける安全フレームの応答

ある素材に衝撃的な負荷を与えると、その素材の降伏応力は静的負荷での降伏応力より大きくなることはよく知られている。

軟鋼については、Manjoine¹⁶¹⁾の研究において、平均歪速度（歪量を荷重現象持続時間で除した値）と降伏応力の関係を発表しているのでその結果を図32に示す。さらに、GoldsmithらがManjoineの結果といくつかの追加実験から図33のような結果¹⁷⁸⁾を得ている。

動的負荷を受ける構造の応答研究は、弾性解析において数多くなされているが、塑性解析まで踏み込んだ研究

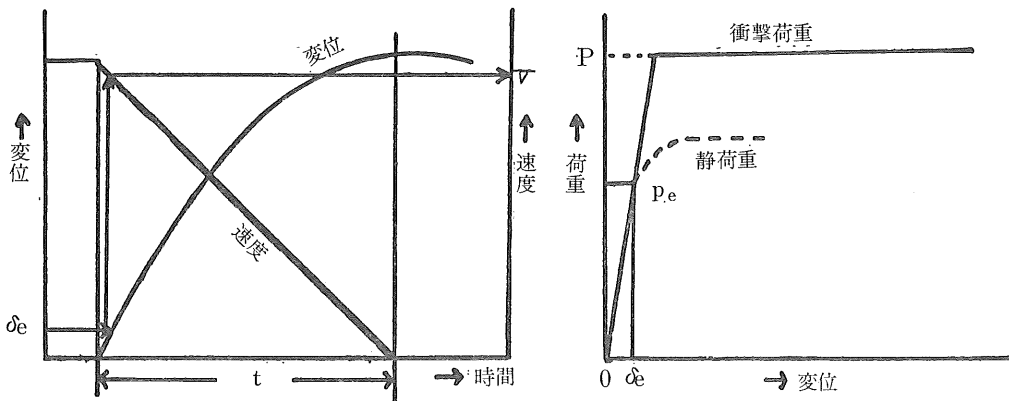


図 35 動降伏応力の算出

は数少なく、地震や爆発などによる建物の破壊予想が考えられている程度で、設計に有効に使うことはほとんど着手されていない^{49), 72)}。

Rawlingsは模型フレームを用いて、衝撃負荷を与えたときのフレームの塑性変形にもManjoineや Goldsmithらの結果が利用できることを確かめた¹⁷⁷⁾。また、Watson は、ニュージーランドの安全フレーム規則¹⁰⁴⁾を制定する際に安全フレームの強度試験を行い衝撃時の動降伏応力と静降伏応力の比は1.3～1.5であり、図33の傾向とよく一致したと報告している²⁰⁹⁾。

一方、ASAEの安全フレームに関する規格では、強度試験を静荷重試験で行ってもよく、その場合、衝撃試験における変形エネルギーと対応させるために静荷重試験で得られた荷重—変形曲線を図34のような原点と各点の長さを1.3倍して検討する⁸⁰⁾としていたが、その後試験方法を変更している。

筆者の行った衝撃応答に関する試験の結果を以下に述べる。

3. 2. 1 動降伏応力の算出

動降伏応力の算出方法は次のような手順で行った。

①衝撃試験時の荷重点変位を変位計を通して電磁オシログラフで記録する。同時に8mmフィルムに挙動を記録する（毎秒コマ数は多いほうが良い）。

②8mmフィルム画面から重錘中心及びフレーム荷重点の動きを読み取り、各コマ間の変位量及び重錘速度を計算し、荷重点変位については、電磁オシログラフと照合の後、図35のように作図する。

③重錘と安全フレームが接触した瞬間から、重錘が一旦停止（最大変形）するまでの時間 t を読み取り、 t 秒間における重錘の減速度 α を得る。 t 秒間の重錘速度が一樣に減少しているときは平均減速度で扱えるが、一樣減少でないときは、接触直後の減速度 α_1 と停止直前の減速度 α_2 を求める必要がある。通常 $\alpha_1 < \alpha_2$ である。

④重錘質量 m と減速度から安全フレームに作用する衝撃力 P_i を得る。

$$P_i = (m \times \alpha_i)$$

⑤同一フレームに静荷重を作用させたときの、弾性限界（第1塑性関節発生）時の荷重 P_e 及び変位 δ_e を計算あ

表 10 模型フレーム衝撃試験結果

フレーム名称	重錘持上 高さ mm	衝撃エネ ルギA Nm	降伏に要す る時間 sec	衝撃荷重 N	吸収エネ ルギB Nm	B/A %	σ_d / σ_s
722M-S	200	145.2	0.0104	1778	147.5	101.6	1.32
722M-R2	180	130.7	0.0060	3556	130.3	99.3	1.40
722M-R2	180	130.7	0.0061	3444	142.0	108.6	1.40
722M-R2	180	130.7	0.0059	3185	131.7	100.8	1.33
722M(S)	200	145.6	0.0109	3342	152.9	105.0	1.32
722M(R)	200	145.6	0.0059	5645	138.5	95.2	1.40

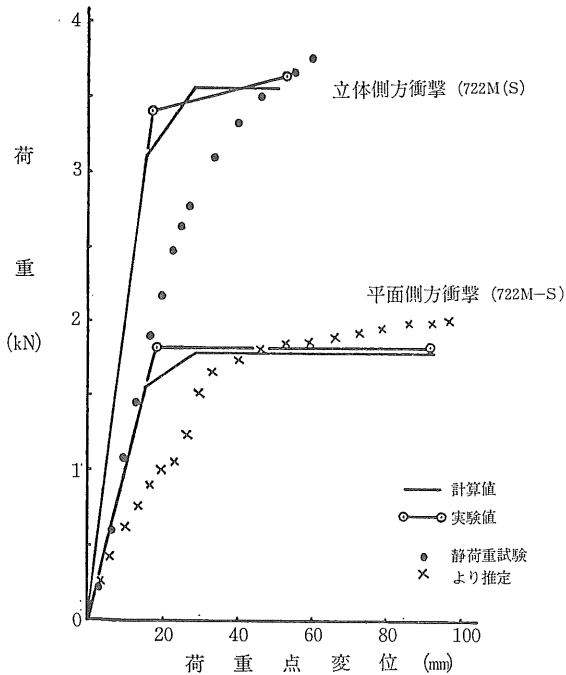


図 36 衝撃試験による荷重—変位

るいは実験により求めておき、衝撃時に δe だけ変形したときの重錘速度 v を図から求め、

$$t_y = \delta e / v \text{ ここで } t_y: \text{降伏発生時間の計算をする。}$$

⑥図33より t_y から σ_d / σ_s を得る。

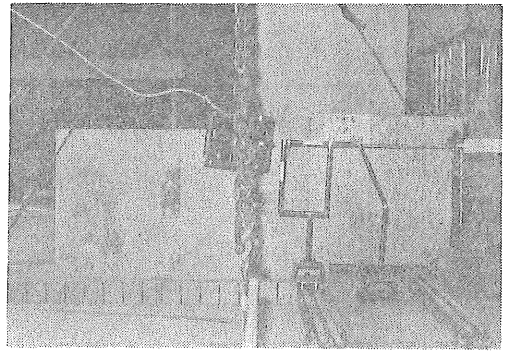


図 37 模型フレーム722M-R2の衝撃試験

⑦ P_1 / P_{col} 及び P_2 / P_{col} の値が σ_d / σ_s に近いことを確認する (P_{col} は静崩壊荷重)。

3.2.2 模型フレームによる衝撃試験

模型フレーム722Mによる衝撃試験には静荷重試験の場合と同様、平面骨組722M-R2、722M-S及び立体骨組722M(S)、722M(R)を供試した。衝撃の加え方は振り式重錘による方法とし、支点高さは2.4m、重錘質量は74kg (立体骨組の場合は74.2kg)、衝撃エネルギーは表10のように定め、床面に固定したフレームに負荷した。立体フレームの荷重点はOEC Dコードに準じて定めた。なお、衝撃は重錘の吊りチェーンが垂直になったときに荷重点に接触するように加えた。

表 11 実物大フレームの衝撃試験

No.	名 称	主 材	装 着	衝 撃 方 向	備 考
11	701-50A	SGP50A	架台	後方	同一フレームで 後方→側方で試験
12	701-50A			側方	
13	701-40A			側方	
14	701-32A			側方	
15	702-50A	SGP50A	架台	側方	
16	702-40A	SGP40A	架台	後方	同一フレームで 後方→側方で試験
17	702-40A			側方	
21	732A	STK41 外径48.6 肉厚 2.4	架台	後方	同一フレームで 後方→側方で試験
22	732		架台	側方	
23	732		トラクタ	後方	
24	732			側方	
31	733	STKR41 50×50×2.3	架台	側方	

表 12 実物大フレーム衝撃試験結果

No.	衝撃エネルギー A Nm	推定変形量 mm 最大・残留	実変形量 mm 最大・残留	吸収エネルギー B Nm	B/A %	σ_d / σ_s
11	2864	236 166	— 230	— **	—	1.36
12	5611		520 320	5820	103.7	1.40
13	5395		392 284	4868	90.2	1.38
14	5395		429 310	4699	87.1	1.38
15	5395		293 212	4942	91.6	1.36
16	2864		182 144	2492 **	87.0	1.40
17	5395		506 443	5152 **	95.5	1.37
21	2879	221 164	219 163	2735	95.0	1.31
22	5460	485* 398*	360 278	5569	102.0	1.32
23	2879	221* 164*	231 153	2704	93.9	1.32
24	5460	485* 398*	255 146	2965	53.4	1.36
31	5460	327 230	328 217	5280	96.7	1.30

* : 732Aによる推定変形量

** : 後柱ボルト抜けあり

*** : 後柱支持部補助ステー破損のための最大変位不明

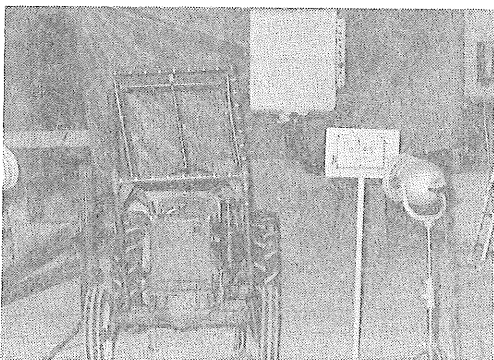
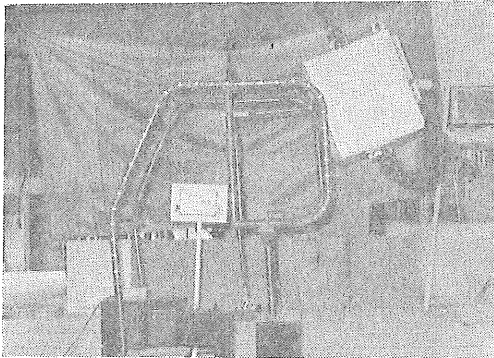


図 38 732(上), 732の衝撃試験

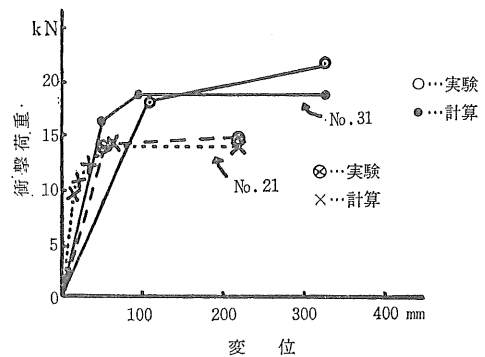


図 39 実物大フレームの衝撃試験結果

前節の手順に従い骨組の挙動を解析した結果、骨組が衝撃によって降伏を生じる時間 t_y は表10記載のように0.006~0.01秒で、 σ_d / σ_s は1.32~1.40と認められた。また各骨組の静荷重試験結果に上 σ_d / σ_s 値を乗じた結果と衝撃時の挙動は図36のようにはほぼ一致すること、変形による吸収エネルギーは、衝撃エネルギーの95~109%であることがわかった。ここで、吸収エネルギーが衝撃エネルギーの100%以上になっているのは、素材の応力-歪関係を理想化していること、素材の機械的性質の

ばらつき、組立て時の溶接技術などが複雑に作用していることなどによると考えられる。

3.2.3 実物大フレームの衝撃試験

供試した試験体は3つのグループに大別される。第1のグループは配管用炭素鋼鋼管(SGP)を主材とした701型・702型、第2グループは一般構造用炭素鋼鋼管(STK)を主材とした732型、そして第3のグループは一般構造用角形鋼管(SKTR)を主たる材料にした733型である。701・702型の形状などは前出のとおりである。732型は形状的には702-40A型とほとんど同じで、後柱部分が702型の平鋼から鋼管に変わった程度である。733型については732型を角鋼管に変更したこと、前側中間梁を除いたことに相違がある。

衝撃はOEC Dコードに従い表12の様に行った。

試験の結果模型フレームの結果と同様、降伏応力の上昇は1.30~1.40であり、それに基づいて算出した安全フレームの荷重変位曲線と試験時の安全フレームの挙動がほぼ一致することを確認した(図39)。また、変形に伴うエネルギー吸収については、架台装着の場合は約5%程度の誤差を含んで衝撃エネルギーのほぼ100%を吸収した。トラクタ装着の場合には、衝撃の方向によってタイヤの変形が異なるため、それぞれ表12のNo. 23, 24のような値となった。これについては次節で考察する。

3.2.4 衝撃エネルギーの吸収

安全フレーム衝撃試験の衝撃エネルギーは安全フレームの変形のほか、衝撃時の音・発熱・装置の摩擦等のほか、タイヤの変形で吸収される。当試験では表11のNo.23及び24のみトラクタに装着した試験で、タイヤ等のエネルギー吸収については考慮してこなかった。しかし、設計においてはどれだけのエネルギーを安全フレーム自体に吸収させればよいかが明らかになっていないと経済的な設計ができない。本節ではトラクタにフレームを装着した状態のエネルギー吸収の考察を行う。

対象としたフレームは大型トラクタに装着するもので、4柱式4台、2柱式9台で、いわゆるハイラグタイヤを装備しているものはなかった。吸収エネルギーの算出は既に述べた方法と同じである。結果を図40に示すが、4柱式安全フレームの場合のエネルギー吸収割合は後方衝撃で49~94%、前方衝撃で58~83%、側方衝撃で39~50%であった。2柱式フレームの場合は後方衝撃で56~97%、側方衝撃で48~76%であった。また、瞬間最大変位に対する残留変位の割合が大きいと、エネルギー吸収が大きくなる傾向が認められた。

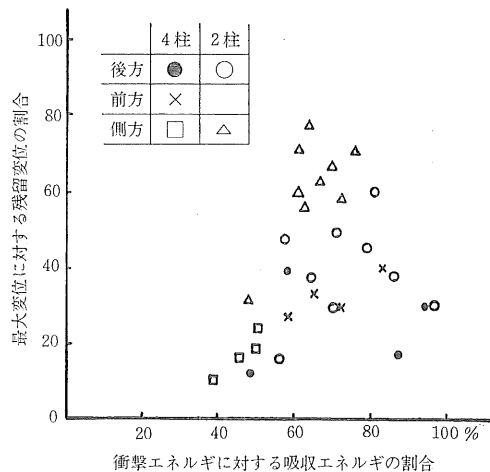


図40 安全フレームのエネルギー吸収

ここでは対象としている小型トラクタのデータが少なく、また、小型トラクタに多く装備されるようになったハイラグタイヤのデータがないから早まった結論は出せないが、4柱式のフレームの場合、衝撃エネルギーの90%をフレームの変形で吸収させることで設計を進めてもよいと考える。

3.3 まとめ

安全フレーム設計上の中心となる弾塑性解析と衝撃応答について検討した。弾塑性解析では、一般の構造解析に用いられている変位法による有限要素法を基礎とし、それに塑性解析理論を応用して、計算による崩壊荷重を求める方法を明らかにした。

一方、構造物の衝撃応答については、素材の平均歪速度が大になるにつれて降伏応力が増大することを諸資料と同様に確認し、安全フレームの衝撃試験では降伏応力の増大率は1.30~1.40になることを明らかにした。また、衝撃エネルギーの大半は安全フレームの変形によって吸収されるが、一部はタイヤ等に吸収され、設計には10%程度を見積ればよいことを明らかにした。

4 安全フレームの設計指針

前章までの試験結果から、衝撃負荷を受ける構造物の弾塑性解析が可能となった。本章ではこれらを整理して、安全フレームの構造強度を中心とする設計指針を提示する。

全体の流れ図を図41及び42に示し、それぞれについて

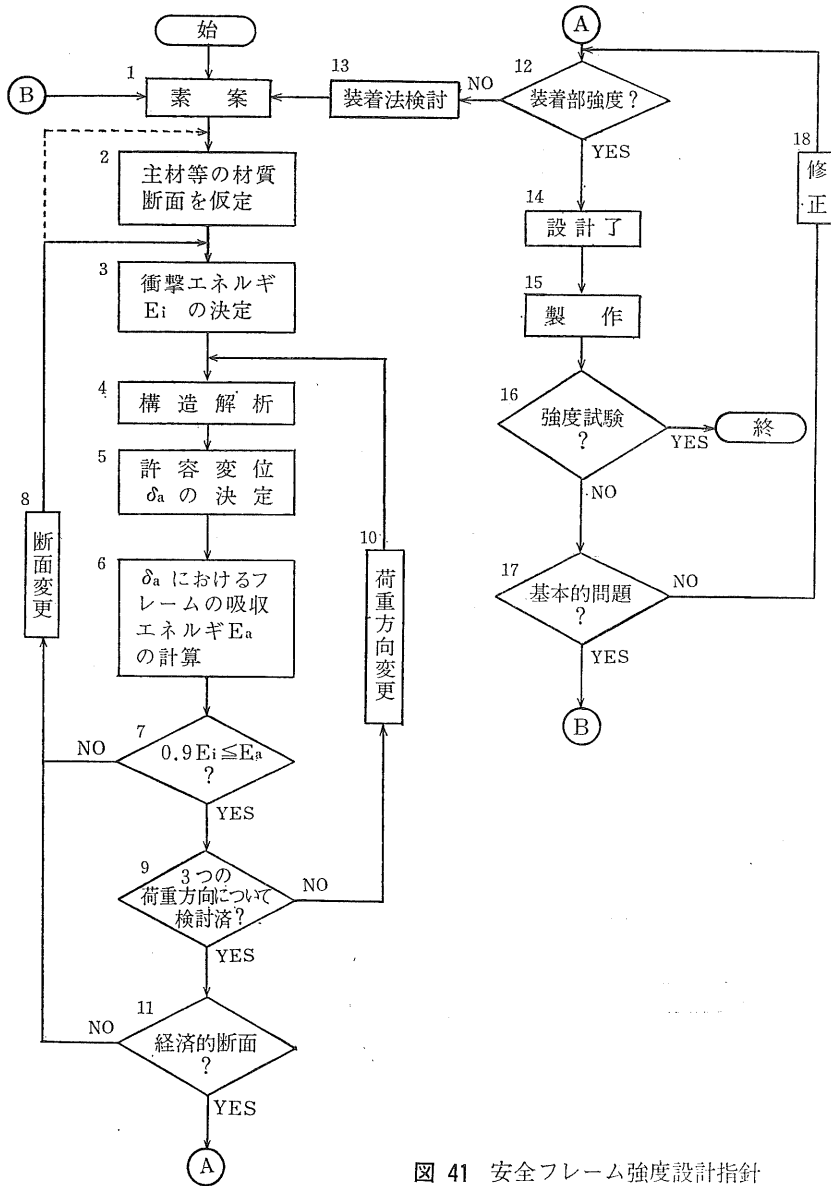


図 41 安全フレーム強度設計指針
(流れ図)

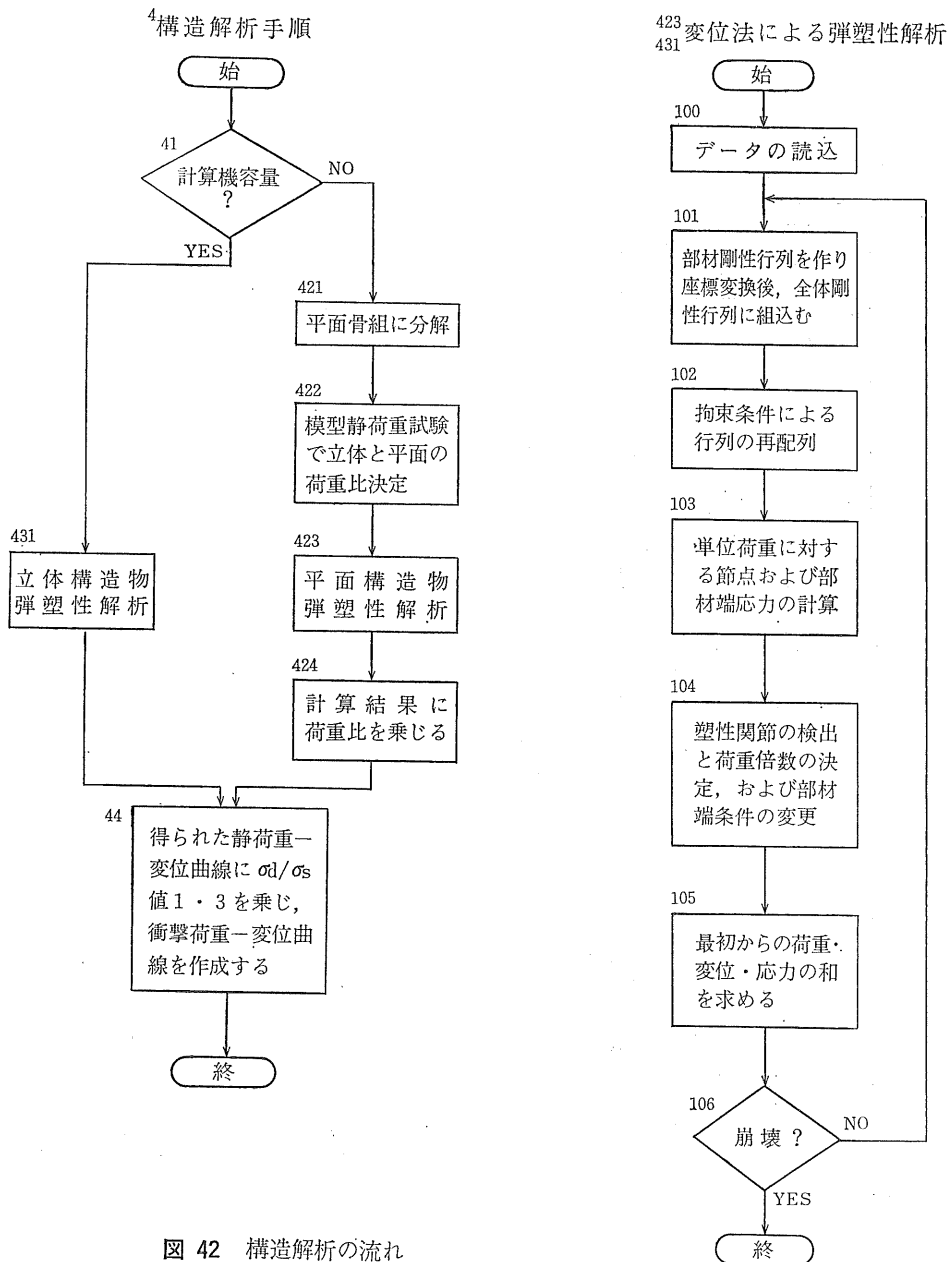


図 42 構造解析の流れ

以下に安全フレーム設計の要点を述べる。

4.1 強度設計指針

0) 設計の前提条件：

① 4柱式安全フレームを原則とする。：1章でも述べたように安全フレームには基本構造として4柱式、2柱式等が存在する。2柱式では構造が単純で加工・装着も比較的簡単であり、前方視野が妨げられない利点があるが、転倒時の荷重状態によってはその構造上、強度配分に十分留意せねばならない。さらに、転倒時に運転者の防護が完全に行われにくいという欠点がある。したがって、運転者の安全を第一に考え、将来のキャブ化を考慮した場合、若干の視野低下はあっても、4柱式フレームを原則とする。

② 安全フレームの材質は鋼材とし、主要部材の組立及び結合は主として溶接による：強度部材をいくつかに分割し、それらをボルト類で結合する方法（極端な場合はトラス構造）は、加工・装着は容易であるが、負荷の程度によりラーメン構造とトラス構造の中間的な挙動をすることがあり、強度設計上不都合が生じやすい。また、農家における長期間利用の間には使用ボルトの緩みの発生や紛失による補充ボルトの間違いなども考えられる。したがって、なるべく溶接を用いた一体構造で、最小必要箇所（本機との装着部など）だけボルトを使用すること。

1) 安全フレーム素案の作成：

安全フレームの強度条件以外の具備条件も満たすような構造・形状とすること：すなわち、(1)運転者を防護するのに十分な空間を確保すること、(2)安全フレームの内側に鋭利な部分・突起部分を露出させない、(3)安全フレーム装着後において、トラクタへの乗り降りが装着前より不便にならない、(4)安全フレーム装着による作業機の着脱不可能あるいは困難を生じない、(5)運転操作やトラクタ各部の点検が不便にならない、(6)運転者の居住環境を良好に保ち、圧迫感・危険感を感じさせないようにする、(7)前方視野・後方視野を必要以上に妨げない、(8)フレーム装着による静的転倒角の減少を最低限に抑える、(9)斜面において連続転がりしないようにする、(10)トラクタとバランスの取れた形状・構造とする。

2) 主材などの材質・断面を決定：

① 鋼材の材質は特別な場合を除き、JIS G 3101一般構造用圧延鋼材に規定するS S 41あるいはJIS G 3106溶接構造用圧延鋼材に規定するS M 41とする⁴⁾こと。S M 50材などのように、さらに高強度の鋼材を用い

ることも可能であるが、現在ではそれらに対する塑性域までの実験結果が少ないのでS S 41またはS M 41に限った。

② 鋼材の設計用降伏応力度は垂直応力度については235MPa、剪断応力度についてはMPa135とする⁴⁾。アーク溶接のどの断面の設計用降伏応力度は、母材のそれと同じとする：設計用降伏応力度は市販材料の実状調査を元にして決めるもの一法であるが、統計資料が不十分な場合には好ましくない。溶接金属は施工が完全なときは母材と同等以上の強さを持つから、突合わせ溶接の設計用降伏応力度は母材と同様、隅肉溶接の設計用剪断応力度も母材と同等とする。アーク溶接以外の溶接法を除外したのは溶接法を用いた構造物の塑性挙動に関する資料が乏しいためである⁴⁾。

③ 主要部材の断面形状は、鋼管あるいは角型鋼管を用いることが望ましい：トラクタが実際に転倒するときの荷重方向は、室内衝撃試験のように定まっているわけではないので、断面強度が方向によって大きく異なる断面は採用しないほうがよい。

④ 仮定断面は経済性を考慮し小さめのものから始める：断面の大きい（断面積、断面2次モーメント）材料を仮定すれば強度的にはよいものとなるが、安全フレードが重くなり、製作経費が高くなる。また、トラクタへの強度負担が大きくなり、強度試験でトラクタが破損することがある。

3) 衝撃エネルギーE_iの決定

① 安全フレーム質量の算出：フレームの形状：材料が決定されればそれらを基礎として質量を算出する。

② 各衝撃方向のE_iの算出：対象とする試験規定に定められた衝撃エネルギーを質量など関係パラメータを用いて計算する。

4) 構造解析

有限要素法による2次元あるいは3次元の弾塑性構造解析を行う。解析方法により①あるいは②へ。

① 平面解析：(1) 3次元構造物を単純塑性解析できるように平面構造群に分解する（鋼構造塑性設計規準⁵⁾に基いて行う）。(2) 平面構造と立体構造の荷重比を模型フレームにより決定する。(3) 計算による構造解析を行い崩壊荷重を求める。この場合、トラクタとフレームの装着部は完全な剛結合と仮定して計算する。(4) 計算結果に荷重比を乗じて立体の静荷重—変位曲線を得る。

② 立体解析：安全フレームは偏心的集中荷重を受ける構造物の解析には立体解析が本来の崩壊形式が得られる

ので有利だが、容量の大きい計算機の使用が前提となる。

③ 衝撃による荷重—変位曲線を作る：前項で得られた静荷重による荷重—変位曲線に対し、降伏応力値を1.3倍にした荷重—変位曲線を作成する。

5) 許容変位の決定

① 構造解析の結果から、各節点・部材の変位を考慮して、各衝撃試験の荷重点の許容変位を決定する：許容変

11) 経済的な評価

以上で強度的には十分な安全フレームの基本が完成したが、各部材毎の応力負担について検討し、安全フレーム部分の質量軽減を行い、材料経済性の評価をする。例えば、ある部材について、どの方向からの荷重に対してもモーメントが小さく、部材断面を一回り小さくしても大丈夫な場合には部材を変更し、再度強度計算することとなる。

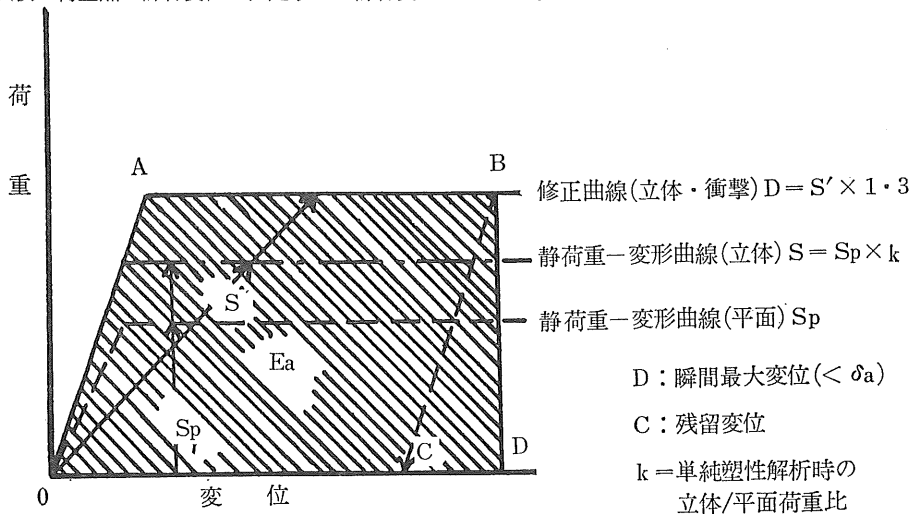


図 43 吸収エネルギー E_a の計算

位は瞬間最大値を意味し、次の2つの場合の小さいほうを採用する。

(1) 安全域に安全フレームの一部が入り込むときの値

(2) 安全域が安全フレームの保護外に出るときの値

6) 吸収エネルギー E_a の計算

構造解析の結果得られた衝撃荷重—変位曲線において、変位 δ_a における吸収エネルギー E_a を計算する。(図43)

7) $0.9E_i \leq E_a$?

吸収エネルギー E_a の計算の結果、衝撃エネルギーの90%以上を安全フレームの変形によつて吸収しているかを判断し、90%未満の場合は、補強材の使用を含め、使用材料の強化をする必要がある。

8) 断面変更

7) において安全フレームの吸収エネルギーが衝撃エネルギーの90%未満あるいは100%以上である場合には、強度部材の断面変更を行う。

9). 10) これらの過程を後方衝撃、前方撃衝、側方撃衝について繰り返す。

12) 装着部の強度検討

安全フレームとトラクタの強度面での適合性について検討する。すなわち、今までの安全フレーム部分のみの強度計算結果から、装着部分において負荷が加えられたときトラクタ本体よりフレーム側が弱いことが必要である。つまり、フレーム側が強すぎると、トラクタのハウジング部を破損したり、取り付けボルトの抜けが生じたりする。なお、安全フレームを装着することを前提にしてトラクタの基本設計がなされている場合には、このような心配は無用となる。

続いて、トラクタへの装着の検討を行い、問題がなければ設計は終了である。試作、強度試験を行い、計算では明らかでなかった問題点の再検討をし、試験基準に適合する安全フレームにもっていく。

4.2 強度以外の設計要点

安全フレームの場合、設計の前提条件で記した項目を十分配慮すれば、実用上の問題はほとんどない。作業者の環境改善を促進する意味で早晚安全キャブの普及が始まるが、キャブ化に伴って配慮すべき項目について

は、7章で述べる。

5 安全フレーム強度の経年劣化

3章、4章で安全フレームの強度設計は可能となり、これを受けて企業における安全フレームの製作、現場への普及促進が期待される。ところで、1章で述べたように転倒・転落事故はいつ発生するか全く予測できないものである。すなわち、安全フレームに寿命を設定する場合、どの項目がメルクマールとなるかが問題となる。もちろん、安全フレームの性格から見て、強度が最重点課題となる。販売前の強度確認は型式検査において、実際に強度試験を行い、同じ方法により製作されたものは同じ強度を保有しているとみなしているが、現場に入ったものが様々な使用環境下においても必要な強度を保持していると期待するところである。しかし、農業者が実際に使っているものをひきあげて強度試験をして破壊するわけにはいかず、何等かの簡易なチェックによる強度確認方法を確立することが必要になる。

使用中に発生すると考えられる強度の経年劣化としては、以下のような項目が考えられる。

- ① 振動応力を受ける構造物の疲労強度
- ② 溶接部分の強度信頼性
- ③ 鋳造物の疲労と破壊及び耐衝撃性
- ④ 締結ネジの緩み
- ⑤ 材料の腐蝕と防蝕
- ⑥ 鉄鋼材料の熱疲労及び低温下の機械的性質
- ⑦ 改造による強度の維持
- ⑧ 経年劣化とは考えにくい、転倒事故を経験し、外見で安全フレームに損傷がわからない場合の強度

これらの問題について、実験あるいは文献調査、実態調査などを行った。以下項目ごとに述べる。

5.1 振動応力を受ける安全フレームの疲労強度

安全フレームは既に述べたようにラーメン構造の方が強度面で優れているため、主要部材は溶接で組上げられていることが多い。溶接構造の安全フレームをトラクタに装着する場合、溶接歪みによる製作誤差を生じることやむをえず、トラクタ本体との結合に際し、ある程度強引にボルトを通すこともあり、内部応力を持ったまま現場での使用に供することもありうる。また、現場では走行により、トラクタとの結合部を通して振動が負荷される。

そこで、3章で述べた模型フレーム722M-Sを追加作

製し、次に述べる試験区を設定し、強度変化の把握を試みた。

- 1) 試験区1：無塗装、農業機械化研究所内自然環境下で静的に放置
- 2) 試験区2：簡易塗装、農業機械化研究所内自然環境下で静的に放置
- 3) 試験区3：簡易塗装、環境試験機内（気温2～40℃、相対湿度57～100%）で静的に放置、1日6周期（環境変化パターンは図44）

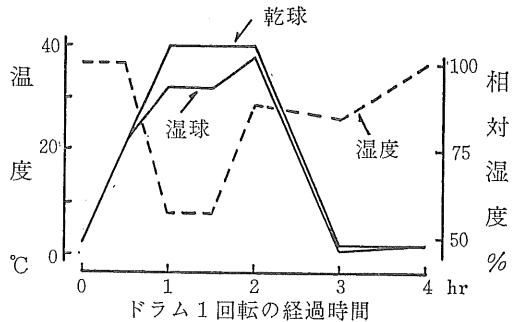


図 44 人工環境パターン

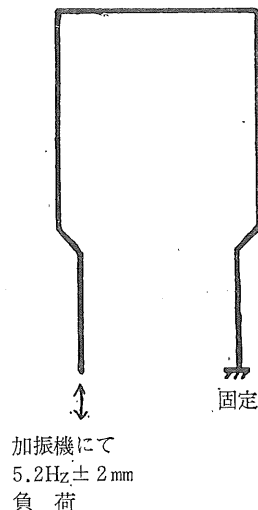


図 45 模型フレーム疲労試験方法

- 4) 試験区4：簡易塗装、図45に示すような装置で振動負荷を加えた。加振条件は、人工悪路走行時の座席下振動加速度の主成分⁶⁹⁾に相当する振動（上下方向118dBVAL 10^{-5}m/s^2 程度）を正弦波（5.2Hz）で15分負荷30分無負荷を1サイクルとし、夜間を除き1日19回繰り返した。この頻度を実際の使

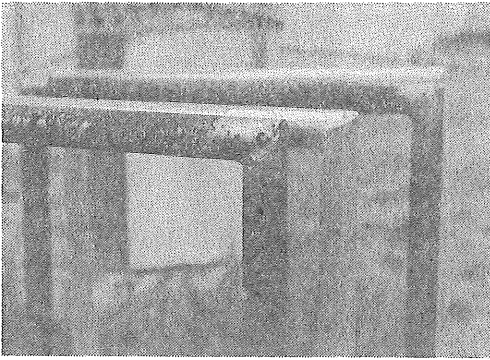


図 46 6ヵ月放置後の試験区1, 2の模型フレーム

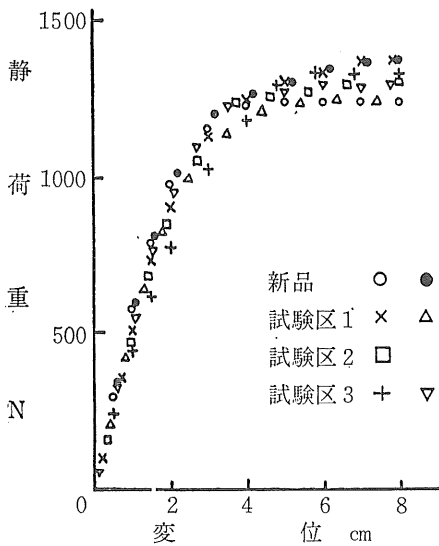


図 47 模型フレーム静荷重試験結果

用実態と合せると装置を連日運転した場合、40日で約1年分の負荷に相当することとなる。

強度の測定方法は3章に述べたものと同じである。

図47に試験区1, 2, 3について試験開始6ヶ月後(試験区3は3年に相当)の静的強度を示す。試験区1の供試体は表面にかなりの錆が発生していたが、図のように作製当時のものと強度的に変化は認められなかった。

図48に試験区3の1年経過後(6年に相当)、試験区4(振動負荷6ヶ月(試験区3で18ヶ月経過後、振動を負荷、約3年分に相当))の静的強度を示す。静的放置及び振動負荷ともこの程度の条件では強度に変化が現れたとは認められなかった。

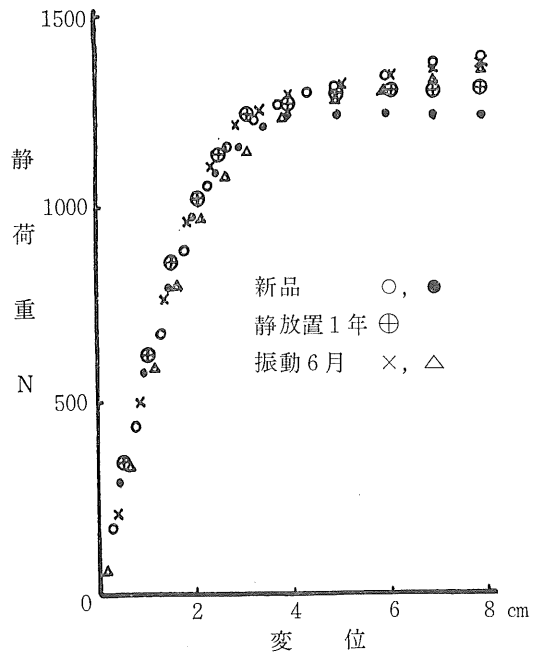


図 48 模型フレーム(722M-S)静荷重試験

以上の結果から、振動応力に対する強度は、製造過程における品質管理、工程管理がしっかりしていればトラクタの耐久限度と同等の強度維持がなされと考えられた。

5.2 溶接部分の強度信頼性

溶接部分の強度については、日本建築学会が定めた鋼構造設計規準⁴⁾から、溶接部分の経年劣化は母材の強度劣化と同等に進展すると考えて差し支えなからう。ただし、溶接継目の耐久力は溶接条件・溶接技量に極めて大きく依存し、溶接部に欠陥があった場合、多少の許容応力度の差程度ではカバーできない性質のものであるから、組立て時の各種管理が重要となる。

5.3 鋳造物の疲労と破壊及び耐衝撃性

3章で述べた軟鋼の歪速度と降伏応力の関係については、軟鋼のほかアルミニウム合金、チタニウム合金などの測定例は数多く報告され、実際に航空機設計などに適用されているが、鋳鋼については、報告が見受けられない。鋳鉄の機械的性質はJIS G5101あるいはJIS G5501などで定められているが、あくまでも静荷重に対するものである、筆者が問題としている衝撃荷重に対する数字ではない。鋳物部品を衝撃荷重が加わるような構

造物に使用すること自体が異常なのかもしれない。

なお、安全フレームの型式検査が開始されて後、それ以前は後車軸ハウジングやミッションハウジングは鋳物で構成されていたものが、次第に構造用鋼材を使用するようになり、鋳物部材の衝撃による破壊を避けるようになり、鋳物を使っているトラクタでは安全フレーム装着の方法に工夫を凝らし、鋳物材に過大な負荷をかけないようにしている。これらのことから、現在鋳鉄の衝撃あるいは経年劣化に対する挙動は不明であるが、実際場面で解決せねばならない問題はなくなったと考えられる。

5.4 締結ネジの緩み

ネジに関わる問題として、ネジ山が剪断破壊する、ボルトが疲労破壊する、ネジの緩みによりネジまたはその周辺の部品が破壊する、といったことがあげられる。

ネジは工作法、寸法精度、形状精度などにより、強度にばらつきは出るだろうが、剪断強度はJISに適合させて作製されていればそれなりの最低の強度は保障されていると考えて差し支えなからう。疲労強度はISO3800でその試験法が規定され、それに基づいたネジの選定がなされていれば、使用現場では気にかけることもないと考えられる。使用現場で最も気にかけねばならないことは、ネジの緩みの問題であろう。通常はバネ座金等を使用し、定められたトルクで締め付ければ、静的な条件での使用中にネジが緩むことはあり得ないが、トラクタのように振動が加わったり、作業の都合で安全フレームを一時取り外したり、組付け時に必要なトルクで締め付けられなかったりして、設計時の規格どおりに締結が保たれていない場合が十分にあり得る。実際に筆者及び農業機械化研究所検査部第6検査室が北海道農業機械工業会の協力を得て行った安全フレームの経年劣化に関する調査では、使用2～3年で振動などによりネジが緩んで増し締めを行った例が35台中6台にみられ、内1台はボルトを紛失していた。

ネジが緩んだままで、転倒など安全フレームに衝撃荷重がかかった場合には必要な安全域を保持できるかどうかは不明である。機関排気量1,500cc以上のトラクタでは定期的に車検整備が行われ、その際に各部の増し締め等が行われるので、必要な強度を保つことは可能であるが、車検の対象になっていないトラクタについては、使用者に増し締めの励行をする以外によい方策はないと考えられる。

5.5 材料の腐蝕と防蝕

鋼材は大気中に曝露されれば、錆の発生に代表される

腐蝕が徐々に進展する。また、防蝕技術としては塗装があるが、防錆塗装材料自身も経年劣化が考えられる。ここでは、陸上鉄骨構造物防蝕研究会（略称「陸防研」）の資料「各種金属材料及び防錆被覆の大気腐蝕に関する研究（第9報）」²⁾に気象因子と腐蝕、大気汚染と腐蝕、防錆塗料の経年劣化の試験結果が報告されており、腐蝕に対して強く寄与する因子やせそれらを組み合せた場合の重回帰分析を行って実用的な腐蝕方程式を推奨している。

このようにして、鋼材及び塗料の劣化が予測できるわけであるが、5・4で述べた調査と同時に行った3～6年使用中の安全フレームの錆については、対象35台中3～4台に発生が見られたが部分的なものが多く軽微で強度に影響するとは判定されないものであった。また、塗装についても部分的あるいは全体的に剥がれまたは損耗が認められたが、特に問題になるようなものではなかった。

5.6 鋼材の熱疲労及び低温下での機械的性質

構造物は温度の上昇下降の繰り返しにより熱疲労が生じる。航空機のように地上気温と飛行中の外気温の差が40℃近く、それが頻繁に繰り返される条件で使用される構造物にあっては熱疲労を設計に考慮する必要があるが、気温の日較差がせいぜい20℃で、その変化も緩慢である安全フレームの場合には熱疲労はほとんど考慮しなくてもよいと考えられる。

また、鋼材は、温度によって降伏応力をはじめとする機械的性質が変化することは知られており、我々が入手し得るデータはいわゆる常温のものであり、強度試験も常温の範囲内で実施している。しかし、実際の使用現場、特に、北海道地域の冬期は最低気温が-30℃にも達することがある。その様な時期にトラクタが使用されるかは不明であるが、使用されるとすれば、低温脆性による破壊についても考慮する必要が生じた。筆者が北海道地区で冬期の使用があり得るか調査した結果では、極寒期に屋外でトラクタを使用することはほとんどないという意見が得られたので、現状ではあまり考慮しなくてもよいと考えている。しかし、日本製の安全フレームを極寒地（例えばシベリア地区）に輸出し、使用される場合もあり得るので、特別仕様を考える必要もあろう。

5.7 改造による強度の維持

車庫あるいは納屋の軒高さの関係で安全フレームの高さを低くしたり、作業機装着の関連で柱に改造を加えることが初期の安全フレームでは十分に想定されるし、装

着などで不具合点がなくても使用者の都合やアイデアで安全フレームが改造されることが予想される。このような場合には、検査時点あるいは出荷時点のものと強度的にまったく異った物体になるため(安全フレームといいにくいもの)、強度面からの保障はなくなってしまう。この様な改造については、監視体制が確立していないため、現状では、誤操作表示マークと同様、安全フレームに改造禁止のマークを貼ることで処処するより他なからう。また、ボルトが緩み等で紛失した場合についても、同じハイテンションボルトの使用を促すマークも必要とならう。

6 ヒューマンエラー防止技術と安全フレームの応用

前章までの理論の展開で転倒事故に対して作業者を守るための安全フレーム設計が促進されよう。しかし、安全フレームが普及したとしても転倒・転落事故は引き続き発生することは容易に想像できる。すなわち安全フレームは事後に対する安全装置であるため、作業に人が関わっているかぎり、ヒューマンエラーは大小を問わずに発生するわけである。

本章では農作業とヒューマンエラーについて考察を加え、機械側からのヒューマンエラー補完技術として試作した片ブレーキ事故防止装置を取り上げる。次いで、安全フレームの経験を利用して防除作業の環境改善をねらったスピードスプレーヤ用車室の研究結果を述べる。

6.1 事故とヒューマンエラー

故意による場合を除いて、トラクタの転倒に限らず、人間は自らが「痛い目に会おう」と行動することはない。つまり、正常に物事を処理しようとしているにも拘らず、何等かのエラーが発生し、それが事前に察知されず、エラーポテンシャルが増大して実際の事故になってしまう。このエラーをヒューマンエラーといっている。

従来の事故処理(特に警察が関与する事故)は、事故関係者を処罰する目的(刑事事件として処理する)で取り組まれることが多かったため、事故の原因に「不注意」とか、「未熟」とかいった処理が多く、同種の事故再発防止に役立つ分析は何等なされなかった。筆者の従前からの持論であるが、注目しなければならない対象に対して神経が集中されなかった「何か」が作業者に作用したために事故が起ったのであり、念仏のように「注意しましょう」ととなえても何の効果もあがらないし、「熟練」と「未熟」はどこで線引きをするのか、「未熟」は事故

を起こしても構わないのかということになる。この様な処理は再発防止にはまったく役立たない。

事故防止のためには、教育も必要であるが、その前段として、人間の心理的、生理的な行動特性を十分に把握し、ハード技術で人間の弱さを補い、ハードだけでは不十分な点をソフト技術で調和させるという考えが人間工学関係者の間で一般的になってきている。ここでは、筆者も参加している。日本人間工学会安全人間工学部会の資料¹⁾や会合で得られた知識を中心に一般的なヒューマンエラーから農作業に限定したヒューマンエラーの考察をする。

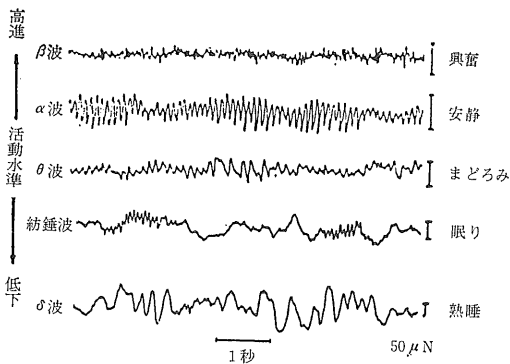
6.1.1 ヒューマンエラーの概念

農業機械も高性能化が進み、制御技術の発展もあって自動化は必至の方向である。しかし、完全自動化や無人化は部分的にしか実現はされないだろうから、農業生産システムにおいては作業者を含む自動化の中で安全確保を考ねねばならない。

自動化は労働の軽減をもたらすが、逆に、作業者が自動化そのものに依存し過ぎてしまい、事故・異常時の対応などがおそろかになる可能性もある。つまり、自動化は予期しないところで今までとは異なる事故要因を生み出していることにもなる。すなわち設計段階におけるヒューマンエラーの解消にも配慮せねばならない。

我々は年中ミスを行っている。しかし、そのミスも頻繁でもないし、一定の確率で起こしているわけではない。日々の生活の中でエラーの起りやすいときとそうでないリズムを持っているのである。これは大脳生理学で実証されており、大脳の覚醒状態あるいは意識水準に依存してエラーの起る確率は 10^6 もの幅で変化することがわかっている⁵⁸⁾。本節冒頭に述べたように、故意でエラーを起こすことはまずない。エラーを起こすまいといひ聞かせながら意識の切れ目で我々はミスをする。ミスを起こす瞬間にはエラーの意識がなく、気付いたら失敗しているのが実際である。従って小さなミスはしょっちゅう起こしているが手痛いミスは滅多に起こさない。つまり、大事故にならないうちに過去の体験から同じ危険に遭遇しないようコントロールしているのである。しかし、農業機械の場合には表1～3で述べたように安全対策の効果が薄く、より具体的な人と機械と環境などの調和対策が要望されるのである。

人間は動物の中で最も進化をした大脳を持ち、自主的な思考判断と意思決定によって自分の行動を律している。しかし、社会の一員である以上自由行動には自ずと

図 49 脳波のパターンと意識水準⁵⁸⁾

よると、フェイズⅡとⅢがアルファ波とベータ波に対応する意識水準を表すもので、ノーマルな意識状態である。Ⅱは表の生理的状态欄の説明にあるように注意力は外には向いていない状態である。Ⅲは脳の長所を充分に発揮しておりウツカリミスなどはまず起きない状態である。しかし、ここが人間の弱いところで、脳にも疲労が起りやすく長い時間フェイズⅢを保つことができず、いつの間にかフェイズⅡに落ち込みかんじんなときにミスをする例が多いのである。従って機械の設計において、フェイズⅡでも充分操作できるような配慮が必要となるわけである。

表13を簡単にまとめると、フェイズⅠの場合は疲労が激しい場合に想定されるエラーが多い。フェイズⅡでは予期しない事態、例えば大雨の後の路肩確認など、に注意を奪われるときに多い。フェイズⅢでもエラーは発生し、脳の判断処理ができないような情報が入った場合に多い。フェイズⅣはいわゆるパニック状態で発生するも

表 13 意識レベルの段階分け⁵⁹⁾

フェーズ	意識のモード	注意の作用	生理的状态	信頼性
0	無意識, 失神	ゼロ	睡眠, 脳発作	ゼロ
I	subnormal, 意識ボケ	inactive	疲労, 単調, いねむり, 酒に酔う	0.9以下
II	normal, relaxed	passive, 心の内方に向う	安静起居・休息時 定例作業時	0.99~ 0.99999
III	normal, clear	active, 前向き注意野も広い	積極活動時	0.999999 以上
IV	hypernormal, excited	一点に凝集, 判断停止	緊急防衛反応, 慌てて→パニック	0.9以下

制限がかかり、それを逸脱するとエラーとされる。エラーは脳を中心とする情報処理系のどこからでも発生し、行動ミスとなるが、そこには人間の強さと弱さが表裏一体で存在しているからである。ところで、人間の強さ弱さは脳が活動している証拠であるが、活動の状態は脳波で確認することができ、意識水準に対応して図49のようにそれぞれ独特なパターンを持っている。

波形の説明は省略するが、ベータ波が脳細胞が活発に動いている状態である。

橋本は脳波パターンをもとにしてエラーポテンシャルを表13のように5段階に分け、それぞれに対応する意識レベルないしフェイズから情報処理能力の良否、若しくはエラーの頻度や類型づけを提唱している⁵⁸⁾。それに

ので通常の作業ではフェイズⅠのエラーと同様発生は少ない。ただし、個人生活でのトラブルや病気、ストレス等でフェイズⅠやⅣの事故になる例が特に農作業事故では多い。

表13のようなエラーは個人の直接的な行動によるものであるが、エラーは個人だけでなく、周囲の要因も大きく影響する。そして、それらも含めて対策を考えないと効果的でない。すなわち、ヒューマンエラーの防止には、Man-Machine-Media-Managementのバランスが大切だとアメリカ空軍では整理している。これは、安全確保に3E (Engineering, Education, Enforcement) が提唱されていることと類似している。

6.1.2 トラクタ事故とヒューマンエラー

幾つかのトラクタ転倒事故例⁹⁾、²¹⁾(警察の調書記載のみ)からヒューマンエラーの見地より筆者なりの解析を行う。

1) 農道走行時の片ブレーキ死亡事故・29歳の女性、下り傾斜の農道を走行中Y字路で左折後、片ブレーキで転倒。日頃普通自動車を慎重に運転していたということであるが、トラクタは初めての作業。この場合、別の水田への移動中で、ブレーキペダルは連結されていなかった。エラーの類型として、フェイズⅡの判断ミス、フェイズⅢの判断・記憶のミスが考えられる。つまり、初めてのトラクタ作業で緊張しているところに加え、となりの圃場へ移動し耕耘することで頭の中が一杯であり、ブレーキ連結を解除したことさえ忘れてしまっており、自動車とは異なったハンドル操作があり、タイミングを失って転倒に至ったと推定される。片ブレーキ事故の多くは、次の仕事を気にして再連結すべきところを忘れてしまうという極めて人間としてありがちな行動パターンである。その意味で、筆者の開発したブレーキ自動連結装置等のヒューマンエラー補完システムの導入が必要なのである。

2) 水田より路上への高速かけ上り暴走転落重傷事故：49歳の男性、降雨の激しい中、最後の圃場の耕耘が終了と同時に段差25cmの農道へ斜めに上がった。そのまま暴走し、反対側の用水路に転落、トラクタ作業4日目。耕耘機から乗用トラクタへ変えて数日の事故である。機械の習熟度は高くない。エラーの類型として、フェイズⅢの動作・操作のミスが該当する。つまり、トラクタ作業に不慣れなところに、天候の急変及び燃料が少なくなっているという焦りから、耕耘速度もあげており、作業終了と同時に(多分耕耘機では農道へは斜めに上がっていたと推測される)今までと同じに斜めに道へ上がろうとし、勢いづいて暴走転落となった。高速で斜めに上がったときに異常事態と感じたであろうがそのときはフェイズⅣに落ち込み適切に操作は出来なかったと思われる。農道、畦畔の乗り越えでは低速かつ直角に行くことが口喧しく指導されているが、天候急変事態でも対応できるかどうか生死の分かれ目となる。

3) 高速旋回時の転倒重傷事故：21歳の男性、牧草刈り取り作業中、傾斜地で旋回する際に減速せず機体が横転。機械作業にはなれていたという。エラーの類型はフェイズⅡの確認ミス及び動作ミスが考えられる。つまり、仕事が順調に行われてきて、若干の疲労感がでてきたこともあり、旋回での速度低下が面倒になってきたこと

と、圃場面の状態が草に覆われ確認できなかったこと、草でタイヤがスリップしたことが重なり、行うべき手順省略で事故が発生したものである。仕事が円滑に流れ出すと意識水準が低くなることは、橋本の指摘⁵⁹⁾にもみられる。意識水準を覚醒させるための準警報システムなどの開発が要望されよう。

安全フレームがついていて無傷ですんだ同種の転倒事故の場合、機械の故障のため、臨時に他人の傾斜圃場での牧草刈取り中、空腹と、疲労、予定外作業などで作業が雑になり注意力が低下した時に転倒した。当人は、休憩後に行くか、作業を断ればよかったと反省している。仕事の終了で緊張感が緩んだところで再度の仕事をする意識水準の立て直しができなかった例である。

4) 枕地あるいは路肩崩壊による転落死亡事故：35歳の女性及び23歳の男性、耕耘あるいは圃場移動中の事故で、雑草が繁茂していて、崩壊に気付かず作業し転落したものである。慣れた圃場というのはフェイズⅢの意識レベルを保つことが困難で認知・確認のミスによる事故が多く発生する。農業は再現性のない環境下で行われるので、慣れた圃場・道路であっても危険箇所は常日頃から安全確認が必要である。

5) 各種後方転倒事故：51歳の男性、45歳の男性、16歳の男性、37歳の男性で、16歳の男性を除いて機械知識は豊富であった。水田で後輪がぬかるみにはまり無理に脱出しようとして転倒したり、石を牽引中高速発進したため転倒している。エラーの類型はフェイズⅣの認知・確認ミスであったり、フェイズⅡの確認あるいは動作ミスなどである。つまり予期せぬ沈車でなんとかしてはと焦り、強引にトラクタを発進させたり、重いものを引くのにトラクタ前部にバランスウェイトをつけなかったりという事故である。装着作業機の重さによって前輪の分担荷重が小さくなり、正常なステアリングが行われなくなる。このような場合に荷重不足を作業者に知らせる自動装置などを装備すればエラーによる事故は防げるであろう。

6) 畦畔乗り越え失敗による転倒死亡事故：21歳の男性、フェイズⅡの動作・操作のミス、の典型的なものである。婚約者が農作業を手伝いに来ており、作業終了で近道をしようとし畦畔乗り越えに失敗、転倒したもので、体は農作業をしていても意識は農作業をしていない例である。農村地域では冠婚葬祭が多く、作業をしながらも別のことを考えることが多いと農業者からよく聞くことである。

以上幾つかの事故事例からヒューマンエラーを分析し必要な対策案を述べたが、我々でも、「見えているけれど視ていない」、「聞こえているけれども聴いていない」という体験をしばしばする。フェイズⅡの状態でも、直ぐにフェイズⅢに移行できるようなハードからのバックアップシステムの開発が急務である。

また、安全性の内容についても、フェイルセーフで良いのか、フルブールまでいかなければいけないのかという議論があるが、筆者は農業機械の場合は、不特定多数が使用するというもののフェイルセーフ機能さえ備えば良いと考えている。

6・1・3 片ブレーキ事故防止装置の試作

危険部分への接触等によるヒューマンエラー防止は防護カバーの設置等で簡単な対策が取られているが、もう一步進んで、1章での事故実態及び前節での事故解析でかなりの頻度で発生しているトラクタの片ブレーキ事故を取り上げ、ヒューマンエラーを機械技術で補完するフェイルセーフ機構の一つとして片ブレーキ事故防止装置2種類を試作した。

①片ブレーキ警報装置：この装置の考え方は図50に示すようなもので、左右ブレーキペダルの連結解除・再連結は従来どおりに作業者が手が行うが、連結解除の状態が発進前の変速ギアシフトが定格回転時走行速度10km/h以上（圃場内で片ブレーキを使用し旋回する作業の走行

速度は10km/h以下がほとんどであることから決めた）になる場合、赤ランプの点灯とブザーの鳴動で作業者にペダルの再連結を促そうというものである。この装置の例を図51に示すが、構成部品として必要なものはマイクロスイッチ程度であり極めて簡易なシステムである。

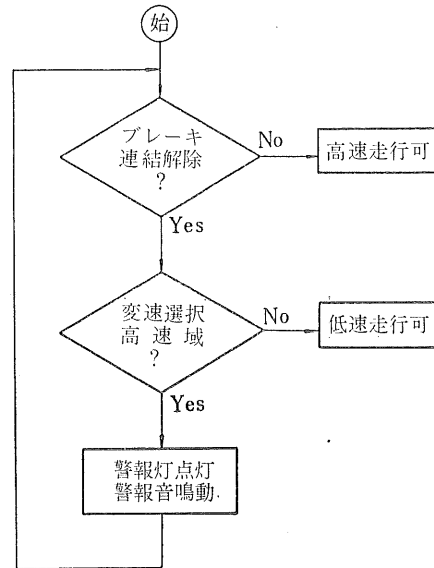
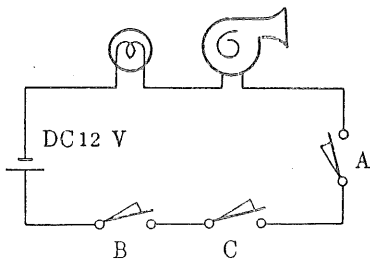
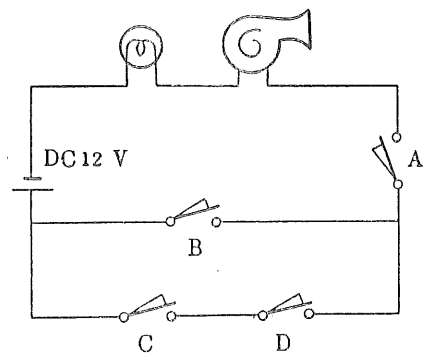


図 50 警報装置の論理



a) 前進6段でH-3が高速域となる場合

- A：連結解除でON
- B：副変速HでON
- C：主変速3でON



b) 前進8段でL-4, H-3, H-4が高速域となる場合

- A：連結解除でON
- B：主変速4でON
- C：副変速HでON
- D：主変速3でON

図 51 片ブレーキ警報装置回路の例

②自動連結装置：この装置の論理は図52に示すように、走行速度を連続的に検出して左右ブレーキの連結解除のまま10km/h以上になったときに自動再連結を行うものである。装置は図53、図54のように速度検出部、比較・制御部、駆動部で構成され、連結解除は手動スイッチ操作、再連結は人間性を尊重し手動スイッチ操作及び常時速度照査による自動連結で行う。駆動部分には電動あるいは油圧シリンダを使用、走行速度の検出は磁電式検出器、比較・制御部は電源をDC12Vに改造したデジタルスピードリレーを使用した。トラクタに組込んで使用したところ正常に作動することを確認した。

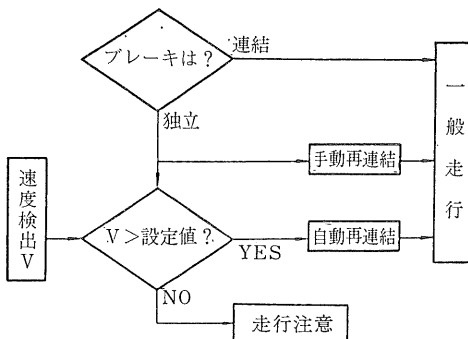


図 52 自動連結装置の論理

③装置の長所・欠点：警報装置の長所として、自動連結装置に比較して簡単な装置であり経費もかからない、どのトラクタにもすぐ取り付けられる、自動車の駐車ブレーキ灯、半ドア警告灯などの赤灯を考えればオペレータへの注意は行き届く。これに対し欠点としては、ないよりはましな警報装置に過ぎず積極的な安全装置とはいえない、高速域となるギアシフトが複雑な場合は回路が複雑となる。ギアシフト低速域の場合路上走行可能であるが低速でも事故との可能性がある、等が指摘できる。自動連結装置の長所として、ギアシフトに関係なく設定した危険速度以上で自動的に再連結され事故になる可能性が小さい、走行速度の検出も土や作物に影響されないミッションハウジングの中でできる。これに対し欠点として、圃場内作業で高速走行した場合自動的に再連結し旋回操作に支障を来すことが考えられる。本装置付トラクタと未対策トラクタの両方を運転する場合の注意方法に留意する必要がある、等が指摘できる。

さらに、この様なヒューマンエラー補完型のフェイルセーフ機能が付いても、種々な状態で発生する転倒・転落に対しては万全ではない。

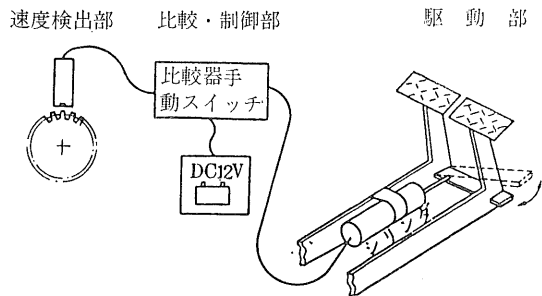


図 53 自動連結装置(2型)の構成概要

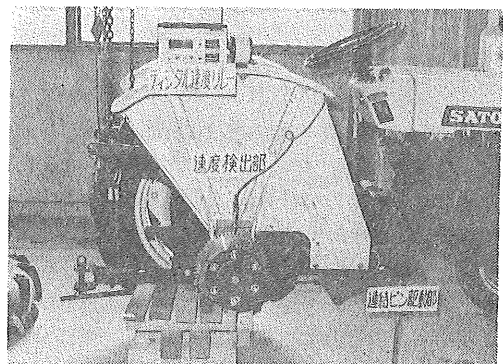


図 54 試作自動連結装置

6・2 スピードスプレーヤーの作業環境改善

6・2・1 目的

農業に限らず、どのような作業でも作業者が従業嫌悪感を抱くような作業環境は、作業者の肉体的・精神的負担を増大させ、作業能率の低下、誤操作あるいは事故に結びつく危険性がある。

防除作業をとりあげると、日本農村医学会でも昭和48年度より農薬中毒研究班を組織し、農薬散布者の健康実態調査等を行ってきた^{6), 28), 56)}が他にも農薬飛沫を浴びることによる従業忌避、ひいては共同防除体制の分解等も報告されている。また、日本では果樹園は傾斜地に多く、スピードスプレーヤーによる防除作業では農薬の散布状態を見るために後方振返りで機械を運転することが多く、斜面端部での転倒や枝と機械に首を挟まれる重大な事故がおきている。

ここでは、防除作業のうち、果樹園におけるスピードスプレーヤーを例として農薬飛沫曝露、騒音曝露による健康障害の発生を防止すること、転倒事故等による死傷事故防止、さらに、スピードスプレーヤーの運転操作機器の取扱性向上をもねらってスピードスプレーヤー用車室を安

全フレーム構造解析の成果を踏まえて試作し、その効果などの測定・調査を行い、作業環境が改善されるかどうか検討を加えた。

6・2・2 SS741型の試作とその結果

昭和49年度に第1号機の試作を行い、その型式をSS741とした。

1)設計の基本方針

①自走式（3輪型）、薬液タンク容量1,000リットル級、立木用スピードスプレーヤに装着する。ただし、本機側は改造しない。

②転倒事故の場合にオペレータを防護するに十分な強度を有するような構造とする。

③薬液飛沫が車室内に侵入しないよう配慮する。

④車室が樹枝等に当たっても樹木を傷つけず、機械も支障なく進行できるように外形に配慮する。

⑤全高はできるだけ低くする。

⑥車室装着時の車軸負担力の制限から、オペレータを含んで質量を2,300kg（車室部分だけで140kg）以下とする。

⑦防除作業は主として夏期に行うことから車室内温度の上昇が考えられるので、自動車用クーラーを搭載する。

⑧運転操作機器類及びその配置に関する取扱性改善は行わない。

⑨車室材料は耐薬品性が優れているものを選ぶ。

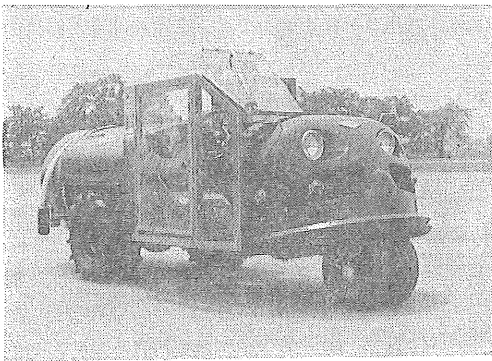


図 55 SS741の外観

2)主な仕様

外観を図55に示す。

名 称	スピードスプレーヤ用車室 SS741
車室装着時の全長×全幅×全高	4,400×1,540× 1,700 (mm)
車室全重量	107kg (クーラーを含む)
構成部材等	角形鋼管 STKR41、50×50×

3.2を主材とした溶接構造、厚さ3mmの透明アクリル板を使用
乗降用扉、前面は取り外し可能

主な装備

冷 房 小型自動車用クーラー、最大容量毎時
5,700cal/h, 7,000rpm

ワイパ 一般形

備考 ・本機搭載機関は4気筒水冷ディーゼル
30kW/2,400rpm

形状は運転操作機器取扱い上、左右非対称であり、右側は車端より8cm出ている
(運転操作に必要なスペース確保のため)

・機関の常用回転速度及びプーリ取付けスペースの制約からクーラー用コンプレッサの最高回転速度は約2,300rpmである。
なお、コンプレッサの最高回転速度が低く抑えられたことによる冷房効果の低下が懸念されたが、車室空間が小型自動車の空間に比べて約1/3のため冷却力が若干低下しても効果は期待できると判断した。

3)SS741の効果試験結果

昭和49年に農業機械化研究所及び岩手県園芸試験場において試作車室の効果確認試験を行い、さらに、岩手県園芸試験場での防除作業1シーズン経過後に作業員より感想を聴取した。

①強度 幸いにして、使用中転倒することがなく、また、走行中に太い枝や建物にぶつかることもなかったの

表 14 SS741の車室内温熱条件

測 定 区	温度℃	相対湿度%
冷房なし	34~35	62~65
冷房中位	31~32	62~68
冷房最強	30	61
外 気	31	80~85

表 15 SS741のオペレータ耳元騒音(dB A)

測 定 区	機関のみ	機関+送風機
車 室 な し	96	98.5
車 室 あ り	101	102
車室+冷房	101	102

で、実際の強度を確認することはできなかった。なお、農薬による資材の腐蝕なども発生しなかった。

②車室内温熱環境 表14のように、車室内の気温はあまり下らないが、相対湿度が低くなり、クーラを運転しない場合、あるいは車室が装着されていない場合に比べて運転席での作業不快感は緩和されたように思われた。

③オペレータ耳許の騒音 表15のようにオペレータ耳許の騒音レベルは若干上昇した。これは、本機の改造をしなかったこと、車室と機関室との分離が不可能だったことによる。

④車室内への薬液侵入調査 農薬散布時の薬液飛沫の車室内侵入の有無をみるため、車室内5か所にミラコート紙を貼り、キャプタン水和剤80倍液を散布量30リットル/10aに設定して約40秒間、わい性りんご園内で散布した。その結果、農薬飛沫の車室内侵入はほとんど認められなかった。また、同液を希釈後、散布量を増して約4分間散布したが、やはり農薬の車室侵入は認められなかった。

⑤作業員の感想 作業環境は十分改善された。クーラの冷風吹出し角度を変えたい(取付けスペースの制約上、オペレータの左側で顔から肩口にかけて冷風がかかる構造となっているため)。車室外形を丸味を帯びた流線形とし、全高をもう少し低くしたらどうか。

⑥その他 試作1号機ということで、車室形状が図55のように角ばったものとなったため、枝払いがうまくいかないことがあった。また、図56、図57のように、車室背面下部、床面の一部などが、運転操作機器との関係で車室の密閉化ができなかった。そのため、農道走行のように土ほこりのひどい所では、それが車室内に舞込むことがあった。

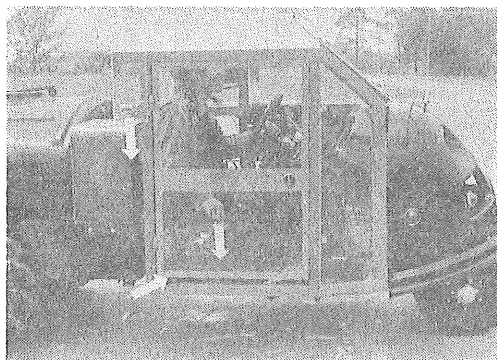


図 56 SS741 の密閉不十分な場所(矢印部) 1

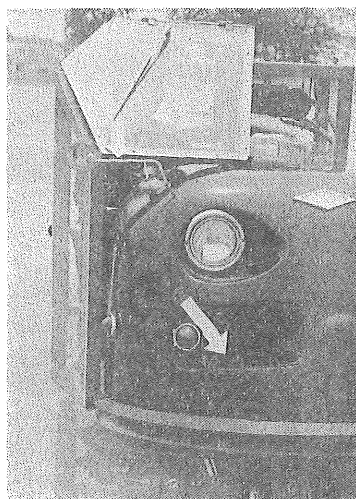


図 57 SS741 の密閉不十分な場所(矢印部) 2

4) SS741の問題点

①騒音を含む本格的な作業環境の改善には機械本体の基本設計時から運転席周囲を中心とした人間工学的配慮が必要である。

②車室形状を流線形化して枝払いを容易にするとともに、車室密閉の完全化及び騒音発生源からの絶縁を図り、騒音低減と土ほこりの舞込み防止、冷房効果の向上を図る必要がある。

③棚作り用SSにも適用できる車室の開発が必要である。

6・2・3 SS772型の試作とその結果

昭和52年度に第2号機的设计・試作を行い、その型式をSS742とした。諸効果の測定については昭和53年度に実施した。

1)設計の基本方針

①SS741の経験を基礎にして設計する。特に、SS741では供試機の所有の問題から本機の改造ができず中途半端な性質の車室となったことを反省する。

②車室の構造はSS741と同様な材料を用いた溶接構造とする。

③自走式(6輪全駆動型)、薬液タンク容量は500リットル、立木・棚作り兼用のSSを選定し、車室の装着が可能なように改造を行う。ただし、機関、ミッション等の移動・交換は行わない。

④車室の密閉化(機関との遮断—騒音低減、土ほこりの舞込み防止—薬液侵入防止対策及び冷房効果の向上)を図る。ただし、視野の確保には十分留意する。

⑥オペレータの作業姿勢を考え、座席を在来の固定型から、前後調節付きのサスペンションシートに交換し、さらに、運転操作機器の配置・形状も検討する。

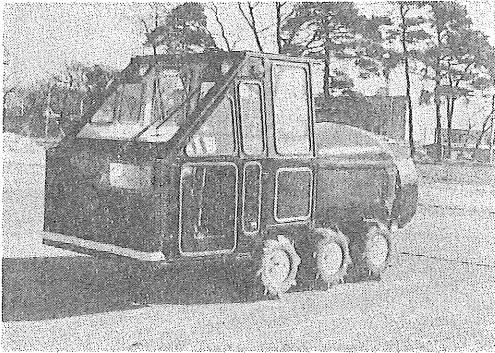


図 58 SS772の外観

2)主な仕様

SS772の外観を図58に示す。

名 称	スピードスプレー用車室 SS772
車室装着時の全長×全幅×全高	3,235×1,362× 1,640 (mm)
装着時全質量	1,140kg (タンク内薬液なし)
構成部材等	角鋼管STKR41 30×60×3.2, 軽量形鋼(リップ溝形鋼)を主材 とした溶接構造、厚さ6mmの強化 ガラス使用

主な装備

冷房	SS741に用いたものと同容量の自動車用クーラ
ワイパ	多段式間欠ワイパ、ウィンドウォッシャー液噴出し装置付
座席	サスペンションシート、前後位置調節付

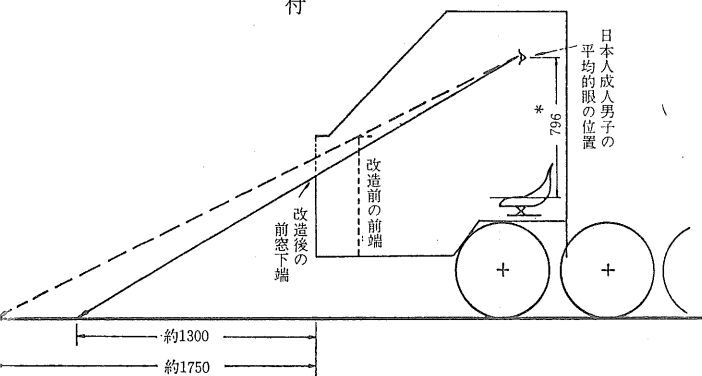


図 59 SS772 装置前後の前方不可視距離の比較
(前窓については図58参照)

主な改造点

タンクの移設 車室の支柱のシャーンに装着するため後方へ50mm移設

シャーンの前方延長 クーラ冷氣噴出し口設置、オペレータの作業姿勢改善のために270mm前方に延長。前方視界は図59のように確保

バッテリーの移設 現バッテリー格納部(機関室内)に冷房用コンプレッサを置き、バッテリーはクーラ冷氣噴出し口下部に移設

機関点検用ボンネット 跳ね上げ式から観音開き方式に変更

フートペダル支点の移動 主クラッチペダル、ブレーキペダルの回転支点を後方へ70mmず



図 60 SS772の本機改造前の作業姿勢



図 61 SS772の本機改造後の作業姿勢
(座席、ペダル、フートレストに注意)

らし、踏込み始め角度を緩くし、さらに斜めのフートレスを設けた。(図60、図61)

車室装着前のSSの概要

全長×全幅×全高	2,915×1,355×1,214 (mm)
重量	約900kg
タンク容量	500リットル
搭載機関	走行・ポンプ用 2気筒水冷ディーゼル9.2kW/3,000rpm
	送風機用 2気筒水冷ディーゼル13kW/2,800rpm

3) SS772の効果試験結果

昭和53年に農業機械化研究所、長野県農業総合試験場及び岩手県園芸試験場において試作車室の効果確認試験を行い、さらに、岩手県江刺市内のわい性りんご生産組合(りんごわい化モデル園で、SS741を模して組合が作った車室クーラの代わりに扇風機を使用一を装着したSSを使用している)で約2か月間防除作業に使ってもらい、その感想等を聴取した。

①強度 SS772もSS741と同様、使用中転倒することがなく、また、走行中に太い枝や建物にぶつかることもなかったので、実際の強度を確認することはできなかった。なお、農薬による資材の腐蝕なども発生しなかった。

②車室内温熱環境 表16のように、冷房装置を作動させることにより、車室内の温熱環境は快適状態に保たれることがわかった。冷風の噴出し口をオペレータの前面にしたため、SS741のように体の一部だけが冷くなることも生じなかった。

表 16 SS772の車室内温熱条件

測定区	温度℃	相対湿度%
冷房最弱	29.0	54
冷房最強	22.6	35
外 気	30.0	60

注1：於長野農総試1978.7

2：黒球温度45℃前後

表 17 SS772のオペレーター耳元騒音(作業中)

測定区	dB A	dB C
車室なし	98	104
車室あり*	91	111

*：車室付SSの同系列SSのデータ

③オペレータ耳許の騒音 機関室と運転席の遮断を図り、車室壁面の鋼板部分に吸音材を貼ることにより、オペレータ耳許の騒音は91dB(A)となり、車室装着前より7dBの低減効果が認められた(表17)。なお、表17中でdB(C)の値が装着前より高くなっているのは1/3オクターブ分析をした結果、送風機用機関の回転速度に対応する40Hzの帯域にピークがあり、そのためにオーバーオール値が高くなったわけで、人間に対する影響は考えられないが、機械的には今後改善が必要であろう。

④車室内への薬液侵入調査 この調査は日本植物防疫協会、住友化学分析センターの協力を得て行ったものであり、SS772のほか保守・整備状態が十分でなかったため試作当初の形から若干違っていたがSS741も供試した。

散布薬剤はMEP乳剤 100倍液で、散布量は10a当り30リットルに設定、この農薬の人体に対する影響は2～3日作業の場合、気中濃度0.10マイクログラム/リットル以下なら問題はないが、0.10～0.25マイクログラム/リットル程度で頭痛が起こると言われている。

散布圃場は樹間幅4mのわい性りんご園で、SS772は両側散布、SS741は片側散布で行った。

散布された農薬の採取方法は、車室内についてはオペレータ口許付近、車室外については車室右後方高さ約1.6mの場所に、それぞれ捕集管を上向きに固定し、ハンディサンプラーで各区約1分ずつ吸引捕集(ただし、SS772の車室内は2区連続)した。吸引量は毎分1～1.5リットル、分析方法はガスクロマトグラフを用い、溶剤

表 18 農薬散布時の気中農薬濃度($\mu\text{g}/\ell$)

試 験 区		車 室 内	機体周囲
SS772	No.1	} 0.01以下	4.88
	No.2		1.93
	No.3	} 0.01以下	23.6
	No.4		6.13
	No.5	} 0.01以下	0.47
	No.6		0.44
SSS741	No.7	0.12	0.18
	No.8	0.14	0.19
	No.9	0.14	0.20
	No.10	0.13	0.12
	No.11	0.13	0.12
	No.12	0.12	0.12

にはアセトンを用いた。

以上のような条件で散布を行い、車室内外の気中農薬濃度を測定した。実験中の気温は34℃、風は微風状態で試験に影響を及ぼすようなことは考えられなかった。また、試験前の気中に供試薬剤は検出されなかった。

表18に測定結果を示す。SS772では車室外の気中農薬濃度の変動が大きく、特に3区では異常な高値を示した。これは、捕集管の口を上に向けて支持していたため、サンプラーのポンプにより吸引捕集された液滴の他に大粒の液滴が偶然に落下したことによると考えられる。およその見当で6マイクログラム／リットル程度の気中農薬濃度を示す散布中でも車室内では薬剤がほとんど検出されず、オペレータが薬液飛沫を浴びたり、吸入することを防ぐという車室の効果が認められた。

一方、SS741では片側散布であること、使用した噴頭で30リットル／10aの散布量に設定すると粒子が粗くなったこと、等により機体周囲の気中農薬濃度はSS772に比較すると低値であり、ばらつきも少かった。車室内の気中農薬濃度は車室外と大差ない結果を示したが、完全密閉形ではないため外気の出入りがかなりあることに加えて、製作当初の形から冷房装置が撤去されたり、アクリル板が破損のまま未補修であったりした状態のため、49年度とは異なった結果が出たと考えられる。

⑥わい性りんご生産組合での使用感想

同組合の作業者に、シーズン直後に感想を求めたところ、以下のような回答を得た。なお、〔 〕内はそれらの感想に対する筆者の検討結果である。

- (1) りんご園は傾斜部分が多く、普段は転倒に気を使ったが、この機械ではもし倒れてもつぶされないという信頼感があって良かった。
- (2) 雨合羽を着ずに作業でき、冷房が効くので楽である。
- (3) 座席の座り心地が良く、足元が広いので姿勢が楽になり、疲れにくい。
- (4) いつも使っているSS（自走と輪、1,000リットル）より静かである。
- (5) 運転席からの視野が確保されている。
- (6) 落果を減らすために車室形状に丸味を持たせ、枝払いを良くする工夫がある〔本格的車室付きSS設計時の問題〕。
- (7) 吐出コックレバーの形状・位置に工夫がほしい〔車室設計時に検討が不十分であった部分で、斜め後方を向いたとき右手で操作できる場所に配置

したが、作業余裕、操作方向などについてなお人間工学的な検討が必要〕。

- (8) 冷房のON・OFFで走行速度が変わり散布むらが出る〔傾斜6°の土道で登降坂速度実測の結果、走行速度の変化は認められなかった。冷房ONの時にコンプレッサの音が変わるため速度が変わる感じを与えるようである。なお、走行用機関は冷房を負荷しても十分余裕があるという機関製作者からの意見も得られた〕。

4) SS772の問題点

- ①より一層の騒音低減対策
- ②車室外形、全高の再検討
- ③走行用機関の発電容量の検討（冷房装置の消費電力が大きいため、走行用・送風機用両機関を運転させないと十分な冷房機能を発揮出来ず、一般走行中は冷房OFFにせざるを得なかった）。
- ④吐出コックレバーの位置・形状の再検討

6.2.4 考察

スピードスプレーヤ用車室を2型式試作し、特にSS772では車室の密閉度を十分高めたので、騒音の低減、薬液飛沫の車室内侵入阻止が実現でき、また、オペレータの作業姿勢も改善することができ、一応の目的は達成された。なお、安全フレーム強度設計の成果を使って主要部材などを決定し、強度試験をせずに実用に供した。幸いに転倒事故は発生しなかったが、フレームの経験から普通の転倒・転落ならば十分にオペレータを保護すると信じている。

今後、スピードスプレーヤに車室を装着する上でさらに検討が必要な事項は、外観的には車高を低くし、棚作り果樹園でも使用可能とすること、形状に丸味を持たせ、枝払いが円滑にいくようにすることの2点と、車室内については、運転席周囲の空間確保、運転操作機器の人間工学的検討、前後調節・体重に応じたパネ調節が可能なサスペンションシートの採用、水の蒸発潜熱を利用した安価な冷房方法の可能性の検討などが考えられる。

なお、これらのうち、SSに車室をつける場合に最も厳しく要求される高さの問題については、例えば、全高を1.5m以内にしようとするれば、現在市販されている機種をそのままの形で適合させるには難点があり、座席の位置を別の部分へ移すことを考えねばならず、それに伴って運転操作機器、ミッション等の配置にも波及している。つまり、車室装着に対しては、設計当初から車室をつけることとして各機器の配置を検討しなければいけ

ないのである。

また、車室密閉について、オペレータの呼吸、体温、その他による車室内空気の汚染あるいは酸素欠乏の心配があるが、散布量が10a当り300～500リットルの慣行散布では、実際の散布時間が10分前後であり、タンクへの薬液補充の都度、オペレータは車外へ出るので、その際に室内空気は外気と入れ換わるので車室密閉化によるオペレータへの影響はないと考えられる。さらに、騒音の問題については、車室内で有効な防音対策も必要であるが、オペレータのみならず、周囲への影響も考慮すれば、スピードスプレーヤ本体（主として、走行用・送風機用機関及び送風機）の騒音低減対策が根本的に必要である。

7 終章

7.1 おわりに

小型トラクタに装着する安全フレームの設計法を策定するために、既往の研究成果の収集から始め、転倒試験と衝撃試験を繰り返した強度試験方法の検討、その中から明らかになった塑性解析の応用と計算プログラム開発、模型フレームによる静荷重試験・衝撃試験の比較によって衝撃応答を明らかにし、安全フレーム設計指針を提示した。

「トラクタの転倒事故は作業者の『油断』であり、作業者が気をつけさえすれば、転倒死亡事故は防げるもの（だから安全フレームなど不要）。」という研究着手当時の外部からの意見は現在でも根強く残っている。しかし、農作業安全運動は精神訓話だけでは推進できず、高度情報化社会の中で機械技術の開発と作業技術の改善によってヒューマンエラーをいかに少なくするかに取り組むのが「安全」を担当するものの使命であろう。

安全フレーム不要論はあるものの、現実にはトラクタ事故死者の3/4が転倒転落によるものであること、諸外国では、安全フレーム／キャブの装着義務付けにより、著しい効果を認めていることなどを考慮すれば、本研究は極めて有意義なものと思われる。昭和50年度より開始された安全フレームの型式検査合格機も昭和60年度末で230型式を数え、現在市販されているトラクタの90％程度には装着可能な状態であり、普及状況も日本全体では、いわゆる小型トラクタ用5％強、大型トラクタ用4％、平均5％強、となっており、安全フレーム装着取組みが早かった北海道では小型トラクタ用15％、大型トラクタ用67％の普及となっている。この普及の背景には数多くの犠牲者があり、はかりしれない損失があるわけ

ある。

筆者の所属している農業機械化研究所はその性質上行政対応の研究課題が多く、学術的には不十分であっても一応の成果が期待されれば研究課題を終了し、次なる課題に移行せざるを得ない。本研究もその様な事情から、昭和50年に研究単位としての課題設定は終了とし、型式検査が開始されたこともあり、以後、各メーカーの努力により安全フレームの供給体制は次第に整ってきた。しかし、本章冒頭に述べたような安全フレーム不要論は根強く、関係者が幾らその有用性を説いても現場に入る数は少しずつである。研究期間終了後幾つかのやり残した問題を筆者自身のライワークとして解決しつつ今日にいたり、とりまとめた次第である。

この意味において、農作業の安全性・快適性向上を図るため機械面から接近するという基本的な考えから見れば、時間のかかったものではあるが、無駄な時間ではなかったと思うものである。

7.2 摘要

高性能農業機械の普及は生産性向上・労働負担の軽減に大きく寄与したことは確かであるが、その一方で急激な機械の普及に伴って農作業事故も増大し、さらに、振動・騒音・粉塵などによる健康障害も顕在化している。

乗用トラクタの事故は、転倒・転落などによる死亡に至ることの多い重大事故が多い。その対策としては、転倒時に運転者がトラクタにつぶされぬよう十分な強度を持つ枠、すなわち、安全フレーム／キャブが有効であるということで、1959年のスウェーデンを筆頭に装着が義務化され、転倒死亡事故の減少を見ている。

わが国においても、昭和40年代半ばからトラクタ死亡事故の増大により、安全フレームの普及要望が出されるようになった。それをうけて筆者は既往の成果を利用してわが国にも適用できるように安全フレームの開発研究に着手した。しかし、OECDテストコードに代表される強度試験法・評価法についての研究は外国でかなり進んでいたが、強度試験に適合する安全フレームの強度設計については、既存の研究が見受けられず、なかば試行錯誤的に設計がなされていることが判明した。また、欧米に比べて小型のトラクタを利用する日本では安全フレーム装着に技術的難しさがあり、日本での普及を促進するためには強度設計指針の提示が是非とも必要と判断し強度設計を中心として本研究を行った。

本論文は強度設計（構造解析）を中心としてあるが関連研究も含め、1章で安全フレーム出現の経緯、トラク

た事故の実態と安全フレームの効果、転倒に関する既往の研究の整理と考察、2章で強度試験方法の検討、3章で衝撃荷重を受けるフレームの弾塑性構造解析、4章で安全フレーム設計指針、5章で安全フレームの経年劣化、6章でトラクタ事故とヒューマンエラー防止技術、他機種へのフレームの応用、7章でまとめと今後の問題点、を述べている。

(1.1) 安全フレーム出現の経緯

トラクタの転倒事故に対しては、倒れないトラクタの開発という意見と、倒れても作業者を保護する装置の開発という意見、の2論がある。後者の、運転者を防護する安全フレームは消極的な対策ではあるが即効性があること、フレームを車室化することで作業環境の改善が期待できること、転倒防止装置は転落には対応できないこと、転倒しない(しにくい)トラクタの開発まで無策で過ごせないこと、などから1950年代にスウェーデンで安全フレーム開発が始まり、実際の転倒試験の繰返しからそれをシミュレートする形の室内強度試験が定められ、普及が開始された。

日本でも農作業安全推進気運が高まった時点で、筆者の研究グループは日本の農業事情を勘案しつつ、転倒防止装置開発を推進するか安全フレーム開発を推進するかを比較・検討したが、トラクタの普及・利用状況予測などから、諸外国と同様、安全フレームの方式で事故対策を推進する方向を定めたがそれに至る考え方を述べた。

(1.2) 農作業事故の実態とフレームの効果

統計資料を整備し、わが国においては、毎年390人前後が農作業事故で死亡し、トラクタが関与しているのはそのうちの1/4前後である。さらにその3/4、すなわち70~80人がトラクタとともに転倒・転落したもので、見過ごせない事実であることを指摘した。また、欧米でも安全フレーム装着義務付け以前は毎年かなりの犠牲者がでていたが、安全フレームの装着義務付けによって顕著な効果が現れていることを明らかにした。

(1.3) トラクタ転倒解析事例

入手し得た既往の転倒解析研究25文献を整理し、安全フレーム設計上の留意点を考察し、その結果、安全性への配慮と連続転がり防止の配慮が重要であると指摘した。

(2) 安全フレーム強度試験

安全フレームの最重要要件である強度について配慮すべき項目と、諸外国で採用されている強度確認のための試験方法及び判定方法を述べ、日本で普及の中心となっ

ており、安全フレーム装着に問題の多いと思われる15~22kW程度のトラクタにそれらの様式方法が若干の手直して適用できることを代表的な形状のフレームに関する側方・後方転倒試験及び室内衝撃試験によって明らかにした。

安全フレーム設計に当っては「衝撃的な力」と「転倒時に運転者を防護するに最低必要な空間を侵さない限り残留変形が許される」の2点をどのように設計計算に組み込めばよいかの解明がポイントであることを指摘した。

(3) 安全フレーム構造解析

安全フレームの強度試験は破壊試験であり、2000kgの重錘を振り子のようにして行うもので、試験実施に危険をとめない、労力的にも大変である。安全フレーム開発を効率的に行うには適切な強度設計手順が必要であり、上記2章で指摘した事項を配慮した弾塑性構造解析を行った。

一般の弾性構造解析には有限要素法が頻繁に使われているので、それを基本として塑性設計の考えを導入し、部材端が荷重の増加によって塑性化したかどうかの判断をし、塑性化した場合に部材端の状態に適した部材剛性マトリックスに置き換える操作を繰り返して行う静荷重による2次元及び3次元構造解析プログラムを開発した。平行して、2次元及び3次元のモデルフレームで静荷重試験を行い、モデルフレームの変形過程と計算による変形過程が一致していることを認めた。また、軟鋼が衝撃荷重を受ける場合の応答については基本的な考えが既に示されているが、モデルフレーム及び計70余回におよぶ実物大フレームでの衝撃試験の結果、安全フレーム部材の降伏応力上昇率を1.3として設計すればよいことを明らかにした。次いで、衝撃試験の際のタイヤのエネルギー吸収を検討し、安全フレームが吸収すべきエネルギーは当面入力エネルギーの90%と考えればよいことを明らかにした。衝撃応答の成果及び衝撃試験時のタイヤによる入力エネルギー吸収割合を静荷重構造解析プログラムに組み込み、計算結果による変形予測と衝撃試験による変形過程が一致することを確認し、フレームの基礎設計が計算で行える条件を整えた。

(4) 安全フレーム設計指針

3章の結果を受け、安全フレームの強度を中心とする設計フローチャートを提示し、強度以外にも配慮すべき安全フレームとしての条件も記述した。

この設計指針の提示により、安全フレーム製造者にとって、従来試行錯誤的に設計しては強度試験を行い問題

点を改良していた手間が省け、効率的な安全フレーム開発が促進され、事故死亡者の減少も期待できる。

(5) 安全フレームの強度劣化

以上の経過で安全フレーム開発促進の要件は揃ったが、安全フレームの普及に伴い発生するであろう経年劣化について考察した。

強度の経年劣化に関与する種々の条件のうち、振動応力、溶接部の信頼性、材料の腐蝕などを実験及び調査によって検討し、適切な品質管理、工程管理のもとに作成されたフレームであって、使用時の改造がなく、定期的な点検がなされれば、日本での使用環境下ではトラクタの寿命と同等の耐久性が発揮されると判断した。

(6) ヒューマンエラー防止技術と安全フレームの応用

トラクタ事故を筆者なりの観点から分析し、原因として、再発防止対策の資料とならない「不注意」や「未熟」という処理が多く、それがどうして防げなかったのかという意味でのヒューマンエラーによる分析はされていないことを指摘し、これからの事故はヒューマンエラー回避がなされないかぎり絶滅は出来ず、それらのエラーのうち、人間の生理・心理などから見て教育・指導にだけ頼るエラー回避ではなく、機械技術でヒューマンエラーを補完する技術の必要性を強調した。また、筆者のヒューマンエラー補完技術開発事例として片ブレーキの警報及び左右ブレーキペダルの自動連結機構を考えた片ブレーキ事故防止装置を試作し、トラクタ利用において一種のフェイルセーフシステムとして働き得ることを確認した。

果樹のスピードスプレーヤによる防除作業は傾斜地が多く、転倒事故の発生が見られ、また、炎天下での農業被曝を伴う劣悪作業のため従業員忌避も発生している。この事態に鑑み、安全フレーム設計の経験を利用してスピードスプレーヤに装着する車室を開発した。転倒対策としての強度設計のほか、農業被曝防止、車室内の温熱環境改善、騒音対策、運転姿勢改善など幅広く農作業改善をねらったもので、果樹農家の評価も高かった。

(7) 今後の問題

強度設計の中で用いた若干の仮定条件などの整理と、強度関係以外での今後解決すべき問題を整理した。特に、安全フレームも作業環境改善をねらってキャブ化が期待される。キャブ化にともない発生するであろうキャブ内の環境、視界の確保、作業機装着の問題と運転席からの作業機コントロール、振動、騒音、乗り降りのしやすさ、などの問題整理をした。

7.3 今後の問題

緒言でも触れたように、筆者は安全フレームの強度設計指針の策定に必要な研究結果を述べ、一応のとりまとめを行ったが、なおいくつかの問題点が、未解明あるいは未着手の状態に残されている。より有効で正確な安全キャブ/フレームの設計法を作成していくためにはいずれ解決せねばならないものである。以下それらについて、若干の考察を行う。

7.3.1 材料の曲げモーメントと曲率

材料の曲げモーメントと曲率の関係は完全な弾性挙動を示す直線部分と、塑性域が拡大する曲線部分、さらに、全断面が塑性化し、無制限に曲率が增大する直線部分とからなっている。

通常の塑性解析では、曲げモーメントと曲率の関係を2本の直線で理想化し、 $M < M_p$ では、梁は弾性梁理論に従い、 $M = M_p$ でその曲率が無制限に増加すると仮定し、取扱いを単純化し、塑性関節の概念を導入している。また、安全フレームに用いるような部材は図A1-2のように形状係数が1.0に近いものが多いため、 $M-\phi$ 関係の単純化による誤差は小さく解析が極めて単純化される。しかしながら、単一部材における誤差は小さいが、構成部材が多い構造物では、その誤差がかなり累積されてくるはずである。特に、安全フレームの場合には、構造物全体の荷重一変位曲線から吸収エネルギーを算出することになっているから、計算によって100%吸収するとしても、実際には90%余りしか吸収していないことになる。安全域の問題と絡めてぎりぎりの設計(高さ2mを超えてはならないという機関排気量1500cc未満のトラクタが該当する)をしている場合には、強度試験時に安全域を侵す可能性もある。そこで理想化された $M-\phi$ 曲線を利用するとして吸収エネルギーを何%大きく見積る必要があるかが問題となる。

7.3.2 安全フレームの非線形挙動⁵⁷⁾

マトリックスによる弾性解析法に、従来の塑性解析法における塑性関節の概念を導入して発展させた弾塑性解析法は、発生した塑性関節での内力比がほとんど変化しない場合に骨組の変形及び塑性崩壊荷重に対して十分な精度を有している。これに対して、構造が立体になると、塑性関節が順次形成されるに従い、構造の変形量と方向が変化し、塑性関節における部材力の占める割合も変化する。したがって、このような部材力の変化する状態で降伏条件を満足しなければならない。これを解決するために塑性歪増加理論をもとにした骨組構造の弾塑性解

析法が展開されている。この解析理論は、マトリックス変位法をもとに、構造物の変形が微小な場合のみならず、大歪弾塑性挙動に対しても一般性をもって展開されている。

3章において、安全フレームの変形は微小変型であるという仮定で検討を進めたわけであるが、実際には微小であると限定するよりは有限変形と見るほうが有力であると思われる。

木谷³⁴⁾は歪硬化を伴う塑性体の構造解析を増分法で試みている。

また、材料の非線形以外に座屈あるいは大撓みを伴う幾何学的非線形挙動も解析しなければならない。

7.3.3 タイヤのエネルギー吸収

この件については3章の最後で若干の解析結果を記した。3章では安全フレームが吸収すべきエネルギーは衝撃エネルギーの90%としたが、後方衝撃・前方衝撃ではこの数値が適用できようが、側方衝撃では、4柱式の場合、タイヤがかなり変形することが試験の結果確認され、大型トラクタの場合には50%程度を変形によって吸収しているにすぎない。大型トラクタ用と小型トラクタ用のタイヤではタイヤ剛性が違うであろうし、日本のように水田での使用を中心と考えるとハイラグタイヤも多くなっている。設計精度の向上には使用するタイヤの縦剛性及び横剛性を把握する必要がある。

7.3.4 キャブ化への問題

安全フレームはトラクタ転倒時の運転者を防護するには十分役立つが、運転者に対する日射、高熱、寒冷、風雨等の作業環境に対しては従来と変わりはない。運転者に対する作業環境を改善するには車室化が有効とされ、外国では既に安全キャブ全盛時代となっている。わが国でもいずれ安全フレームから安全キャブへの移行が行われるであろう。その場合、特に問題となるのが振動と騒音である。

振動と騒音は表裏一体である。初期の安全キャブでは車室全体が音の増幅器となって騒音レベルの上昇が大きな問題となったが、最近では技術の進歩により、外国では十分な強度をもたせたキャブサスペンションが一般的になりつつある。振動・騒音は確かに低下するが、サスペンションの方法次第では強度低下も招き、問題となる場合も見受けられる。

キャブの内装：フレーム／キャブには次第に装備品が付くようになるが、それらが転倒事故時に運転者を傷付けるものであってはならない。また、フレームそのもの

もむきだしであれば車室内で運転者が振り回されたり頭などをぶつける可能性もある。特に鋭利なものは絶対に備えてはいけない。また、転倒時に運転車が車外へ放り出されトラクタの下敷きになるのを防ぐねらいでシートベルトの着用を義務付け¹⁰²⁾たり、推奨している例もあるが、道路走行は別として、現状の自動車用シートベルトそのままの形での採用の場合、圃場内作業では作業姿勢との関係で円滑な作業遂行の妨げになると考えられる。道路ではベルトを装着といってもヒューマンエラーの項で考察したように有効に使われるとは考えられない。農業機械用シートベルトは運転席周囲の人間工学的な設計考察の中で、現行の自動車用のものから応用を図らねばならないと思う。

乗り降りのしやすさ：フレームやキャブがついていなくてもトラクタは乗り降りがしにくい。まして、フレームの柱が立つと一層幅が狭くなる。この不便さを解消するために、ステップや乗降用ハンドルを備える必要がある。また、キャブの場合はドアがつくが、作業衣の袖などが引っ掛かるようなものであったり、頭をぶつけやすいようなものではない。さらに、転倒したときに、内部から運転者を放り出すことのないようなロックとともに、転倒停止後に内部から脱出がしやすいように開けやすい構造であることも要求される。

運転操作と視界：大きなトラクタではフレームやキャブが装着されても運転操作に支障は出ないであろうが、小型トラクタでは運転操作に必要な空間とフレームやキャブが構成する空間の差が小さく、時として操作の邪魔になるときがある。従来型の運転操作機器の配置にこだわることなく、人間工学的な知識を駆使した運転席周囲の設計が必要である。また、フレームやキャブを装着するとそれ以前より視界が妨げられる。運転者が各種作業を円滑に遂行できるよう必要な部分の視界を妨げないような設計も必要である。

キャブ／フレームと作業機の関係：トラクタが設計当初からキャブ／フレームをつけることになっていれば問題は少ないと思われるが、既存の機種に装着できるフレームを設計する場合、作業機装着の支障とならないように形状を考える必要がある。特に後車軸を利用する場合が多いが、リフトアームの稼動範囲と競合したり、作業機が装着できなくなったりする例が考えられる。使用者が不便を感じて勝手に改造する例もあるようで、強度設計にも影響するので、十分配慮する必要がある。

キャブ内の空調：密閉式のキャブの開発に伴って室

内環境の問題が生じた。作業が快適に行われるよう温度、湿度、空気の流れ、換気、粉塵、排気ガス、冷暖房などの配慮が必要となる。これらの研究は最近非常に多く報告されるようになってきた(例えば、94)、141)、142)、183)、194)、202)、など)。それぞれの適正な値は地域によって異なるが、産業用車両のデータを応用すれば良いと考えられる。

果樹園用安全フレーム：主として、ヨーロッパのぶどう栽培地帯で問題になっており¹⁶²⁾、傾斜園場が多いため、安全フレームは必要だが、正規の安全域を保とうとすると棚の高さと競合するきらいがあり、特殊な構造とする配慮がなされている。日本でも果樹園用として安全フレームを設計する事態になったとき、一般用との区別がつくような考察が必要である。

中古トラクタ用フレーム：製造中止となったが、まだ使用中のトラクタにもフレームを装着させるねらいから Schwanghart は強度試験に変わって計算によってその強度を確認する簡易計算式を提示している^{78)、186)}。しかし、このフレームは計算の容易な門型ラーメンに限定され、筆者が開発したような、異形のラーメン構造には適用できない。

耐久性：これについては5章で考察した。

謝 辞

本論文の終に当たり、本研究着手以来ご指導・ご鞭撻を賜り、研究設備の充実に格別の御配慮を戴き、かつは東京大学生産技術研究所への内地留学の機会を与えていただいた農業機械化研究所立川宗保、鐺木豪夫、故立川基、故原 政司、小暮光美歴代理事長、永野義治、渡辺鉄四郎歴代研究検査担当理事、三浦 保元研究第1部長、三浦恭志郎初代安全工学研究単位主任研究員の各位に哀心から感謝の念を捧げる。特に、世間を知らず、突っ走りがちの筆者の手綱をさばき、研究の道がそれないように導き、2000kgの重錘との戦いを6年間も共に行った三浦恭志郎現農業研究センター研究企画科長、本論文のとりまとめを強くお奨めいただいた前田耕一前研究検査担当理事、また、とりまとめに当たって、全般にわたるご指導、ご激励を賜った東京大学農学部木谷 収教授に深甚の謝意を表する。

また、農業機械化研究所安全工学研究室の小林 恭(現農業研究センター)・大黒正道・高柳禮子(現在自適)・岡田博子の各氏はとりまとめに当たっていろいろご協力いただいた。記してその間のご苦勞とご協力に感謝する次第である。

さらに、安全工学研究室発足前年に安全フレーム実験棟及び試験装置の設置に係わり、本研究の揺籃時代に研究方向を示唆していただいた小川浄寿元検査部長、新井健助元第2検査室長、森 芳明現第6検査室長(元第2検査室)、塑性解析に有益な助言をいただいた田中 尚元東京大学生産技術研究所教授の各位に、改めて感謝の念を表する次第である。

参 考 文 献

- 1) -----：安全人間工学会資料(橋本邦衛まとめ)，昭49.4～(不定期開催)。
- 2) -----：各種金属材料及び防錆被覆の大気腐蝕に関する研究(第9報)，陸上鉄骨構造物防蝕研究会，昭46.3。
- 3) -----：傾斜地における農用トラクターの横転限界について，四国農試機械化研究室資料No14，昭43.1。
- 4) -----：鋼構造設計規準，日本建築学会，昭45。
- 5) -----：鋼構造塑性設計規準，日本建築学会，昭45。
- 6) -----：農薬中毒の臨床的研究，日本農村医学会・農薬中毒研究班，日農医誌，27巻4号，1978。
- 7) -----：農作業事故調査結果報告(昭和49年度調査)，農蚕園芸局，昭50.6。
- 8) -----：昭和50年度農作業事故調査結果報告，農蚕園芸局，昭51.6。
- 9) -----：昭和51年度農作業事故調査結果報告，農蚕園芸局，昭52.12。
- 10) -----：昭和52年度農作業事故調査結果報告，農蚕園芸局，昭53.12。
- 11) -----：昭和53年度農作業事故調査結果，農蚕園芸局，昭55.2。
- 12) -----：昭和54年度農作業事故調査結果，農蚕園芸局，昭55.12。
- 13) -----：昭和55年度農作業事故調査結果，農蚕園芸局，昭56.11。
- 14) -----：昭和56年度農作業事故調査結果，農蚕園芸局，昭57.12。
- 15) -----：昭和57年度農作業事故調査結果，農蚕園芸局，昭58.12。
- 16) -----：昭和58年度農作業事故調査結果，農蚕園芸局，昭59.12。
- 17) -----：昭和59年度農作業事故調査結果，農蚕園芸局，昭60.12。
- 18) -----：日本農村医学会：農業機械に起因する災害(外傷)の臨床例調査一昭和53.54.55年一，日農医誌，30巻4号，1981。
- 19) -----：農用ホイールトラクタの安全フレーム強度試験報告書，北海道農業開発機械化研究会農作業安全運動北海道推進本部，昭49.3。
- 20) -----：農用ホイールトラクタの安全フレーム強度試験報告書，北海道農業開発機械化研究会農作業安全運動北海道推進本部，昭49.6。
- 21) 新木 茂・本宮清作：私はトラクター事故を体験した，機械化農業1982.6。
- 22) 石川文武：乗用トラクタ用安全フレームに関する研究の現状，農機誌，37巻3号，昭50.12。
- 23) 石川文武：農作業安全と安全フレームについて，農業機械化広報No72，昭51.4。

- 24) 石川文武・三浦恭志郎・小林 恭：スピードスプレーヤーを例にした作業環境の改善，農作業研究，第36号，昭54.9.
- 25) 伊藤紀克：農業災害特にTRACTORに因る死亡事故調査，日農医誌，23巻3号，昭49.10.
- 26) 伊藤紀克：北海道における農業機械災害の調査，日農医誌，24巻3号，昭50.10.
- 27) 糸川信弘・阿部篤郎・井戸忠幸：簡易傾斜計の試作とその特性，農機学会33回講要，1974.
- 28) 内田照夫他：千葉県における農業従事者の農業散布と健康の関連，日農医誌，27巻4号，1978.
- 29) 笈田 昭・田野信博・増田正三：トラクタの安全対策に関する研究（第2報）転覆自動防止装置の試作，農機学会33回講要，1974.
- 30) 小野 薫：撓角法，紀元社，昭和32.
- 31) 上出順一・土屋功位：トラクタの転倒に関する研究（第2報）2自由度モデルによる横転倒の解析，農機誌，36巻4号，昭50.3.
- 32) 岸 芳夫・伊丹和夫：トラクタ安全フレームの研究，三菱重工技報，Vol.11 No6 (1974-11).
- 33) 金須正幸：トラクタ性能の向上に関する研究，農機研報，昭46.3.
- 34) 木谷 収：有限要素法によるひずみ硬化をともなう塑性体の応力解析，農機学会33回講要，1974.
- 35) 木谷 収他：トラクタの安全フレームに関する基礎研究—横転倒の運動解析および模型実験について，農機学会34回講要，1975.
- 36) 木原 博：塑性設計法，森北出版，昭35.
- 37) 斎藤 暢：骨組の力学，わかり易い建築構造講座13，彰国社，昭39.8.
- 38) 佐々木利安：農業機械作業による事故者の心理学的調査研究，農機誌，37巻3号，昭50.12.
- 39) 佐藤英雄・宮崎平三：機械化と健康障害（第1報）富山県における農機災害の実態調査結果，（第2報）農機災害の原因分析と対策について，日農医誌，21巻2号，昭47.9.
- 40) 佐藤英雄：農業機械災害事故の実態とその対策について（第7報），富山県農村医学研究会誌，第8巻別刷，昭52.3.
- 41) 三本木茂夫他：有限要素法による構造解析プログラム，コンピュータによる構造工学講座I-1-B，培風館，1970.
- 42) 高井宗宏：北海道における農作業事故の分析，農機誌，37巻3号，昭50.12.
- 43) 高井宗宏・岡村俊民：発生時期による農作業事故原因の推定，農作業研究，第37号，昭55.2.
- 44) 高井宗宏：農作業死亡事故の現況分析，昭和57.58年度事故調査結果，北海道大学農学部農業機械学研究室.
- 45) 竹内 学他：四輪トラクタの傾斜地用セーフティフレームの大きさや形状について，農機誌，33巻3号，昭46.12.
- 46) 竹内 学他：傾斜地における四輪トラクタの横転倒角（第2報）動横転倒角，農機誌，33巻3号，昭46.12.
- 47) 田尻功郎・広間達夫：傾斜感知と自動姿勢制御(1)—振り子による傾斜感知装置の固有特性，三重大農学報，No48，昭50.
- 48) 田中 尚：骨組の塑性力学，建築構造講座5，コロナ社，昭38.
- 49) 田中 尚他：水平衝撃を受ける門型ラーメンの塑性変形，日建学会論集，No92，昭38.11.
- 50) 田野信博・笈田 昭・増田正三：トラクタの安全対策に関する研究（第1報），傾斜角検出装置および増幅装置の試作，農機学会33回講要，1974.
- 51) 田野信博他：トラクタの安全対策に関する研究（第3報），圧力変換型傾斜角検出器による転覆自動防止装置の特性，農機学会34回講要，1975.
- 52) デルヴィレ，E.：トラクター転覆による労働災害の原因と予防，第1回国際農業医学会議記録集，日本農村医学会，昭45.8.
- 53) 土屋功位・上出順一・赤瀬 章：トラクタの転倒に関する研究（第1報）動横転倒と実験，農機誌，34巻4号，昭48.3.
- 54) 中尾清治・田辺 一：小型四輪トラクタの横転倒に対する安全率について，島根大研報，7号，昭48.12.
- 55) 中川西弘之他：傾斜草地における「オペレータ・機械」系の特性に関する研究，草地試報，5号，昭49.
- 56) 永田 丕：最近4年間のりんごぶどう果樹栽培における農業散布者の健康実態調査，日農医誌，27巻4号，1978.
- 57) 成岡昌夫他：骨組構造解析，コンピュータによる構造工学講座II-1-B，培風館，1971.
- 58) 橋本邦衛：安全人間工学，中央労働災害防止協会.
- 59) 橋本邦衛：マン・マシン系における人間の特性と過誤，計測と制御，19巻9号，1980.
- 60) 服部 正：コンピュータによる構造数値解析法，建築構造学大系8，彰国社.
- 61) 松居勝廣：乗用トラクタ用安全フレームに関する研究—特に北海道に多い大型トラクタを中心に，農機誌，37巻3号，昭50.12.
- 62) 松居勝廣・松見高俊・近江谷和彦：小型乗用トラクタ用安全フレームに関する研究，昭54.2.
- 63) 松居勝廣：安全と小型トラクタースタイリング，機械化農業，1978.10.
- 64) 松本俊哲他：自動車操縦者のための誘導用ケーブルの特性，自動車技術，22巻8号，1968.
- 65) 松山龍男他：傾斜地における四輪トラクタの横転倒角（第1報），農機誌，32巻2号，昭45.9.
- 66) 松山龍男・川崎 健：トラクタの転倒限界，農業技術，25巻，昭45.1.2.
- 67) 松山龍男他：傾斜地における農用機械の横転限界，四国農試報告，21号，1970.
- 68) 三浦恭志郎・石川文武・小林 恭：乗用トラクタの片ブレーキ事故防止対策，農業機械の安全性に関する研究（第2報），農機研研究成績，昭54.7.
- 69) 三浦恭志郎：乗用農機座席の振動に関する安全工学的研究，農機研報，18号，昭59.11.
- 70) 三廻部真己：防災保険適用農機災害の分析，日農医誌，34巻3号，1985.
- 71) 三廻部真己：日本における農業労働災害の実態と課題，日農医誌，34巻4号，昭60.11.
- 72) 武藤 清：構造物の動的解析，耐震設計シリーズ4，丸善.
- 73) 森 芳明・今西豊一：トラクタによる人身事故—米・英・西独の諸統計の分析，農機研，昭45.1.
- 74) 森 芳明：トラクタ安全キャブおよびフレーム—構造・具備条件・諸外国の関係規程，農機研，昭45.5.

- 75) 森 芳明他：安全キャブ及び安全フレームとそのテスト(1), 農機誌, 45巻3号, 昭58.12.
- 76) 森 芳明・行本 修・平田 晃：安全キャブ・フレームの装着を, 機械化農業, 1985.11.
- 77) 由良伊佐雄：トラクタ作業事故の実態と安全対策の方向, 最近のトラクタの新技術, 昭和57年度農業動力部会シンポジウム, 農機学会, 1982.
- 78) ----- : Anleitung für die Nachrüstung von Acker-schleppern mit Umsturzschutzvorrichtungen die vor dem 1. Januar 1970 in den Verkehr gekommen sind. BLBG, 1974.
- 79) ----- : ASAE S.305.3 Operator protection for wheel type agricultural tractors.
- 80) ----- : ASAE R.306.1 Protective frame for agricultural tractors-Test procedures and performance requirements.
- 81) ----- : ASAE S.306.3 Protective frame for agricultural tractors-Test procedures and performance requirements.
- 82) ----- : ASAE S.310.2 Overhead protection for agricultural tractors-Test procedures and performance requirements.
- 83) ----- : ASAE S.336.1 Protective enclosures for agricultural tractors-Test procedures and performance requirements.
- 84) ----- : BS 4063:1966 Specification for the safety requirements and testing of SAFETY CABS AND SAFETY FRAMES for agricultural wheeled tractors. British Standards Institution.
- 85) ----- : BS 4063:1973 Specification for requirements and testing of protective cabs and frames for agricultural wheeled tractors.
- 86) ----- : Crushing hazard to tractor operators. Applied Ergonomics Vol.8 No.2, June 1977.
- 87) ----- : Farm accidents 1966. USDA ERS.
- 88) ----- : Farm accidents in the USA. USDA ERS.
- 89) ISO/DIS 3463.3 Agricultural and forestry wheeled tractors-protective structures-Dynamic test methods and acceptance conditions ISO/TC 23 Submitted on 1978.
- 90) ----- : ISO-3463 Agricultural and forestry wheeled tractors-Protective structures-Dynamic test methods and acceptance conditions. TC 23 First edition 1981-12-1.
- 91) ----- : ISO/DIS 5700 Agricultural and forestry wheeled tractors-Protective structures-Static test method and acceptance conditions. ISO/TC 23 Submitted on 1978.
- 92) ----- : ISO-5700 Agricultural and forestry wheeled tractors-Protective structures-Static test method and acceptance conditions TC 23 First edition 1981-8-15.
- 93) ----- : ISO-6094 Agricultural and forestry tractors-Accidental overturning report form TC 23 First edition 1981-4-1.
- 94) ----- : Luxury cabs as standard equipment. Power farming, July 1978.
- 95) ----- : NZSS 2146:1967 Safety frames and safety cabs for attachment to agricultural wheeled tractors.
- 96) ----- : OECD Standard Code for the official testing of agricultural tractors. [C(66)135Final]
- 97) ----- : OECD Standard Code for the official testing of agricultural tractors. [C(70)9Final]
- 98) ----- : OECD Standard Code for the official testing of agricultural tractors. [C(73)199Final]
- 99) ----- : OECD Standard Code for the official testing of agricultural tractors. [C(84)163Final]
- 100) ----- : OSHA Agricultural tractors Roll-Over protective Structures. Federal Register, April 25, 1974 Volume 40-Number 81 PART II.
- 101) ----- : Performance test criteria on Roll-over-protective structures (ROPS) for powered equipment. Draft No.1 December 10, 1976 Canadian Standards Association.
- 102) ----- : Proposed Revision of general industry safety orders, article 22. industrial trucks, tractors, haulage vehicles, and earthmoving equipment. State of California, November. 1971
- 103) ----- : The cost of occupational accidents and diseases. The economics of safety and health. ILO, CIS Bibliography 7
- 104) ----- : The tractor safety frame regulations. NEW ZEALAND 1967
- 105) ----- : Tractor safety frame regulation 1967. A short guide for manufacturerers and agents. NZ Dep. of Labour 1967
- 106) ----- : Tractor safety frames: Information and explanation of 1967 regulation a short guide for farmers. NZ Dept. of Labour 1968
- 107) ----- : Tractor cabs Farm safety regulations. Ministry of agriculture, fisheries and food.
- 108) ----- : Small tractor operator position and safety behaviour. Winter Meeting ASAE 1969 Agricultural Engineering. August. 1970
- 109) ----- : Some facts about tractor safety frames. Extension Bulletin E/2 NZ Agricultural Engineering Institute.
- 110) R. B. Anderson, G. W. Steinbruegge : Design of air curtain tractor cabs. Transactions of the ASAE. 1972.
- 111) J. F. Arndt : Roll-Over protective structures for farm and construction tractors-A 50-Year review. SAE Paper 710508.
- 112) K. K. Barnes : Automatic guidance of tractors. Impliment and Tractor, Vol.74, 1959.
- 113) W. Batel, R. Moller : Klimabelastung der Fahrer von schleppern und Arbeitsmaschinen mit Eigenantrieb, Grundlagen landtechnik, Bd. 30 Nr.5, 1980.
- 114) L. S. Beedl : Plastic design of steel frames. Jonh Wiley & Sons, 1958.
- 115) D. Beutel : Traktorenunsturz eine Folge schlechter Leitungstätigkeit, Deutsche Agrartechnik, Jg. 15 H. 11, 1965.

- 116) C. J. Crosbie : How 33 tractor fatalities occurred in 1968, Dept. of Agric. NZ.
- 117) C.J. Chisholm : A mathematical model of tractor overturning and impact behaviour. J Agric Eng Res, Vol.24, 1979.
- 118) C. J. Chisholm : Experimental validation of a tractor overturning simulation. J Agric Eng Res, Vol. 24, 1979.
- 119) C. J. Chisholm : Tractor overturning accidents and safety cab strength. The Agricultural Engineer spring 1981.
- 120) D. C. Davis : Tipping tractors by computer. Agric Eng, Vol.55 No.11, 1974.
- 121) D. C. Davis, G. E. Rehugler : Agricultural wheel-tractor overturnings Part I : Mathematical model. Trans ASAE p.477-483, 1974.
- 122) D. C. Davis, G. E. Rehugler : Agricultural wheel-tractor overturnings Part II : Mathematical model verification by scale-model study. Trans. ASAE p. 484-488, 492, 1974.
- 123) B. Fogarty : Rops hearing. Implement & Tractor, Vol.89 No.15, 1974.
- 124) H. G. Gibson, C. J. Biller : Side-Slope stability of logging tractors and forwarders. Tran ASAE, 1974.
- 125) W. D. Gilmour : An automatic control system for farm tractors. J Agric Eng Res Vol.5 No.3, 1960.
- 126) M. Graef, G. Vellguth : Schlepperkabinen an Forderungen und Stand der Technik auf der DLG 1974. Grundlagen Landtechnik Bd.24 Nr.6, 1974.
- 127) N. A. Graham, V. Marples : A Method of rating some acoustic characteristics of agricultural tractor cabs, J Agric Eng Res Vol.16, 1971.
- 128) M. Hankers, J. Dieckmann : Psychologische Ursachen für Unfälle bei landwirtschaftlichen Routinearbeiten, Landtechnik, Jg. 11, 1982.
- 129) M. Hansen : Reducing tractor fatalities, Agric Eng Vol.47 No.9, 1966.
- 130) H. Heidt : Arbeitsunfälle mit Schlenpern im Bereich der landwirtschaftlichen Berufsgenossenschaften, BLBG, 1965.
- 131) H. Heidt : Die Arbeitsunfälle mit Landmaschinen und ihre verhütung. Grundlagen, Landtechnik, Bd. 32 Nr.3, 1982.
- 132) H. Heidt, G. Groh : Schwerpunkte landwirtschaftlicher Arbeitsunfälle und Möglichkeiten zu ihrer Verhütung, Landtechnik, 39 Jg. H.1, 1984.
- 133) P. 山.Hodge (倉西他訳) : 構造物の塑性解析, コロナ社.
- 134) D. J. Hilton, P. Moran : Experiments in improving tractor operator ride by means of a cab suspension, J Agric Eng Res, Vol.20, 1975.
- 135) A. G. M. Hunter : A physical model for demonstrating tractor accidents on slopes, J Agric. Eng Res, Vol.27, 1982.
- 136) A. G. M. Hunter : Tractor safety on slopes, Agricultural Engineer Winter 1981.
- 137) A. G. M. Hunter : Tractor overturning accidents on slopes. SIAE Technical Report 3, 1981.
- 138) A. G. M. Hunter : Tractor accidents on slopes: a classroom model. ARC SIAE 1981.
- 139) Kazue Inoue : Factors affecting accident causation in agricultural machine operations. J Human Ergol, 1973.
- 140) G. Jahns, J. Janssen : Klimatisierung von Fahrer-kabinen landwirtschaftlicher Fahrzeuge. Grundlagen Landtechnik, Bd.32 Nr.5, 1982.
- 141) J. Janssen : Klimatisierung von Fahrer-kabinen durch Verdunstungskühlung. Grundlagen Landtechnik, Bd.30 Nr.3, 1980.
- 142) J. Janssen : Klimabedingungen und -belastungen in Fahrer-kabinen landwirtschaftlicher Fahrzeuge, Landtechnik 9 Jg. H.9, 1981.
- 143) J. Janssen : Luftführung in Fahrer-kabinen unter dem Gesichtspunkt der Thermischen Behaglichkeit, Landtechnik, Bd.34 Nr.5, 1984.
- 144) K. H. Jenisch : Kritisches zur Ergonomie des Traktors. Agrartechnik, 24, Jg. H.11, 1974.
- 145) L. A. Jones : Farming risks and uncertainties, USDA.
- 146) K. R. Kaufman, P. K. Turnquist, R. N. Swanson : Thermal comfort in an air-conditioned tractor cab, Trans ASAE, 1979.
- 147) L. W. Knapp, C. W. Terry : A tractor tipping demonstration in a county tractor safety program, Oct. 1955.
- 148) L. W. Knapp, Jr : Epidemiological aspect of tractor accidents. Tran ASAE, 1961.
- 149) L. W. Knapp, Jr : Man-machine relationship in tractor accidents, Trans ASAE, Vol.9 No.2, 1966.
- 150) L. W. Knapp, F. H. Top : Trauma associated with tractor overturn, Occupational Health, May/June, 1967.
- 151) L. W. Knapp : The farm tractor: Overturn and power take-off accident problem, Univ. of IOWA, 1968.
- 152) J. A. Koch, W. F. Buchele, S. J. Marley : Verification of mathematical model to predict tractor tipping behaviour, Trans ASAE, 1970.
- 153) J. Lacey, K. A. Mclean : Combine cab comfort, Power Farming, Vol.56 No.11, 1977.
- 154) L. H. Lamouria, C. Lorenzen, R. R. Parks : Design criteria for a driversafe tractor frame, Trans ASAE, 1964.
- 155) D. Larson : Simulation of sideways overturning of wheel tractors on side slopes, SAE paper 710709.
- 156) E. H. Lee, P. S. Symonds : Large plastic deformation of beams under transverse impact, J Applied Mechanics, Vol.19, No.3.
- 157) G. Lehmann : Physiological basis of tractor design, Max-Planck Institute für Arbeitsphysiologie.
- 158) R. K. Livesley (山田・川井共訳) : マトリックス構造解析入門, 培風館, 1971.
- 159) W. P. Macarus : Design and testing of rollover protective structures in accordance with SAE J395, SAE paper 710509.

- 160) T. C. D. Manby : Safety aspects of tractor cabs and their testing, J Proc Inst Agric Eng, Vol.20, 1964.
- 161) M. J. Manjoine : Influence of rate of strain and temperature on yield stresses of mild steel, J Applied Mechanics, p.A211-218, Dec. 1944.
- 162) H. J. Martin : Dilemma of the low-profile Agri Eng Vol.55 No.7, 1974.
- 163) J. Matthews : A survey of 114 tractor sideways overturning accidents in the UK-1969 to 1971. DAA /T/1136, OECD, Sept. 1972.
- 164) V. Mikhailov : Radio-controlled tractor, Agric, Eng Res, Vol.5 No.1, 1960.
- 165) Kyoshiro Miura, Fumitake Ishikawa : Calculation of strength of safety frames for tractors, JARQ, Vol.11 No.2, 1977.
- 166) H. Ason Moberg : Tractor safety cabs test methods and experiences gained during ordinary farm ry work in SWEDEN, NTIAM.
- 167) D. J. Murphy, S. R. Jonhson : The human factor in tractor overturn warning devices, ASAE paper No.82-1616.
- 168) D. J. Murphy, S. R. Jonsonh : Tractor overturns, A new preventative approach, Agric Eng Vol.65 No.1, 1984.
- 169) O. Nordstrom : Safety and comfort test program swedish approach, ASAE paper No.70-105.
- 170) Norris, et al : Behavior of steel and steelements under dynamic loads, Structuraldesign for dynamic loads, McGrawhill, 1959.
- 171) O. Noren, Th. Lindvall : Heat relief in tractor cabs, ASAE paper No.81-1539.
- 172) Oertel : Arbeitsschutzhinweise für Lader, Deutsche Agrartechnik, 15 Jg. H.11, 1965.
- 173) D. H. O' Neill, R. M. Stayner : Prediction of cab climate, J Agric Eng, Vol.48 1967.
- 174) P. E. Persson : European experiences with protective cabs and frames, Agric, Eng, Vol.48 1967.
- 175) M. Pratt : A "Sound Idee" from Deere... Agric Eng, Vol.53 No.9, 1972.
- 176) G. Prüfert : Grössere Sicherheit bei Importtraktoren. Deutsche Agrartechnik, 22 Jg. H.5, Mai 1972.
- 177) B. Rawlings : Impact test on model steel frames, Proc Inst Civil Eng, Vol.29 No.4, p.389-414, 1964.
- 178) B. Rawlings : The dynamic behaviour of mild steel in pure flexure. Proc. Royal Society of London, Series A, Vol.275, p.528-543.
- 179) G. E. Rehkugler, V. Kumar, D. C. Davis : Simulation of tractor accidents and overturns, Trans ASAE, Vol.19, 1976.
- 180) G. R. Robson : Analysis tractor fatalities, 1976.
- 181) D. W. Ryland, P. K. Turnquist : Effect of cab, sound proofing, and exhaust control methods on tractor noise at operators site, Trans ASAE, Vol. 13, 1970.
- 182) H. Schön, W. Hammer : Stand der Arbeitssicherheit in der Landwirtschaft und Forschungsansätze zu deren Verdesserung, Landtechnik, 39 Jg. H.1, Januar 1984.
- 183) J. Schrottmaier : Handling outside the tractor cab, Ergonomics, Vol.25 No.1, 1982.
- 184) H. Schulz : Bestimmung der theoretisch zulässigen Schraglagen bei Traktoren mit Pendelvorderachse, Deutsche Agrartechnik, 17 Jg. H.10, 1967.
- 185) H. Schulz : Über die Wirksamkeit von Pendelbegrenzungen. Deutsche Agrartechnik, 18 Jg. H.4, April 1968.
- 186) H. Schwanghart : Merkblatt für die Nachrüstung von Ackerschleppern, die vor dem 1. Januar 1970 in den Verkehr gekommen sind, mit Umsturzschtutzvorrichtungen, BLBG, Kassel, 1974.
- 187) H. Schwanghart : Sideways overturning on continuous slopes, unpub.
- 188) H. Schwanghart : Schlepperumsturz und prüfung von Umsturz-Schutzeinrichtungen, Landtechnische Forschung, 19 Jg. H.1, 1971.
- 189) H. Schwanghart : Festigkeitsbetrachtung von Schlepperumsturzsicherheitsrahmen, besonders für die Nachrüstung. Landtechnik, 30 Jg. H.10, 1975.
- 190) H. Schwanghart : Schlenpperdaten und deren Einfluss auf das Überrollen. Landtechnik, 32 Jg. H.4, 1977.
- 191) R. N. Sellon : Opreators enclosures, ASAE Paper 710516.
- 192) L. Sjöflot : Operators field of vision on farm tractors, LTI Report No.27, 1978.
- 193) L. Sjöflot : Means of improving a tractor drivers working posture, Ergonomics, Vol.23 No.8, 1980.
- 194) L. Sjöflot : Field of vision and working postures in tractor cabs. 6th JES Symposium at Mainz, 1981.
- 195) D. W. Smith, J. B. Perumpral, J. B. Liljedahl : The kinematics of tractor sideways overturnings, Trans ASAE, Vol.17 No.1, p.1-3, 1974.
- 196) H. B. Spencer, G. M. Owen : A device for assessing the safe descent slope of agricultural vehicles, J Agric Eng Res, Vol.26, 1981.
- 197) K. Srivastava, G. E. Rehkugler : Strain rate effects in similitude modelling of plastic deformation of structures subject to impact loading, Trans ASAE Vol.19, 1976.
- 198) B. T. Stephanson : Tractor operator roll over protection. Univ. of Alberta CANADA, 1968.
- 199) B.T. Stephenson : The tractor anti-roll frame who needs it? Univ. of Alberta CANADA.
- 200) C. W. Suggs, B. K. Huang : Tractor cab suspension design and scale model simulation, Trans ASAE Vol.12, 1969.
- 201) N. Tschalamoff, J. Mückler : Forderungen an fahrerkabinen selbstfahrender Landmaschinen und Traktoren, Agrartechnik, 24 Jg. H.11, November 1974.
- 202) N. Tschalamoff, J. Mückler : Klimatisierung der fahrerkabinen für traktoren und selbstfahrende Landmaschinen, Agrartechnik, 24 Jg. H.11, 1974.
- 203) P. K. Turnquist, M. A. Vig, C. E. Jonhson : Per-

- formance of an environmental test facility for agricultural tractor cabs. Trans ASAE, Vol.18, 1975.
- 204) E. Ja. Ulickij : Wissenschaftliche Probleme des Arbeitsschutzes in der Mechanisierten Landwirtschaftlichen Produktion, Deutsche Agrartechnik 19 Jg. H.11, November 1969.
- 205) G. Ullrich : Eine der vordringlichsten Aufgaben ist die Verhütung schwerer und tödlicher Verletzungen von Traktoristen bei Traktorenstürzen, Deutsche agrartechnik, 19 Jg. H.11, November 1969.
- 206) J. Vanek : Neue Sicherheitstechnik an Landmaschinen in der CSSR. Deutsche Agrartechnik, 16 Jg. H.11, 1966.
- 207) J. Vanek : Der traktor ZT 300, mit den Augen des Sicherheitstechnikers betrachtet. Deutsche Agrartechnik. 19 Jg. H.8, August 1969.
- 208) A. Vig, Paul K. Turnquist : Design and evaluation of air distribution systems in agricultural tractor cabs for summer environmental control. Trans ASAE, Vol.17, 1974.
- 209) E. Watson : The structural testing of tractor safety frames. New Zealand Agric. Engng. Inst. Research Pub. R/1, May 1967.
- 210) R. W. Weed : Rops safety compliance testing. ASAE paper 710694.
- 211) E. Witte : Schaltechnische Gesichtspunkte bei der Konstruktion von Fahrerkabinen. Grundlagen Landtechnik Bd. 26 Nr.2, 1976.
- 212) O. C. Zienkiewicz, Y. K. Cheung (吉識監訳) : マトリックス有限要素法, 培風館, 昭46.

Summary

A Study on the Tractor Safety Frame

Fumitake ISHIKAWA

In recent 20 years, the rapid development of sophisticated mechanization of Japanese agriculture has contributed a great deal to the improvement of productivity and decrease of work load. However, the dramatic wide spread of farm machinery in agriculture during that period has caused a number of new problems, such as increasing farm accidents and occupational diseases due to vibration, noise, agricultural dusts, etc..

Overturning or falling of tractors turns out in most cases fatal accidents. It is well known that safety frames/cabs are effective to protect tractor operators from fatal or serious injury accidents caused by overturning of tractors. In most of the European countries, firstly in 1959 in Sweden, it was made obligatory to equip tractors with officially "positive approved" safety frames/cabs, not only for new tractors, but also even for used tractors, and consequently, fatal accidents are decreasing year by year.

In Japan, the need of developing safety frames has come to be desired since 1970s. With such a background the author initiated the study to develop safety frames applicable to domestic tractors in 1970. Although there are many reports relating to strength test methods and evaluation methods such as "OECD Standard Code for the Official Testing of Safety Cabs and Frames Mounted on Tractors", there is no report about structural design criteria. It is clear that developments of structural design criteria is essential for the promotion of the equipment of safety frames.

In this report, the main theme is structural analysis, and some critical discussions are additionally included. The contents of the paper are as follows: chapter 1: background and origin of safety frames, statistics and consideration of tractor accidents, review and analysis of existing reports dealing with overturning, chapter 2: development of a new type of strength testing method, chapter 3: elasto-plastic structural analysis under impact load, chapter 4: guidelines of safety frame design, chapter 5: strength durability of safety frames, chapter 6: analysis of tractor accidents from the view point of human error and an example of a fail safe system, developed by application of the safety frame to other agricultural machines, and chapter 7: problems left for the further studies on safety frames.

Given below is a summary of the achievements and discussions in each chapter.

Ch. 1. Introduction

(1) Background and origin of safety frames. Two different opinions regarding how to prevent tractor overturning accidents were introduced. One is development of antioverturn systems, and the other is development of a structure to protect operators in case of overturning. Many ideas or patents for anti-overturn apparatus have been already reported. However none of them served for practical use because of lack of reliability on sensing, warning, and control of safety devices. These devices are only effective against overturn accidents, but not to falling accidents. Although the conception of protective structures (safety frames) was not taken up as a positive policy, it has some merits such as effectiveness against accidents. On the other hand, equipment of safety cabs

ameliorates the working environment. The usefulness of safety frames or safety cabs in preventing fatal accidents caused by the overturning of agricultural tractors was recognized from the experiences in Sweden since 1950s, and European countries made it an obligation to equip the approved safety frames to new tractors already in the early half of 1970s, after strength test and evaluation method had been established.

After looking into thoroughly the problem of which direction should be selected: development of anti-overturn apparatus or development of safety frames applicable to Japanese agricultural management situation, the author decided to proceed in the direction of developing safety frames.

(2) Farm accidents and effect of safety frames: Statistical survey of farm accidents in Japan was carried out. About 390 farmers died annually during farm works, and about a quarter of them was related to tractor operation. Seventy to eighty farmers died annually by overturning rearwards or sideways. To the contrary, in European countries, the number of deaths by tractor accidents has decreased year by year after the obligation of equipping safety frames, and in recent years only 2-8 farmers died annually by tractor accidents.

(3) Review of existing reports: By scrutinizing 25 reports related to tractor overturn analysis in order to know important points for safety frame designing, it was found out that the stability and the property which inhibits continuous-rolling occurring after overturn should be taken into consideration in addition to strength.

Ch. 2. Development of a new type of strength testing method

Some important items in making structural design of safety frames were examined. After studying strength tests and evaluation methods which came into use in European countries, and after conducting experimental tests on sideways or rearwards overturning and the impact tests using simple type test frames, it was made clear that the existing test-method is applicable, although some change is necessary, to domestic 15-22kW class tractors which have some technically difficult problems to equip safety frames.

Two great problems which came out in the course of the study were (1) the load by the pendulum was impulsive, and (2) a large deflection of the safety frame was allowable so far as the safety of the tractor operator can be assured.

Ch. 3. Elasto-plastic structural analysis under impact load

The main objective of this study was to establish a method by which deflection of frames or behaviour of the deflection caused by the impact test can be calculated in advance, with an aim of saving labor and cost at the designing stage, because the method of Test Code was essentially destructive and pendulum (weight of 2000kg) test was very dangerous.

To bring materials of the safety frame beyond the elastic limit, it was considered that the principle of "plastic design", which was used practically in the field of constructin could be introduced with success. The author improved the elastic finite element method analysis incorporated with the concept of plastic hinge, and computer programmes of elasto-plastic analysis were developed. In parallel, static loading tests with mini model frames were carried out. Sequential occurrence of plastic hinges was observed, and load-deflection curves were obtained. These curves calculated by the computer were compared with the results of static loading tests. A fairly good coincidence was confirmed. Although the basic property of mild steel under dynamic loading is already known, the impact tests of mini model frames and scale model frames were carried out at the stage of designing, and as result it was made clear that it would be appropriate to adopt the ratio of dynamic yield stress to static yield stress as 1.3. Absorption of impact energy by tractor tyres was

examined. It was shown that the majority of the impact energy was absorbed by the deflection of safety frames. For designing, the absorption of impact energy by safety frames should be regarded as 90%. Computer programme was arranged by combining dynamic behaviour and energy absorption, and calculated results coincided with the result of impact tests.

Ch. 4. Design criteria for safety frames

Based on the above results, the author formulated the design criteria for safety frames. The design criteria included some other items which should be taken into consideration to reinforce the safety of tractor operators in addition to structural strength. The newly formulated criteria will certainly save more cost and labor for the improvement of safety frames as compared with the former trial-and-error method, and will contribute to the decrease of fatal accidents.

Ch. 5. Strength deterioration of safety frames

Strength deterioration caused by vibration stress, limited durability of welded parts, and corrosion of material was examined by experimental studies. The author concluded that safety frames have enough life as long as tractor's life under certain conditions such as manufactured by normal quality control, periodical maintenance, no modification and under Japanese circumstances.

Ch. 6. A countermeasure of human error and application of safety frames

Tractor accidents were analyzed from the view point of human error. The author emphasized that accidents should be analyzed from the stand point of preventing recurrence of similar accidents, and that the mechanical technology, namely the fail safe system, should be needed to decrease human error in addition to education. As an example of the fail safe system, a device for warning and automatic engagement of disengaged foot breakpedals at higher running speed was developed.

In the chemical application work by the use of air blast sprayers in orchards, located mainly on slopes, overturning accidents are liable to occur. In such a case, the operators are apt to be exposed to the chemicals in mid summer. To avoid such a risk, two types of safety cabs were developed based on the experience of safety frame design. Although the main purpose of these cabs is to protect operators against overturn and against the exposure to chemicals, the following improvements of working environment for operators were attempted: amelioration of thermal condition, noise reduction, comfortable seat and space enabling good driving posture etc.. The newly developed cabs were practically used in orchards for the chemical spray during one season, and they received highly positive evaluation.

Ch. 7. Problems left for further studies on safety frame

A few assumptions used in structural analysis should be revised in order to get more accurate structural design. Such problems left for further studies are listed in this chapter. Especially they include problems related to the amelioration of working environment in the near future: such as environmental control in cabs, assuring a wide range of vision, easy mounting and control methods of implements, vibration, noise, and so forth.

付1. 塑性設計の基礎

ここでは文献(36), (48), (114), (133)等を参考として塑性力学の考え方を記述する。

付1.1 塑性理論の適用

材料の弾性を基礎とした通常の構造設計方式は、構造物にかかる最大応力の計算と、最大応力が材料の許容応力、すなわち荷重状態に応じた安全率を見込んだ応力を超えないようにすることである。これは、負荷が取り除かれた場合に残留変形があってはならないし、万一、設計荷重を若干上回る負荷が作用しても構造物に支障がない、ということである。

安全フレームの場合は、一般に除荷後において各フレームに定められた範囲内の永久歪の存在は許されている。そして実際に、塑性変形することにより大きな衝撃エネルギーを吸収し、トラクタ自体及びトラクタと安全フレームの装着点の強度負担を減じることが要求されるのである。従って、構造体としての弾性限度を超えた荷重が負荷された状態での安全フレームの挙動の研究には、塑性理論の理解が必要である。

付1.2 静荷重下における塑性解析

付1.2.1 はりの塑性曲げ

はりが純曲げを受けた場合に、はりが弾性から塑性に至る挙動を考える。はりの引張りと圧縮の降伏応力が等しいと仮定すれば、弾性挙動を示す範囲としては、対称面に作用する曲げモーメント M と、はりの曲率 ϕ との関係は、 E ：弾性係数、 I ：主軸回りの断面2次モーメント、として、

$$M = EI\phi$$

となり、これが図A1-1の直線OAを示す。はりの最外縁応力が降伏応力 σ_y に達したとき(図のB点)、この曲げモーメント(降伏モーメント)を M_y とすると、次のように表される。

$$M_y = \sigma_y Z$$

ここで、 Z ：はりの断面係数である。

曲げモーメントがこの値を超えると、はりの最外縁に生じた塑性域は次第に内部に拡大し、曲げモーメントと曲率の関係は直線でなくなり図A1-1の曲線BCDとなる。そして、最後に塑性域が全断面に広がると、はりはそれ以上の負荷に耐えられず曲率が無制限に増大する(図のE点)。このときの曲げモーメントを全塑性曲げモーメント M_p と呼び、次の式で表される。

$$M_p = \sigma_y \int_A |y| dA \\ = \sigma_y Z_p$$

ここで、

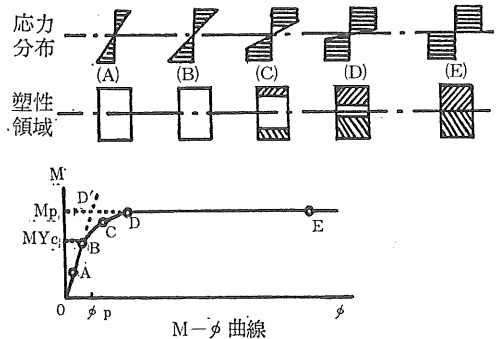


図 A1-1 純曲げをうけるはりの挙動

$|y|$ ： $M = M_p$ のときの中立軸からの距離で、積分ははりの全断面積に対するもの、 $Z_p = \int_A |y| dA$ をおきかえたもの、すなわち、塑性中立軸の上下の断面1次モーメントの和として表され、部材の全断面が降伏した状態で発揮し得る曲げに対する抵抗係数であり、塑性断面係数という。いま、降伏曲げモーメントに対する全塑性曲げモーメントの比を f とすると

$$f = M_p / M_y = Z_p / Z$$

となる。この f は、弾性限界から最終強度までの余剰強度を示すもので、断面形状のみによって決まるので形状係数という。

形状係数 f の例を図A1-2に示す。

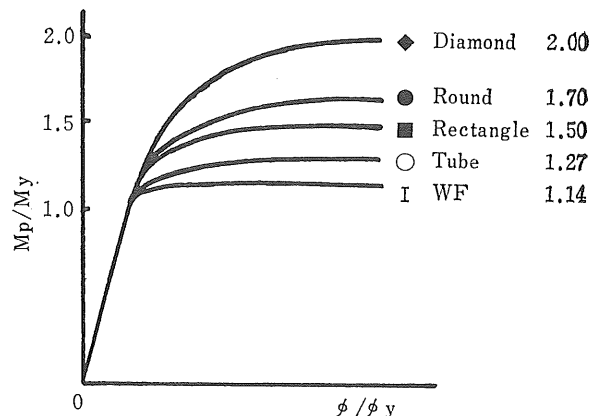


図 A1-2 各種断面の形状係数¹¹⁴⁾

ラーメン構造における部材は曲げと同時に軸方向力等を受ける場合が多い。このような場合、部材の全塑性モーメントは軸方向力などの影響により変化する。安全フレームのように構成部材の少ない場合には、全塑性モーメント

トを曲げのみで決定してよいと考えられる。

注：Hodge¹³³⁾によれば、一般の平面骨組構造物では剪断力の影響は無視できるので、はり要素における降伏条件には、曲げモーメント M と軸方向力 F を考慮すればよく、部材の降伏関数を H とすれば

$$H = M/M_P + (F/F_P)^2 - 1$$

ここで、 M_P ：全塑性モーメント、 F_P ：降伏軸方向力であり、

$$H = 0$$

のときに、その部材は降伏したことになる。

また、部材の F/F_P 値が0.15以下である場合には、上記降伏関数 H を次のように置き換えてもよいとしている。

$$H = (M/M_P) - 1$$

一方、立体骨組構造物では、部材は主として主軸方向の曲げモーメント(M_y, M_z)と、捩じりモーメント(M_x)とを同時に受ける。この様な場合、全断面降伏が順次形成されるにしたがい内力比は変化し、全断面降伏では相関曲面上を移動する。部材の降伏関数 H は、次のようになる。

$$H = (M_x/M_{px})^2 + (M_y/M_{py})^2 + (M_z/M_{pz})^2 - 1$$

付1.2.2 塑性関節

前節でのモーメント—曲率曲線からわかるように、両者の関係は完全な弾性挙動を示す直線部分と、塑性域が拡大する曲線部分、及び全断面が塑性化し、無制限に曲

率が増加する直線部分とからなっている。

これを図A1—1のOD'及びD'Eの2本の直線で $M-\phi$ 関係を表すと実際の $M-\phi$ 関係と理想化された $M-\phi$ 関係の差は小さくなるので、理想化された $M-\phi$ 関係を用いて今後の検討を進める。

この理想化された $M-\phi$ 曲線では塑性モーメント M_P までは弾性計算が成立する。 M_P に達すると、はりはその点の周りに一定モーメント M_P のもとに回転する。この塑性モーメント M_P が作用している点を塑性関節と呼ぶ。一旦、塑性関節となった点は、 M_P 以上のモーメントは保持できないため、その近傍は弾性的で、長さ方向に塑性域の拡がりを持たないことになる。実際のはりでは、塑性域の拡がりがあるが、形状係数が1.0に近いものが多いため、塑性関節の概念の導入による誤差は小さく、解析が極めて単純化される。

付1.2.3 塑性崩壊

少なくとも構造物の一部で荷重の増加なしに有限変形が起こり得る状態を崩壊といい、崩壊機構が形成されているという。

構造物が崩壊の状態にあるためには、次の三つの条件を満足しなければならない。それらを弾性解析と対比すると図A1—3のようになる。

- 1) 崩壊機構条件(メカニズム)：構造物が運動を起こすのに十分な数の塑性関節が形成されていること。
- 2) 平衡条件：荷重と反力の釣り合いがとれていること。
- 3) 塑性条件：曲げモーメントの絶対値がどこでも全

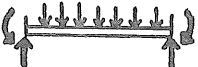
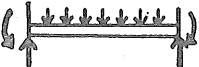
塑性解析		弾性解析	
崩壊機構		連続性	
平衡条件		平衡条件	
塑性条件	 $M \leq M_P$	弾性条件	 $M < M_y$

図 A1—3 塑性解析と弾性解析の比較¹¹⁴⁾

塑性モーメントを超えていないこと。

付1. 2. 4 平面構造物による単純塑性解析

日本建築学会の鋼構造塑性設計規準案⁵⁾によれば「通常の構造物の耐荷能力の算定は、構造物を平面構造物に分解した後、単純塑性解析によって行うことができる」とされている。

これは、立体構造物(3次元要素)は荷重の伝達など、各部の挙動を考慮して適当な平面構造物(2次元要素)群に分解し、さらに、それらを骨組線で代表させて行うことが在来の構造設計の慣習であるから塑性設計の場合にも適用してよしい、という意味である。しかしながら、構造物を平面構造物群に分解するときは、立体としての構造物の安定に注意し、特に、水平力に対しては外力の合力と耐力の合力が単に大きさが釣り合うだけでなく、その作用線どうしが一致するように各平面構造物の耐力を配分しなければならない。また、そのときは各骨組の終局荷重下での変形能力にも注意する必要があることも意味している。

一般建築物の場合はこれでよからうが安全フレームは異形ラーメン構造が多い。筆者がこの研究に取り組んだときは、電子計算機の容量が小さいものが多く、苦勞して平面構造に分解せざるを得なかったが、その後大容量・高性能電子計算機の出現で3次元構造の解析も可能になった。

付2 有限要素法による構造解析

ここでは文献^{158), 212)}などを参考として有限要素法による構造解析の基礎を説明する。

付2.1 有限要素法の場合

有限要素法は、骨組構造のほか、板やシェル等の連続体までも扱うことができる一般的な構造解析の手法であるが、ここでは骨組構造を例にとりて説明する。

有限要素法では解析しようとする構造物を有限個の簡単な形状をした要素(部材)の集合体として考える。骨組構造は、はりや柱と呼ばれる有限個の部材を平面的あるいは立体的に結合して構成されているから、はりや柱を有限要素と考えるのが自然である。例えば図A2-1に示す平面フレームは6本の材料によって構成されているから、このフレームは6個の有限要素からなる構造と考えられることになる。

さて、外力が作用すると構造物に変形が生じ、それとともなう部材も変形するが、有限要素法では有限要素上に幾つかの節点を考え、各有限要素の変形状態がこれらの節点の変位によって定義されるものと仮定する。つ

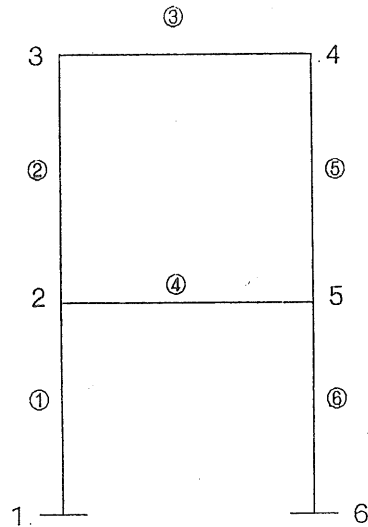


図 A2-1 平面フレームの要素と節点

まり、構造物の変形状態がこれらの節点の変位によって表されたと考えるのである。

はりや柱を一つの有限要素と考える場合には、その変形状態を定義する点として部材の両端を考えるのが自然であろう。そうすれば、部材の節点はその部材端ということになる。また、この場合、節点変位とは部材端の変位と回転角である。いいかえれば、有限要素法では部材の変形状態が部材端の変位と回転角で表されたと仮定するのである。

さて、各部材ごとに考えれば節点は部材端にあるのだが、構造全体として考えれば、骨組構造の節点は部材結合部にあると考えられる。図A2-1に示した構造を考えると、この構造には6つの節点があり、各節点については x 、 y 方向の変位 u 、 v のほか回転角 θ があり $6 \times 3 = 18$ 個の節点変位によって、この構造物の変形状態が表されることになる。

一方、部材には内力(力やモーメント)が作用しているが、有限要素法ではこれらはすべて節点を通じてのみ伝達されるものと仮定する。そうすると、有限要素に作用する力やモーメントの状態は節点における力やモーメントで表されることになる。つまり、構造物内に作用している内力の状態が、節点における力やモーメント(節点力)によって表されたと仮定することになる。骨組構造の場合には、この仮定はごく自然に理解することができる。骨組構造に作用する力やモーメントは必ず部材結合部を通じて1つの部材から他の部材に伝達されてお

り、部材両端の力やモーメントが与えられれば、その部材内の力やモーメントの分布を求めることができるからである。

図A2-1の構造物の場合は節点力としてx、y方向

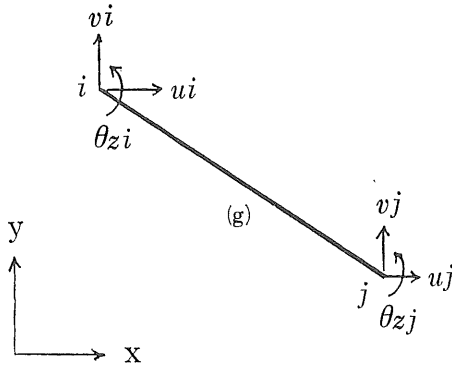


図 A2-2 梁要素の節点の変位

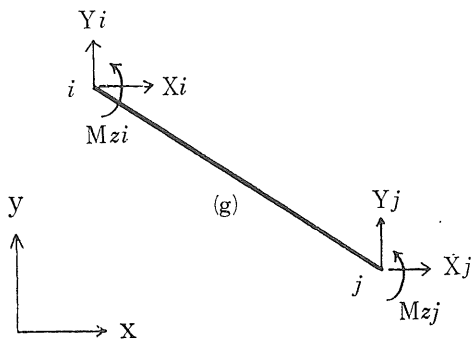


図 A2-3 梁要素の節点の節点力

の力X、YのほかにもモーメントMを考える。図A2-3はこの構造物の節点力を示したもので、 $6 \times 3 = 18$ 個の構造物の節点力によってこの構造物の内力状態が表されることになる。

構造物内に考える節点の数は有限であり、各節点での節点力や節点変位の数も有限であるから、結局、構造物の変形状態や内力状態は有限個の節点変位や節点力によって表されることになる。つまり、有限要素法では構造物は有限自由度の系に置換されるのである。

各要素については適合条件と平衡条件を使って節点力と節点変位の間に一次式が成立するから、それを解けばよいことになる。つまり、有限要素法のキーポイントは、節点力をどのようにして節点変位の一次式として表現するかということにあるわけである。

付2.2 変位法によるマトリックス構造解析

付2.2.1 骨組要素の節点力と節点変位

まず、平面ラーメン要素について考える。適当な平面ラーメン構造から、要素gを抜き出し、解析しようとする構造について統一的に定めたx y座標系及びそれらと右手系を成すようにz軸を定める(図A2-2)。要素gの2つの節点i及びjの変位量を表す量としては、図に示したように、節点iについてはx方向及びy方向の変位 u_i と v_i 及び θ_{zi} 節点jについても同様に u_j 、 v_j 、 θ_{zj} が考えられる。ここで回転角は右ねじの方向を正とする。これらの6つの量をまとめて1つのベクトルとし、これを平面ラーメン要素gの節点変位ベクトルとする。すなわち、

$$\{\theta_g\} = \{u_i \ v_i \ \theta_{zi} \ u_j \ v_j \ \theta_{zj}\}^T$$

次に、平面ラーメン要素の節点力について考えてみると、図A2-3に示すように節点についてはx及びy方向に作用する力 X_i と Y_i 及びz軸回りのモーメント M_{zi} 、節点jについても同様に X_j 、 Y_j 、 M_{zj} が考えられる。これら6つの量をまとめて1つのベクトルとし、これを平面ラーメン要素gの節点力ベクトルとする。

$$\{f_g\} = \{X_i \ Y_i \ M_{zi} \ X_j \ Y_j \ M_{zj}\}^T$$

一方、立体ラーメン構造については、平面ラーメンの場合を拡張して考えればよい。結果を示せば、

$$\begin{aligned} \{\delta_g\} &= \{u_i \ v_i \ w_i \ \theta_{xi} \ \theta_{yi} \ \theta_{zi} \\ &\quad u_j \ v_j \ w_j \ \theta_{xj} \ \theta_{yj} \ \theta_{zj}\}^T \\ \{f_g\} &= \{X_i \ Y_i \ Z_i \ M_{xi} \ M_{yi} \ M_{zi} \\ &\quad X_j \ Y_j \ Z_j \ M_{xj} \ M_{yj} \ M_{zj}\}^T \end{aligned}$$

付2.2.2 剛性マトリックスの概念と座標系

いま、

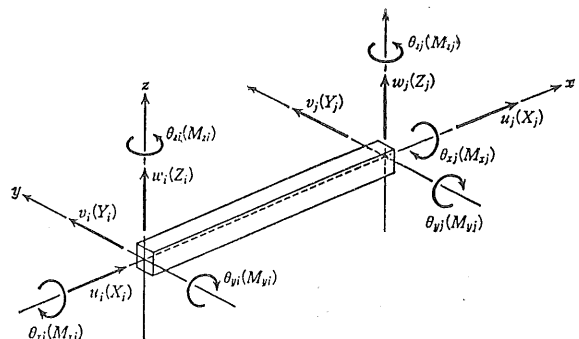


図 A2-4 3次元立体骨組の節点変位と節点力

$$[K_g] = \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} & \cdots & k_{16} \\ k_{21} & k_{22} & \cdots & k_{26} \\ \cdots & \cdots & \cdots & \cdots \\ k_{61} & k_{62} & \cdots & k_{66} \end{bmatrix}$$

なるマトリックスを考えると、要素 g の節点力と節点変位の関係は

$$\{f_g\} = [k_g] \{\delta_g\}$$

という一次式で表される。マトリックス $[k_g]$ の k_{11} 、 k_{12} 、 $\cdots$ はバネ定数のようなもので、要素 g の剛性を表しているの、 $[k_g]$ を剛性マトリックスという。

有限要素法によって構造物を解析するためには、いろいろな要素について剛性マトリックスを求めておくことが前提となる。そして、剛性マトリックスは要素の性状を表すものであるから、これを正確に求めておくことが有限要素法では極めて重要な問題である。

ところで、有限要素は構造全体について統一的に定めた全体座標系の中でそれぞれ任意の位置にある。従って、構造を構成する各要素の剛性マトリックスは、構造全体について統一的に定めた全体座標系に関するものが必要である。しかし、任意の位置にある要素について剛性マトリックスを計算することはもちろん可能であるが、全体座標系に対する部材の傾きなどが計算に入ってくるので非常にややこしくなり、計算がしにくい面があり、計算が簡単のように適当な座標を考えるのが普通である。この様な座標系を部材座標系という。そして、部材座標系について剛性マトリックスが得られたならば、座標変換によって、任意の位置にある部材の全体座標系についての剛性マトリックスを計算するわけである。骨組構造では、材軸方向に部材座標系の x 軸をとるのが普通である。

この場合、部材座標系に関する節点ベクトル $\{f_g\}$ のうち、 X_i 、 X_j は節点 i 、 j に作用する軸力を、 Y_i 、 Y_j は剪断力を、 M_{zi} 、 M_{zj} は曲げモーメントを表している。

付2.2.3 剛性マトリックス

水平な剛性要素 g を考え、図A2-2、A2-3のように節点変位、節点力が定まる。節点力と節点変位の関係は、一般の撓み角法において、中間荷重が作用しない場合に相当するので、

$$\begin{aligned} M_{zi} &= \frac{2EI}{1} (2\theta_i + \theta_j - 3(v_j - v_i) / l) \\ &= \frac{2EI}{1} (2\theta_i + \theta_j) + \frac{6EI}{1^2} (v_i - v_j) \end{aligned}$$

$$M_{zj} = \frac{2EI}{1} (\theta_i + 2\theta_j) + \frac{6EI}{1^2} (v_i - v_j)$$

$$Y_i = -Y_j$$

$$= -(M_{zi} + M_{zj}) / l$$

$$= \frac{6EI}{1^2} (\theta_i + \theta_j) - \frac{12EI}{1^3} (v_i - v_j)$$

である。また、軸方向力については、

$$X_i = -X_j$$

$$= \frac{EA}{1} (u_i - u_j)$$

であるから、これらを書き換えると

$$\begin{Bmatrix} X_i \\ Y_i \\ M_{zi} \\ X_j \\ Y_j \\ M_{zj} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} EA/1 & 0 & 0 & -EA/1 & 0 & 0 \\ 0 & 12EI/1^3 & 6EI/1^2 & 0 & -12EI/1^3 & 6EI/1^2 \\ 0 & 6EI/1^2 & 2EI/1 & 0 & -6EI/1^2 & 2EI/1 \\ EA/1 & 0 & 0 & -EA/1 & 0 & 0 \\ 0 & -12EI/1^3 & -6EI/1^2 & 0 & 12EI/1^3 & -6EI/1^2 \\ 0 & 6EI/1^2 & 2EI/1 & 0 & -6EI/1^2 & 2EI/1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_i \\ v_i \\ \theta_i \\ u_j \\ v_j \\ \theta_j \end{Bmatrix}$$

という、平面ラーメン要素の剛性方程式ができ、右辺第1項が平面ラーメン要素の部材座標系に関する剛性マトリックスである。

同様に、立体ラーメン要素の剛性方程式も作成できる。

付2.2.4 座標変換

各要素に固定された部材座標系についての剛性方程式を全体座標系に関する節点力と節点変位の関係に変換しないと、各節点での平衡条件式が立てられない。この変換作業が座標変換である。

まず、平面骨組構造について右手系をなす全体座標系 $\bar{x}-\bar{y}-\bar{z}$ 軸と部材座標系 $x-y-z$ 軸を考える。

全体座標系に関する変位と回転角 $(\bar{u}, \bar{v}, \bar{\theta})$ と部材座標系に関する変位と回転角 (u, v, θ) の関係は次のようになる。ただし、 ϕ は全体座標系の x 軸から部材座標系の x 軸に向って測った角度である。

$$\begin{Bmatrix} u \\ v \\ \theta \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\phi & \sin\phi & 0 \\ -\sin\phi & \cos\phi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \bar{u} \\ \bar{v} \\ \bar{\theta} \end{Bmatrix}$$

また、全体座標系の節点力と部材座標系の節点力の関係も

$$\begin{Bmatrix} X \\ Y \\ M \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\phi & \sin\phi & 0 \\ -\sin\phi & \cos\phi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \bar{X} \\ \bar{Y} \\ \bar{M} \end{Bmatrix}$$

となる。

これらを用いて剛性方程式のうち節点変位ベクトルを

変換すると、

$$\begin{Bmatrix} u_i \\ v_i \\ \theta_i \\ u_j \\ v_j \\ \theta_j \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\phi & \sin\phi & 0 & & & \\ -\sin\phi & \cos\phi & 0 & & & \\ 0 & 0 & 1 & & & \\ & & & \cos\phi & \sin\phi & 0 \\ & & & 0 & -\sin\phi & \cos\phi \\ & & & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \bar{u}_i \\ \bar{v}_i \\ \bar{\theta}_i \\ \bar{u}_j \\ \bar{v}_j \\ \bar{\theta}_j \end{Bmatrix}$$

すなわち

$$\{\delta\} = [T] \{\bar{\delta}\}$$

となり、節点力ベクトルも同様に

$$\{f\} = [T] \{\bar{f}\}$$

となる。ここで[T]を変換マトリックスという。

ところで、部材座標系に関する剛性方程式

$$\{fg\} = [kg] \{\bar{\delta}g\}$$

に上記の式を代入すると

$$[Tg] \{\bar{f}g\} = [kg] [Tg] \{\bar{\delta}g\}$$

両辺に左から[Tg]⁻¹を乗すると

$$\begin{aligned} \{\bar{f}g\} &= [Tg]^{-1} [kg] [Tg] \{\bar{\delta}g\} \\ &= [Tg]^T [kg] [Tg] \{\bar{\delta}g\} \end{aligned}$$

が得られる。ここで、

$$[\bar{k}g] = [Tg]^T [kg] [Tg]$$

とおくと

$$\{\bar{f}g\} = [\bar{k}g] \{\bar{\delta}g\}$$

となり、全体座標系に関する剛性方程式が求められたことになる。[$\bar{k}g$]を要素gの全体座標系に関する剛性マトリックスと呼ぶ。

立体ラーメン要素についても同様にして座標変換マトリックス[T]が定まるが、ここでは省略する。

付2.2.5 節点変位・部材力の計算

以上の手続きで各部材の全体座標系の剛性方程式が得られるので、それらを各節点ごとに重ね合わせて全体の剛性方程式を作る。すなわち、構造物の各節点における釣り合い方程式は、

$$\{F\} = [K] \{d\}$$

この式を、各節点の拘束条件(x、y、z方向の変位)によって再配列すると、

$$\begin{Bmatrix} pF \\ F_R \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} K_J & (K_R)^T \\ K_R & K_{RR} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} d_J \\ 0 \end{Bmatrix}$$

となる。ただし、 F_R は拘束反力、 d_J は可動変位成分である。従って

$$\{pF\} = [K_J] \{d_J\}$$

の式から、 $\{pF\}$ は節点外力として既知であるから

$$\{d_J\} = [K_J]^{-1} \{pF\}$$

をとくことにより、節点変位が得られる。その結果から

$$\{F_R\} = [K_R] \{d_J\}$$

を計算して拘束反力が得られる。さらに各部材に働く部材力は

$$\{fg\} = [Kg] \{\delta g\}$$

によって求められる。

普通の弾性計算はここまでで終了である。

付2.3 塑性解析

構造物に働く荷重を増加させると、部材は塑性化する。塑性条件には①部材に生じる曲げモーメントの大きさだけで決定する、②曲げモーメントと軸方向力の関係で決定する、③主軸方向の曲げモーメントとねじりモーメントを考慮して決定する、という3つが考えられる。はじめの2項については平面構造解析、3項は立体構造解析の場合にそれぞれ該当する。すなわち、部材に全断面降伏が生じる条件は、その部材の降伏関数をHとすると、

$$H = 0$$

となることである。上記①～③についてHは

- ① $H = (M/M_p) - 1$
- ② $H = (M/M_p) + (T/T_p)^2 - 1$
- ③ $H = (M_x/M_{px})^2 + (M_y/M_{py})^2 + (M_z/M_{pz})^2 - 1$ で表される。

ここで、T:軸力、 T_p :降伏断面力、 M_y 、 M_z :主軸方向の曲げモーメント、 M_{py} 、 M_{pz} :主軸方向の全塑性曲げモーメント、 M_x :ねじりモーメント、 M_{px} :降伏ねじりモーメント。以後①について話を進める。

$H = (M/M_p) - 1 = 0$ ということは、荷重を次第に増加させて $M = M_p$ となったときにその断面は塑性化し、塑性関節となる。

前節の

$$\{pF\} = [K_J] \{d_J\},$$

$$\{F_R\} = [K_R] \{d_J\}$$

$$\{fg\} = [Kg] \{\delta g\}$$

より構造物の部材の中で最初に全塑性モーメントに達するときの荷重比例定数Pが定められる。それを P_1 とする。荷重 $P_1 F$ で全塑性モーメントに達した部材は塑性

関節を形成することになるので、以後の荷重増分に対しては、その断面は他の部材とピン結合されていることと同等である。従って、塑性関節の位置によって部材の剛性変る。それは、両端剛の剛性マトリックスから塑性関節の位置でピン結合するとして、曲げモーメントを消去すると導かれ、次のようになる。

a) 部材右端に塑性関節を生じた場合

$$[k_{12}] = \begin{bmatrix} EA/l & -EA/l & 0 & 0 \\ 3EI/l^3 & 3EI/l^2 & 0 & -3EI/l^3 \\ 3EI/l^2 & 0 & -3EI/l^2 & 0 \\ 0 & EA/l & 0 & 0 \\ \text{SYM} & 3EI/l^3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

d) 部材左端に塑性関節を生じた場合

$$[k_{21}] = \begin{bmatrix} EA/l & 0 & -EA/l & 0 & 0 \\ 3EI/l^3 & 0 & 0 & -3EI/l^3 & 3EI/l^2 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & EA/l & 0 & 0 & 0 \\ \text{SYM.} & 3EI/l^3 & -3EI/l^2 & 3EI/l^2 & 3EI/l \end{bmatrix}$$

c) 部材両端に塑性関節を生じた場合

$$[k_{22}] = \begin{bmatrix} EA/l & 0 & 0 & -EA/l & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & EA/l & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \text{SYM.} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

最初に塑性関節を生じた部材に対しては、新しい剛性マトリックスを用い全体の釣り合い方程式を作成する。前荷重段階と同様にして、第2番目の塑性関節が形成される荷重 $P_2 F$ を求める。以下同様な手順によって順次塑性関節を追跡し、最後に崩壊に達する。崩壊に達した構造物は無制限な塑性変形を続けることになり、節点変位が定められない。すなわち、局部的なあるいは全体構

造物として運動学的不安定となることで、構造物全体としての剛性マトリックスの逆マトリックスが存在しないことになる。従って、崩壊の判定は

$$|K_J| = 0$$

となる。この状態で崩壊機構は自動的に求められており、崩壊荷重 F_P は、これまでの荷重段階の総和

$$\{F_P\} = \sum P_i \{F\}$$

として与えられる。変位もまた同様である。

なお、軸力が降伏断面力の15%を超えている場合には、上記の塑性条件判定式の②を用いる必要がある。

このようにして完成された構造解析プログラムを用いて行った計算結果の一部を3章1節に記したが、ここでは実際の強度試験とは違う部分に荷重をかける場合、すなわち実際の転倒事故で安全フレームの上部コーナーに集中荷重が加わる場合の変形を予測してみる。本論文22頁にOEC Dテストコードに定められた部位に後方荷重をかけた場合の変形図をあげたが、その荷重点を右端に移動した場合の変形は図A2-5のようになり、この安全フレームの場合には、最大でも2cm程度大きく変形するだけであり、安全空間に影響を及ぼすことはなかった。同様にして、側方荷重の荷重点を変えても変形状態に大差を生じるようなことは認められなかった。

次に安全フレームの形状をシンプルにし、作業機装着との関係から後柱取付け部との競合を避けるねらいで設計した701型フレームの一部改造（上部の形状を少し絞った）フレームについて強度計算をした例を図A2-6、7に示す。変形量はさほど大きくないが、図A2-8、9に示すように後柱立上がり部のモーメントが異常に大きくなっており、補強材の利用、あるいは部材の変更が必要なことを表している。しかし、この形状の場合、作業機との競合、サイズの異なる部材の接続等に不具合が生じ、また、トラクタへの乗降りの利便性等も考慮の末、本論文で主として述べている702型フレームの形状を基本として以後の研究を展開したのである。

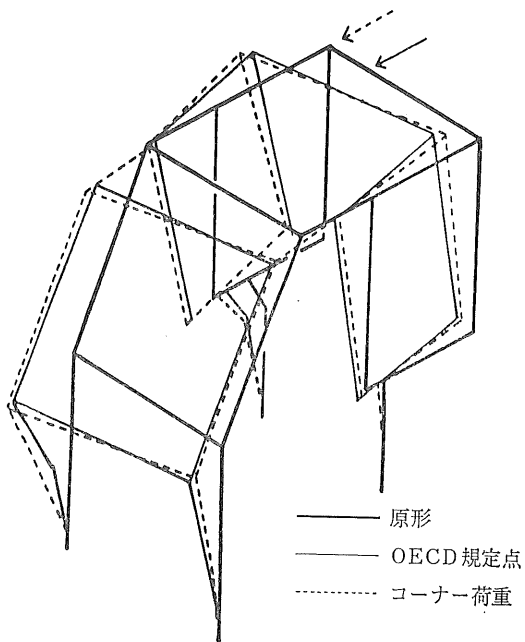


図 A2-5 荷重点を変更した場合の変形の違い

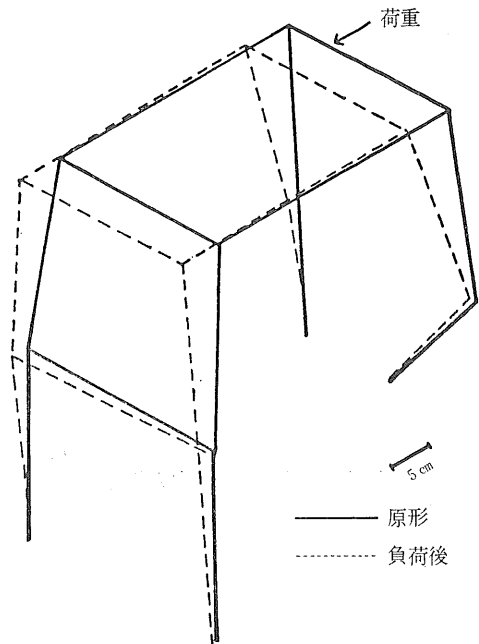


図 A2-6 後方荷重変形量計算例
(701型フレームの一部改造)

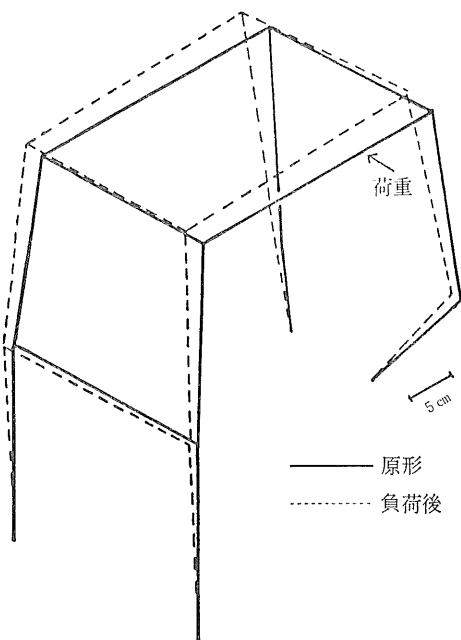


図 A2-7 側方荷重変形量計算例
(701形フレームの一部改造)

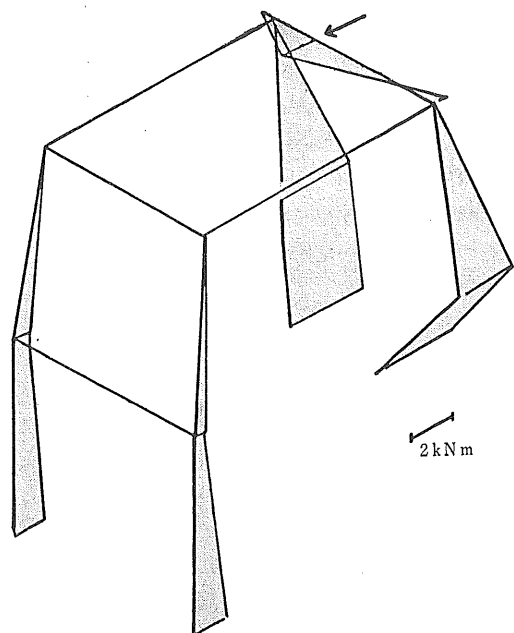


図 A2-8 静荷重10kNの時のモーメント(後方荷重)
(図が複雑になるため一部モーメント省略)

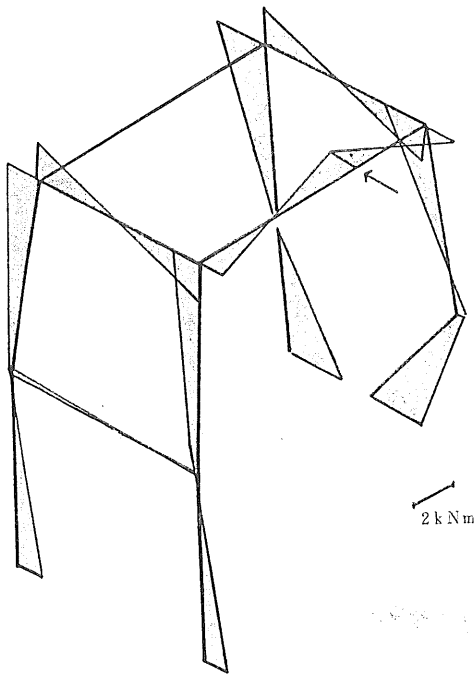


図 A2-9 静荷重10kNの時のモーメント(側方荷重)
(図が複雑になるため一部分モーメント省略)

農業機械化研究所報告 第21号

Technical Report of the Institute of
Agricultural Machinery No.21

昭和62年3月20日 印刷・発行

頒価 1,550 円

〒331 埼玉県大宮市日進町1丁目
Nisshin, Omiya, Saitama, Japan
Tel. 0486-63-3901~4

生物系特定産業技術研究推進機構

農業機械化研究所

Institute of Agricultural Machinery

Bio-oriented Technology Research Advancement Institution

印刷・製本／ 中沢印刷株式会社