

農用トラクタの排出ガス評価手法に関する研究

Studies on Emission Gas Evaluation Techniques for
Agricultural Tractors

清水一史

2014

目 次

はじめに	1
第 1 章 序論	4
1.1 研究の背景	4
1.1.1 日本のディーゼル特殊自動車に対する排出 ガス規制の動向	4
1.1.1.1 日本のディーゼル特殊自動車に対する 排出ガス規制	4
1.1.1.2 日本のディーゼル特殊自動車に対する 排出ガス試験方法	9
1.1.2 ディーゼル機関の排出ガス低減技術	14
1.1.3 トラクタの実作業と排出ガスに関する国内 外の研究動向	18
1.2 本研究の目的と構成	22
第 2 章 動力計を用いた機関トルク再現による排出ガス	25
2.1 緒言	25
2.2 機関トルク推定可能性の確認	26
2.2.1 試験方法	26
2.2.2 試験結果及び考察	29
2.3 動力計による耕うん時の機関トルク再現方法の検 討	30
2.3.1 試験方法	30
2.3.2 試験結果及び考察	32
2.4 動力計を用いた再現運転による排出ガス確認	33
2.4.1 試験方法	34
2.4.1.1 耕うん時の負荷と排出ガス測定	34
2.4.1.2 動力計による再現運転時のトルク再現 性と排出ガス	37
2.4.2 試験結果と考察	40
2.4.2.1 動力計による耕うん時の機関トルクの 再現性	40
2.4.2.2 耕うん時と動力計による再現運転時の 排出ガス比較	42
2.5 摘要	44
第 3 章 再現負荷法による機関トルクの再現性	45
3.1 緒言	45
3.2 様々なほ場条件等における耕うん時の機関トルク 把握	45
3.2.1 試験方法	45
3.2.2 試験結果及び考察	48

3.3	再現負荷法によるトルクの再現性確認	49
3.3.1	試験方法	49
3.3.2	試験結果及び考察	49
3.4	摘要	52
第4章	動力計でトルクを安定的に再現できる負荷方法の 検討及び検討した負荷法によるトルクの再現性	53
4.1	緒言	53
4.2	排出ガス調査	54
4.2.1	試験方法	54
4.2.2	試験結果及び考察	57
4.3	耕うん時機関トルクの周波数分析	61
4.3.1	試験方法	61
4.3.2	試験結果	61
4.4	動力計でトルクを安定的に再現できる負荷方法の 検討	62
4.5	ステップ負荷法によるトルクの再現性	64
4.5.1	試験方法	64
4.5.2	試験結果及び考察	64
4.6	摘要	67
第5章	機関トルクの負荷方法と排出ガス	68
5.1	緒言	68
5.2	機関トルクの負荷方法が排出ガスに及ぼす影響	68
5.2.1	試験方法	68
5.2.2	試験結果及び考察	69
5.2.2.1	NO _x , HC 及び CO ₂	71
5.2.2.2	PM	75
5.2.2.3	CO	77
5.3	摘要	79
第6章	ステップ負荷法による機関トルクの合成・時間短縮	80
6.1	緒言	80
6.2	負荷の合成, 時間短縮による排出ガス	80
6.2.1	試験方法	80
6.2.2	試験結果及び考察	82
6.3	摘要	85
第7章	排出ガス評価法の作成	86
7.1	緒言	86
7.2	機関トルクの負荷位置	86
7.2.1	機関トルクの負荷範囲の検討	86
7.2.2	機関トルクの負荷位置の検討	90

7.3	排出ガス評価法	93
7.3.1	排出ガス評価法の作成	93
7.3.2	排出ガス評価法を適用した排出ガス測定	95
7.3.2.1	試験方法	95
7.3.2.2	試験結果及び考察	96
7.4	摘要	97
第8章	結論	98
8.1	まとめ	98
8.2	今後の展望	101
	要約	102
	Abstract	104
	参考文献	106
	謝辞	113
	学位論文の基礎となる学会誌公表論文のリスト	114

略語一覧表

略語	英語	日本語
CH ₄	Methane	メタン
CO	Carbon Monoxide	一酸化炭素
CO ₂	Carbon Dioxide	二酸化炭素
CRS	Common Rail System	コモンレールシステム
D8	Exhaust Emission from Diesel-Powered Special Motor Vehicles Test (8mode)	ディーゼル特殊自動車排出ガス試験（8モード）
DPF	Diesel Particulate Filter	ディーゼル微粒子除去装置
ECU	Engine Control Unit	機関制御ユニット
EGR	Exhaust Gas Recirculation	排出ガス再循環
FA	Free Acceleration Smoke Emission Test	無負荷急加速黒煙試験
LCA	Life Cycle Assessment	ライフサイクルアセスメント
NMHC	Non-methane Hydrocarbons	非メタン炭化水素
NO	Nitrogen Monoxide	一酸化窒素
NO _x	Nitrogen Oxide	窒素酸化物
NRMM gtr	Non-Road Mobile Machinery global technical regulation	ノンロード移動機器世界統一技術基準
NRTC	Non Road Transient Cycle	ノンロード過渡試験サイクル
O ₂	Oxygen	酸素
PM	Particulate Matter	粒子状物質
PTO	Power Take-off	動力取出軸
RMC	Ramped Modal Cycle	ランプドモーダルサイクル
SCR	Selective Catalytic Reduction	選択触媒還元
SEE	Standard Error of Estimate	推定値の標準誤差
SOF	Soluble Organic Fraction	可溶性有機成分
THC	Total Hydrocarbons	全炭化水素
WF	Weighting Factor	重み係数

はじめに

農用トラクタ（以下，トラクタ）に搭載される内燃機関として標準的なディーゼル機関は，ガソリン機関などの火花点火機関に比べて，自着火によるノッキングがないため圧縮比を高く設定できる，出力調整を燃料噴射量で行い絞り弁を必要としないためポンピングロスがほとんどない，圧縮行程中の空気中に燃料を含まないため比熱比が高いなどの理由から，熱効率が高く燃料消費量が少ないという特徴を有している。更に，耐久性や信頼性の点においても優れている。

一方，排出ガス中の粒子状物質(Particulate Matter 以下，PM)は呼吸器系疾患等の増加が問題となっておりとともに，PMを構成する可溶性有機成分(Soluble Organic Fraction 以下，SOF)は発ガン性¹⁾⁻⁵⁾についても懸念されている。また，窒素酸化物(Nitrogen Oxide 以下，NO_x)は呼吸器系に有害⁶⁾なばかりでなく，酸性雨の主原因の一つであり，森林破壊，湖沼の酸性化，光化学スモッグの発生⁷⁾等地球環境にも悪影響を与えている。このため，ディーゼル機関から排出される有害排気物質の中で，特にPMとNO_xのより一層の低減が求められている⁸⁾。

PM とNO_xの生成原因は以下に述べるディーゼル機関特有の燃焼形態に由来する。ディーゼル機関では高温高压に圧縮した空気中に燃料を高圧で噴射することにより噴霧を形成して燃料と空気を混合させる。形成された混合気は，着火条件を満たした部分から次々に自着火し，その後，燃料と空気が混合しながら燃焼が進行する。このように，燃料，空気および燃焼ガスが混在した極めて不均一な状態で燃焼が進行するため，実際の燃料と空気の混合比(以下，空燃比)を理論空燃比（理論的に燃料と空気中の酸素が過不足なく反応する時の空燃比）で除した空気過剰率（以下， λ ）が1以上と理論的に燃焼に必要な酸素（以下，O₂）が十分であるにもかかわらず，燃焼室内には局所的にO₂が不足する箇所が存在する。O₂が不足する箇所

は、PMを構成するすす（以下、Soot）が不完全燃焼により凝集した炭素粒子として生成される。またSOFは、燃焼温度が低い領域において燃料や潤滑油の高沸点・高分子成分が未燃のままあるいは燃焼中間生成物として排出される⁹⁾¹⁰⁾。一方NO_xは、燃料噴射量の多い燃焼温度が高い領域において、空気中の窒素（以下、N₂）の酸化により生成される一酸化窒素（以下、NO）を主体として排出される。

このように排出ガス中の有害排気物質の健康や環境などへの影響が懸念される中、機関定格出力 19kW 以上 560kW 未満の農業機械、建設機械などのディーゼル特殊自動車（以下、特殊自動車）に対し、2003 年 10 月に排出ガス規制が開始された。その試験方法として「ディーゼル特殊自動車排出ガス試験（8 モード）¹¹⁾（JIS B 8008-4:2009¹²⁾、以下、D8 法）」及び「無負荷急加速黒煙試験¹³⁾（以下、FA 法）」が用いられ、定常状態における一酸化炭素（以下、CO）、全炭化水素（Total Hydrocarbons 以下、THC）、NO_x、PM 及び排気黒煙濃度（以下、黒煙）とアイドリング回転速度から無負荷最高回転速度へ急加速する過渡状態の黒煙が機関単体で測定されてきた。更に 2011 年から 2013 年にかけて排気後処理装置の装着を前提とした PM の規制値強化と THC から非メタン炭化水素（Non-methane Hydrocarbons 以下、NMHC）への規制変更が図られることとなり、試験方法についても、これまでの D8 法及び FA 法に加え、Non Road Transient Cycle モード法（JIS B 8008-11:2008¹⁴⁾、以下、NRTC 法）が用いられることになり、過渡状態における CO、NMHC、NO_x 及び PM が後処理装置を装着した機関単体で測定されることになった。

しかしながら、D8 法や NRTC 法は建設機械なども含めたディーゼル特殊自動車全般を考慮した方法であるため、これらの方法により農業現場における排出ガスやその環境への影響を把握することはできない。

また、既往の研究において、ロータリ耕うん作業（以下、耕うん）時の PTO トルクを電気動力計（以下、動力計）により再現運転することで、THC と高負荷時の CO を除き、耕うん時と再現運転時の排

出ガス濃度が概ね同様となること¹⁵⁾や、トラクタの稼働実態調査結果と D8 法では稼働状態が異なるため、今後のトラクタ排出ガス評価方法の作成にあたり、より具体的な稼働状態等を検討する必要性が示されている¹⁶⁾。

トラクタ作業の稼働状態をふまえた排出ガスを評価するためには、PTO 軸に要する PTO 出力、走行部に要する走行出力、油圧ポンプなど補機類に要する補機類出力、摩擦などによる損失等の総和である機関出力を把握する必要がある、機関出力を把握するためには、機関回転速度や機関トルクの測定が不可欠となる。

機関回転速度については、市販の回転計等を用いて直接かつ容易に測定することができるものの、機関トルクについては、トラクタの機関、クラッチ、トランスミッションが一体構造となっているため、ひずみゲージ等のセンサを組み込めないのが現状であり、直接測定することが難しい。また、自脱型コンバインのように不可逆的な改造を供試機に施すことなく機関トルクを測定できる装置¹⁷⁾がなく、この装置をトラクタ機関に適用することもできない。このため機関トルクの測定については、間接的にトルクを推定する方法なども含め検討が必要となる。

トラクタ作業の稼働実態に即した機関出力を把握し、その機関出力を再現運転できれば、実際の稼働実態と同じ機関の燃焼状態を再現できるため、前述の PTO トルクのみを再現運転することに比べて、より良好な室内での排出ガス測定、評価が可能と考えられる。

そこで、本研究では、農業機械の作業のうち代表的なトラクタ作業の 1 つである耕うん作業について、耕うん時の機関出力を動力計により再現、負荷し、稼働実態を十分に反映した排出ガスの測定、評価を室内試験で行うための手法の開発を目指す。

第1章 序論

1.1 研究の背景

1.1.1 日本のディーゼル特殊自動車に対する排出ガス規制の動向

1.1.1.1 日本のディーゼル特殊自動車に対する排出ガス規制

我が国では、1966年にガソリン自動車のCOに対する排出ガス規制が初めて導入された。トラック、バスなどディーゼル自動車の排出ガス規制は、1972年に黒煙に対して導入され、これ以降ディーゼル自動車では、1974年にCO、THC及びNO_x、1993年にPMに対する規制が順次導入され、時代とともに規制値が強化されてきた。

このように、既に排出ガス規制が開始されているディーゼル自動車の規制値が順次強化され、排出ガス量が減少していく中、農業機械、建設機械などの特殊自動車は排出ガス規制の対象外となっていたため、ディーゼル機関を搭載した車両全体の排出ガス量に占める特殊自動車の排出割合が相対的に高まることとなった。

1992年には環境庁（現在：環境省）が「未規制自動車からの排出実態調査委員会」を設置し、3年間の調査・検討を経て、1995年にとりまとめた「未規制自動車からの排出実態調査結果」において、特殊自動車から排出される排出ガスのうち、特にNO_x排出量は自動車全体の約3割（農業機械は自動車全体の2%）を占めることが示されている¹⁸⁾。

1997年11月には特殊自動車の排出ガス低減対策の強化について検討した環境庁の中央環境審議会大気部会自動車排出ガス専門委員会において「今後の自動車排出ガス低減対策のあり方について（第二次答申）」が取りまとめられ、排出ガス規制の対象となっていない特殊自動車のNO_x及びPM排出量が多いため、特殊自動車を排出ガス規制の対象にすること、当面軽油を燃料とする特殊自動車のうち機関定格出力19kW以上560kW未満を対象とすること、低減を図るべき排出ガス成分をCO、THC、NO_x及びPMとすることや各成分の許容限度設定目標値、目標達成時期を2004年とすること、排出ガス

試験方法などが示された¹⁹⁾。

また、2000年11月には「今後の自動車排出ガス低減対策のあり方について（第四次答申）」がとりまとめられ、目標達成時期を2004年から1年前倒しして2003年とすること、黒煙の試験方法や目標値が示された²⁰⁾。

この答申を受けた環境省の決定に伴い、国土交通省は道路運送車両法の保安基準の一部を改正する等の諸整備を行い²¹⁾、定格出力19kW以上560kW未満の機関を搭載した公道を走行する特殊自動車について、新型車は2003年10月より、継続生産車及び輸入車は2004年9月より排出ガス規制（以下、一次排出ガス規制）が適用されることとなった。また、試験は機関単体で行うこととなっており、試験方法は「道路運送車両の保安基準の細目を定める告示（以下、細目告示）」において「D8法」及び「FA法」となっている²²⁾。

一次排出ガス規制における排出ガス規制値²³⁾を表1-1に示す。

表 1-1 一次排出ガス規制における排出ガス規制値

成分	試験法	機関定格出力 (kW)			
		19 ≤ < 37	37 ≤ < 75	75 ≤ < 130	130 ≤ < 560
CO	D8法 (g/kWh)	5.00	5.00	5.00	3.50
THC		1.50	1.30	1.00	1.00
NO _x		8.00	7.00	6.00	6.00
PM		0.80	0.40	0.30	0.20
黒煙	D8法 (%)	40	40	40	40
	FA法 (%)	40	40	40	40
適用開始時期	新型車	2003.10.1	2003.10.1	2003.10.1	2003.10.1
	継続生産車, 輸入車	2004.9.1	2004.9.1	2004.9.1	2004.9.1

続いて、2003年6月にとりまとめられた「今後の自動車排出ガス低減対策のあり方について（第六次答申）」においては、機関定格出力別に2006年から2008年にかけて、自動車全体に占める特殊自動車の排出寄与度が高いNO_xとPMに重点をおいた規制値の強化（一

次排出ガス規制と比較して15%～50%削減)や公道を走行しない特殊自動車(以下、特定特殊自動車)に対する規制の導入についても検討することとされた²⁴⁾。

これに基づき、公道を走行する特殊自動車については保安基準の一部改正等、特定特殊自動車については新たに「特定特殊自動車排出ガスの規制等に関する法律」の制定等の整備が行われた。特殊自動車の新型車のうち、定格出力130kW以上560kW未満の機関については2006年10月より、同19kW以上37kW未満及び同75kW以上130kW未満の機関については2007年10月より、同37kW以上75kW未満の機関については2008年10月より規制値が強化された排出ガス規制(以下、二次排出ガス規制)が適用されることとなった。

二次排出ガス規制における排出ガス規制値²³⁾を表1-2に示す。

表 1-2 二次排出ガス規制における排出ガス規制値

成分	試験法	機関定格出力 (kW)				
		19 ≤ < 37	37 ≤ < 56	56 ≤ < 75	75 ≤ < 130	130 ≤ < 560
CO	D8 法 (g/kWh)	5.00	5.00	5.00	5.00	3.50
THC		1.00	0.70	0.70	0.40	0.40
NO _x		6.00	4.00	4.00	3.60	3.60
PM		0.40	0.30	0.25	0.20	0.17
黒煙	D8 法 (%)	40	35	30	25	25
	FA 法 (%)	40	35	30	25	25
適用開始時期	新型車	2007.10.1	2008.10.1	2008.10.1	2007.10.1	2006.10.1
	継続生産車, 輸入車	2008.9.1	2009.9.1	2010.10.1	2008.9.1	2008.9.1

更に、2008年1月にとりまとめられた「今後の自動車排出ガス低減対策のあり方について(第九次答申)」においては、今後自動車全体に占める特殊自動車のPM、NO_xの排出割合が増加すること、またPMやNO_xの排出量を大幅に削減できる排気後処理装置の導入が特殊自

自動車にも可能と考えられることから、排気後処理装置の装着を前提としたPM規制値の大幅な強化（二次排出ガス規制と比較して約90%削減）を2011～2013年にかけて、NO_x規制値の大幅な強化（二次排出ガス規制と比較して約90%削減）を2014～2015年にかけて実施することが記された。

また、特殊自動車の更なる排出ガス低減に必要となる排気後処理装置の排出ガス浄化率は、排出ガス温度に依存して変化するため、一次排出ガス規制や二次排出ガス規制の試験方法として用いられている定常試験のD8法では、実際の排出ガス温度変化を再現できず、排気後処理装置を適切に評価できないおそれがある。このため、次期規制の試験方法として、D8法に加えて、欧米規制で新たな試験方法として採用されることになっている過渡試験のNRTC法を採用することが適当であると記された²⁵⁾。

これに基づき、公道を走行する特殊自動車については保安基準の一部改正等、特定特殊自動車については「特定特殊自動車排出ガスの規制等に関する法律施行規則」の改正等の整備が行われた。特殊自動車の新型車のうち定格出力130kW以上560kW未満の機関については2011年10月より、同56kW以上130kW未満の機関については2012年10月より、同19kW以上56kW未満の機関については2013年10月より新たな排出ガス規制（以下、三次排出ガス規制）が適用されることとなった。また、試験は引き続き機関単体（但し、排気後処理装置も装着）で行うこととなり、規制対象成分がTHCからNMHCへ変更され、試験方法は細目告示において、「ディーゼル特殊自動車排出ガス試験（8モード及びNRTC法）²⁶⁾」及び「FA法」となった。

三次排出ガス規制における排出ガス規制値²³⁾を表1-3に示す。

また、2012年8月にとりまとめられた「今後の自動車排出ガス低減対策のあり方について（第十一次答申）」においては、三次排出ガス規制に適合した特殊自動車のD8法による黒煙は、排気後処理装置等の排出ガス低減対策により0%となっており、次期排出ガス規制（以下、四次排出ガス規制）以降も黒煙は引き続き0%となると考えられ

るため、D8法による黒煙測定を廃止することが記されている。また欧米では、定常試験としてD8法のほか、Ramped Modal Cycle法（以下、RMC法）も用いられており、これらのいずれかを選択して試験、評価が行われている。このRMC法とD8法による排出ガス量は同等と見なすことができるため、四次排出ガス規制では、定常試験としてRMC法を導入し、排出ガスの認証試験時にD8法、RMC法のいずれかを選択できることなどが記されている²⁷⁾。なお、四次排出ガス規制の規制値、規制開始時期、試験方法の詳細は、今後、官報等を通じて発表される予定である。

表 1-3 三次排出ガス規制における排出ガス規制値

成分	試験法	機関定格出力 (kW)				
		19 ≤ < 37	37 ≤ < 56	56 ≤ < 75	75 ≤ < 130	130 ≤ < 560
CO	D8 法 及び NRTC 法 (g/kWh)	5.0	5.0	5.0	5.0	3.5
NMHC		0.7	0.7	0.19	0.19	0.19
NO _x		4.0	4.0	3.3	3.3	2.0
PM		0.03	0.025	0.02	0.02	0.02
黒煙	D8 法 (%)	25	25	25	25	25
	FA 法 (%)	25	25	25	25	25
適用開始時期	新型車	2013.10.1	2013.10.1	2012.10.1	2012.10.1	2011.10.1
	継続生産車, 輸入車	2015.9.1	2014.11.1	2014.4.1	2013.11.1	2013.4.1

1.1.1.2 日本のディーゼル特殊自動車に対する排出ガス試験方法

1.1.1.1 で述べたように、現在機関定格出力に応じて二次排出ガス規制あるいは三次排出ガス規制が適用されており、その試験方法として、D8 法、FA 法及び NRTC 法が用いられている。

D8 法は、建設機械、農業機械等の特殊自動車に対し国際的に使用されている ISO の試験サイクル（ISO8178-4 における C1 サイクル）と同等であり、機関出力軸を動力計に接続した状態で、機関回転速度、機関負荷率の異なる 8 つの測定モードにおいて CO、THC あるいは NMHC、NO_x、PM 及び黒煙が測定される。

D8 法の各測定モードにおける測定点及び重み係数（以下、WF）を表 1-4 に示す。

8 つの測定モードは、定格回転速度時における機関負荷率 100%、75%、50%、10% の各状態、D8 法による試験前に予め原動機車載出力試験²⁸⁾を行って得られた最大トルク時回転速度に基づき表 1-4※記載の通りに決定される中間回転速度時における機関負荷率 100%、75%、50% の各状態、アイドリング回転速度における機関負荷率 0% の状態である。

表 1-4 D8 法の測定点及び WF

測定モード	機関回転速度	機関負荷率 (%)	WF
1	定格回転速度	100	0.15
2	定格回転速度	75	0.15
3	定格回転速度	50	0.15
4	定格回転速度	10	0.10
5	中間回転速度※	100	0.10
6	中間回転速度※	75	0.10
7	中間回転速度※	50	0.10
8	アイドリング回転速度	0	0.15
計			1.00

※中間回転速度 = 最大トルク時回転速度

(ただし定格回転速度の 60% 未満であった場合は定格回転速度の 60%、同じく 75% を超える場合は同 75%)

試験では、各モードにおいて CO, THC, メタン (以下, CH₄), NO_x の排出ガス濃度, PM 捕集量, 排出ガス流量などが測定され, 単位時間当たり排出ガス質量 (g/h) (以下, 排出量) が算出される。この排出量に各モード毎に定められた WF を乗じたものの総和を求め, これを各モードで得られた仕事率に同じく WF を乗じたものの総和で除した値が, 排出率 (g/kWh) として基準の適否を判断する試験結果となる。

また, 試験実施にあたっては, 各測定装置・設備の方式や応答性・直線性・精度・再現性, 軽油の燃料性状, 配管, 吸入空気等の空調, データ記録方式, 試験中の大気条件, 試験後の実効 WF の検証などが細かく規定されている。

なお, 黒煙については, JIS D 8004:1986²⁹⁾に定める反射式スモークメータを用いて各モード運転時に測定される。

しかしながら, D8 法は建設機械なども含めた特殊自動車全般を考慮した方法であり, 農業現場における排出ガスやその環境への影響を把握することを目的に設計されたものでない。JIS B 8008-4:2000 に添付されている解説³⁰⁾においても, 「実際の機関の運転状態を忠実に表そうとすれば, 多くの試験サイクルを規定しなければならないことになる」, 「原則としてこの規格で定めた試験サイクルを用いることが適切であるが, 機関の用途が特殊であるなどの理由から実際の機関の運転状況を忠実に表したい場合には, 受渡当事者間の合意によって, 試験サイクル (WF を含む) を決める」と記されている。

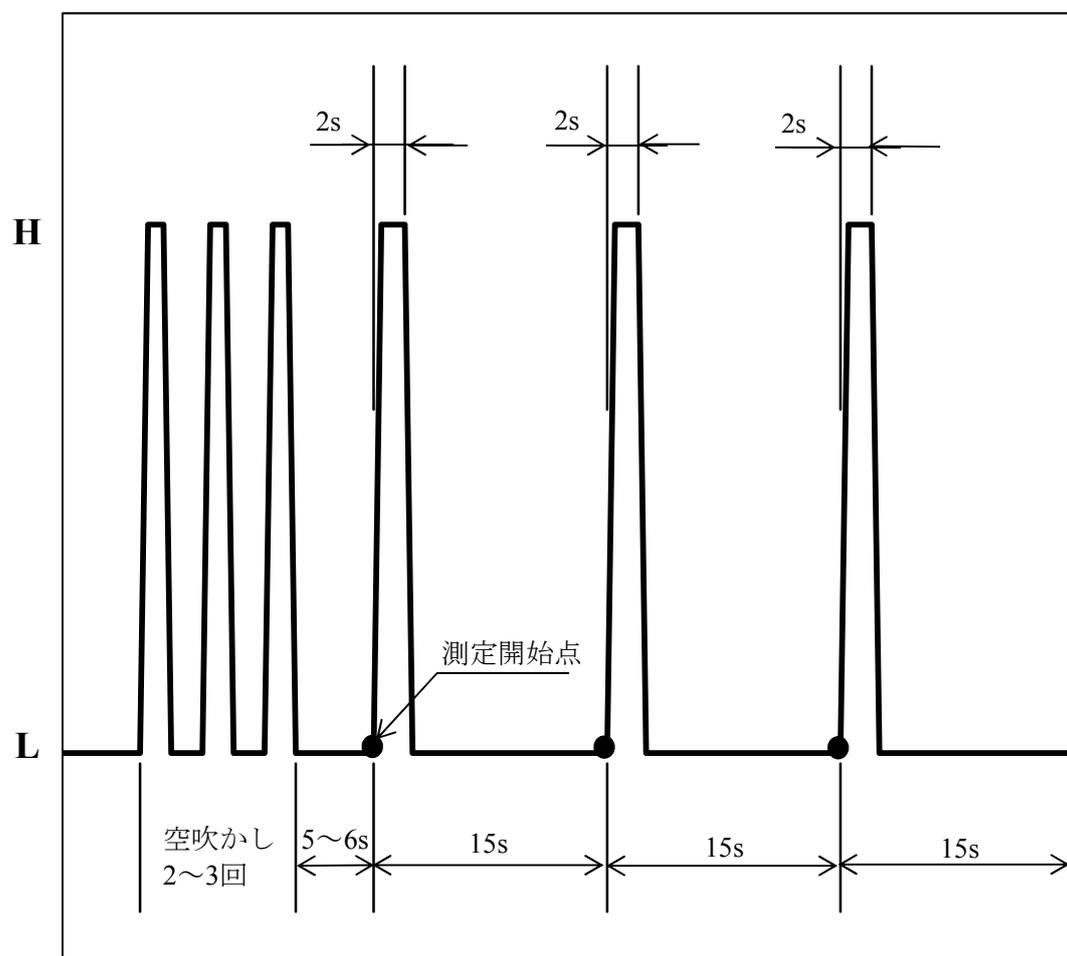
したがって, D8 法における表 1-4 に示した測定点及び WF は, トラクタの代表的な稼働実態もしくはトラクタ特定の作業機における稼働実態を表したものとみなせない。これにより, トラクタ作業による排出ガス実態を表したものとして扱うことができず, 農業現場において実際に排出される排出ガス実態との乖離が生じるおそれがあることが問題として挙げられる。

また, 国内において, トラクタの稼働実態調査結果と D8 法では

稼働状態が異なるため，今後のトラクタ排出ガス評価方法の作成にあたり，より具体的な稼働状態等を検討する必要性が示されている¹⁶⁾。海外においてもインベントリ評価においてトラクタの実際の排出ガス量の必要性が述べられている³¹⁾。

FA法は，機関出力軸を動力計から切り離した状態で，アイドル回転速度から無負荷最高回転速度へ急加速する過渡状態の黒煙について試験を行う。

無負荷急加速黒煙試験の測定要領を図1-1に示す。



- L : アイドリング回転速度で運転されている状態
- H : 無負荷最高回転速度で運転されている状態

図 1-1 無負荷急加速黒煙試験の測定要領

試験では、加速ペダルを一杯に踏み込んでアイドリング回転速度から無負荷最高回転速度にした後、加速ペダルを放してアイドリング回転速度に戻す空吹かし操作を2回又は3回繰り返す、無負荷運転を5から6秒行う。その後、加速ペダルを急速に一杯踏み込み、踏み込みを2秒間持続した後、加速ペダルを放した状態を13秒間持続し、この間の黒煙を反射式スモークメータにより測定する(これを3回繰り返す)。なお、黒煙の測定は加速ペダルを踏み込み始めたときから行う。

しかし、FA法も、機関をアイドリング回転速度から無負荷最高回転速度へ急加速させるのみであり、農業機械の稼働実態に基づいたものでないことは明らかである。

NRTC法は、日本も参画している自動車基準調和世界フォーラム(UN/ECE/WP29)によって作成された世界統一基準Non-Road Mobile Machinery global technical regulation(以下、NRMM gtr)に規定されている方法³²⁾であり、機関出力軸を動力計に接続し、1秒毎に機関回転速度及び機関負荷率が異なる過渡状態においてCO、NMHC、NO_x及びPMが測定される。NRTC法による測定時の機関回転速度及び負荷率を図1-2に示す。

試験実施にあたっては、D8法と同様の規定のほか、試験サイクルの統計的有効性を確認する方法が定められている。

試験は図1-2に示すとおり、バックホー、ホイールローダ、クローラクレーン、農用トラクタ、掘削機、アーク溶接機及びスキッドステアローダを想定した計1200秒程度の連続した状態で行われ、その間CO、NMHC、CH₄、NO_x等の排出ガス濃度、PM捕集量、排出ガス流量、仕事率などが測定される。また、NRTC法は、試験前の機関冷却液や潤滑油の温度、排気後処理装置及び全ての機関制御装置が293K(20℃)から303K(30℃)の状態では暖機を行わずに試験を開始する冷機状態試験、冷機状態試験終了後20±1分間機関を停止させた後に試験を開始する暖機状態試験の計2回実施され、冷機状態試験の結果の重みを10%、暖機状態試験の結果の重みを90%として重み付

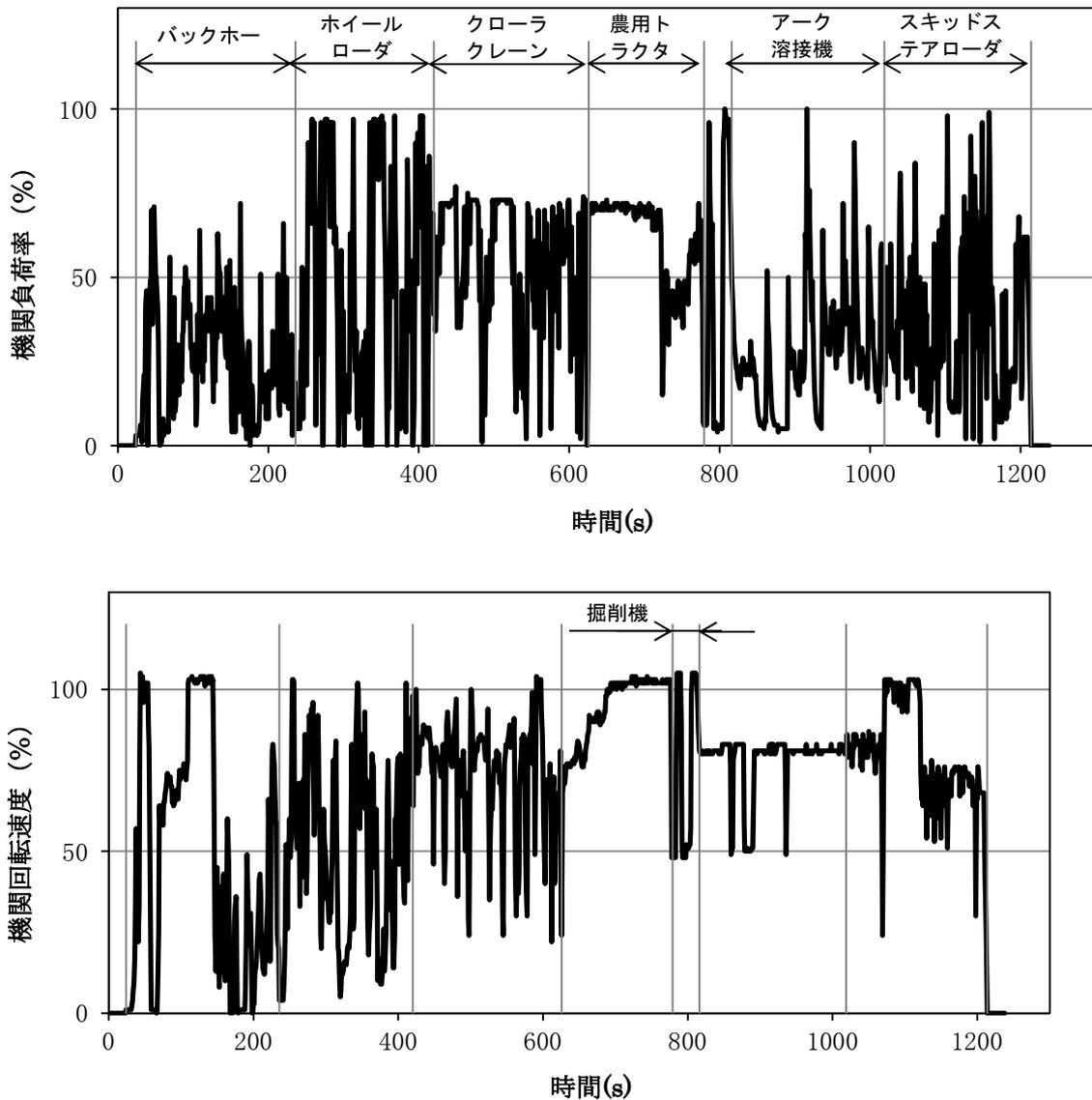


図 1-2 NRTC 法の機関回転速度及び機関負荷率

けてCO, NMHC, NO_x及びPMの各排出率 (g/kWh) が求められ、これを基準の適否を判断する試験結果としている。

NRTC 法においても、前述のようにバックホー、ホイールローダ、クローラークレーン、農用トラクタ、掘削機、アーク溶接機及びスキッドステアローダを想定したもので、これら複数機種 of 負荷を連続して運転するものであるため、トラクタ作業による排出ガス実態を表したものとして扱うことができず、農業現場における排出ガスや

その環境への影響を把握することができない。また、NRTC 法における農用トラクタのみの負荷を見ると、機関負荷率がほぼ一定で機関回転速度が変化している前半部分と、機関回転速度がほぼ一定で機関負荷率が変化している後半部分から構成されている。しかしながら、実際のトラクタ作業における様々な機関回転速度や負荷に対応しておらず、特に高負荷作業に相当する負荷が全く想定されていない。

したがって、トラクタからの排出ガスを議論する場合、現在採用されているいずれの排出ガス試験方法も、トラクタの代表的な稼働実態、もしくはトラクタ特定の作業機における稼働実態を表すことができない。このため、以上のような問題を克服するには、トラクタ作業時の稼働状態を把握し、稼働実態を十分に反映した排出ガスの測定、評価を行うための手法を検討する必要がある。

1.1.2 ディーゼル機関の排出ガス低減技術

トラクタ用ディーゼル機関においては、排出ガス低減に向け様々な技術開発が、機関単体あるいは排気後処理装置それぞれにおいて多角的に進められてきた。

機関単体では、熱効率の向上を図りつつ PM と NO_x を大幅に低減するための燃焼法、燃焼改善技術の研究開発が行われてきた。特に PM 低減には、混合気の希薄化 (λ の増大) を図り PM の前駆物質である低級不飽和炭化水素や多環芳香族炭化水素の酸化を促進させることが重要である。一方、NO_x の主体であるサーマル NO の生成速度は、ゼルドビッチ機構³³⁾が示すように、温度増加により指数関数的に増加し、また O₂ 分子や O 原子の濃度上昇とともに増加する。そのため、燃焼温度を低下させることや混合気中の O₂ 濃度を低下させることが NO_x 低減に有効である。

具体的にこれまでに行われてきた代表的な燃焼改善技術として、燃焼室形状、副室容積比、副室噴口面積比や形状などの最適化、吸排気系の改良による吸入空気量の増大、吸入空気スワール（シリン

ダ内空気の旋回流)の最適化などが挙げられる¹⁾。また、燃料噴射圧力の高圧化とノズル噴孔の小径化により、空気導入を促進させ混合速度を増大させる³⁴⁾ことで混合気の希薄化を図り、高出力時にPM排出を抑えながらNO_xを低減することが可能となっている。インターラ付きを含め過給機は、熱効率および出力の向上を図るとともに、吸入空気量を確保することでPMの酸化促進によるPM低減に役立ち、ディーゼル機関ではその採用が進められている³⁵⁾。

また、最近では1.1.1.1で述べた二次排出ガス規制、三次排出ガス規制に対応するため、排出ガス再循環(Exhaust Gas Recirculation 以下、EGR)システム³⁶⁾やコモンレールシステム(Common Rail System 以下、CRS)を備えたディーゼル機関¹⁰⁾を搭載する国産及び海外トラクタや、これらに加えて排気後処理装置を搭載した海外トラクタが販売されてきている。

EGRシステムは排出ガスの一部を吸気に導き燃焼室内ガスの熱容量を増加させ、混合気の温度を低下させるとともにO₂濃度を下げることによってNO_xを低減する効果が大きい³⁷⁾³⁸⁾。また、再循環させる排出ガスを冷却するクールドEGRは火炎温度の低減により更なるNO_x抑制効果がある。しかし、過剰にEGRを行うとO₂不足によりPMやTHCの増加や燃料消費率の悪化を引き起こす。

CRSは従来から採用されている燃料噴射ポンプと燃料噴射ノズルの組み合わせとは異なり、燃料を燃料溜めに送る燃料供給ポンプ、高圧の燃料を蓄えるコモンレール(蓄圧室)、コモンレールから各気筒に燃料を分配し燃焼室に燃料を供給するインジェクタと燃料噴射の制御を行うEngine Control Unit(以下、ECU)などから構成される。コモンレールに高圧で蓄えられた燃料は、ECUの制御に従って各気筒に燃料が送られ、噴射タイミング、噴射圧力及び噴射量が制御された上で噴射され燃焼する。CRSによる燃料噴射制御の例(メイン噴射を含め5回燃料が噴射されている例)を図1-3に示す。

最初のパイロット噴射³⁹⁾で燃料と空気の混合を促進して燃えやすくし、プレ噴射では後に続くメイン噴射での着火遅れを短くするた

め種火を作る。これによりNO_xや燃焼音の低減に効果がある。メイン噴射では燃料噴射そのものが高圧で行われるためPMの排出が抑えられ、更にメイン噴射後のアフター噴射⁴⁰⁾で燃え残った燃料を完全燃焼させてPMを低減する。最後のポスト噴射では排出ガスの温度を上げて後述する排気後処理装置の効果を高める。

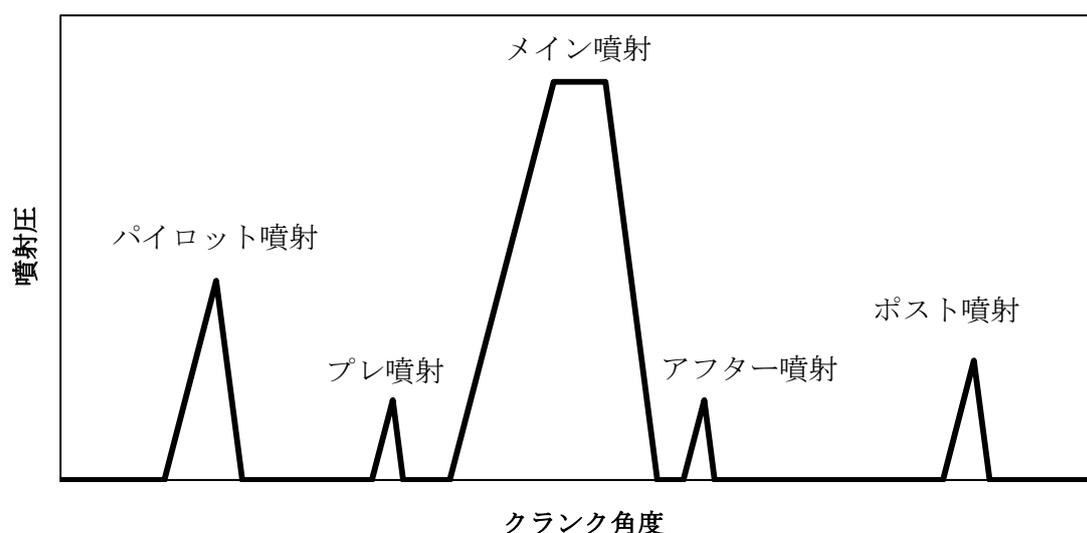


図 1-3 CRS による燃料噴射制御の例

排気後処理装置は、排出ガス量の大幅な改善を図る上で必須の技術であり、今後も更なる性能向上が期待されている。

PM用の排気後処理装置としてDiesel Particulate Filter (以下、DPF)があり、高い捕集性能が得られる。最近の海外トラクタにおいても用いられてきている。しかし、捕集したPMを酸化させる再生処理が必要である。再生方式としては、排出ガスの流れを部分的に遮断しフィルタに一体配置された電気ヒータなどで加熱することで捕集したPMを燃焼させる交互再生式、自動車を使用していないときに電気炉によりフィルタを加熱し再生するバッチ再生式からなる強制再生式と連続再生式に大別されるが、現行の海外トラクタでは連続再生式のみが採用されている。連続再生式はPMを捕集しながら排出ガス

の熱によりフィルタの再生を行う方式であり，搭載性やメンテナンスの面で他の方式よりも有利である。しかし，低負荷域で排出ガスの温度が低くなると再生能力が大幅に低下することが課題となるため，DPFの前段に酸化触媒を配置して排出ガス中のNOをNO₂に酸化し，NO₂の高い酸化能力によりDPFに捕集されたPMを酸化除去する。なお，この方式ではPM酸化後NO₂はN₂に還元されずNOに戻るためNO_x低減効果はなく，またDPFの再生に300から400℃程度の温度が必要となる。

一方，NO_x用の排気後処理装置として尿素を還元剤として用いる選択触媒還元（Selective Catalytic Reduction 以下，尿素SCR）システムがあり，海外トラクタに用いられている。これは技術が確立しているアンモニアSCRの技術をベースとしており，NO_xの除去率が高く，更に燃料消費率の悪化がないことや排出ガス温度が比較的低温であってもNO_x除去率が高いことが特徴である。しかし，尿素SCRシステムにおいても，排出ガス温度が200℃を下回るとNO_x浄化率が低下する⁴¹⁾ので，低負荷領域でのNO_x除去が大きな課題である。また，尿素的噴射量や噴射タイミングは機関から排出されるNO_xの量，排出ガス温度および触媒温度などで決定される。

その他，作業時の燃料消費量を少なくすることで排出ガス規制の対象成分ではないが二酸化炭素（以下，CO₂）を低減することが可能な技術がある。トラクタの燃料消費量は，出力が同じであれば，機関回転速度が低いほど，少なくなることが示されているとおり⁴²⁾⁴³⁾，最近のトラクタには，軽負荷時に燃料消費量がより少なくなる運転（以下，省エネ運転）が可能であることを示すランプを計器パネル内に点灯し，運転者がこのランプ点灯時に機関回転速度や走行速度段などを適切に調節することで省エネ運転が行われるものや，軽負荷時に無段変速装置により作業速度を一定に保ちつつ機関回転速度を200～800rpm下げて省エネ運転し，負荷増大時に機関回転速度が自動復帰するもの，あるいは軽負荷時の機関回転速度の下げ幅や負荷増大時の機関回転速度の上げ幅を予め設定できるものなど，

省エネ運転のための機能が付加されてきている。

通常、トラクタからの排出ガスは、前述した排出ガス低減技術単独によるものではなく、複数技術を様々に組み合わせた上で排出されている。このため、排出ガスの測定、評価においては、様々な機関、様々な排出ガス低減技術に対応するため、排気後処理装置も装着した機関単体、あるいは排気後処理装置も装着した機関を搭載したトラクタで行う必要がある。

また、1.1.1.1に記載のとおり排気後処理装置の排出ガス浄化率は機関排出ガス温度に依存して変化する²⁵⁾ことが明らかとなっている。このことからトラクタ作業時の稼働実態を十分に反映した排出ガスの測定、評価を行うための手法を検討する必要がある。

更に、トラクタ作業毎に機関出力やその負荷変動が異なり、これにより機関回転速度（作業速度やPTO速度）などトラクタの運転条件も異なる。また、機関回転速度などトラクタの運転条件の工夫により、前述のとおり省エネ運転による燃費低減の可能性はあるが、これと同時に排出ガス低減の可能性もあるため、排出ガス評価手法の構築にあたっては、トラクタの運転条件を考慮した汎用的かつ実地的な手法を検討する必要がある。

1.1.3 トラクタの実作業と排出ガスに関する国内外の研究動向

日本国内におけるトラクタの実作業と排出ガスに関する研究としては、坂井ら及び鄒らが、1989年から1991年に原動機、変速機及び作業機を1つのシステムとして、作業能率や精度を維持しながら低燃費作業を実現する制御方式を検討し、等燃費曲線や低燃費作業のための最適運転曲線を提示するとともに⁴⁴⁾⁻⁴⁷⁾、室内試験で得られた結果をトラクタ作業に適用し、燃費低減効果を確認している⁴⁸⁾⁴⁹⁾。

トラクタ作業における稼働状況を把握する研究としては、生物系特定産業技術研究推進機構（以下、生研機構）が、1992年に全国の農業機械士を対象としたアンケート調査により機関定格出力・作業別のトラクタ使用実態の傾向を把握している⁵⁰⁾。1996年には実働負

荷計測用トラクタを開発し、1998年に同トラクタを用いて牧草収穫作業における負荷状況を把握している⁵¹⁾⁵²⁾。また、積らが、2003年に耕うん作業におけるPTOトルク等の稼働実態を把握し、動力計により耕うん時のPTOトルクを再現した排出ガスがTHCと高負荷時のCOを除き、耕うん時の排出ガスとほぼ同等となることや、運転条件の違いにより排出ガスが低減することを示している¹⁵⁾⁵³⁾。

しかし、これら国内の研究事例のみでは汎用的かつ実地的な排出ガス評価手法を検討することが難しく、また、積らが動力計により再現したPTOトルクについても、走行部に要する走行出力や摩擦などによる損失等の総和である機関出力が考慮されておらず、機関出力の再現手法として最適とはいえない。一般的に、トラクタ作業の稼働状態すなわち機関出力は、PTO出力、走行出力、補機類出力、摩擦損失等の総和であると考えられる。この機関出力を把握するためには、機関回転速度や機関トルクの測定が不可欠となる。トラクタ作業の稼働実態に即した機関出力を把握し、その機関出力をそのまま再現運転できれば、実際の稼働実態と同じ機関の燃焼状態を再現できるため、良好な排出ガス測定、評価が可能と考えられる。そのため、排出ガス評価手法の構築にあたっては、機関出力を再現、負荷する必要がある。

更に、生研機構が実施した機関定格出力・作業別のトラクタ使用実態⁵⁰⁾とD8法による稼働状態が乖離していることを積らが2008年に示しているが、本研究ではアンケートによる感覚的な回答をもとに検討しているため、仮定的な要素も多く、実機による具体的な稼働実態の測定が不可欠であるとしている¹⁶⁾。

これらの他、小林らが、2003年にライフサイクルアセスメント(Life Cycle Assessment 以下、LCA)のため実作業時の排出ガスを測定した事例⁵⁴⁾や、野口らが、2008年に機械化水稻生産のエネルギー量等を求めている例⁵⁵⁾があるものの、取扱うデータによりその結果が大きく異なるため、標準値あるいは代表値として取扱うことは難しい。したがって、排出ガス評価手法の構築にあたっては、再現

運転する稼働状態すなわち機関出力を，標準値あるいは代表値として取扱えるようにすることも重要である。

一方，海外における研究を見ると，経営規模の大きい北米においては，燃費（排出ガスとしては CO₂）低減，すなわちエネルギー効率改善に向けた実作業の考察や手法の構築に関する一連の研究が行われてきた。

1980年代からアメリカやカナダでは，トラクタ機関の最大出力よりも余裕のある状態で作業を行っているため，走行速度段を上げ，機関回転速度を下げる前述の省エネ運転により，実作業上の燃費が向上することが示されている⁴²⁾。これを踏まえ，Chancellorらは，1984年に遊星歯車を用いた動力伝達機構により減速比と機関回転速度を自動制御することで，Groganらは，1987年にコンピュータを用いてトラクタの稼働状況を監視し，最適なトラクタの運転条件を運転者に示すことで，それぞれ省エネ運転による燃費向上を実現した⁵⁶⁾⁵⁷⁾。また，Wangらは，1989年に，Souzaらは，1999年に，それぞれ機関性能試験結果から最適な燃費となる条件の推定手法を提案している⁵⁸⁾⁵⁹⁾。このほか最近では，Grissoらが，2004年及び2008年にトラクタの稼働条件に応じた燃費の汎用的な推定手法を示している⁶⁰⁾⁶¹⁾。

このように，営農コストに直結する燃料を研究の対象としているため，燃費低減に伴って結果的に低減する CO₂を除き，直接的に排出ガスを評価できる手法ではない。また，けん引作業を想定した研究各国のトラクタ稼働実態であるため，PTO作業の占める割合が高い日本国内における稼働実態にそのまま反映できない。

また，欧州においては，トラクタ機関の稼働実態の把握により，より正確な排出ガス量の実態を推定する一連の研究が行われてきた。

例えば，スウェーデンのHanssonらは，1999年に複数のトラクタ作業における実働負荷を測定し，これをもとに前述のISOの試験サイクル（ISO8178-4）における各モードに対し，新たなWFを求めている⁶²⁾。また，2001年に，ドイツのReniusらが1980年に提案した

トラクタの平均稼働状況に基づいた燃費性能評価手法（機関負荷率・機関回転速度の異なる 5 測定点，50～75kW のトラクタに対応した WF）の方が，D8 法に比べて平均的なトラクタ作業を包括した実際の排出ガス量に近い評価ができることを示している⁶³⁾。

スウェーデンの Lindgren らは，2002 年にコンピュータによるモデルシミュレーションにより，移動時や耕うん作業時の作業方法や変速段数の違いにより，排出ガス量が異なる可能性があることを示し⁶⁴⁾，2003 年には機関負荷や機関回転速度の変動が，排出ガス量に影響を及ぼすことを確認した⁶⁵⁾。これをふまえて 2005 年に負荷変動を前提とした燃費及び排出ガスの評価を行っている⁶⁶⁾。

これらスウェーデン研究者らによる一連の研究は，トラクタ稼働実態に基づいて排出ガス評価方法を作成するための知見を提供するものであるが，汎用的に排出ガスを評価できる手法として提案されていない。また，スウェーデンの稼働実態に基づく考察であるため，水田におけるロータリ耕うんなど PTO 作業も考慮する必要がある日本国内の稼働実態にそのまま反映できない。

この他欧州では，スペインの Gil-Siera らが，2007 年にスペイン国内におけるトラクタの出力・作業別稼働時間割合から求めた平均的な稼働実態とトラクタ OECD テストレポートの燃費データから，燃費性能を格付けする研究が行われている⁶⁷⁾が，環境負荷低減に向けた燃費評価方法の作成が目的であるため，これを実際の排出ガス評価手法の作成に用いることはできない。

以上のように，既往の研究からは，日本国内の農作業における稼働実態を反映できるものではなく，また汎用的かつ实际的に排出ガスを評価できる手法が示されていない。したがって，新たな取組みとして研究を実施する必要があることが明らかとなった。

1.2 本研究の目的と構成

1.1 において、日本における特殊自動車の排出ガス規制とそこで用いられる排出ガス試験方法、ディーゼル機関の排出ガス低減技術及びトラクタの実作業と排出ガスに関する研究動向について概説した。

以上をまとめると、現在排出ガス規制に用いられている排出ガス試験方法のD8法、FA法及びNRTC法は、特殊自動車全般に対する方法であるため、これらの試験方法を用いて、トラクタ作業における排出ガス実態を把握できない。更に、排気後処理装置の排出ガス浄化率は機関排出ガス温度に依存して変化するため、定常試験のD8法では適切に評価できない。このため、トラクタ作業時の稼働実態を十分に反映した排出ガスを測定、評価する手法の検討が必要である。なお、トラクタ作業の稼働実態は、実際に即した機関出力とし、再現運転する機関出力を、標準値あるいは代表値として取扱えるようにすることも重要である。

実際の排出ガスの低減に向けては、複数の排出ガス低減技術を様々に組み合わせた上で行われるため、排出ガスの測定、評価にあたっては、排気後処理装置等も装着した機関単体、あるいは排気後処理装置等も装着した機関単体を搭載したトラクタで行う必要がある。

更にトラクタの運転条件の工夫により、省エネ運転による燃費低減と同時に排出ガス量も低減できる可能性があるため、排出ガス評価手法の構築にあたっては、トラクタの運転条件を考慮した汎用的かつ実地的な手法を検討する必要がある。

しかし、国内外の既往研究は、これらの課題に対し、有効な解を与えるものではない。

また、国内の農業機械の燃料使用状況を見ると、例えば水稲作では、トラクタによるほ場内作業のうち、耕うん整地及び代かき作業による燃料消費が約2/3を占める⁶⁸⁾。2012年度の国内向けトラクタ作業機出荷台数を見ても、全機種合計120,885台のうち、耕起用作業機

32,227台及び碎土・整地用作業機48,848台の合計が81,075台と、これらが全体の67.1%を占め、その中でも最も多いのがロータリ（水田用、畑作用）27,532台であり、これに次ぐ、水田用ハロー16,949台、ブロードキャスト8,128台を上回る⁶⁹⁾。更に、生研機構が、1992年に実施したトラクタ使用実態調査においても、耕うんロータリの平均使用時間が年間84.5時間と各種作業機の中で最も多い⁵⁰⁾。

そこで本研究では、これらの課題を解決するため、農業機械の作業のうち、代表的なトラクタ作業の1つであるロータリ耕うん作業を対象として、耕うん時の機関出力を動力計により再現、負荷し、稼働実態を十分に反映した排出ガスの測定、評価を室内試験で行うための手法を開発することを目的とした。なお、農業機械の作業は、一般的に調速レバー固定で使用されるため、調速レバーにより無負荷時のスロットル開度さえ決めてしまえば、調速機が負荷（トルク）の増減に対して燃料噴射量を調節しながらできるだけ回転速度を維持する働きを行う。このため、機関トルクを再現運転すれば、機関出力を再現運転でき、実際の稼働実態と同じ機関の燃焼状態を再現できる。

このため本研究の中で、動力計で耕うん時の機関トルクを再現することによる排出ガス測定の有効性を実験により確認する。また、動力計による機関トルクの負荷方法の違いによる再現性や排出ガスの比較により、機関トルクを動力計により再現しやすく、稼働実態を標準値あるいは代表値として取扱うことができる負荷方法を明らかにする。更に、トラクタ機関の出力特性や排出ガス特性に基づいた機関トルクの負荷位置を示した上で、稼働実態を反映した排出ガスの測定、評価を室内試験で行うための方法を作成し、作成した排出ガス評価方法による排出ガス測定結果を示す。

本論文の各章は次の内容である。

第2章では、トラクタによる耕うん時の負荷実態を把握するために必要となる機関トルクの推定方法を検討し、その推定可能性を確認する。また、耕うん時の機関トルクを動力計により負荷して再現

する方法を検討し、動力計による耕うん時トルクの再現性を確認する。更に、耕うん時の排出ガス濃度と耕うん時の機関トルクを動力計により再現した時の排出ガス濃度を比較し、動力計で耕うん時の機関トルクを再現することによる排出ガス測定の有効性を実験により確認する。

第3章では、ほ場、PTO速度段、作業速度などの異なる試験区を設定し、様々なほ場条件や作業状態における機関トルクを得る。また、耕うん時の一連の機関トルクをそのまま再現する負荷方法（以下、再現負荷法）を用いて各試験区で得たトルクの再現性を確認する。

第4章では、第3章の結果から、再現負荷法に比べてより安定的に機関トルクを再現できる負荷方法を検討する。更に検討した負荷方法を用いて第3章で得た各試験区におけるトルクの再現性を確認する。

第5章では、第3章で得た各試験区におけるトルクを再現負荷法や4章で検討した負荷方法などを用いて再現した場合の排出ガスを測定、比較し、動力計による機関トルクの再現性の良否等機関トルクの負荷方法の違いが排出ガスに及ぼす影響を確認する。

第6章では、再現する機関トルクを標準値あるいは代表値として取扱える可能性を確認するため、第4章で検討した機関トルクの負荷方法を用いて、複数の機関トルクを合成、時間短縮した場合の排出ガスを測定、比較する。

第7章では、耕うん時の機関出力や機関回転速度の使用範囲（以下、運転範囲）、トラクタ機関の出力特性や排出ガス特性に基づいて機関トルクの負荷位置を検討する。また、第6章までの試験結果から動力計による機関トルクの負荷方法を第4章で検討した機関トルクの負荷方法とした排出ガス評価法を作成し、作成した排出ガス評価法により排出ガスの測定を行う。

第8章では、本論文を総括して結論を示し、また、今後の展望をまとめる。

第2章 動力計を用いた機関トルク再現による排出ガス

2.1 緒言

トラクタ作業の稼働状態をふまえた排出ガスを評価するためには、機関出力を把握する必要があるが、第1章で述べたとおり、機関トルクを再現運転すれば、機関出力を再現運転でき、実際の稼働実態と同じ機関の燃焼状態を再現できる。

そのため、機関トルクの測定が不可欠となるが、トラクタにおいては、機関トルクを測定する装置を組み込めないのが現状であり、間接的に機関トルクを推定する方法を含めた機関トルク測定方法の検討が必要となる。

また、トラクタ作業の稼働実態すなわち機関トルクを動力計により良好に再現できれば、室内での良好な排出ガス測定、評価が可能と考えられる。

以上を踏まえ、本章では、トラクタによる耕うん時の負荷実態を把握するために必要となる機関トルクの推定方法を検討し、その推定可能性を確認した。また、耕うん時の機関トルクを動力計により負荷して再現する方法を検討するとともに、再現するトルクを算出する回帰式を作成した。更に、動力計による耕うん時トルクの再現性確認や、耕うん時の排出ガス濃度と耕うん時の機関トルクを動力計により再現した時の排出ガス濃度を比較し、動力計で耕うん時の機関トルクを再現することによる排出ガス測定の有効性を検証した。

2.2 機関トルク推定可能性の確認

2.1 で述べたとおり，トラクタ作業においては，一般的にスロットル位置を固定して使用するため，調速機により負荷変動に応じた燃料噴射量が調節され，機関回転速度を安定させる。そこで，機関の機関回転速度と機関トルクの関係性を事前に把握した上で，機関回転速度を測定することにより，間接的に機関トルクの推定が可能かを確認した。

2.2.1 試験方法

供試機関は，トラクタ用の出力 25.0kW/2800rpm，総排気量 1.498L，過給機なし，機械式調速機の渦流室式 3 気筒ディーゼル機関を，供試燃料は，国内で一般的に使用されている JIS2 号軽油（以下，軽油）を用いた。

独立行政法人農業・食品産業技術総合研究機構生物系特定産業技術研究支援センター（以下，生研センター）の実験室内に機関を据え付け，機関出力軸を動力計（(株)明電舎 FC95-355L，吸収動力 200kW）に接続し，機関トルクと機関回転速度の関係を測定した。試験装置の概要を図 2-1 に，動力計を図 2-2 に，計測操作盤及びコンピュータシステムを図 2-3 にそれぞれ示す。

試験は，無負荷時の機関回転速度（以下，無負荷速度）1773rpm から調速レバー全開時の無負荷速度 3051rpm まで，それぞれの無負荷速度において，機関回転速度が 10rpm ずつ低下するのに必要な一定のトルクを動力計でかけて行った。機関トルク，機関回転速度は動力計計測制御部に組み込んだロードセル及び回転計によりそれぞれ測定した。試験の様子（供試機関）を図 2-4 に示す。

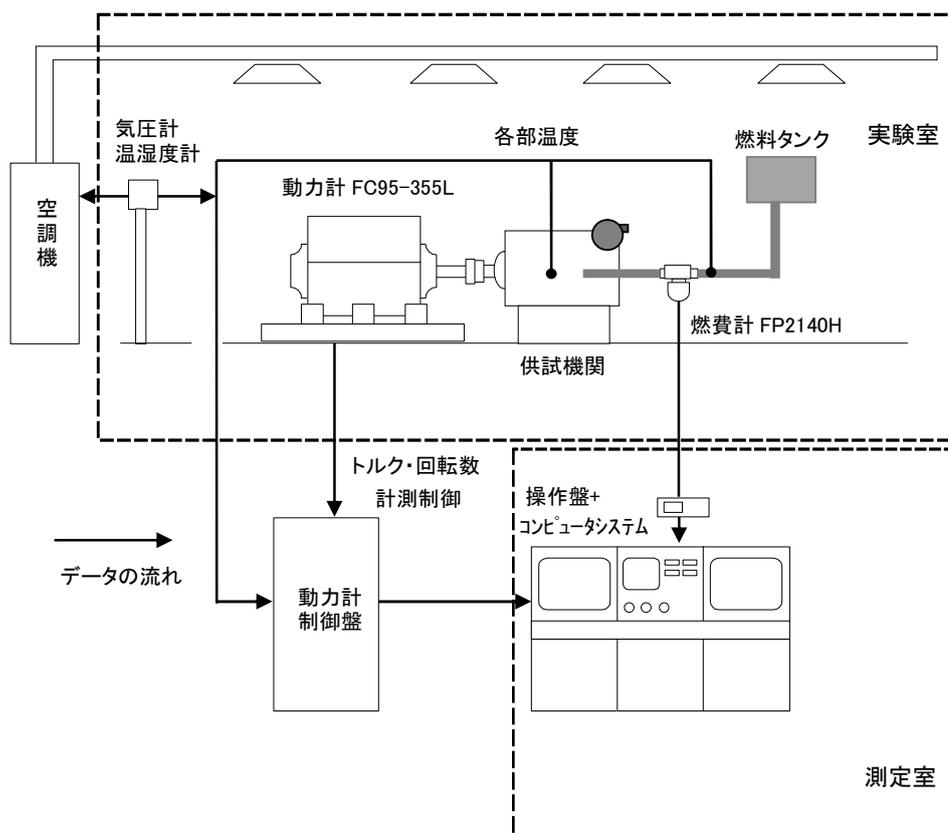


図 2-1 試験装置の概要



図 2-2 動力計



図 2-3 計測操作盤及びコンピュータシステム

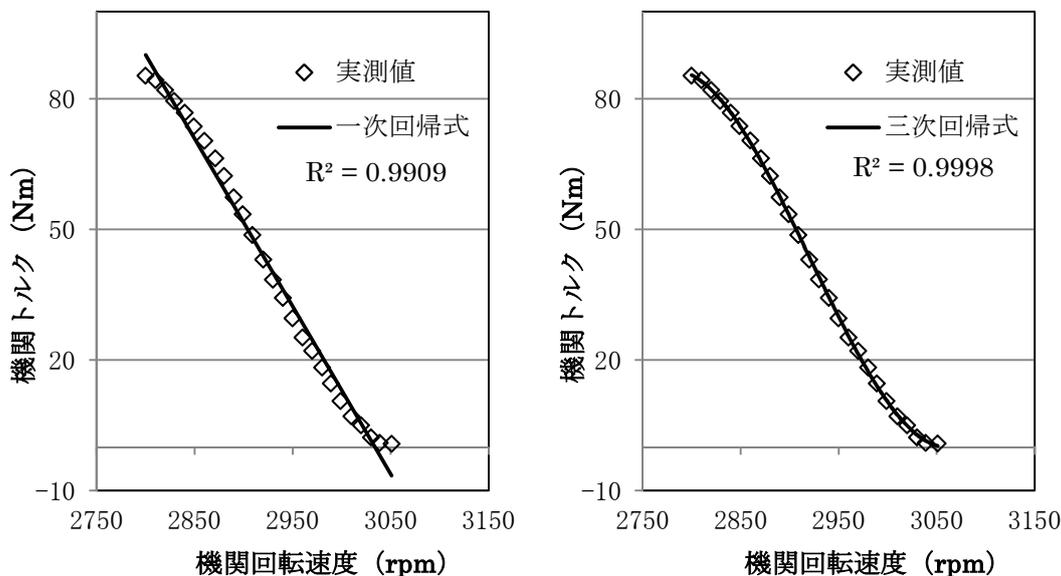


図 2-4 試験の様子（供試機関）

2.2.2 試験結果及び考察

2.2.1 の試験から得られた機関トルクと機関回転速度との関係のうち、無負荷速度 3051rpm 時の関係を図 2-5 に示す。

供試機関の機関トルクの推定に一次回帰式を用いた場合、無負荷速度毎の機関トルクと機関回転速度との一次回帰式の決定係数 R^2 は、0.9758~0.9954 となるが、図 2-5 左図に示すとおり、特に高トルク時と無負荷時に実測値との差が大きくなる。また、二次回帰式を用いた場合も、一次回帰式と同様の傾向となった。機関トルクの推定に三次回帰式を用いた場合、その決定係数 R^2 は、0.9966~0.9998 と向上し、一次や二次回帰式を用いる場合に生じる高トルク時や無負荷時における実測値と推定値との差もなくなった。このため、無負荷速度毎の機関トルクと機関回転速度との三次回帰式を用いることで、機関トルクを精度良く推定できると判断した。なお、後述するフルスロットル時の機関出力は、機関回転速度とここで得られたフルスロットル（無負荷速度 3051rpm）時の回帰式を用いて推定した機関トルクから計算して求めた。



左図の一次回帰式： $Y = -0.3848X + 1167.5$

右図の三次回帰式： $Y = 0.000008112815X^3 - 0.07109602X^2 + 207.21417X - 200814.0$

図 2-5 機関回転速度とトルクの関係（無負荷速度 3051rpm 時）

2.3 動力計による耕うん時の機関トルク再現方法の検討

耕うん時の機関トルクを動力計により再現運転する場合に、負荷をかける対象（以下、負荷対象）として、機関単体では機関出力軸、トラクタでは PTO 軸が考えられる。

トラクタ作業時には、機関をトラクタに搭載しているため、補機類の駆動に要する出力により、トラクタ搭載時の無負荷速度（以下、搭載無負荷速度）は、同一スロットル開度における機関単体での無負荷速度に比べ小さくなる。

このため、負荷対象を機関出力軸とした場合、無負荷速度と搭載無負荷速度の関係性を把握し、スロットル開度を整合させる必要がある。

一方、負荷対象を PTO 軸とした場合、トラクタ作業時と同様、機関はトラクタに搭載されている状態のため、ほ場での耕うん時に容易に測定できる搭載無負荷速度を基準として、スロットル開度を決定し、そのまま動力計によりトルクを負荷することが可能となる。

このため、本研究では負荷対象を PTO 軸とすることとした。

また、機械式調速機を備えた機関では、PTO や走行に要するトルクに応じて機関回転速度が変化するが、この機関回転速度に対応するトルクを動力計により PTO 軸に負荷することで、耕うん時の機関トルクに相当する負荷（以下、機関負荷相当トルク）を再現できると考えられた。

そこで、搭載無負荷速度毎の機関回転速度からトラクタの PTO 軸に負荷する機関負荷相当トルクを算出する回帰式を作成した。

2.3.1 試験方法

供試トラクタは 2.2 に供試した機関を搭載した 4 輪駆動トラクタを、供試燃料は軽油を用いた。表 2-1 に供試トラクタの主な仕様を示す。

生研センターの実験室内に供試トラクタを据え付け、トラクタの PTO 軸を動力計（(株)明電舎 FC-R, 吸収動力 55kW）に接続し、PTO

トルクと機関回転速度の関係を測定した。

試験は、搭載無負荷速度 1700rpm から 3031rpm まで、それぞれの搭載無負荷速度において、PTO トルク約 20Nm おきに動力計で一定のトルクをかけて行った。PTO トルク、PTO 回転速度は動力計計測制御部に組み込んだロードセル及び回転計によりそれぞれ測定した。また、機関回転速度は PTO 回転速度と減速比から計算により求めた。試験の様子（供試トラクタと動力計）を図 2-6 に示す。

表 2-1 供試トラクタの主な仕様

駆動方式		4 輪駆動
機 体 の 大 き さ	全長×全幅×全高	3090 × 1415 × 1990mm
	軸距 輪距 最低地上高	1700mm 前輪：1150mm，後輪：1100mm 385mm
機 関	機体質量	1360kg
	タイヤ	前輪：8-16-4PR，後輪：13.6-24-4PR
機 関	種類	水冷 4 サイクル 3 気筒ディーゼル
	呼称出力	25kW/2800rpm
	総排気量	1498mL
	燃焼室形式	渦流室式
	過給機	なし
伝 達 装 置	主変速×副変速	8 段×2 段
	前進速度	16 段（0.2～14.9km/h）
	後進速度	16 段（0.2～11.7km/h）
P T O	規格	6 スプライン，軸径 35mm
	回転速度（定格時）	正転：588，790，974，1268rpm 逆転：790rpm
作業機装着装置		3 点リンク 1 形



図 2-6 試験の様子（供試トラクタと動力計）

2.3.2 試験結果及び考察

機関回転速度から機関負荷相当トルク（PTO トルク）を算出する回帰式とその決定係数を表 2-2 に示す。

供試トラクタは、2.2.2 の結果が得られた機関をそのまま搭載している。そのため、2.2.2 と同様に、搭載無負荷速度毎の PTO 軸に負荷する機関負荷相当トルクと機関回転速度の三次回帰式を用いることで、実測値と再現する機関負荷相当トルクに差がなくなり（決定係数 R^2 は、0.9960～0.9997）、耕うん時に得た機関回転速度と本試験で得た回帰式を用いることで、耕うん時の機関トルクを動力計により再現できると考えられた。

なお、本試験も含め、今後の試験でのフルスロットル時の搭載無負荷速度は、試験毎のスロットル開度のばらつきによって、ばらつきが生じる可能性が考えられる。このため、動力計により再現するフルスロットル時のトルクについては、本試験で得られたフルスロットル（搭載無負荷速度 3031rpm）時の回帰式により求めることとした。

表 2-2 機関回転速度から機関負荷相当トルクを算出する回帰式とその決定係数

搭載無 負荷速 度 (rpm)	回帰式 X : 機関回転速度(rpm), y : 機関負荷相当トルク(Nm)	決定 係数 R^2
3031	$y=0.000044614429X^3-0.38931046X^2+1130.53182X-1092374.1$	0.9960
2988	$y=0.000026580616X^3-0.22812241X^2+650.90168X-617284.2$	0.9972
2898	$y=0.000017217476X^3-0.14321477X^2+395.49553X-362424.7$	0.9982
2800	$y=0.000012367259X^3-0.09974246X^2+266.60772X-236015.0$	0.9966
2687	$y=0.000004263121X^3-0.03309864X^2+86.23516X-73516.8$	0.9982
2584	$y=0.000002350774X^3-0.01830460X^2+46.05865X-37360.9$	0.9987
2489	$y=0.000002744866X^3-0.02011156X^2+47.79114X-36689.9$	0.9987
2399	$y=0.000001338603X^3-0.00981596X^2+22.64170X-16311.9$	0.9992
2304	$y=0.000003535175X^3-0.02317933X^2+49.43745X-34097.0$	0.9991
2199	$y=0.000002582930X^3-0.01634855X^2+33.30667X-21653.0$	0.9997
2103	$y=0.000003905686X^3-0.02327158X^2+45.01170X-28063.3$	0.9988
2008	$y=0.000003875451X^3-0.02196024X^2+40.27658X-23707.9$	0.9993
1902	$y=0.000000680095X^3-0.00407012X^2+7.02073X-3309.2$	0.9993
1792	$y=0.000000078411X^3-0.00079716X^2+1.08773X-155.3$	0.9996
1698	$y=0.000000035057X^3-0.00055121X^2+0.57032X-447.5$	0.9995

2.4 動力計を用いた再現運転による排出ガス確認

動力計により耕うん時の機関トルクを再現運転することによる排出ガス測定の有効性を確認するため、動力計を用いた機関負荷相当トルクの再現性や JIS B 8008-11¹⁴⁾に基づく試験の統計的有効性を確認した。また、耕うん時の排出ガス濃度と動力計により耕うん時の機関トルクを再現した時の排出ガス濃度を比較した。更に、積らが、2003年にPTOトルクのみでの再現運転による排出ガスを確認している¹⁵⁾が、耕うん時の機関トルクを再現運転する方が、より良好に排出ガスを測定できることを確認するため、PTOトルクのみを再現運転した時の排出ガス濃度も測定した。

2.4.1 試験方法

2.4.1.1 耕うん時の負荷と排出ガス測定

供試トラクタは作業幅 1.7m の耕うんロータリを装着した表 2-1 のトラクタを、供試燃料は軽油を用いた。供試した耕うんロータリの主な仕様を表 2-3 に示す。

試験は、生研センター内の普通畑（土壌群：黒ボク土，土性：壤土，含水比：63.6%，円錐貫入抵抗：1.00MPa）において、トラクタの调速レバーは全開，PTO 速度段は 1 速，作業速度は 0.33m/s，0.14m/s の 2 段階，目標耕深は 12cm として耕うん作業を行い，排出ガス分析計を車載したほ場排出ガス測定車をトラクタに併走させて，機関回転速度，PTO トルク及び PTO 回転速度，CO，CO₂，O₂，NO_x，THC の各濃度を測定した。

機関回転速度はトラクタの機関 ECU を介して，PTO トルク及び PTO 回転速度はひずみゲージを用いたトルク検出器（日計電測（株），SR-56）及び磁電式回転検出器（（株）小野測器，MP-981）によりそれぞれ測定した。また，排出ガスのうち，CO，CO₂，O₂，NO_x の各濃度は排出ガス分析計（（株）堀場製作所 PG-240）により，THC 濃度は排出ガス分析計ユニット（（株）堀場製作所 MPA-510）により測定した。ほ場排出ガス測定車の概要を図 2-7 に，供試トラクタとほ場排出ガス測定車を図 2-8 に，排出ガス分析計と排出ガス分析計ユニットを図 2-9 に，ほ場排出ガス測定車の主な仕様を表 2-4 にそれぞれ示す。

表 2-3 供試耕うんロータリの主な仕様

耕うん幅	170cm	
定規輪取付位置	前方	
機体質量	285kg	
適応トラクタ	20～24kW	
PTO軸・つめ軸減速比	3.15	
つめ	形状	なたづめ
	つめ取付け方式	ホルダ
	回転方向	正転（ダウンカット）
	本数	40
	回転半径	245mm

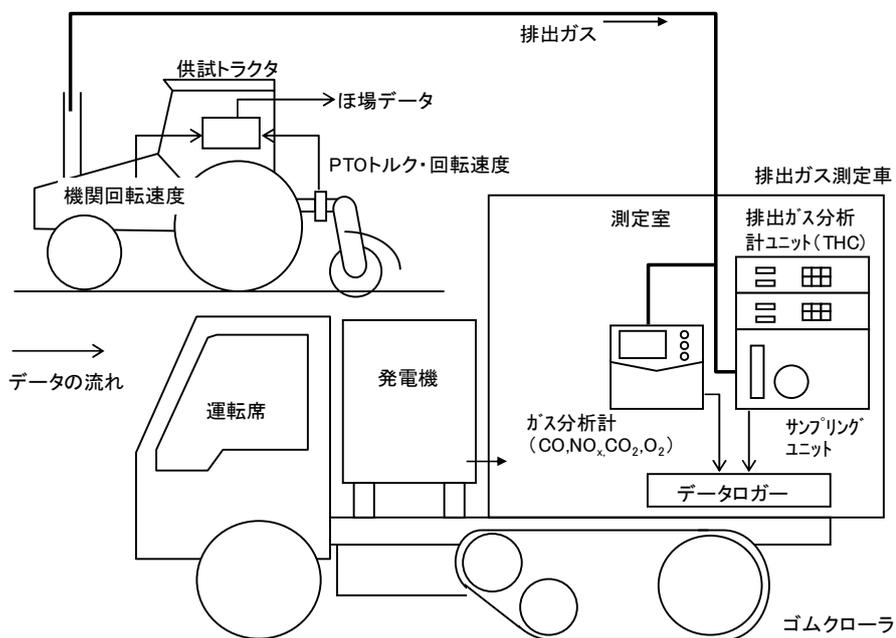


図 2-7 ほ場排出ガス測定車の概要



図 2-8 供試トラクタ（左）とほ場排出ガス測定車（右）



図 2-9 排出ガス分析計（左）と排出ガス分析計ユニット（右上段）

表 2-4 ほ場排出ガス測定車の主な仕様

車両部	車体	2t 特別仕様ハーフトラック 型式：YB3
	走行部	前：車輪式 後：ゴムクローラ式 2・4 駆走行
	荷台部	発電機（AC100V，低騒音型，防振対策）・測定室
	測定部	排出ガス測定装置一式据付用架台（防振対策） 測定装置校正ガス等ボンベ収納棚
	寸法	5200(L)×1800(W)×3100(H)
	質量	4300kg
測定部	装置	ポータブルガス分析計 PG-240（CO，CO ₂ ，O ₂ ，NO _x ） 汎用型ガス分析計ユニット FIA-510（THC） 汎用型サンプリングユニット ES-510
	測定方式 /測定範囲	CO：非分散形赤外線吸収法/0-5000ppm CO ₂ ：非分散形赤外線吸収法/0-20% O ₂ ：ジルコニア 2 セルポンプ式/0-25% NO _x ：化学発光法/0-5000ppm THC：水素炎イオン化法/0-30000ppmC
	測定精度	PG-240 ±0.5% FS 以内(CO1000ppm 及び NO _x 100ppm 以上) ±1.0% FS 以内(上記レンジ以内) FIA-510 ±0.5% FS 以内(THC50ppmC 以上) ±1.0% FS 以内(上記レンジ以内)

2.4.1.2 動力計による再現運転時のトルク再現性と排出ガス

供試トラクタは表 2-1 のトラクタを，供試燃料は軽油を用いた。

試験は 2.3.1 と同様にトラクタを据え付け，2.4.1.1 で測定した耕うん時の機関回転速度と 2.3.2 で得た回帰式を用いて求めた耕うん時の機関負荷相当トルクと，耕うん時に得た PTO トルクを，動力計によりトラクタ PTO 軸にそれぞれ 0.1s 毎に再現負荷法により負荷し，PTO トルク，PTO 回転速度，燃料消費量，吸入空気流量，CO，CO₂，O₂，NO_x，THC の各濃度を測定した。

PTO トルク，PTO 回転速度の測定，機関回転速度の計算は，それぞれ 2.3.1 と同様とした。燃料消費量は容積式の流量検出器（(株)小野測器 FP-2140H）と流量指示計（(株)小野測器 DF-210A）により，吸入空気流量は層流形空気流量計（(株)山田製作所 LFM-10）により，CO，CO₂，O₂，NO_x，THC の各濃度は自動車排出ガス測定

装置（(株)堀場製作所 MEXA-9400D）によりそれぞれ測定した。また、 λ は燃料質量流量と吸入空気質量流量から計算により求めた。試験装置の概要を図 2-10 に、自動車排出ガス測定装置を図 2-11 に、自動車排出ガス測定装置の主な仕様を表 2-5 にそれぞれ示す。

なお、NRTC 法においては、試験サイクルの統計的有効性を確認する方法が JIS B 8008-11¹⁴⁾ に定められている。本試験においても、この方法に基づいて試験の統計的有効性を確認した。そこで、2.3.2 で得た回帰式を用いて求めた耕うん時の機関負荷相当トルクを図 2-10 のコンピュータシステムに入力したトルク（以下、入力トルク）と、これを実際に動力計により再現したトルク（以下、再現トルク）とについて、最小二乗法により次の形式を持つ最適な式を求めた。

$$y = a_1 x + a_0 \quad (1)$$

ここで、 y ：再現トルク (Nm)

a_1 ：回帰直線の傾き

x ：入力トルク (Nm)

a_0 ：回帰直線の y 切片 (Nm)

また、入力トルクに対する再現トルク推定値の標準誤差（以下、SEE）は、次の式により求めた。

$$SEE = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (y_i - a_0 - a_1 \times x_i)^2}{N-2}} \quad (2)$$

ここで、 y_i ：瞬時再現トルク (Nm)

x_i ：瞬時入力トルク (Nm)

N ：トルクデータの総数

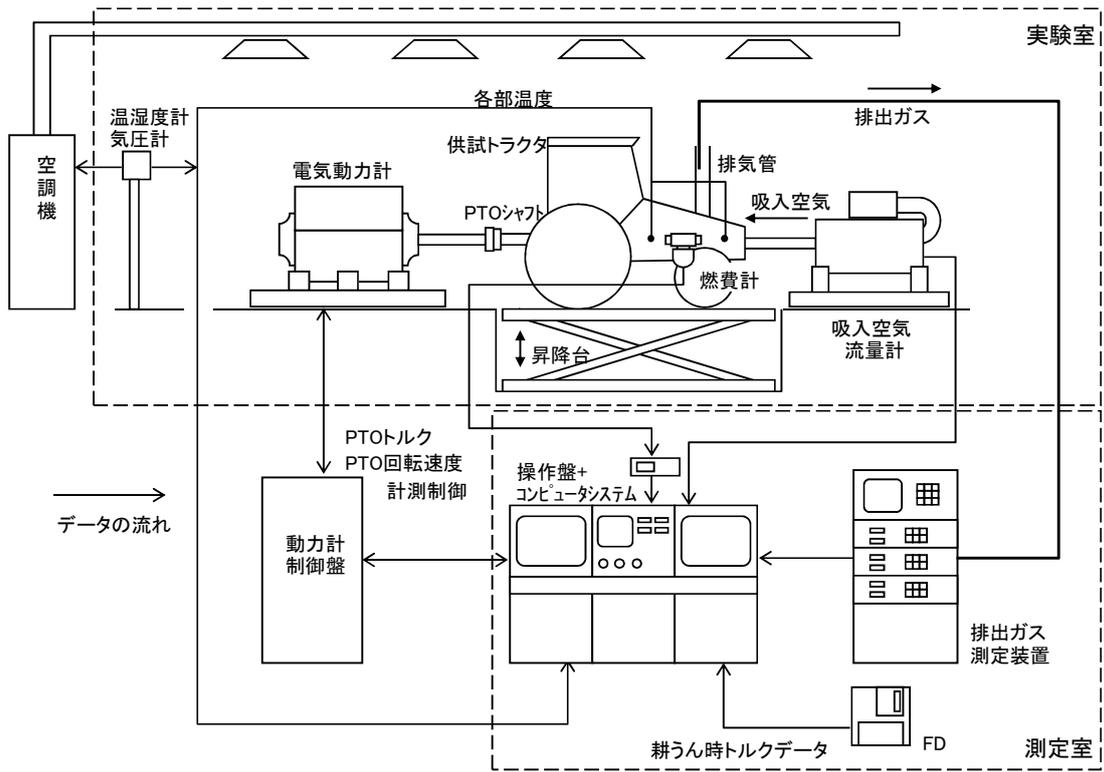


図 2-10 室内再現運転装置の概要



図 2-11 自動車排出ガス測定装置

表 2-5 自動車排出ガス測定装置の主な仕様

装置	赤外線分析計 AIA-120 (CO, CO ₂) 全炭化水素/酸素分析計 FMA-125 (THC, O ₂) 窒素酸化物分析計 CLA-155 (NO _x)
測定方式 /測定範囲	CO: 非分散形赤外線吸収法/0-5000ppm CO ₂ : 非分散形赤外線吸収法/0-20% O ₂ : 磁気圧力式/0-25% THC: 水素炎イオン化法/10-50000ppmC NO _x : 化学発光法/0-100%
測定精度	各装置 ±1.0%FS 以内(ただしゼロ, スパンガスにおける値)

2.4.2 試験結果と考察

2.4.2.1 動力計による耕うん時の機関トルクの再現性

入力トルクと再現トルクを同時系列上で比較したものの一例を図 2-12 に、NRTC 法による試験の有効性を確認するために定められた JIS B 8008-11 のトルク検証統計基準¹⁴⁾と動力計により再現したトルク検証結果を表 2-6 に示す。

動力計への入力トルクに対する再現運転時の再現トルクのトルク振幅を、平均トルクを基準とした耕うん時トルク振幅〔絶対値〕の和に対する入力トルクと再現トルクの比（以下、再現トルク比）で見ると、0.96～0.97 と若干小さくなる傾向にあったが、動力計による機関トルクの再現は良好で、トルク変動の傾向も一致していた。動力計による再現トルクが若干小さくなる理由として、耕うん時における機関のフライホイールの慣性モーメントと再現運転時における機関のフライホイールに弾性軸やこれを介して接続している動力計の回転子などを加えた慣性モーメントに差があることが考えられた。

また、作業速度 0.14m/s, 0.33m/s の機関トルクをそれぞれ再現運転した試験の統計的有効性を確認するために 2.4.1.2 の(1)式及び(2)式により求めた SEE はそれぞれ 6.9Nm, 6.0Nm, 回帰直線の傾き a_1 はそれぞれ 0.95, 0.97, 決定係数はそれぞれ 0.96, 0.98, 回帰直線

の y 切片 a_0 はそれぞれ 12.3 Nm, 7.1Nm といずれもトルク検証統計基準に基づく基準値を満たしており, 本試験の統計的有効性を確認することができた。

更に, 様々なほ場で耕うん試験を行い, そこで得た機関トルクを動力計により再現運転させて再現トルク比やトルク変動の傾向を確認する必要があるものの, 本試験により動力計を用いて耕うん時の機関トルクを再現できる可能性が示唆された。

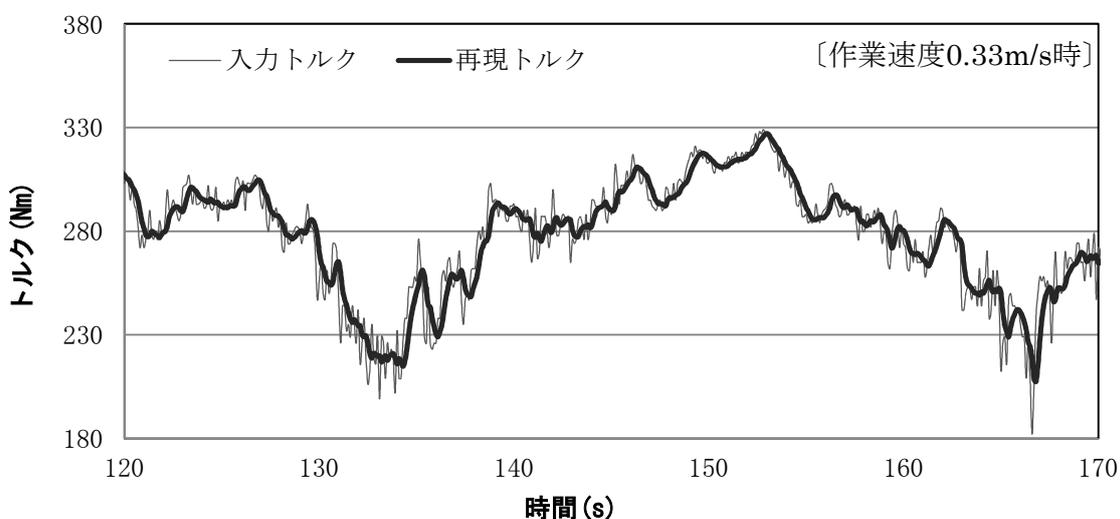


図 2-12 入力トルクと再現トルク (例)

表 2-6 トルク検証統計基準と検証結果

	基準	基準値	耕うん時速度	
			0.14m/s	0.33m/s
SEE	最大トルクの 10% 以下	39.7Nm 以下	6.9Nm	6.0Nm
a_1	0.83~1.03	0.83~1.03	0.95	0.97
決定係数 (R^2)	0.88 以上	0.88 以上	0.96	0.98
a_0	± 20 Nm 又は最大トルク $\pm 2\%$ のいずれか大きい方 以内	± 20 Nm 以内	12.3Nm	7.1Nm

2.4.2.2 耕うん時と動力計による再現運転時の排出ガス比較

耕うん時の排出ガス濃度と耕うん時の機関トルク，PTO トルクを再現した時の排出ガス濃度の測定結果を表 2-7 に示す。

耕うん時の排出ガス濃度と耕うん時の機関トルクを再現させた時の排出ガス濃度との差は，作業速度 0.14m/s 時において，CO で -2.5ppm，CO₂ で -0.2%，THC で 6.4ppmC，O₂ で 0.1%，NO_x で -24.0ppm，また，作業速度 0.33 m/s 時において，CO で -1.3ppm，CO₂ で -0.7%，THC で 9.7ppmC，O₂ で 0.1%，NO_x で 8.5ppm と，いずれの作業速度においても，耕うん時の排出ガス濃度とほぼ同程度となった。一方，耕うん時の排出ガス濃度と耕うん時の PTO トルクのみを再現させた時の排出ガス濃度との差は，作業速度 0.14m/s 時において，CO で -3.7ppm，CO₂ で -1.0%，THC で 7.5ppmC，O₂ で 1.1%，NO_x で 48.0ppm，また，作業速度 0.33 m/s 時において，CO で -41.5ppm，CO₂ で -1.8%，THC で 0ppmC，O₂ で 1.9%，NO_x で -15.0ppm と，機関トルクを再現したものとは比べ，耕うん時の排出ガス濃度との差が大きく，単に PTO トルクのみを再現させるだけでは，耕うん時の排出ガスを再現できないことがわかった。この原因として，PTO トルクのみを再現した場合，走行に要するトルクなどが考慮されていないことによるものと考えられた。特に CO 濃度は， λ が 1 に近づくと低い濃度を保っていたものが急激に増大する傾向にあることや，高負荷における λ 低下に対して反応が強いことが示されているとおり¹⁵⁾，機関トルクの高い作業速度 0.33m/s の試験区で，その差が顕著に見られた。

また，2.4.2.1 に示したとおり耕うん時の機関トルクを良好に再現できていること，耕うん時と再現運転時の排出ガス濃度がほぼ同程度となったことから，耕うん時の機関トルクを良好に再現することで，耕うん時の排出ガスを良好に測定できることが分かった。

以上，動力計で耕うん時の機関トルクを再現することによる排出ガス測定の有効性を確認した。

表 2-7 排出ガス試験結果

	作業 速度	再現 トルク	CO	CO ₂	THC	O ₂	NOx	λ
単位	m/s	Nm	ppm	%	ppmC	%	ppm	-
耕うん時	0.33	-	118.8	10.9	5.7	6.6	686.1	-
機関トルク再現	-	271.8	117.5	10.2	15.4	6.7	694.6	1.22
PTOトルク再現	-	235.4	77.3	9.1	5.7	8.5	671.1	1.32
耕うん時	0.14	-	76.6	9.0	7.1	8.8	679.4	-
機関トルク再現	-	236.7	74.1	8.8	13.5	8.9	655.4	1.36
PTOトルク再現	-	208.2	72.9	8.0	14.6	9.9	631.4	1.47

2.5 摘要

本章では，機関トルクの推定方法を検討し，推定の可能性を確認した。また，動力計による機関トルクの再現性を確認し，耕うん時と再現運転時の排出ガス濃度を比較した。その結果，以下の結論を得た。

- 1) 機関トルクと機関回転速度との三次回帰式を用いることで，機関トルク推定値と実測値の間に差がなく，機関回転速度から，機関トルクを推定できることが分かった。
 - 2) 耕うん時の機関トルクを動力計により負荷する対象をトラクタ PTO 軸として，機関回転速度から機関負荷相当トルクを算出する回帰式を作成した。この回帰式を用いることで耕うん時の機関トルクを動力計により再現できることになった。
 - 3) ほ場で得た耕うん時の機関トルクを再現負荷法により動力計で再現させた。入力トルクに対する再現トルクの再現トルク比は 0.96～0.97 であり，トルク変動の傾向も一致していた。また，JIS B 8008-11 に定められた試験サイクルの統計的有効性を確認するトルク検証基準も満たしていた。このことから，動力計により耕うん時の機関トルクを再現できる可能性が示唆された。
 - 4) 耕うん時の機関トルクを動力計により良好に再現できれば，その排出ガス濃度は，耕うん時の排出ガス濃度と同程度となった。
- 以上，動力計で耕うん時の機関トルクを再現することによる排出ガス測定の有効性を確認できた。

第3章 再現負荷法による機関トルクの再現性

3.1 緒言

第2章において、動力計により耕うん時の機関トルクを良好に再現できれば、その排出ガス濃度は、耕うん時の排出ガス濃度と同程度となり、動力計で耕うん時の機関トルクを再現することによる排出ガス測定の有効性を確認できた。

しかしながら、耕うんは、22kW (30PS) 級以上のトラクタに限っても、0.4~0.7m/s程度の速度で作業が行われることが多い⁷⁰⁾。作業速度が広範囲である理由としては、土壌の種類、土壌含水比や土壌硬度などのほ場条件、荒起こし作業や仕上げ作業などの作業や耕深などが異なることにより、同じ作業速度であっても所要動力が異なることが挙げられる。

そのため、耕うん時の機関トルクの大きさや変動などについても、様々なほ場条件や運転条件により大きく異なることが考えられる。

以上を踏まえ、本章では、様々なほ場条件や運転条件における機関トルクを得るため、ほ場、PTO速度段、作業速度などの異なる15試験区を設定し、各試験区で機関負荷相当トルク算出に必要な機関回転速度を測定した。また、動力計を用いた機関トルクの再現性を確認するため、各試験区で得られた機関回転速度をもとに、機関負荷相当トルクを算出し、再現負荷法によるトルクの再現性や試験の統計的有効性を確認した。

3.2 様々なほ場条件等における耕うん時の機関トルク把握

3.2.1 試験方法

供試トラクタは表2-3の作業幅1.7mの耕うんロータリを装着した表2-1のトラクタを、供試燃料は軽油を用いた。

試験ほ場は、生研センター附属農場の未耕水田、埼玉県鴻巣市農家の既耕水田、宇都宮大学農学部附属農場の既耕水田、未耕普通畑、未耕野菜畑、鳥取大学農学部附属フィールドサイエンスセンターの

未耕普通畑，鳥取県農林総合研究所農業試験場（以下，鳥取農試）の未耕水田とし，トラクタの調速レバーは全開，PTO 速度段は 1 速又は 4 速，作業速度は 0.14～0.64m/s，目標耕深 12cm として，耕うん作業を行い，30m 区間（埼玉県鴻巣市農家ほ場のみ 20m 区間）の機関回転速度を測定した。表 3-1 にほ場条件を，図 3-1 に鴻巣市農家ほ場での試験の様子，図 3-2 に鳥取農試ほ場での試験の様子をそれぞれ示す。

機関回転速度はトラクタの機関 ECU を介して測定し，機関負荷相当トルクは耕うん時に測定した機関回転速度と 2.3.2 で求めた回帰式を用いて求めた。

表 3-1 ロータリ耕うん試験のほ場条件

試験場所	試験ほ場	土壌群	土性	含水比 (%)	円錐貫入抵抗 (MPa)
生研センター	水田 (未耕)	灰色低地土	シルト質壤土	60.5	0.92
鴻巣市農家	水田 (既耕)	グライ土	壤土	45.4	0.40
宇都宮大学	水田 (既耕)	黒ボク土	埴壤土	49.7	0.32
	普通畑 (未耕)	黒ボク土	埴壤土	62.3	0.97
	野菜畑 (未耕)	黒ボク土	壤土	61.0	0.34
鳥取大学	普通畑 (未耕)	灰色低地土	壤土	22.3	1.11
鳥取農試	水田 (未耕)	灰色低地土	軽埴土	37.7	0.82



図 3-1 鴻巣市農家ほ場での試験の様子



図 3-2 鳥取農試ほ場での試験の様子

3.2.2 試験結果及び考察

耕うん試験の結果を表 3-2 に示す。

2.2.2 で得た回帰式を用いて求めた機関トルク平均は 43.7～81.8Nm, また, 機関トルクの変動幅についても, 大きいもので 46.3Nm, 小さいもので 24.3Nm と試験区により様々であった。

再現負荷法による機関トルクの再現性を確認するために必要となる様々な大きさや変動をもつ機関トルクを得ることができた。

表 3-2 ロータリ耕うん試験の結果

試験場所	試験ほ場	試験区	PTO速度段	作業速度 (m/s)	耕うんピッチ (cm)	機関トルク平均* (Nm)	機関トルク変動範囲* (Nm)
生研センター	水田 (未耕)	A	1	0.33	11.3	64.6	46.7～86.5
鴻巣市農家	水田 (既耕)	B	1	0.34	10.6	45.5	35.5～59.8
		C	4	0.14	2.0	67.4	40.7～87.0
宇都宮大学	水田 (既耕)	D	1	0.34	10.4	45.8	35.5～63.5
		E	1	0.63	19.6	48.0	34.6～66.6
		F	4	0.46	6.8	76.4	56.2～87.5
	普通畑 (未耕)	G	1	0.34	10.6	66.0	51.9～83.8
		H	1	0.63	20.1	81.8	63.1～87.8
		I	4	0.14	2.1	82.4	63.8～87.2
	野菜畑 (未耕)	J	1	0.34	10.5	43.7	34.6～61.3
		K	1	0.64	19.9	49.1	35.5～65.0
L		4	0.47	6.9	77.5	61.4～86.9	
鳥取大学	普通畑 (未耕)	M	1	0.34	10.6	68.4	50.2～85.3
		N	4	0.14	2.1	75.0	46.7～88.6
鳥取農試	水田 (未耕)	O	1	0.33	10.5	63.5	48.4～84.5

※2.2 で得た回帰式を用いて推定した機関トルク

3.3 再現負荷法によるトルクの再現性確認

3.3.1 試験方法

供試トラクタは表 2-1 のトラクタを，供試燃料は軽油を用いた。

生研センターの実験室内に供試トラクタを据え付け，トラクタの PTO 軸を動力計（(株)明電舎 FC-R，吸収動力 55kW）に接続した。

試験は，3.2 で測定した耕うん時の機関回転速度と 2.3.2 で得た回帰式を用いて求めた機関負荷相当トルクを，動力計で再現負荷法により PTO 軸に 0.1s 毎に負荷して行い，PTO トルクを測定した。

また，トルクの再現性や試験の統計的有効性については，2.4 と同様，再現トルク比，入力トルクと再現トルクとの最小二乗法により求める回帰直線の傾き a_1 ，決定係数 R^2 ，回帰直線の y 切片 a_0 及び入力トルクに対する再現トルク推定値の標準誤差 SEE により確認した。

3.3.2 試験結果及び考察

入力トルクと再現トルクを同時系列上で比較したものの一例を図 3-3 に，入力トルクと再現トルクの相関の一例を図 3-4 に，再現負荷法により再現したトルク検証結果を表 3-3 に示す。

試験の統計的有効性を確認するために求めた SEE は 5.52～21.34 と全ての試験区でトルク検証統計基準に基づく基準値を満たしていたものの，回帰直線の y 切片 a_0 は 24.97～67.34 と全ての試験区で基準値を満たしていなかった。また，回帰直線の傾き a_1 は 0.65～0.86， R^2 は 0.71～0.91 と基準値を満たしていない試験区が多かった。更に，試験区毎の SEE， a_1 ， R^2 ， a_0 のバラツキも大きい傾向にあった。全試験区の a_1 が 1 より小さく， a_0 が 20 以上であることから判断できるが，耕うん時のトルク振幅に比べ，再現負荷法によるトルク振幅は小さい傾向にあった。これにより，再現トルク比も 0.77～0.91 と小さかった。この原因として，2.4.2.1 と同様耕うん時と再現運転時との慣性モーメントの差や，ほ場条件や運転条件が異なることによる耕うん時の機関トルクの大きさや変動の違いが考えられた。こ

のことから，再現負荷法では，動力計により耕うん時の機関トルクを十分に再現することができず，再現できない機関トルク部分の排出ガスを測定，評価できないおそれがある。また，今回の試験では，異なる機関や動力計での試験を行っていないが，使用する機関や動力計などにより慣性モーメントが異なるため，再現負荷法ではトルクの再現性にバラツキを生じるおそれがあると推察された。

以上のことから，使用する動力計や試験する機関等に関係なく排出ガスを安定的かつ高い再現性で測定，評価するためには，動力計により機関トルクを容易に再現できる負荷方法を検討する必要があることが分かった。

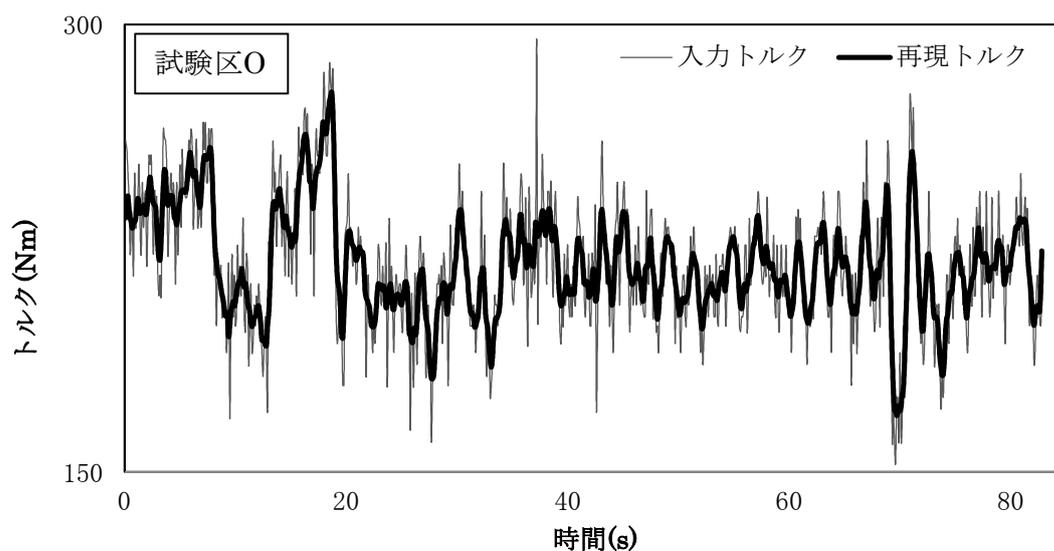


図 3-3 再現負荷法による入力トルクと再現トルク（例）

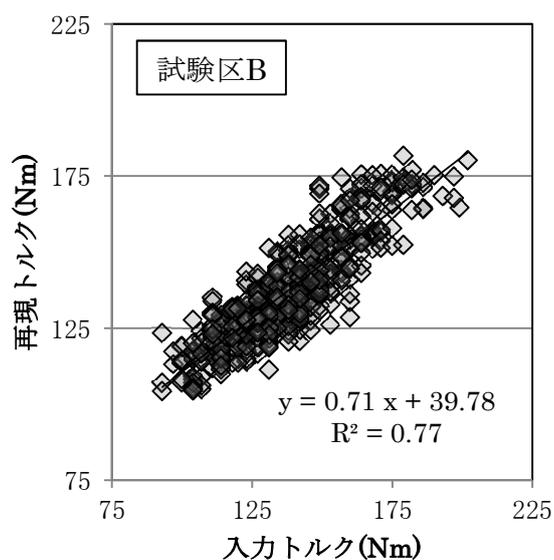


図 3-4 再現負荷法による入力トルクと再現トルクの相関（例）

表 3-3 再現負荷法によるトルク検証結果

試験区	再現トルク比	SEE	a_1	R^2	a_0
A	0.90	9.34	0.86	0.90	<u>29.40</u>
B	0.81	8.02	<u>0.71</u>	<u>0.77</u>	<u>39.78</u>
C	0.89	13.07	<u>0.82</u>	<u>0.86</u>	<u>37.64</u>
D	0.78	6.87	<u>0.67</u>	<u>0.74</u>	<u>35.01</u>
E	0.83	9.27	<u>0.76</u>	<u>0.84</u>	<u>31.09</u>
F	0.84	11.04	<u>0.76</u>	<u>0.85</u>	<u>56.26</u>
G	0.85	8.50	<u>0.81</u>	<u>0.84</u>	<u>39.32</u>
H	0.89	8.26	0.84	0.89	<u>43.20</u>
I	0.90	8.64	<u>0.82</u>	<u>0.85</u>	<u>46.69</u>
J	0.77	5.52	<u>0.65</u>	<u>0.71</u>	<u>28.15</u>
K	0.88	21.34	<u>0.81</u>	<u>0.87</u>	<u>24.97</u>
L	0.90	8.52	0.86	0.91	<u>34.14</u>
M	0.85	20.18	<u>0.77</u>	<u>0.83</u>	<u>50.60</u>
N	0.91	9.41	0.85	0.88	<u>37.52</u>
O	0.79	8.26	<u>0.69</u>	<u>0.76</u>	<u>67.34</u>

※ 太字下線は、表 2-6 の基準値に不適合。

3.4 摘要

本章では，再現負荷法によるトルクの再現性を確認した。その結果，以下の結論を得た。

再現負荷法による SEE は 5.52～21.34， a_1 は 0.65～0.86， R^2 は 0.71～0.91， a_0 は 24.97～67.34 と JIS B 8008-11 に定められている試験サイクルの統計的有効性確認方法に基づくトルク検証基準を満たした試験区はなく，試験区によりバラツキがあった。このため，再現負荷法では，動力計により耕うん時の機関トルクを十分に再現することができず，再現できない機関トルク部分の排出ガスを測定，評価できないおそれがある。

以上，使用する動力計や試験する機関等に関係なく排出ガスを安定的かつ高い再現性で測定，評価するためには，動力計により機関トルクを容易に再現できる負荷方法を検討する必要性が明らかとなった。

第4章 動力計でトルクを安定的に再現できる負荷方法の検討及び 検討した負荷法によるトルクの再現性

4.1 緒言

第3章において、再現負荷法では、動力計により耕うん時の機関トルクを十分に再現できないことが分かった。このため、使用する動力計や試験する機関等に関係なく、排出ガスを安定的かつ高い再現性で測定、評価するためには、他の負荷方法を検討する必要がある。

ディーゼル機関から排出される排出ガスの濃度や排出量は、これまでの研究の中で実施されている排出ガス測定結果¹⁵⁾¹⁶⁾⁷¹⁾から、機関回転速度や機関トルクなどの運転条件やトラクタ用機関の違いより大きく異なることが分かっている。

また、既往の耕うんに関する研究では、耕うん時におけるPTOトルクの変動を把握し、あわせて周波数分析を行うなどして、耕うん特性を解明する試みがなされている⁷²⁾⁻⁷⁴⁾。

以上を踏まえ、本章では、再現負荷法に比べてより安定的に機関トルクを再現できる負荷方法を見出すために、トラクタ機関においてこれまでデータにより明らかにされていないPMを含めた運転条件の違いによる排出ガスの調査や、3.2で得た15試験区における耕うん時機関トルクの変動について周波数分析を行った。そして、これらの結果等をもとに再現負荷法とは異なる負荷方法を検討した。更に検討した負荷法によるトルクの再現性を確認した。

4.2 排出ガス調査

4.2.1 試験方法

供試トラクタは表 2-1 のトラクタを，供試燃料は軽油を用いた。

試験は，2.3.1 と同様にトラクタを据え付け，トラクタの PTO 軸を動力計に接続して，搭載無負荷速度 1200rpm から 3042rpm まで，PTO 出力トルク約 2kW おきに動力計で一定のトルクをかけて行い，PTO トルク，PTO 回転速度，燃料消費量，吸入空気流量，CO，CO₂，O₂，NO_x，THC の各濃度，黒煙及び PM の捕集量を測定した。

CO，CO₂，O₂，NO_x，THC の各濃度は自動車排出ガス測定装置（(株)堀場製作所 MEXA-9400D）により，黒煙はスモークメータ（(株)司測研 GSM-3DL）により，PM の捕集量は部分希釈式 PM 捕集装置（(株)堀場製作所 MDLT-1302TM）に設置した炭化フッ素被膜ガラス繊維フィルタ（以下，PM フィルタ）により PM を捕集し，温度 23℃，湿度 50% の PM 秤量室内に 1 時間以上 PM フィルタを放置後，PM 秤量室内の電子天秤（ザルトリウス・メカトロニクス(株) SE2-F）により，燃料消費量は容積式の流量検出器（(株)小野測器 FP-2140H）と流量指示計（(株)小野測器 DF-210A）により，吸入空気流量は層流形空気流量計（(株)山田製作所 LFM-10）によりそれぞれ測定した。各排出ガスの排出量は燃料流量，吸入空気流量及び各排出ガスの濃度あるいは PM 捕集量から， λ は燃料質量流量と吸入空気質量流量からそれぞれ計算により求めた。また，PTO トルク，PTO 回転速度は動力計計測制御部に組み込んだロードセル及び回転計によりそれぞれ測定した。なお，機関回転速度は PTO 回転速度と減速比から計算により求めた。部分希釈式 PM 捕集装置を図 4-1 に，PM 秤量室を図 4-2 に，層流形空気流量計を図 4-3 に，試験の様子を図 4-4 にそれぞれ示す。



图 4-1 部分希积式 PM 捕集装置



图 4-2 PM 秤量室



図 4-3 層流形空気流量計

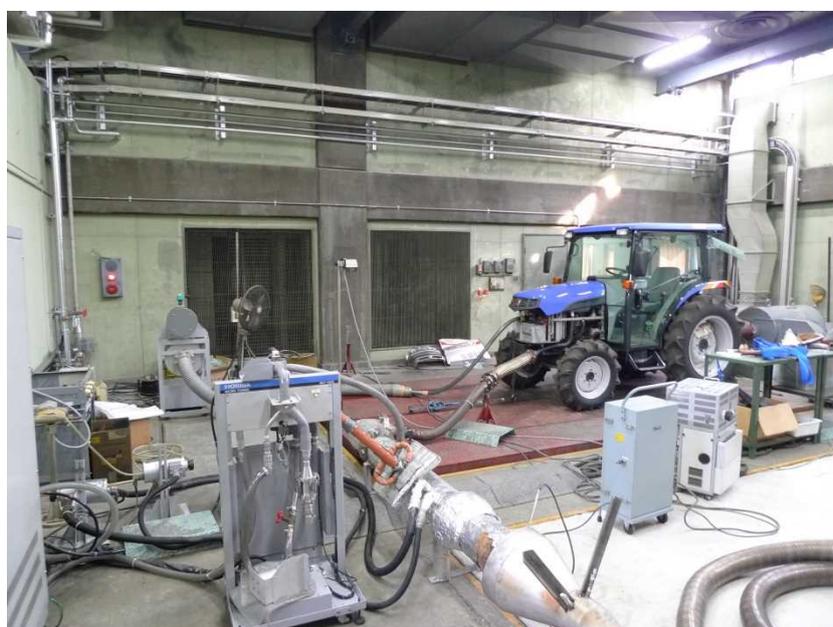


図 4-4 試験の様子

4.2.2 試験結果及び考察

機関の運転範囲と燃料消費量の関係を図 4-5 に、機関の運転範囲と各排出ガス（CO₂、NO_x、THC、CO 及び PM）の排出量の関係をそれぞれ図 4-6～4-10 に、機関の運転範囲と黒煙の関係を図 4-11 に、λ と排出ガスの関係を図 4-12 にそれぞれ示す。

NO_x 及び CO₂ 排出量は、出力と機関回転速度が高くなるほど増加する傾向であった。これは出力の増加に伴って燃料噴射量が増加し、燃焼温度が高くなるためと、機関回転速度の増加に伴って吸入空気量が増加し、これにより排出ガスの排出量も増加するためである。また、黒煙、CO 及び PM 排出量は、λ が 1 に近づく部分において急増した。これは「はじめに」で述べたとおり燃焼室内において局所的に O₂ が不足する箇所が存在するためである。また、既往の研究の中で調査されている結果¹⁵⁾¹⁶⁾⁷¹⁾とも、これまでは測定されていない PM を除き、概ね同様の傾向であった。

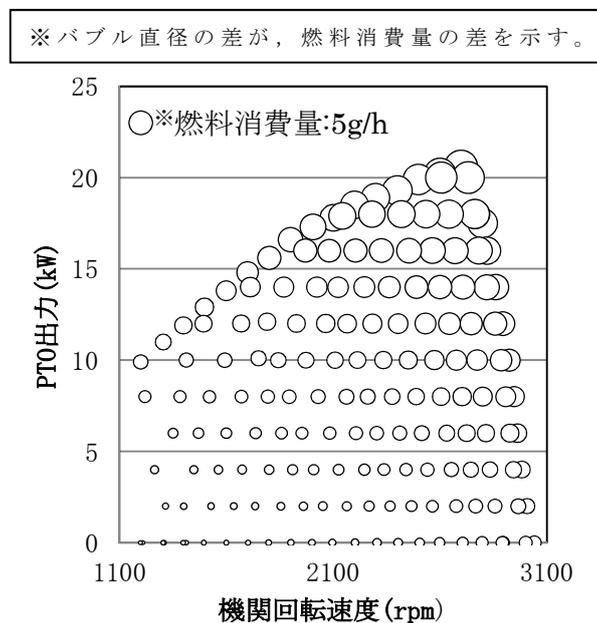


図 4-5 機関の運転範囲と燃料消費量の関係

※バブル直径の差が、CO₂排出量の差を示す。

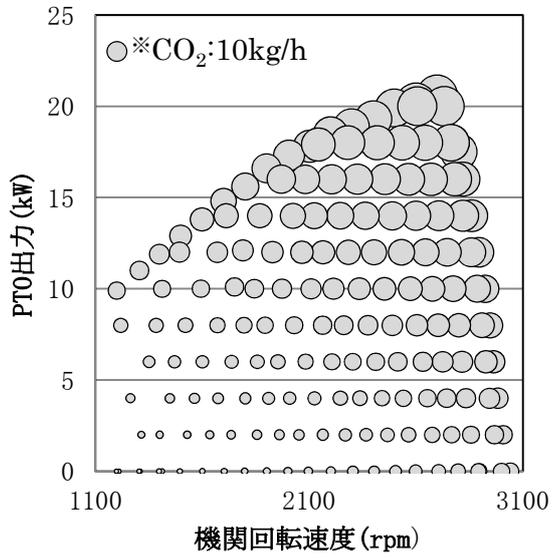


図 4-6 機関の運転範囲と CO₂ の関係

※バブル直径の差が、NO_x排出量の差を示す。

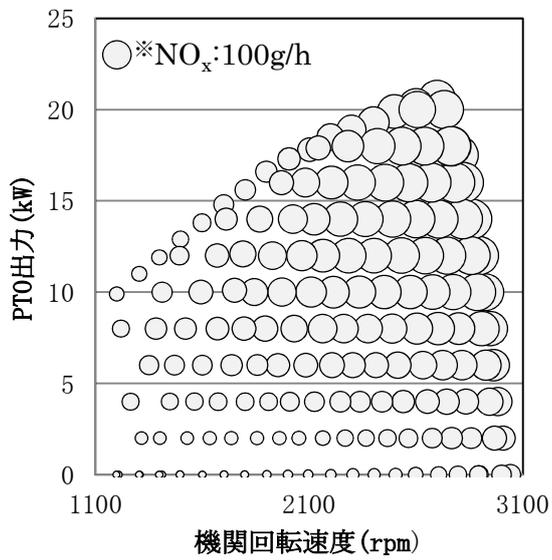


図 4-7 機関の運転範囲と NO_x の関係

※バブル直径の差が, THC 排出量の差を示す。

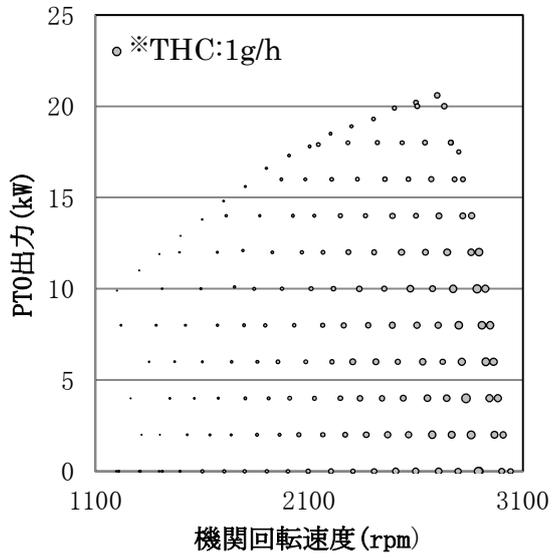


図 4-8 機関の運転範囲と THC の関係

※バブル直径の差が, CO 排出量の差を示す。

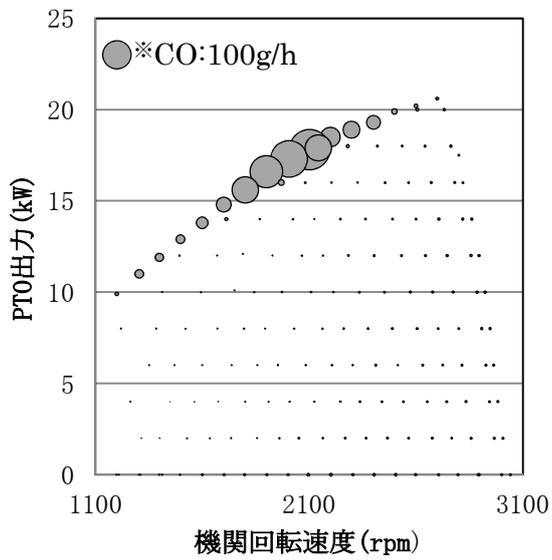


図 4-9 機関の運転範囲と CO の関係

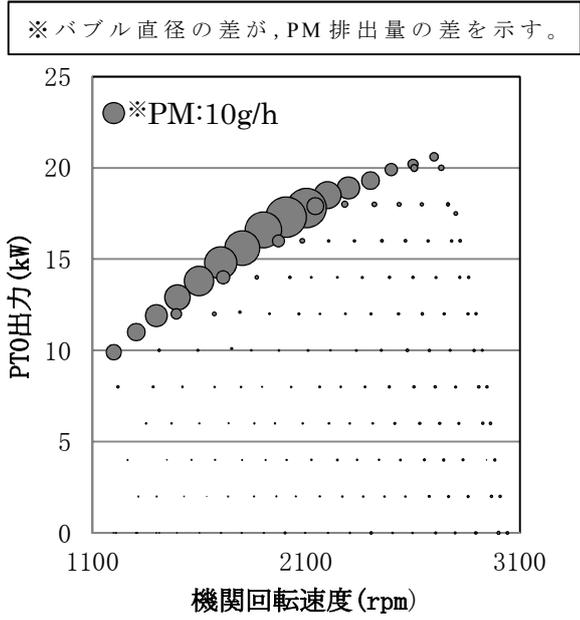


図 4-10 機関の運転範囲と PM の関係

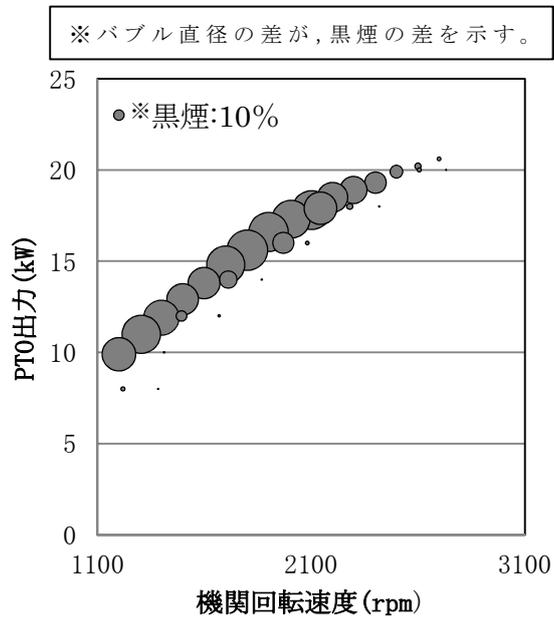


図 4-11 機関の運転範囲と黒煙の関係

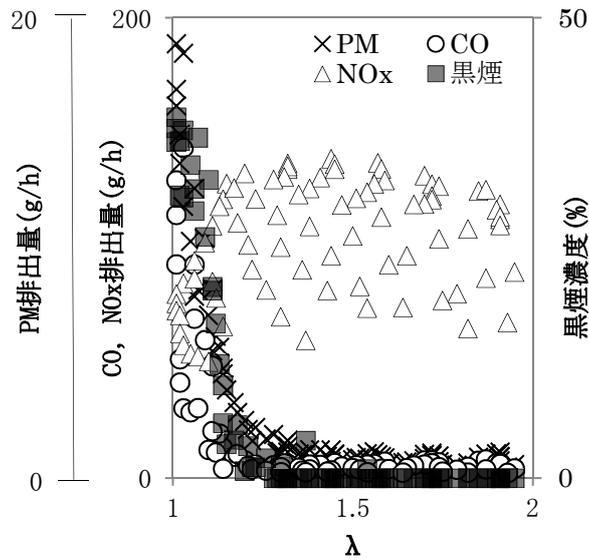


図 4-12 λ と排出ガスの関係

4.3 耕うん時機関トルクの周波数分析

4.3.1 試験方法

3.2 で得た 15 試験区の耕うん時機関トルクの変動について高速フーリエ解析を行った。

4.3.2 試験結果

耕うん時の機関トルクの変動について高速フーリエ解析を実施した結果、全ての試験区において 1/4Hz までの極めて低い周波数にパワースペクトル密度のピークが見られた。ここで、機関定格回転速度 2800rpm 時の PTO 回転速度は、表 2-1 に示すとおり PTO 速度段 1 速時で 588rpm、PTO 速度段 4 速時で 1268rpm、また耕うん爪本数は表 2-3 に示すとおり 40 本である。これから機関定格回転速度時における耕うん爪の土壌への作用回数を求めると、PTO 速度段 1 速時で 392 回/s、PTO 速度段 4 速時で 845 回/s となる。このため、3.2 の 15 試験区の耕うん作業においても耕うん爪の作用回数は、前述した作用回数と概ね

同程度となると考えられる。したがって、耕うん作業における耕うん爪の作用などを考慮すると、このピークが耕うんに起因するものとは考えられなかった。また、上記の極めて低い周波数域以外の周波数において、全ての試験区に明確な傾向は見られなかった。

4.4 動力計でトルクを安定的に再現できる負荷方法の検討

動力計により機関トルクを容易に再現できる負荷方法として、機関トルクの平均値を与える負荷方法（以下、定負荷法）が考えられる。定負荷法による排出ガスについては、これまで行われてきた研究の中でその濃度や排出量が確認されていないため、今後確認する必要があるが、定負荷法による排出ガスの結果では、ほ場作業の排出ガスの実態を表すことが難しいと推測されている¹⁵⁾。また、4.2の結果から、特に図4-12の λ が1に近い高負荷部分において、燃料噴射量の増加により、燃焼に必要な O_2 が相対的に少なくなり、不完全燃焼することで、COやPM排出量が急激に増加する機関がある。このため、実際の耕うん作業では高負荷部分でも稼働しているにもかかわらず、定負荷法でその部分を負荷しない場合、特にCOやPMを正確に測定、評価できないおそれがあると考えられた。

その他の負荷方法として、機関トルク変動の周波数分析の結果に基づき、正弦波や正弦波の組み合わせで代表させて与える負荷方法（以下、正弦波負荷法）や再現負荷法の機関トルク変動成分のうち、その大きさと時間を考慮し、耕うん時における一連の機関トルクを小さいものから大きいもの、あるいは大きいものから小さいものと階段状に並べ替えた負荷方法（以下、ステップ負荷法）が考えられる。

しかし、4.3で得られた周波数分析結果から、周波数とピークに明確な傾向が見られなかったため、正弦波負荷法を用いることはできないと判断した。

通常、耕うん作業を含むトラクタ作業は、機関のスロットル開度位置を固定して使用する。そのため、急加速による吸入空気不足な

どが生じるおそれはない。負荷の変化に対する機関回転速度の変化を表すものとして、無負荷最高回転速度と定格回転速度の差を定格回転速度で除して求める速度変化率があるが、1992年度以降に農業機械化促進法（昭和28年法律第252号）第7条第3項の規定に基づいて定められている農用トラクター（乗用型）型式検査を実施した国内外のトラクタ272型式のデータを見ると、速度変化率は平均6.3%（最小5.8%～最大12.4%）と小さく、負荷の変動に拘わらず機関回転速度は概ね安定している。そのため、機関筒内で1回毎の燃焼に必要な吸入空気量も概ね安定していると考えられる。したがって、同一機関、同一スロットル開度であれば、機関筒内での1回毎の燃焼状態については、吸入空気量と負荷に応じて调速機により調節される燃料噴射量により決まる。耕うん作業全体の燃焼状態を機関筒内での1回毎の燃焼状態の積重ねとして考えると、调速機による燃料噴射量の分布を再現、すなわち耕うん中の機関トルクの順番に関係なく、その分布を再現できるステップ負荷法を用いれば、時系列データと一致した排出ガスの測定、評価はできないものの、耕うん作業全体や単位面積、単位時間当たりの排出ガスを測定、評価できると考えられた。

また、同一ほ場で複数回実施して得た機関トルクや様々なほ場で得た機関トルクを負荷して、それらの平均的な排出ガス量を得たい場合、再現負荷法では、実施した複数回分全ての機関トルクを負荷して測定する必要がある。一方、周波数を考慮しないステップ負荷法では、機関トルクの分布として負荷するため、複数回分の機関トルクを合成し、合成した機関トルクを小さいものから大きいもの、あるいは大きいものから小さいものと階段状に並べ替え、時間短縮することで標準的あるいは代表的なトルク分布として負荷して測定できる可能性があると考えられた。

図4-13に再現負荷法、ステップ負荷法及び定負荷法を示す。

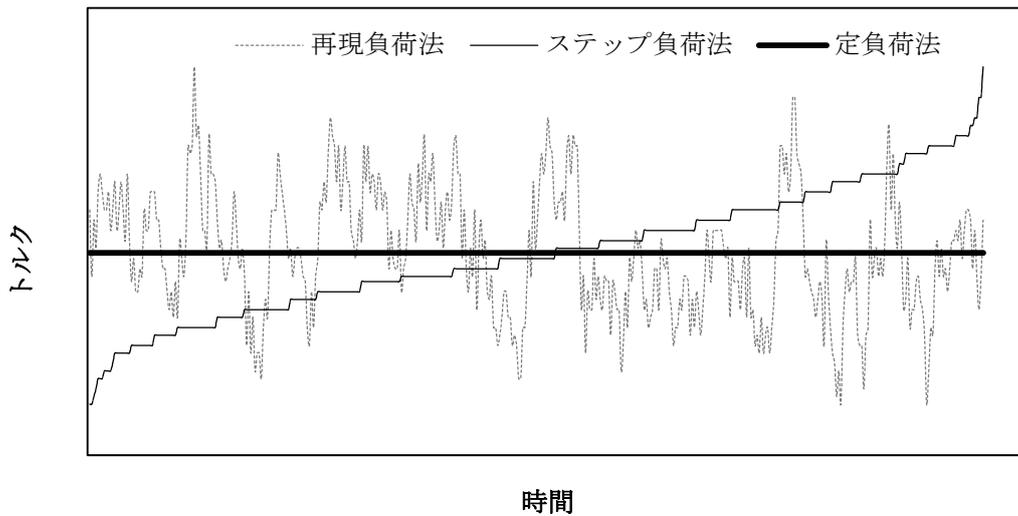


図 4-13 機関トルクの負荷方法

4.5 ステップ負荷法によるトルクの再現性

4.5.1 試験方法

3.3 で求めた 15 試験区の機関負荷相当トルクを，ステップ負荷法に変換したトルクによりトラクタ PTO 軸に負荷して，3.3.1 と同様の方法で PTO トルクを測定し，トルクの再現性や試験の統計的有効性を確認した。

4.5.2 試験結果及び考察

入力トルクと再現トルクを同時系列上で比較したものの一例を図 4-14 に，入力トルクと再現トルクの相関の一例を図 4-15 に，ステップ負荷法により再現したトルク検証結果を表 4-1 に示す。

ステップ負荷法による再現トルク比は 0.98～1.00，SEE は 0.67～1.21，回帰直線の傾き a_1 は 0.99～1.00，決定係数 R^2 は 1.00，回帰直線の y 切片 a_0 は -0.64～2.10 といずれもトルク検証統計基準に基づく基準値を満たしており，また，試験区毎のバラツキもなかった。このことから，動力計を用いて耕うん時の機関トルクをステップ負荷

法により非常に良好に再現できると判断できた。また、今回の試験では、異なる機関や動力計での試験を行っていないが、ステップ負荷法では、再現する機関トルクをゆるやかな階段状として徐々に負荷するため、使用する機関や動力計などの慣性モーメントの影響をほとんど受けることなく、トルクを良好に再現できると考えられた。

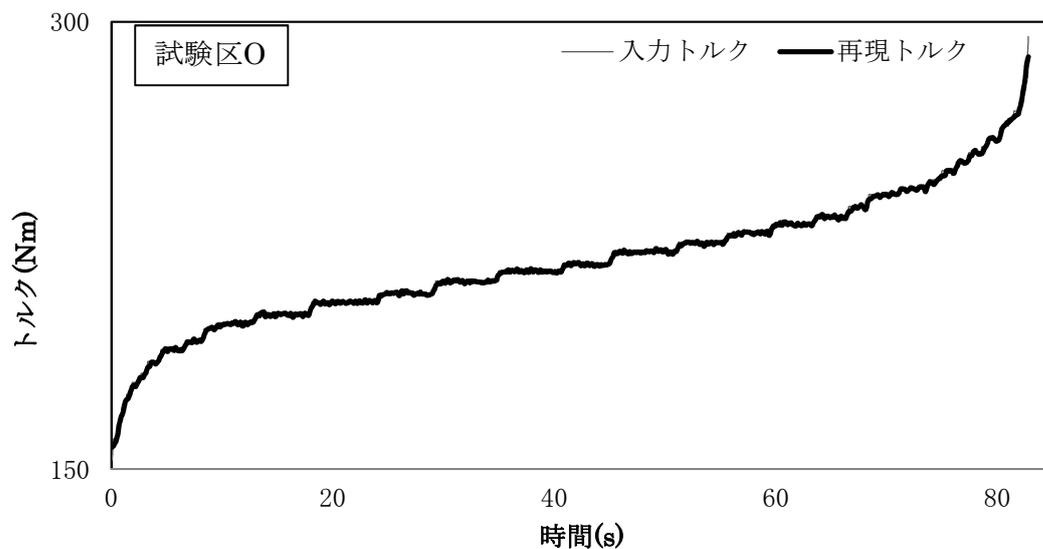


図 4-14 ステップ負荷法による入力トルクと再現トルク (例)

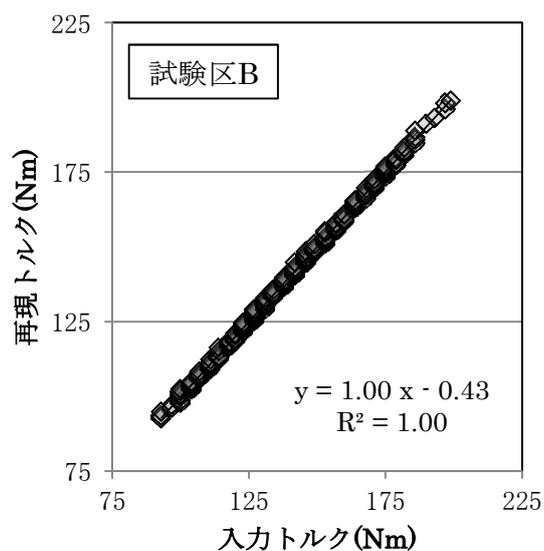


図 4-15 ステップ負荷法による入力トルクと再現トルクの相関（例）

表 4-1 ステップ負荷法によるトルク検証結果

試験区	再現トルク比	SEE	a_1	R^2	a_0
A	0.98	0.78	1.00	1.00	0.29
B	1.00	0.79	1.00	1.00	-0.43
C	1.00	1.09	1.00	1.00	1.03
D	1.00	0.93	0.99	1.00	0.78
E	0.99	0.96	0.99	1.00	0.75
F	1.00	0.82	1.00	1.00	-0.64
G	1.00	0.67	1.00	1.00	0.11
H	1.00	0.84	1.00	1.00	-0.49
I	0.99	0.75	0.99	1.00	1.41
J	1.00	0.88	1.00	1.00	-0.49
K	1.00	0.96	1.00	1.00	-0.14
L	1.00	0.69	1.00	1.00	0.48
M	1.00	0.95	1.00	1.00	0.90
N	0.99	1.21	1.00	1.00	2.10
O	1.00	0.70	1.00	1.00	0.87

4.6 摘要

本章では，3章の結果から動力計で機関トルクを安定的に再現できる負荷方法を検討した。更に検討した機関トルクの負荷方法による再現性を確認した。その結果，以下の結論を得た。

- 1) 機関トルクを動力計で安定的に再現でき， λ が 1 に近い排出ガスが急激に変化する高負荷部分なども含め負荷するトルクに応じた排出ガスの測定が可能な負荷方法として，再現負荷法の機関トルク変動成分のうちその大きさと時間を考慮し，耕うん時における一連の機関トルクを小さいものから大きいもの，あるいは大きいものから小さいものと階段状に並べ替えたステップ負荷法を提案した。
- 2) ステップ負荷法による SEE は 0.67～1.21， a_1 は 0.99～1.00， R^2 は 1.00， a_0 は -0.64～2.10 とバラツキがなく，全試験区で基準値を満たした。このことから，耕うん時の機関トルクをステップ負荷法により非常に良好に再現できると判断できた。

以上，使用する動力計や機関などに関係なく高い再現性で測定，評価できる負荷方法としてステップ負荷法を示した。

第 5 章 機関トルクの負荷方法と排出ガス

5.1 緒言

第 2 章において、耕うん時の機関トルクを動力計により良好に再現できれば、その排出ガス濃度は耕うん時の排出ガス濃度と同程度となることを示した。

第 3 章において、再現負荷法では動力計により耕うん時の機関トルクを十分に再現できないことが明らかとなり、再現できない機関トルク部分の排出ガスを測定、評価できないおそれがあることを述べた。

また、第 4 章において、ステップ負荷法を用いることで、動力計により耕うん時の機関トルクを非常に良好に再現できることを確認した。更に、定負荷法ではほ場作業の排出ガスの実態を表すことが難しいと推測されている⁵¹⁾が、これまで定負荷法による排出ガスの確認は行われていない。

本章では、様々なほ場における耕うん時の機関トルクを、ステップ負荷法、再現負荷法及び定負荷法により再現して、その時の排出ガスを測定、比較し、動力計による機関トルクの再現性の良否、機関トルク成分の大きさや時間の考慮の有無が排出ガスに及ぼす影響を確認した。

5.2 機関トルクの負荷方法が排出ガスに及ぼす影響

5.2.1 試験方法

供試トラクタは表 2-1 のトラクタを、供試燃料は国内で一般的に使用されている軽油を用いた。

生研センターの実験室内に供試トラクタを据え付け、トラクタの PTO 軸を動力計（(株)明電舎 FC-R、吸収動力 55kW）に接続した。

試験は、3.2 において設定したほ場、PTO 速度段、作業速度などの異なる 15 試験区で得られた機関回転速度をもとに、3.3 において算出した耕うん時の機関負荷相当トルクを、ステップ負荷法、再現

負荷法及び定負荷法により変換し、動力計で PTO 軸に 0.1s 毎に負荷して行った。計測項目は、PTO トルク及び PTO 回転速度、燃料消費量、吸入空気流量、CO、CO₂、O₂、NO_x、THC の各濃度及び PM の捕集量とした。

CO、CO₂、O₂、NO_x、THC の各濃度、PM の捕集量、燃料消費量、吸入空気流量、PTO トルク及び PTO 回転速度の測定、各排出ガスの排出量、λ及び機関回転速度の計算は、それぞれ 4.2.1 と同様とした。

なお、PM 捕集量の測定にあたり、PM 捕集時間が短いと、試験前後の PM フィルタ質量の差が小さく、PM フィルタに含まれる水分量のわずかな差が相対的に大きく影響し、捕集量にバラツキが生じるおそれがあるため、JIS B8008-1⁷⁵⁾には一定量以上の PM を捕集することが定められている。本試験においても、JIS B8008-1 に準拠した一定量以上の PM を捕集するため、PM 捕集時間を 10 分以上とした。そのため、測定時間が 10 分以上になるようステップ負荷法では、低負荷側から負荷を与えるステップと高負荷側から負荷を与えるステップ（これを 1 セットとする）を、複数セット繰り返した。その他の負荷方法についても、ステップ負荷法と PM 捕集時間が同じになるよう繰り返し負荷を与えた。

5.2.2 試験結果及び考察

全 15 試験区で得た耕うん時トルクをステップ負荷法、再現負荷法、定負荷法により負荷した場合の NO_x、THC、CO₂、PM 及び CO 排出量の分散分析結果をそれぞれ表 5-1～5-5 に示す。

NO_x、THC、CO₂、PM 及び CO の各排出量については、平均機関トルクや λ などの異なる試験区による有意差（危険率 1%）が認められ、各排出量へ著しく影響を及ぼすことを確認した。

なお、各試験区における試験開始から終了までの燃料消費量は各負荷方法の平均±0.5%、吸入空気流量は各負荷方法の平均±0.3%の範囲内にあり差はなかった。また、試験中の吸入空気流量の変動率は、ステップ負荷法で平均 0.8%（最小 0.3%～最大 1.2%）、再現負

荷法で平均 0.6%（最小 0.2%～最大 0.9%），定負荷法で平均 0.2%（最小 0.2%～最大 0.3%）であった。

表 5-1 NO_x 排出量の分散分析表

変動要因	変動	自由度	分散	分散比
試験区	4186.449	14	299.0321	193.2768*
負荷方法	10.95122	2	5.475608	3.539112**
誤差	43.32076	28	1.54717	
計	4240.721	44		

* P<0.01 ** P<0.05

表 5-2 THC 排出量の分散分析表

変動要因	変動	自由度	分散	分散比
試験区	0.85548	14	0.061106	75.39547*
負荷方法	0.000116	2	5.78E-05	0.071284
誤差	0.022693	28	0.00081	
計	0.878289	44		

* P<0.01

表 5-3 CO₂ 排出量の分散分析表

変動要因	変動	自由度	分散	分散比
試験区	143161311	14	10225807.94	784.3861*
負荷方法	87939.328	2	43969.66421	3.37276**
誤差	365027.65	28	13036.70183	
計	143614278	44		

* P<0.01 ** P<0.05

表 5-4 PM 排出量の分散分析表

変動要因	変動	自由度	分散	分散比
試験区	0.974719	14	0.069623	16.15632*
負荷方法	0.052217	2	0.026109	6.058612*
誤差	0.120661	28	0.004309	
計	1.147597	44		

* P<0.01

表 5-5 CO 排出量の分散分析表

変動要因	変動	自由度	分散	分散比
試験区	3.721107	14	0.265793	10.57935*
負荷方法	0.007717	2	0.003859	0.15358
誤差	0.703466	28	0.025124	
計	4.43229	44		

* P<0.01

5.2.2.1 NO_x, THC 及び CO₂

ステップ負荷法，再現負荷法及び定負荷法（以下，各負荷方法）による NO_x 排出量を表 5-6 に，各負荷方法による THC 排出量を表 5-7 に，各負荷方法による CO₂ 排出量を表 5-8 に，各負荷方法による NO_x 濃度の最大値，最小値の関係をそれぞれ図 5-1，図 5-2 に示す。

ステップ負荷法に対する再現負荷法の排出ガス量の差は，NO_x で -2.858～4.783g/h，THC で -0.047～0.059g/h，CO₂ で -68.7～308.3g/h であった。また，ステップ負荷法に対する定負荷法の排出ガス量の差は，NO_x で -0.707～4.263g/h，THC で -0.056～0.066g/h，CO₂ で -138.1～147.2g/h であった。

NO_x 排出量については，ステップ負荷法と定負荷法との間に有意差（危険率 5%）が認められ，ステップ負荷法に比べ定負荷法が多い傾向があった。

CO₂ 排出量については，ステップ負荷法と再現負荷法との間，再

再現負荷法と定負荷法との間に有意差（危険率 5%）が認められ、再現負荷法は、他の負荷方法に比べ多い傾向があった。

しかし、各負荷方法による NO_x 及び CO_2 排出量の差は、それぞれ各負荷方法の平均 -2.2~2.3%、-1.6~3.1%と小さく、ほぼ同程度と判断できた。

THC 排出量は、負荷方法の違いによる有意差が認められなかった。

次に、 NO_x 濃度を例にみると、濃度の最大値については、全 15 試験区において、ステップ負荷法によるものが、他の負荷方法によるものより高い値に、一方、濃度の最小値については、ステップ負荷法によるものが、他の負荷方法によるものより低い値になった。THC 及び CO_2 濃度の最大値、最小値についても同様、濃度の最大値については、ステップ負荷法によるものが最も高い値に、濃度の最小値については、ステップ負荷法によるものが最も低い値になった。4.2.2 において NO_x 及び CO_2 排出量は、出力や機関回転速度が高くなるほど増加すること、黒煙、CO 及び PM 排出量は、 λ が 1 に近づく部分において、急激に増加することを示したとおり、同一スロットル開度においても、負荷するトルクにより排出ガスの排出量あるいは濃度は異なる。このため、ステップ負荷法では、低トルクから高トルクまでの機関トルクを非常に良好に再現できること、再現負荷法では、トルク再現比がステップ負荷法より小さく、再現するトルク振幅が小さくなること、定負荷法では、負荷の変動がないことにより、排出ガス濃度の最大値及び最小値に差が生じたと考えられた。このことから、トルクを非常に良好に再現できるステップ負荷法は、再現負荷法や定負荷法に比べ、負荷するトルクに応じた NO_x 、THC 及び CO_2 の各濃度を安定的に測定できると考えられた。

表 5-6 各負荷方法による NO_x 排出量

試験区	NO _x 排出量(g/h)		
	再現負荷法	ステップ負荷法	定負荷法
A	117.854	115.187	117.910
B	105.895	104.935	105.655
C	118.913	116.862	121.125
D	92.175	92.522	93.948
E	101.405	101.781	105.009
F	121.007	121.402	122.376
G	114.287	113.621	112.914
H	125.139	120.356	121.330
I	115.519	117.125	117.528
J	88.316	91.174	91.520
K	102.445	103.754	105.030
L	116.347	116.459	116.809
M	114.742	115.612	117.046
N	116.330	116.550	116.752
O	117.033	116.121	115.802

表 5-7 各負荷方法による THC 排出量

試験区	THC 排出量(g/h)		
	再現負荷法	ステップ負荷法	定負荷法
A	0.583	0.598	0.626
B	0.983	1.001	1.024
C	0.659	0.693	0.707
D	0.943	0.989	0.961
E	0.802	0.840	0.860
F	0.578	0.599	0.593
G	0.763	0.784	0.806
H	0.556	0.549	0.522
I	0.660	0.651	0.636
J	0.986	0.931	0.996
K	0.836	0.848	0.867
L	0.855	0.806	0.765
M	0.752	0.750	0.738
N	0.804	0.745	0.690
O	0.698	0.667	0.713

表 5-8 各負荷方法による CO₂ 排出量

試験区	CO ₂ 排出量 (g/h)		
	再現負荷法	ステップ負荷法	定負荷法
A	13203.088	13050.093	13032.887
B	11084.124	11057.696	11064.729
C	13234.844	13082.589	13229.802
D	10144.483	10125.488	10147.270
E	11050.744	11000.692	11003.498
F	14144.883	14131.771	14100.343
G	13307.544	13220.670	13209.595
H	15537.879	14836.774	14820.876
I	14719.550	14788.293	14724.487
J	9100.662	9130.975	9152.893
K	10737.975	10736.885	10725.972
L	14038.728	14090.397	14013.827
M	13416.225	13419.577	13397.040
N	14593.876	14630.453	14492.386
O	13766.741	13458.440	13486.478

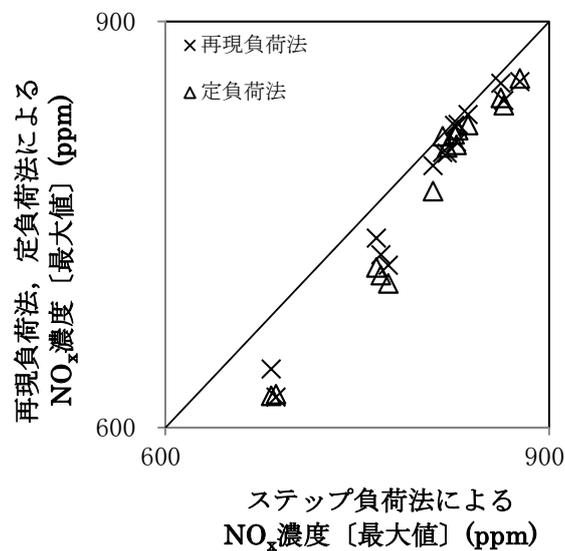


図 5-1 ステップ負荷法, 再現負荷法, 定負荷法による NO_x 濃度 [最大値] の関係

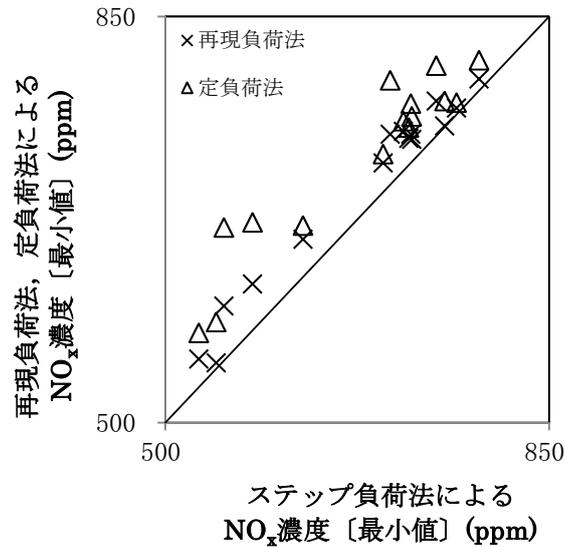


図 5-2 ステップ負荷法，再現負荷法，定負荷法による NO_x 濃度 [最小値] の関係

5.2.2.2 PM

各負荷方法による PM 排出量と λ を表 5-9 に示す。

PM 排出量については，ステップ負荷法と定負荷法との間に有意差（危険率 1%）が認められた。ステップ負荷法に対する定負荷法の PM 排出量の差は， $-0.198 \sim 0.061 \text{g/h}$ と，15 試験区中 13 試験区において，ステップ負荷法より定負荷法の PM 排出量が少なく，特に高負荷で λ が小さくなる試験区において，この差が顕著であった。PM 排出量は， λ が 1 に近い領域，供試トラクタでは，4.2.2 の結果から， $\lambda=1.35$ 程度以下で，急激に増加する。このため，変動するトルクを負荷する場合，負荷するトルク平均値よりも高負荷側，すなわち λ が小さくなる領域の方が，平均値よりも低負荷側で λ が大きくなる領域に比べ，PM 排出量に及ぼす影響が大きいと考えられる。このことから， λ がより小さくなるトルクを負荷できるステップ負荷法に比べ，その領域を負荷しない定負荷法では，PM 排出量がより少なくなり，特に高負荷で λ が 1 に近づく領域においては，PM

排出量の再現が非常に難しくなると考えられた。

また，ステップ負荷法と再現負荷法の PM 排出量の差は， $-0.106 \sim 0.084\text{g/h}$ と，15 試験区中 11 試験区において，再現負荷法の PM 排出量がステップ負荷法より少なかった。ステップ負荷法と再現負荷法との間に有意差は認められなかったが，再現負荷法では，第 3 章において，機関トルクを安定的に再現することは難しく，再現するトルク振幅が小さくなることが明らかになっている。このため，再現負荷法では，定負荷法ほどではないものの，トルクを非常に良好に負荷できるステップ負荷法に比べ，PM 排出量が少なくなるおそれがあると推察された。

表 5-9 各負荷方法による PM 排出量と λ

試験区	再現負荷法		ステップ負荷法		定負荷法	
	PM 排出量(g/h)	λ	PM 排出量(g/h)	λ	PM 排出量(g/h)	λ
A	0.941	1.62	1.047	1.63	0.865	1.63
B	0.900	1.82	0.936	1.82	0.921	1.81
C	0.949	1.49	0.999	1.52	0.920	1.49
D	0.893	1.97	0.942	1.98	1.003	1.97
E	0.854	1.84	0.918	1.86	0.904	1.84
F	0.904	1.37	0.944	1.38	0.862	1.38
G	1.012	1.48	0.992	1.49	0.858	1.49
H	1.271	1.25	1.288	1.25	1.093	1.24
I	1.222	1.29	1.232	1.29	1.126	1.30
J	0.788	2.33	0.885	2.34	0.946	2.33
K	0.751	2.00	0.817	2.01	0.779	2.00
L	1.265	1.38	1.185	1.38	0.987	1.37
M	0.893	1.43	0.913	1.43	0.837	1.43
N	1.426	1.30	1.341	1.29	1.162	1.30
O	0.919	1.43	0.905	1.43	0.864	1.43

5.2.2.3 CO

各負荷方法による CO 排出量を表 5-10 に、各負荷方法による CO 濃度の最大値の関係を図 5-3 にそれぞれ示す。

ステップ負荷法に対する再現負荷法の CO 排出量の差は、 $-0.348 \sim 0.290\text{g/h}$ 、ステップ負荷法に対する定負荷法の CO 排出量の差は、 $-0.382 \sim 0.416\text{g/h}$ であった。前述の NO_x 、THC 及び CO_2 の各排出量に比べて、機関トルクの負荷方法によるバラツキが若干大きい傾向にあったものの、CO 排出量については、負荷方法による有意差は認められなかった。

また、CO 濃度の最大値については、他の試験区に比べて λ が小さくなる領域を負荷した試験区 H 及び試験区 N において、ステップ負荷法による濃度の最大値が最も高い値となった。CO 濃度や排出量についても、PM 排出量と同様、 λ が 1 に近い領域、供試トラクタでは、4.2.2 の結果から、 $\lambda=1.20$ 程度以下で、急激に増加する。再現負荷法は再現するトルク振幅が小さく、定負荷法は負荷変動がないため、 NO_x 、THC 及び CO_2 の各濃度と同様、ステップ負荷法に比べ CO 濃度の最大値が低くなったと考えられた。このため、 λ がより 1 に近い領域においては、急激に排出量が増加する PM と同様に、ステップ負荷法に比べ、再現負荷法や定負荷法では、CO 排出量（濃度）が少なく（低く）なるおそれがあると推察された。

表 5-10 各負荷方法による CO 排出量

試験区	CO 排出量(g/h)		
	再現負荷法	ステップ負荷法	定負荷法
A	5.949	6.297	6.339
B	6.426	6.492	6.628
C	6.124	6.241	6.498
D	6.663	6.689	6.639
E	6.352	6.326	6.260
F	5.872	5.951	5.916
G	6.000	5.920	6.170
H	6.430	6.258	5.876
I	5.689	5.724	5.502
J	6.240	5.949	6.280
K	6.384	6.445	6.607
L	5.719	5.849	5.719
M	5.983	5.853	5.956
N	6.129	6.070	5.731
O	5.825	5.550	5.966

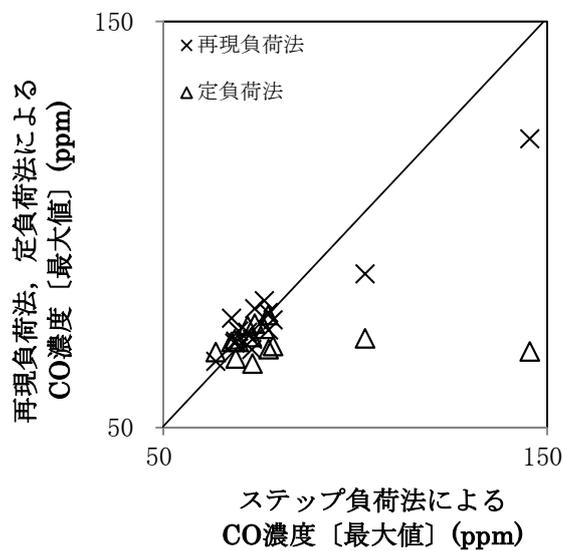


図 5-3 ステップ負荷法, 再現負荷法, 定負荷法による CO 濃度 [最大值] の関係

5.3 摘要

本章では、様々なほ場で得た機関トルクを、ステップ負荷法、再現負荷法及び定負荷法により再現して、排出ガスを測定、比較した。その結果、以下の結論を得た。

ステップ負荷法による NO_x 、THC 及び CO_2 の各排出量は、再現負荷法及び定負荷法と差がなかった。一方、再現負荷法及び定負荷法と比べ、ステップ負荷法による各濃度の最大値は高く、最小値は低くなった。

また、PM や CO の排出量の変化が大きい λ が 1 に近い領域において、特に定負荷法と比べて、ステップ負荷法による PM の各排出量は多く、CO 濃度の最大値は高くなることが明らかとなった。

同一スロットル開度において、負荷するトルクに応じて排出ガスの排出量あるいは濃度は異なるが、ステップ負荷法はトルクを非常に良好に負荷できること、再現負荷法はステップ負荷法に比べ再現するトルク振幅が小さくなること、定負荷法は負荷変動がないことがこれらの原因と考えられた。

これにより、機関トルクを非常に良好に再現できるステップ負荷法は、負荷するトルクに応じた排出ガスをより安定的に測定できることを確認できた。

以上、ステップ負荷法では、機関トルクを非常に良好に再現できるため、負荷するトルクに応じた排出ガスを安定的に測定できることが示された。

第 6 章 ステップ負荷法による機関トルクの合成・時間短縮

6.1 緒言

第 5 章において、ステップ負荷法は、機関トルクを非常に良好に再現できるため、負荷するトルクに応じた排出ガスをより安定的に測定できることが示された。

第 1 章において、再現運転する機関トルクを標準値あるいは代表値として取扱うことができることも重要であると述べた。更に 4.4 において、同一ほ場で複数回実施して得た機関トルクや様々なほ場で得た機関トルクを負荷して、それらの平均的な排出ガス量を得たい場合、周波数を考慮しないステップ負荷法では機関トルクの分布として負荷するため、複数回分の機関トルクを合成し、平均的なトルク分布として時間短縮したものを負荷して測定できる可能性があることを述べた。

本章では、ステップ負荷法を用いることにより、複数の機関トルクを平均し、標準値あるいは代表値として扱える可能性を確認するため、複数の機関トルクをステップ負荷法及び再現負荷法により合成した負荷方法(以下、ステップ負荷法(合成)、再現負荷法(合成))と、ステップ負荷法(合成)を時間短縮した負荷方法(以下、ステップ負荷法(合成短縮))による排出ガスについて測定、比較した。

6.2 負荷の合成、時間短縮による排出ガス

6.2.1 試験方法

様々なほ場における耕うん時の機関トルクをステップ負荷法、再現負荷法により合成したステップ負荷法(合成)、再現負荷法(合成)、更にステップ負荷法(合成)を時間短縮したステップ負荷法(合成短縮)により、その時の排出ガスを測定、比較する。

図 6-1 にステップ負荷法(合成)、ステップ負荷法(合成短縮)及び再現負荷法(合成)それぞれの負荷方法を示す。図 6-1 における再現負荷法(合成)は仮の試験区 α と試験区 β をそのまま合成した

もの、ステップ負荷法（合成）は仮の試験区 α と試験区 β を合成したものを階段状に並べ替えたもの、ステップ負荷法（合成短縮）はステップ負荷法（合成）の時間を 1/2 に短縮したものである。

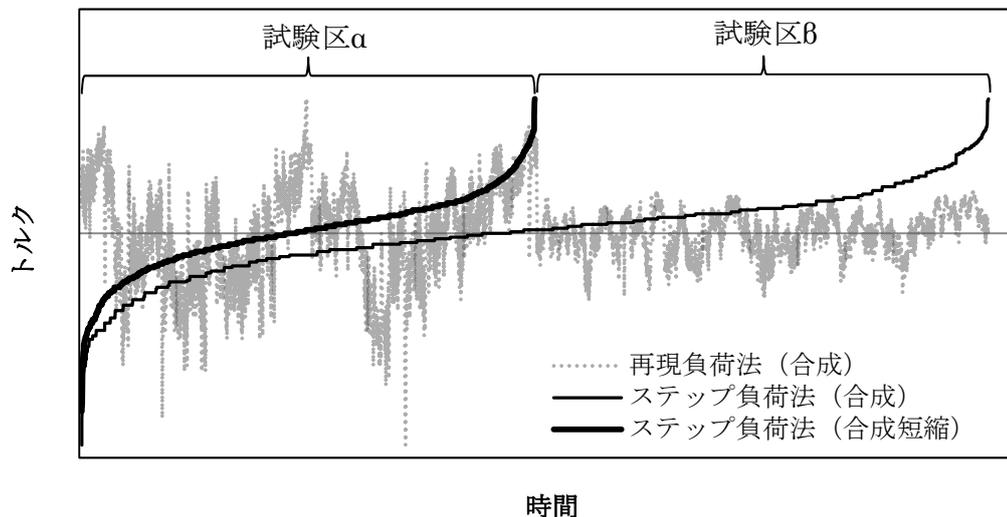


図 6-1 ステップ負荷法（合成）、ステップ負荷法（合成短縮）及び再現負荷法（合成）

供試トラクタは表 2-1 のトラクタを、供試燃料は国内で一般的に使用されている軽油を用いた。

生研センターの実験室内に、供試トラクタを据え付け、トラクタの PTO 軸を動力計（(株)明電舎 FC-R, 吸収動力 55kW）に接続した。

試験区は、3.2 で得た宇都宮大学附属農場での試験区 D～L の機関回転速度と 2.3 で得た回帰式を用いて求めた機関負荷相当トルクを、トルク変動幅はそのまま、平均トルクが同一（PTO トルク 200Nm）となるよう調整した上で、表 6-1 のとおり合成したものとした。

試験は、表 6-1 の機関負荷相当トルクを、再現負荷法（合成）、ステップ負荷法（合成）及びステップ負荷法（合成短縮）により変換し、動力計で PTO 軸に負荷して行った。計測項目は、PTO トルク、PTO 回転速度、燃料消費量、吸入空気流量、CO、CO₂、O₂、NO_x、

THC の各濃度及び PM の捕集量とした。

CO, CO₂, O₂, NO_x, THC の各濃度, PM の捕集量, 燃料消費量, 吸入空気流量, PTO トルク及び PTO 回転速度の測定, 各排出ガスの排出量, λ 及び機関回転速度の計算は, それぞれ 4.2.1 と同様とした。

なお, ステップ負荷法 (合成短縮) は, ステップ負荷法 (合成) の時間が 1/2 になるよう, 隣り合う 2 つの時系列データを平均して 1 データとして作成した。また, PM 捕集時間や負荷の繰返しは, 5.2.1 と同様とした。

表 6-1 試験区の内訳

試験区	合成する試験区
P	D + G + J
Q	F + I + L
R	D + E + F
S	G + H + I
T	J + K + L

6.2.2 試験結果及び考察

表 6-1 に示す 5 試験区の耕うん時トルクをステップ負荷法 (合成), 再現負荷法 (合成), ステップ負荷法 (合成短縮) により負荷した場合の NO_x, THC, CO₂, PM 及び CO 各排出量の分散分析結果をそれぞれ表 6-2~6-6, 排出ガス試験の結果を表 6-7 に示す。

NO_x 及び PM の各排出量については, 試験区の違いによる有意差 (危険率 1%) が, CO₂ 排出量についても試験区の違いによる有意差 (危険率 5%) が認められた。このことから, 平均トルクが同じ試験区であっても, 負荷変動が異なることで排出ガス量に影響を及ぼすことを確認できた。一方, 負荷方法の違いによる有意差は認められなかった。

ステップ負荷法 (合成) に対する再現負荷法 (合成) の排出ガス量の差は, CO で -0.172~0.324g/h, CO₂ で -36.2~50.8g/h, THC で -0.051~0.042g/h, NO_x で -0.233~0.863g/h, PM で -0.019~0.017g/h と, ス

テップ負荷法（合成）及び再現負荷法（合成）における CO, CO₂, THC, NO_x 及び PM の各排出量に差はなかった。また、ステップ負荷法（合成）に対するステップ負荷法（合成短縮）の排出ガス量の差は、CO で-0.200～0.341g/h, CO₂ で-58.1～44.0g/h, THC で-0.036～0.054g/h, NO_x で-0.541～0.823g/h, PM で-0.038～0.030g/h と、ステップ負荷法（合成）及びステップ負荷法（合成短縮）における CO, CO₂, THC, NO_x 及び PM の各排出量にも差はなく、ステップ負荷法（合成）及びステップ負荷法（合成短縮）においても、排出ガスを良好に測定できた。このことから、ステップ負荷法を用いることで、様々なほ場で得た負荷を合成したり、合成した負荷を時間短縮できる可能性があることを確認できた。また、様々なほ場で得た機関トルクをステップ負荷法により平均化することで、ロータリ耕うん作業を代表する負荷等を作成できる見通しを得た。

表 6-2 NO_x 排出量の分散分析表

変動要因	変動	自由度	分散	分散比
試験区	0.029537216	4	0.007384304	26.86181753*
負荷方法	0.000316265	2	0.000158132	0.57523665
誤差	0.002199197	8	0.0002749	
計	0.032053	14		

* P<0.01

表 6-3 THC 排出量の分散分析表

変動要因	変動	自由度	分散	分散比
試験区	0.00298	4	0.000745	1.373333
負荷方法	0.00007	2	0.000033	0.060795
誤差	0.00434	8	0.000542	
計	0.007385	14		

表 6-4 CO₂ 排出量の分散分析表

変動要因	変動	自由度	分散	分散比
試験区	19760.5225	4	4940.13062	6.983259**
負荷方法	154.364428	2	77.1822142	0.109103
誤差	5659.39871	8	707.424839	
計	25574.2856	14		

* P<0.05

表 6-5 PM 排出量の分散分析表

変動要因	変動	自由度	分散	分散比
試験区	0.029537216	4	0.007384304	26.86181753*
負荷方法	0.000316265	2	0.000158132	0.57523665
誤差	0.002199197	8	0.0002749	
計	0.032053	14		

* P<0.01

表 6-6 CO 排出量の分散分析表

変動要因	変動	自由度	分散	分散比
試験区	0.074173	4	0.018543	0.727329
負荷方法	0.034777	2	0.017389	0.682037
誤差	0.203961	8	0.025495	
計	0.312912	14		

表 6-7 排出ガス試験結果

試験区	負荷方法	CO 排出量 (g/h)	CO ₂ 排出量 (g/h)	THC 排出量 (g/h)	NO _x 排出量 (g/h)	PM 排出量 (g/h)
P	再現負荷法（合成）	7.521	14189.3	0.812	136.171	1.080
	ステップ負荷法（合成）	7.197	14187.2	0.823	135.891	1.096
	ステップ負荷法（合成短縮）	7.062	14200.2	0.791	136.611	1.057
Q	再現負荷法（合成）	7.173	14176.7	0.822	135.599	0.951
	ステップ負荷法（合成）	7.345	14125.9	0.873	134.736	0.971
	ステップ負荷法（合成短縮）	7.145	14169.9	0.837	135.051	0.972
R	再現負荷法（合成）	7.062	14104.5	0.797	134.778	0.957
	ステップ負荷法（合成）	7.068	14140.6	0.811	135.011	0.962
	ステップ負荷法（合成短縮）	7.163	14153.6	0.811	134.470	0.977
S	再現負荷法（合成）	7.247	14121.2	0.811	136.854	0.939
	ステップ負荷法（合成）	6.969	14140.9	0.790	136.807	0.956
	ステップ負荷法（合成短縮）	7.310	14082.7	0.844	136.802	0.986
T	再現負荷法（合成）	7.101	14113.6	0.828	135.051	1.006
	ステップ負荷法（合成）	6.940	14072.3	0.786	135.248	0.989
	ステップ負荷法（合成短縮）	7.186	14071.8	0.814	136.071	0.995

6.3 摘要

本章では、様々なほ場で得た機関トルクの合成や時間短縮の可能性を確認するため、機関トルクを再現負荷法（合成）、ステップ負荷法（合成）及びステップ負荷法（合成短縮）により再現して、その時の排出ガスを測定、比較した。その結果、以下の結論を得た。

- 1) ステップ負荷法（合成）、ステップ負荷法（合成短縮）においても排出ガスが同等であることが明らかとなった。ステップ負荷法を用いることで、様々なほ場で得た負荷を合成したり、合成した負荷を時間短縮できる可能性があることを確認した。このことから、様々なほ場で得た機関トルクをステップ負荷法により平均化することで、ロータリ耕うん作業を代表する負荷等を作成できる見通しを得た。

以上、ステップ負荷法を用いることにより、複数の機関トルクを平均し、標準値あるいは代表値として扱える可能性を確認できた。

第 7 章 排出ガス評価法の作成

7.1 緒言

第 6 章において、ステップ負荷法を用いることにより、複数の機関トルクを平均し、標準値あるいは代表値として扱える可能性を確認できた。

また、トラクタの運転条件の工夫により、省エネ運転による燃費低減と同時に排出ガス量も低減できる可能性があるため、排出ガス評価手法の構築にあたっては、トラクタの運転条件を考慮した汎用的かつ実際的な手法を検討する必要がある。

本章では、耕うん時の運転範囲やトラクタ機関の出力特性及び排出ガス特性に基づいた機関トルクの負荷位置を検討した。また、これまでの試験結果から、機関トルクの動力計による負荷方法をステップ負荷法とした排出ガス評価法を作成し、作成した排出ガス評価法により排出ガスの測定を行った。

7.2 機関トルクの負荷位置

7.2.1 機関トルクの負荷範囲の検討

3.2 の、ほ場、PTO 速度段、作業速度などが異なる 15 試験区で測定した機関回転速度と、2.2.2 で得た回帰式により求めた機関トルクを用いて、機関出力とその変動範囲を算出すると表 7-1 のとおりとなる。その 15 試験区での同一トラクタによる耕うんのみに限っても、機関出力は 13.4～24.3kW、機関出力の変動は 6.1～13.1kW の違いがある。

また、トラクタの燃料消費量は、出力が同じであれば、機関回転速度が低いほど、少なくなることが示されており⁴²⁾⁴³⁾、近年のトラクタには、1.1.2 に示したとおり、省エネ運転のための機能が付加されてきている。同一出力において、機関回転速度を下げた作業も考慮すると、耕うん時の運転範囲は、非常に広範囲となる。例として、表 7-1 に示した機関出力と、その同一出力において機関回転速度を

下げた作業を考慮した耕うん時の運転範囲を示すと、図 7-1 のとおりとなる。

表 7-1 機関出力とその範囲

試験場所	試験ほ場	試験区	機関出力平均※ (kW)	機関出力変動範囲※ (Nm)
生研センター	水田 (未耕)	A	19.4	14.4～25.4
鴻巣市農家	水田 (既耕)	B	13.9	11.0～18.1
		C	20.2	12.4～25.5
宇都宮大学	水田 (既耕)	D	14.0	10.8～19.1
		E	14.6	10.6～20.0
		F	22.7	17.1～25.7
	普通畑 (未耕)	G	19.9	15.7～24.7
		H	24.2	19.0～25.6
		I	24.3	19.2～25.3
	野菜畑 (未耕)	J	13.4	10.6～18.5
		K	15.0	10.9～19.6
		L	23.0	18.4～25.5
鳥取大学	普通畑 (未耕)	M	20.5	15.3～25.0
		N	22.3	14.2～25.6
鳥取農試	水田 (未耕)	O	19.1	14.8～24.8

※機関回転速度とこれを用いて推定した機関トルクより算出した機関出力

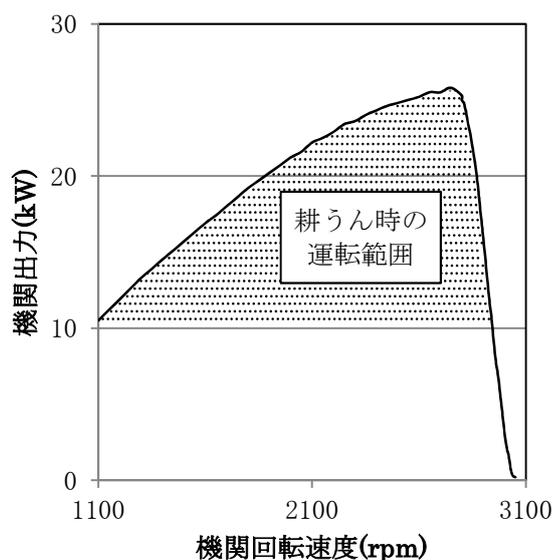


図 7-1 耕うん時の運転範囲 (例)

次に，トラクタ機関の機関回転速度と機関トルクの関係を図 7-2 に，機関回転速度と機関出力の関係を図 7-3 に示す。図 7-2 における A 点は定格トルク，C 点は最大トルク，A'，B' 及び C' 点は異なるスロットル開度におけるトラクタ機関の無負荷時トルクである。ここで，A'，B' 及び C' 点の機関トルクが 0 となっていないのは，油圧ポンプなど補機類駆動のための負荷があるからである。ロータリ耕うん作業の場合，例えば，PTO クラッチを切った無負荷の状態です速レバーを全開にした時のトルクは A' 点となる。その後，PTO クラッチを接続し，耕うん作業を開始すると，耕うん時の負荷変動に応じて，調速機が燃料噴射量を増減させるコントロールラックを動かすため，定格トルクである A 点までの A-A' 間で変動する。同様に，調速レバーを B' あるいは C' 点にあわせて耕うんすると，耕うん時の負荷変動に応じて，それぞれ B-B' 間あるいは C-C' 間で変動する。また，耕うん時など作業中に，A あるいは B 点のトルクを超える急激な負荷がかかると，機関回転速度が急激に下がり，通常の耕うん作業を行うことができなくなる。更に C 点のトルクを超える負荷が

かかると、機関は停止する。

このため、通常の耕うん作業を行うことのできる運転範囲で、排出ガスを評価するために負荷をかける位置（以下、負荷位置）については、耕うん時に変動する機関トルクのうち、負荷位置の機関出力上限を図 7-2 及び 7-3 における A 点の定格トルク、定格出力とし、負荷位置の機関出力下限を図 7-2 及び 7-3 における C 点の最大トルク、最大トルク時出力とすることが必要と考えられた。

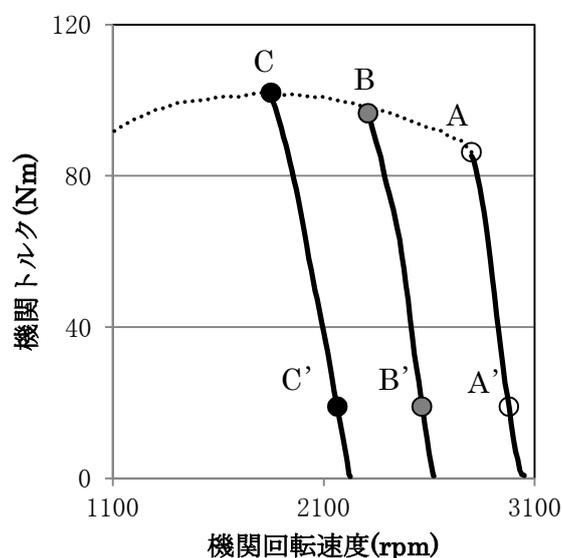


図 7-2 機関回転速度と機関トルクの関係

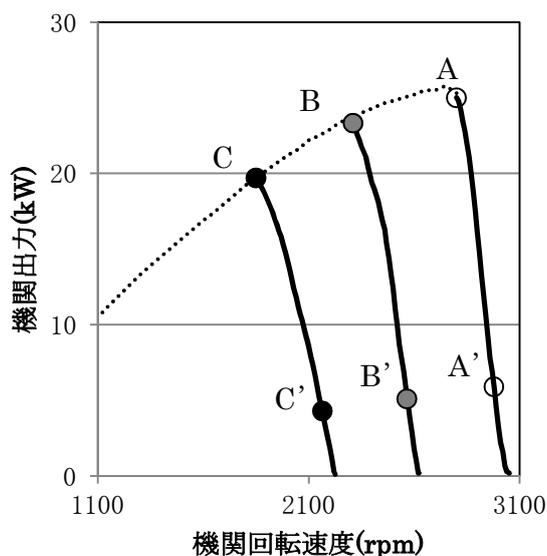


図 7-3 機関回転速度と機関出力の関係

7.2.2 機関トルクの負荷位置の検討

4.2.2において、表 2-1 のトラクタの CO, CO₂, O₂, NO_x, THC の各濃度、黒煙及び PM の捕集量と吸入空気流量、燃料流量から各排出ガスの排出量を求めた。機関の運転範囲と燃料消費量の関係は図 4-5 に、機関の運転範囲と各排出ガス (CO₂, NO_x, THC, CO 及び PM) の排出量の関係はそれぞれ図 4-6~4-10 に、機関の運転範囲と黒煙の関係は図 4-11 に示すとおりである。また、機関の運転範囲と燃料噴射量の関係を図 7-4 に、機関の運転範囲と λ の関係を図 7-5 に示す。

燃料消費量及び CO₂ 排出量は、出力と機関回転速度を高くするほど増加した。トラクタの毎時燃料消費量は、出力が同じであれば、機関回転速度が低いほど、少なくなることから、同一出力でみると、機関回転速度を最も下げた位置（以下、同出力最低速度位置）付近において、燃料消費量及び CO₂ 排出量を少なくできる可能性がある。

NO_x 排出量は、出力と機関回転速度を高くするほど増加した。ま

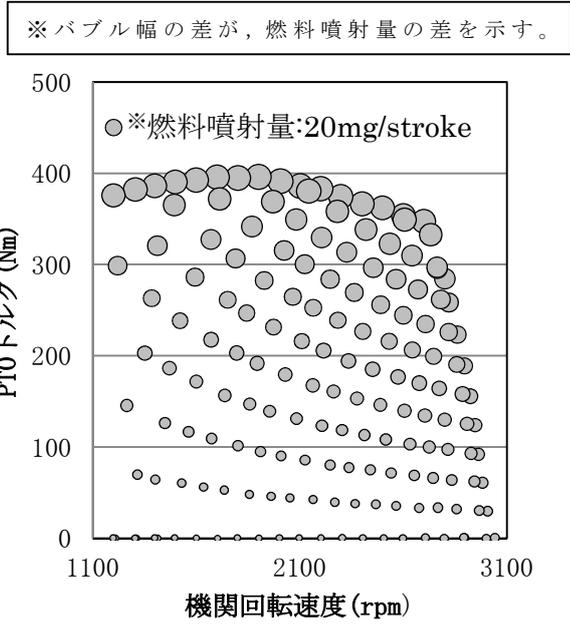


図 7-4 機関の運転範囲と燃料噴射量の関係

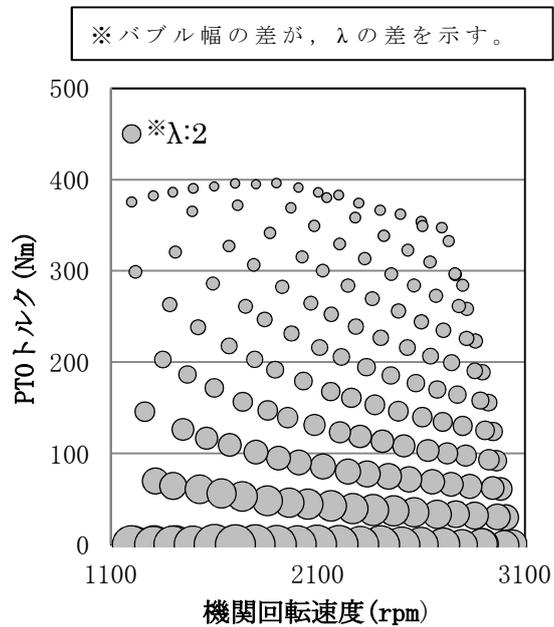


図 7-5 機関の運転範囲と λ の関係

た、THC 排出量は、出力が低くなるほど、機関回転速度を高くするほど増加した。NO_xについては、これまでの研究の中で調査されている結果¹⁵⁾¹⁶⁾⁷¹⁾においても、出力が高くなるほど、排出量が増加する傾向にあるものの、後述する CO 排出量と PM 排出量、黒煙濃度が不完全燃焼により急激に増加する領域において、排出量が著しく低下する機関や、同じ領域において排出量の低下がほとんど見られない機関がある。

CO 排出量と PM 排出量、黒煙濃度は、 λ が 1 に近づく部分において、機関筒内の O₂ が不足することで、急激に増加する。機関トルクは、燃料噴射量に比例して増加するため、図 7-2 及び図 7-3 の C 点の最大トルクにおいて燃料噴射量が最大となり、最大トルク付近の λ が最低となる。そのため多くの機関では、最大トルク位置における、CO 排出量と PM 排出量、黒煙濃度が最大となるおそれが高くなる。しかし、最大トルク位置においても、 λ が比較的高く、燃焼に必要な O₂ が十分存在している機関では、CO と PM、黒煙は、ほとんど排出されない。このため、同出力最低速度位置で CO と PM 排出量が多く、黒煙が高くなる供試トラクタに搭載されているような機関の CO、PM 及び黒煙を抑えるためには、同出力最低速度位置における機関トルクから 10～20%程度低下させ、 λ を高くする必要がある。一方、同出力最低速度位置においても燃焼に必要な O₂ が十分な機関では、同出力最低速度位置において、CO と PM 排出量が少なく、黒煙が低くなる可能性がある。

このように、排出ガス特性が様々な機関や耕うん時における幅広い運転範囲の排出ガスを評価するためには、変動する機関トルクの最大値の負荷位置を図 7-6 に示すとおり、①定格出力位置、②最大トルク位置、③①と同出力の最低速度位置、④②と同出力の最高機関回転速度位置、⑤③の機関トルクを 10%程度低下させた①と同出力の位置、⑥②の機関トルクを 10%程度低下させた②と同出力の位置、⑦②の機関トルクを 20%程度低下させた②と同出力の位置の計 7 箇所以上とすることが必要である。

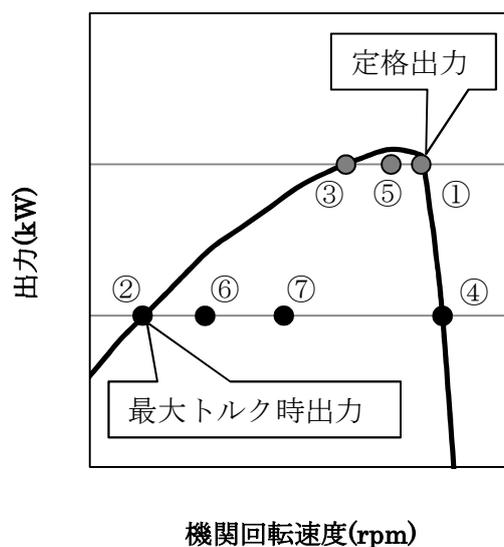


図 7-6 機関トルクの負荷位置

7.3 排出ガス評価法

7.3.1 排出ガス評価法の作成

排出ガス評価法の負荷位置については、7.2 の検討結果に基づき、図 7-7 に示す 7 箇所とした。図 7-7 の 7 箇所について、耕うん時の変動する機関トルク（以下、変動トルク）の最大値の負荷位置のうち、①を定格トルク，⑦を最大トルクとし、①から③及び④から⑦については、それぞれ変動トルクの平均値，最大値及び最小値が同一出力となるように、また、②の変動トルク平均値は③の変動トルク平均値の 90%，⑥の変動トルク平均値は⑦の変動トルク平均値の 90%，⑤の変動トルク平均値は⑦の変動トルク平均値の 80%となるようにした。

機関トルクの負荷方法については、3.3，5.2 及び 6.2 の試験結果から、機関トルクを良好に再現できることにより、負荷するトルクに応じた排出ガス測定が可能であるステップ負荷法を用いることとした。また、第 6 章において、ステップ負荷法では、複数のほ場で得た負荷を合成したり、合成した負荷を時間短縮できるため、代表

的な耕うん時機関トルクを作成できる見通しを得ている。このため、本排出ガス評価法の負荷については、代表的な負荷を仮定し、3.2の15試験区で測定した機関回転速度と2.3.2で得た回帰式を用いて求めた耕うん時の機関負荷相当トルクを、トルク変動幅はそのまま、変動トルクの平均値が同一となるよう調整した上で合成し、100mほ場での作業となるよう時間割合を考慮して時間短縮したものとした。作成した負荷の例を図7-8に示す。

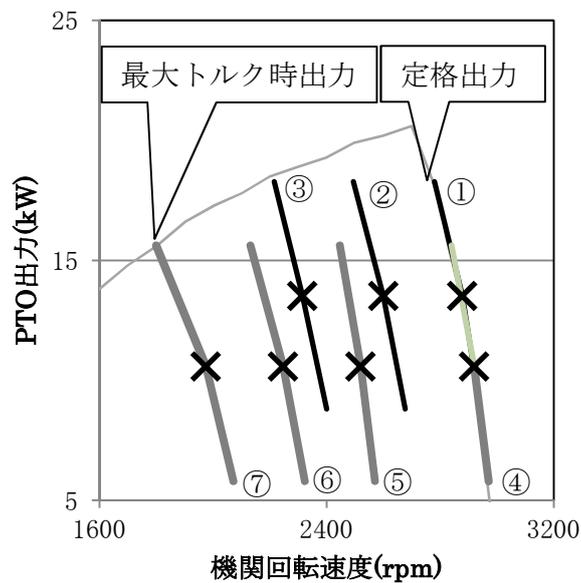


図 7-7 排出ガス評価法における運転範囲と負荷位置の関係

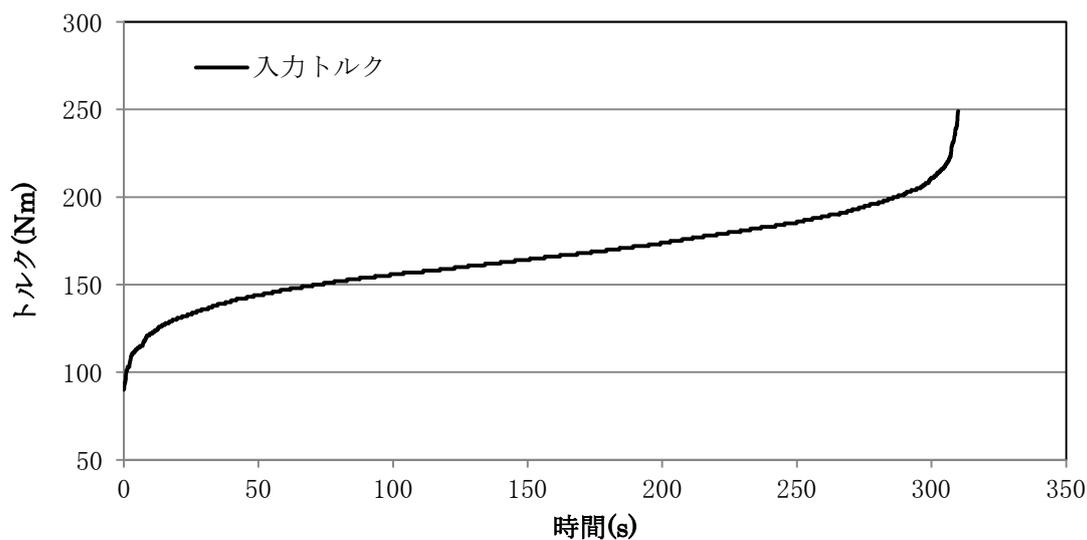


図 7-8 作成した負荷の例（図 7-7 の負荷位置④時）

7.3.2 排出ガス評価法を適用した排出ガス測定

7.3.2.1 試験方法

供試トラクタは表 2-1 のトラクタを用い、供試燃料は軽油を用いた。

生研センターの実験室内に供試トラクタを据え付け、トラクタの PTO 軸を動力計（(株)明電舎 FC-R，吸収動力 55kW）に接続した。

試験は，7.3.1 に記した負荷を，動力計で PTO 軸に負荷し，PTO トルク，PTO 回転速度，燃料流量，吸入空気流量，CO，CO₂，O₂，NO_x，THC の各濃度及び PM の捕集量を測定して行った。

CO，CO₂，O₂，NO_x，THC の各濃度，PM の捕集量，燃料消費量，吸入空気流量，PTO トルク及び PTO 回転速度の測定，各排出ガスの排出量，λ及び機関回転速度の計算は，それぞれ 4.2.1 と同様とした。また，PM 捕集時間や負荷の繰返しは，5.2.1 と同様とした。

7.3.2.2 試験結果及び考察

作成した排出ガス評価法による試験結果を表 7-2 に示す。

供試したトラクタの機関では、調速レバー全開の作業である図 7-7 の①や④における燃料消費量及び各排出ガスの排出量に比べ、同出力最低速度位置である③や⑦における燃料消費量はそれぞれ 14.1%、26.7%、CO 排出量はそれぞれ 17.8%、32.7%、CO₂ 排出量はそれぞれ 13.6%、26.9%、NO_x 排出量はそれぞれ 12.7%、21.0%、PM 排出量はそれぞれ 35.5%、22.4% 抑えた運転が可能であることが分かった。

排出ガス評価法を実施することにより、運転条件毎の各排出ガス量を燃料消費量と併せて明らかとすることができるとともに、同じ出力での作業では各排出ガス量や燃料消費量を抑えることができる運転条件を示すことができた。

このように作成した排出ガス評価法は、運転範囲の広い耕うん時の排出ガスや燃料消費量を示すことができるため、実用に供しうる可能性が高いと考えられる。

表 7-2 排出ガス試験結果

図 7-7 の 負荷 位置	無負荷時 機関 回転 速度	負荷時 機関 回転 速度	PTO 出力	燃料 消費量	CO 排出量	CO ₂ 排出量	THC 排出量	NO _x 排出量	PM 排出量
	rpm	rpm							
①	3028	2865	13.5	5.32	6.943	14660.1	0.764	136.503	1.429
②	2880	2693	13.5	5.00	6.458	13781.4	0.630	129.230	1.012
③	2616	2394	13.6	4.57	5.703	12663.1	0.488	119.115	0.921
④	3026	2903	10.6	4.80	6.719	13005.7	0.638	126.298	1.065
⑤	2774	2643	10.6	4.32	6.764	11840.2	0.678	116.000	1.071
⑥	2451	2269	10.6	3.78	5.304	10370.2	0.564	108.539	0.831
⑦	2219	1989	10.6	3.52	4.520	9511.6	0.422	99.802	0.826

7.4 摘要

本章では，耕うん時の運転範囲，トラクタ機関の出力特性や排出ガス特性に基づいて，機関トルクの負荷位置の検討を行なった。また，これまでの試験結果から，耕うん時の機関トルクをステップ負荷法により再現，負荷し，排出ガスを測定，評価する方法を作成し，作成した排出ガス評価法により排出ガスの測定を行った。その結果，以下の結論を得た。

- 1) 通常の耕うん作業を行うことのできる運転範囲で，排出ガスを評価するためには，耕うん時の負荷位置の機関出力上限を定格出力（定格トルク）位置，負荷位置の機関出力下限を最大トルク時出力（最大トルク）位置とすることが必要と考えられた。また，排出ガス特性が様々な機関や耕うん時における幅広い運転範囲の排出ガスを評価するためには，上記運転範囲内において，①定格出力位置，②最大トルク位置，③①と同出力の最低速度位置，④②と同出力の最高機関回転速度位置，⑤③の機関トルクを10%程度低下させた①と同出力の位置，⑥②の機関トルクを10%程度低下させた②と同出力の位置，⑦②の機関トルクを20%程度低下させた②と同出力の位置の計7箇所以上で排出ガスを測定することが必要である。
- 2) 1) の負荷位置において，耕うん時の機関トルクをステップ負荷法により再現，負荷する排出ガス評価法を適用して排出ガスの測定を行うことにより，運転条件毎の各排出ガス量を燃料消費量と併せて明らかとすることができるとともに，同じ出力での作業では各排出ガス量や燃料消費量を抑えることができる運転条件を示すことができた。

以上，運転範囲の広い耕うん時の排出ガスを燃料消費量と併せて示すことができる排出ガス評価法を作成し，実用に供しうる可能性が高いことを実証した。

第 8 章 結論

8.1 まとめ

本研究は、農業機械の作業のうち代表的なトラクタ作業の 1 つであるロータリ耕うん作業を対象として、耕うん時の機関トルクを動力計により再現、負荷し、稼働実態を反映した排出ガスの測定、評価を室内試験で行うための手法を開発したものである。

以下に、各章の概要を示す。

第 1 章では、研究の背景として、日本における特殊自動車の排出ガス規制、排出ガス規制に用いられている排出ガス試験方法、ディーゼル機関の排出ガス低減技術、トラクタの実作業と排出ガスに関する研究動向を概説し、トラクタ作業時の稼働状態を十分に反映した排出ガスの測定、評価手法を検討する必要があること、排出ガスの測定、評価にあたっては、排気後処理装置等も装着した機関単体、あるいは排気後処理装置等も装着した機関単体を搭載したトラクタで行う必要があること、トラクタ作業の稼働実態は、実際に即した機関出力とし、再現運転する機関出力を、標準値あるいは代表値として取扱える必要があること、排出ガス評価手法の構築にあたっては、トラクタ作業毎やトラクタの運転条件を考慮した汎用的かつ実際的な手法を検討する必要があることを述べ、これら課題の解決のため、本研究の目的を明らかにした。

第 2 章では、機関トルクと機関回転速度との回帰式を用いることで、機関トルク推定値と実測値の間に差がなく、機関回転速度から機関トルクを推定できることを明らかにした。また、耕うん時の機関トルクを動力計により負荷する対象をトラクタ PTO 軸として、機関回転速度から機関負荷相当トルクを算出する回帰式を作成し、この回帰式を用いることで耕うん時の機関トルクを動力計により再現できることを明らかにした。更に、耕うん時の機関トルクを動力計により良好に再現できれば、その排出ガス濃度は耕うん時の排出ガス濃度と同程度となることを示した。

第3章では、再現負荷法によるトルクの再現性を確認した。15試験区で得た様々な大きさや変動をもつ機関トルクを再現負荷法により負荷した結果、JIS B 8008-11に定められている試験サイクルの統計的有効性確認方法に基づくトルク検証基準値を満たした試験区はなく、試験区によりバラツキがあった。このため、再現負荷法では、動力計により耕うん時の機関トルクを十分に再現することができず、再現できない機関トルク部分の排出ガスを測定、評価できないおそれがあることが分かった。これにより、使用する動力計や試験する機関等に関係なく排出ガスを安定的かつ高い再現性で測定、評価するためには、動力計により機関トルクを容易に再現できる負荷方法を検討する必要性が明らかとなった。

第4章では、機関トルクを動力計で安定的に再現でき、PMやCOが急激に変化する λ が1に近い部分なども含め負荷するトルクに応じた排出ガス測定が可能な負荷方法として、再現負荷法の機関トルク変動成分のうち、その大きさと時間を考慮し、耕うん時における一連の機関トルクを小さいものから大きいもの、あるいは大きいものから小さいものと階段状に並べ替えたステップ負荷法を提案した。また、ステップ負荷法により機関トルクを負荷した結果、JIS B 8008-11に定められている試験サイクルの統計的有効性確認方法に基づくトルク検証基準値を全試験区で満たしており、試験区によるバラツキもなかった。これにより、耕うん時の機関トルクをステップ負荷法により非常に良好に再現できることを明らかにした。

第5章では、様々なほ場で得た機関トルクを、ステップ負荷法、再現負荷法及び定負荷法により再現して、排出ガスを測定、比較した。ステップ負荷法によるNO_x、THC及びCO₂の各排出量は、再現負荷法及び定負荷法と差がなかった。一方、再現負荷法及び定負荷法と比べ、ステップ負荷法による各濃度の最大値は高く、最小値は低くなった。また、PMやCO排出量の変化が大きい λ が1に近い領域において、特に定負荷法と比べて、ステップ負荷法によるPMの各排出量は多く、CO濃度の最大値は高くなることが明らかとなっ

た。同一スロットル開度において，負荷するトルクに応じて排出ガスの排出量あるいは濃度は異なるが，ステップ負荷法はトルクを非常に良好に負荷できること，再現負荷法はステップ負荷法に比べ再現するトルク振幅が小さくなること，定負荷法は負荷変動がないことがこれらの原因と考えられた。これにより，機関トルクを非常に良好に再現できるステップ負荷法は，負荷するトルクに応じた排出ガスをより安定的に測定できることを確認できた。

第6章では，ステップ負荷法(合成)，ステップ負荷法(合成短縮)においても排出ガスが同等であることを示し，ステップ負荷法を用いることで，様々なほ場で得た負荷を合成したり，合成した負荷を時間短縮できることを明らかにし，複数の機関トルクを平均し，標準値あるいは代表値として扱える可能性を示した。

第7章では，通常の耕うん作業を行うことのできる運転範囲で，排出ガスを評価するためには，耕うん時の負荷位置の機関出力上限を定格出力(定格トルク)位置，負荷位置の機関出力下限を最大トルク時出力(最大トルク)位置とすること，また排出ガス特性が様々な機関や耕うん時における幅広い運転範囲の排出ガスを評価するためには，運転範囲内において，①定格出力位置，②最大トルク位置，③①と同出力の最低速度位置，④②と同出力の最高機関回転速度位置，⑤③の機関トルクを10%程度低下させた①と同出力の位置，⑥②の機関トルクを10%程度低下させた②と同出力の位置，⑦②の機関トルクを20%程度低下させた②と同出力の位置の計7箇所以上の測定位置で排出ガスを測定，評価することが必要であることを示した。更に，作成した排出ガス評価法を適用して排出ガスの測定を行うことにより，運転条件毎の各排出ガスを燃料消費量と併せて示すことができるとともに，同じ出力での作業では排出ガス量や燃料消費量を抑えることができる運転条件を明らかにできた。運転範囲の広い耕うん時の排出ガスを燃料消費量と併せて示すことができる排出ガス評価法は，実用に供しうる可能性が高いことを実証した。

8.2 今後の展望

本研究により、耕うん時における一連の機関トルクを小さいものから大きいもの、あるいは大きいものから小さいものと階段状に並べ替えたステップ負荷法を機関トルクの負荷方法として用いることで、機関トルクを非常に良好に再現できること、負荷するトルクに応じた排出ガス量や濃度を安定的に測定できること、様々なほ場で得た負荷を合成したり、合成した負荷を時間短縮することで複数の機関トルクを平均し、標準値あるいは代表値として扱える可能性があることを明らかにした。また、排出ガス測定における機関トルクの負荷位置を検討し、耕うん時の機関トルクをステップ負荷法により負荷する排出ガス評価法を作成した。その結果、作成した排出ガス評価法により排出ガスの測定を行うことで、運転条件毎の各排出ガス量が明らかとなるなど、運転範囲の広いトラクタの耕うん時の排出ガスを燃料消費量と併せて表すことができた。

しかしながら、作成した排出ガス評価法に用いた負荷は、15試験区で得た機関トルクをステップ負荷法により合成、時間短縮し、代表的なものと仮定して用いたものである。

今後、更に様々なトラクタやほ場で耕うん時の機関トルクを測定、蓄積することによって、ロータリ耕うん作業を代表する負荷、また、荒起こし作業や仕上げ作業などの作業別の負荷や、トラクタ機関出力帯別の負荷など、様々な負荷実態を踏まえた負荷が作成可能である。

更に、コンバインやスピードスプレーヤなど他機種の負荷実態を把握すれば、トラクタの耕うん作業に限定した排出ガス評価法だけでなく、農業機械全般における作業時の排出ガスを、作業時間割合等を考慮した上で、把握することも可能であると考えられる。

要約

現在、ディーゼル特殊自動車の排出ガス規制に用いられている試験方法は、建設機械も含めた特殊自動車全般に対する方法である。そのため、これらの試験方法を用いて、トラクタ作業の排出ガス実態を把握することはできない。しかしながら、国内外の既往研究には、これらの課題に対し、有効な解を与えるものはない。

そこで本研究では、代表的なトラクタ作業の1つであるロータリ耕うん作業を対象として、耕うん時の機関トルクを動力計により再現、負荷し、稼働実態を反映した排出ガスの測定、評価を室内試験で行うための手法を開発することとした。

まず、ほ場で測定した耕うん時の排出ガス濃度と、耕うん時の機関トルクを、電気動力計でトラクタ PTO 軸に負荷して再現運転した時の排出ガス濃度を確認した。その結果、動力計による機関トルクの再現性は良好であり、再現運転時の排出ガス濃度は、耕うん時の排出ガス濃度と同程度であった。動力計により耕うん時の機関トルクを再現することで、耕うん時の排出ガスを良好に測定できる可能性を確認できた。

つぎに、耕うん時の機関トルクをそのまま再現させる再現負荷法では、耕うん時の機関トルクを再現することが難しいことが明らかとなった。そのため、機関トルクを動力計で安定的に再現できる負荷方法として、再現負荷法の機関トルク変動成分のうち、その大きさと時間を考慮し、耕うん時における一連の機関トルクを小さいものから大きいもの、あるいは大きいものから小さいものと階段状に並べ替えて負荷するステップ負荷法を提案した。ステップ負荷法では、機関トルクを非常に良好に再現できるため、負荷するトルクに応じた排出ガス量を安定的に測定であることが分かった。また、ステップ負荷法を用いることで、複数の試験区で得た機関トルクを平均し、標準値あるいは代表値として扱える見通しを得た。

最後に、通常の耕うん作業を行うことのできる運転範囲内で、排出ガスの測定位置を計7箇所以上とすることが必要と示した上で、耕うん時の機関トルクをステップ負荷法により負荷する排出ガス評価法を作成した。その結果、作成した排出ガス評価法により排出ガス測定を行うことで、運転条件毎の排出ガス量が明らかとなるなど、運転範囲の広いトラクタの耕うん時の排出ガスを燃料消費量と併せて表すことができた。

今後、更なる機関トルクデータの測定、蓄積により、ロータリ耕うん作業を代表する負荷条件での排出ガス、また、作業別や、トラクタ機関出力帯別などに加え、トラクタ以外の機種でも排出ガスを把握できる可能性があると考えられた。

Studies on Emission Gas Evaluation Techniques for Agricultural Tractors

Kazufumi SHIMIZU

Abstract

We can not know the actual condition of tractor emission gas by the present test methods for emission gas regulation, because these methods are for a special motor vehicle including construction machineries. There is no report that solves this issue throughout domestic and international researchs.

For this reason, we studied the techniques for evaluating and measuring an emission gas to reflect the actual load engaged in rotary tillage that is a common agricultural task in Japan.

At first, to investigate the accuracy of our model for emission gas during rotary tillage in the field, we applied loads to the PTO shaft of a tractor using a dynamometer. Our results suggest that this technique accurately models emission gas, which are closely related to engine torque during rotary tillage in the field.

Next, because it was difficult to model loaded engine torque accurately, we proposed the loading method by sorting and applying the system torque components in stepwise fashion. We were able to model the stepwise loading method, and then confirmed that it was feasible to measure emitted gases using this method. It was also evident that the load obtained in two or more fields could be combined. This resulted in time savings. Our result demonstrates that rotary tillage and other agricultural tasks can be represented by the average load.

Finally, we investigated the loading position of engine torque. We

applied our emission gas evaluation method in relation to the stepwise loading method. Using this method, the quantity of emitted gases was elucidated for every operating range of the engine. This made it possible to express emissions as a function of operation range, together with fuel consumption. We are also measuring and accumulating a mass of engine torque and the gases emitted during various types of work that may be of use for evaluating agricultural machinery in general.

参考文献

- 1) Kittelson, D.B., Enigues and Nanoparticles : A Review, *Journal of Aerosol Science*, 29, 575-588, 1998
- 2) Clark, C.R. ; Vigil, C.L., Influence of rat lung and liver homogenates on the mutagenicity of diesel exhaust particle extracts, *Toxicology and Applied Pharmacology*, 56(1), 110-115, 1980
- 3) 奥村弘樹, 机直美, 田村久美子, 伊藤剛, ディーゼル排気粒子がヒト肺上皮細胞株の遺伝子発現に及ぼす影響ーヒト全遺伝子搭載オリゴDNAマイクロアレイを用いた解析ー, *自動車研究*, 29(5), 15-18, 2007
- 4) 机直美, 奥村弘樹, 中島徹, 培養細胞暴露装置による自動車排気の影響評価手法の確立, *自動車研究*, 30(5), 19-22, 2008
- 5) 国立医薬品食品衛生研究所, 国際化学物質安全性カード (ICSC) - 日本語版 -, ICSC番号0930, <http://www.nihs.go.jp/ICSC/icssj-c/icss0930c.html> (accessed 2013-7-1)
- 6) 伊藤剛, 田村久美子, 机直美, 奥村弘樹, 自動車排気成分の健康影響に関する特性解析ー自動車排気関連物質のDNAマイクロアレイ解析および細胞毒性試験ー, *自動車研究*, 30(5), 23-26, 2008
- 7) Bosch, H. ; Janssen, F., Formation and Control of Nitrogen Oxides, *Catalysis Today*, Vol.2, 369-379, 1988
- 8) 西崎邦夫, 環境問題とディーゼル機関, *農業機械学会誌*, 55(1), 124-126, 1993
- 9) 鎌田祐一, ディーゼル車の排出ガス規制動向と適合技術, *計測と制御*, 47(3), 180-185, 2008
- 10) 上山満, 稲山哲史, フル電子制御 3.8L ディーゼルエンジンの開発, *クボタ技報*, 42, 44-49, 2008

- 11)独立行政法人交通安全環境研究所審査事務規定 TRIAS
31-J043(1)-01：2011，ディーゼル特殊自動車排出ガス試験（8モード），2011
- 12)JIS B 8008-4：2009. 往復動内燃機関－排気排出物測定－第4部：各種用途の定常状態における試験サイクル，2009
- 13)独立行政法人交通安全環境研究所審査事務規定 TRIAS
31-J046-01：2011，無負荷急加速黒煙試験，2011
- 14)JIS B 8008-11：2008. 往復動内燃機関－排気排出物測定－第11部：オフロード機関のガス状排出物及び粒子状排出物の過渡状態における台上測定，2008
- 15)積栄，落合良治，高橋弘行，古山隆司，日吉健二，農用トラクタの実作業における排出ガス実態に関する研究（第1報）－ほ場作業の再現運転による排出ガス質量の推定－，農業機械学会誌，65(6)，120-126，2003
- 16)積栄，杉浦泰郎，森本國夫，落合良治，重田一人，藤井桃子，古谷正，清水一史，乗用トラクタの稼働実態に即した排出ガス評価法に関する基礎研究，農業機械学会誌，68(6)，130-137，2006
- 17)富田宗樹，川瀬芳順，高橋弘行，清水一史，千葉大基，原野道生，杉浦泰郎，積栄，自脱形コンバイン用エンジン出力軸トルク測定装置の開発，農業機械学会誌，72(2)，185-191，2010
- 18)落合良治，農業機械についての環境庁の報告概要，農業機械排気ガス技術問題報告書. 生物系特定産業技術研究推進機構，1-11，2006
- 19)中央環境審議会，今後の自動車排出ガス低減対策のあり方について（第二次答申），1997
- 20)中央環境審議会，今後の自動車排出ガス低減対策のあり方について（第四次答申），2000
- 21)高橋弘行，我が国における規制の動向，農業機械学会誌，64(1)，11-13，2002
- 22)杉浦泰郎，農用ディーゼル機関のための排出ガス測定設備，農業

- 機械学会誌, 69(4), 38-39, 2007
- 23)国土交通省, 新車排出ガス規制について 特殊自動車,
<http://www.mlit.go.jp/common/000019642.pdf> (accessed 2013-7-5)
- 24)中央環境審議会, 今後の自動車排出ガス低減対策のあり方について (第六次答申), 2003
- 25)中央環境審議会, 今後の自動車排出ガス低減対策のあり方について (第九次答申), 2008
- 26)独立行政法人交通安全環境研究所審査事務規定 TRIAS 31-J043(2)-01:2011, ディーゼル特殊自動車排出ガス試験 (8モード及びNRTC), 2011
- 27)中央環境審議会, 今後の自動車排出ガス低減対策のあり方について (第十一次答申), 2012
- 28)独立行政法人交通安全環境研究所審査事務規定 TRIAS 99-015-01:2011, 原動機車載出力試験 (ディーゼル機関), 2011
- 29)JIS D 8004:1986. 自動車用ディーゼルエンジン排気煙濃度測定用反射式スモークメータ, 1986
- 30)JIS B 8008-4:2000. 往復動内燃機関－排気排出物測定－第4部:各種用途の試験サイクル 解説, 2000
- 31)Hansson,P-A.; Mattsson,B., Influence of Derived Operation – Specific Tractor Emission Data on Results from an LCI on Wheat Production, The International Journal of Life Cycle Assessment, 4 (4), 202-206, 1999
- 32)NRMM gtr, ECE/TRANS/180/Add.11:2010, ENGINE EMISSIONS FROM AGRICULTURAL AND FORESTRY TRACTORS AND FROM NON-ROAD MOBILE MACHINERY, 2010
- 33)Zeldovich,J., The Oxidation of Nitrogen in Combustion and Explosions, Acta Physicochim, 21, 577, 1946
- 34)池上詢, 山根浩二, 中谷好一郎, 田中章太郎, スプール加速式高圧燃料噴射のディーゼル燃焼特性, 日本機械学会論文集 B編, 61(591), 4207-4213, 1995

- 35)岡崎正夫，畑浦潔，農建産機用ディーゼルエンジンの燃焼と排ガス低減，農業機械学会誌，70(3)，6-11，2008
- 36)池上詢，河合悦蔵，木原康，排気再循環によるディーゼルエンジンの窒素酸化物低減，自動車技術会論文集，5，3-9，1973
- 37)大聖泰弘，各種排出物の低減方法，エンジンの辞典，朝倉書店，115-121，1994
- 38)塩崎忠一，土橋敬市，ディーゼルエンジンの EGR 技術について，自動車技術，51(9)，75-80，1997
- 39)池上詢，中谷好一郎，山根浩二，田中章太郎，先立ち噴射および初期噴射率抑制によるディーゼル燃焼の改善，日本機械学会論文集 B 編，63(613)，3158-3164，1997
- 40)堀田義博，稲吉三七二，中北清巳，藤原清，阪田一郎，マルチ噴射による HSDI ディーゼルの排気・性能改善，自動車技術会論文集，36(1)，79-85，2005
- 41)原真治，尿素還元型 NO_x 触媒の性能，自動車技術，57(9)，88-93，2003
- 42)Larsen,W.E., Efficiency of utilization of four-wheel drive tractors. Selected Papers and Abstracts from the 1980 ASAE National Energy Symposium, American Society of Agricultural Engineers, 417-421, 1981
- 43)後藤隆志，手島司，杉浦泰郎，高橋弘行，清水一史，積栄，農用トラクタの運転条件が燃料消費量に及ぼす影響（第1報），農業機械学会誌，71(5)，67-72，2009
- 44)坂井純，鄒誠，中司敬，原動機－変速機－作業機系の最適制御に関する研究（第1報）－農用エンジンの基本実用性能，農業機械学会誌，51(1)，13-20，1989
- 45)鄒誠，坂井純，中司敬，原動機－変速機－作業機系の最適制御に関する研究（第2報）－最適制御実験システムの試作，農業機械学会誌，51(2)，9-16，1989
- 46)鄒誠，坂井純，中司敬，劉蛟竜，原動機－変速機－作業機系の最

- 適制御に関する研究（第 3 報）－最適運転曲線およびその特性，
農業機械学会誌，51(5)，3-10，1989
- 47)坂井純，劉蛟竜，中司敬，鄒誠，原動機－変速機－作業機系の最適制御に関する研究（第 4 報）－トラクタエンジンの性能と最適運転曲線，農業機械学会誌，52(6)，3-10，1990
- 48)坂井純，劉蛟竜，中司敬，金基大，トラクタエンジン性能の最適化制御に関する研究（第 1 報）－制御システムの構成と基礎実験，農業機械学会誌，52(1)，3-10，1990
- 49)劉蛟竜，坂井純，中司敬，トラクタエンジン性能の最適化制御に関する研究（第 2 報）－最適燃料効率制御のフィールドテスト，農業機械学会誌，53(1)，13-20，1991
- 50)生物系特定産業技術研究推進機構，乗用トラクターに関する使用実態調査結果概要，生物系特定産業技術研究推進機構，1-25，1992
- 51)生物系特定産業技術研究推進機構，実働負荷計測用トラクタの開発，平成 7 年度事業報告.生物系特定産業技術研究推進機構，218-219，1996
- 52)生物系特定産業技術研究推進機構，牧草収穫作業における実働負荷の調査，平成 9 年度事業報告.生物系特定産業技術研究推進機構，208-209，1998
- 53)積栄，落合良治，高橋弘行，古山隆司，日吉健二，遠藤準，農用トラクタの実作業における排出ガス実態に関する研究（第 2 報）－作業方法による排出ガスの低減法の検討－，2003. 農業機械学会誌，65(6)，127-133.
- 54)小林恭，金谷豊，LCA の総合評価に基づく新農業生産システムの確立(1)稲作における LCA 評価に基づく農業生産システムの確立.環境影響評価の為にライフサイクルアセスメント手法の開発，農業環境技術研究所，58-60，2003
- 55)野口良造，齊藤高弘，インベントリ分析による機械化水稻生産のエネルギー消費量・効率の考察，農業情報研究，17(1)，20-30，2008

- 56)Chancellor, W.J. ; Thai,N.C. , Automatic Control of Tractor Transmission Ratio and Engine System, Transactions of the ASAE, 27(3), 642-646, 1984
- 57)Grogan,J. ; Morris,D.A. ; Searcy,S.W. ; Stout,B.A., Microcomputer-based Tractor Performance Monitoring and Optimization System, Journal of Agricultural Engineering Research, 38(4), 227-243, 1987
- 58)Wang,G. ; Zoerb,G.C., Determination of Optimum Working Points for Diesel Engines, Transactions of the ASAE, 32(5), 1519-1522, 1989
- 59)Souza,E.G. ; Santa Catarina. ; Optimum Curve for Diesel Engines, Transactions of the ASAE, 42(3), 559-563, 1999
- 60)Grisso,R.D. ; Kocher,M.F. ; Vaughan,D.H., Predicting Tractor Fuel Consumption, Applied Engineering in Agriculture, 20(5), 553-561, 2004
- 61)Grisso,R.D. ; Vaughan,D.H. ; Robertson,G.T., Fuel Prediction for Specific Tractor Models, Applied Engineering in Agriculture, 24(4), 423-428, 2008
- 62)Hansson,P-A. ; Noren, O. ; Bohm, M., Effects of Specific Operational Weighting Factors on Standardized Measurements of Tractor Engine Emissions, Journal of Agricultural Engineering Research, 74(4), 347-353, 1999
- 63)Hansson,P-A. ; Lindgren,M ; Noren,O. , A Comparison between Different Methods of Calculation Average Engine Emissions for Agricultural Tractors, Journal of Agricultural Engineering Research, 80(1), 37-43, 2001
- 64)Lindgren,M. ; Hansson,P-A. , Effects of Engine Control Strategies and Transmission Characteristics on the Exhaust Gas Emissions from an Agricultural Tractor, Bio-systems Engineering, 83(1), 55-65, 2002
- 65)Lindgren,M. ; Hansson,P-A. , Effects of Transient Conditions on

- Exhaust Emissions from two Non-road Diesel Engines, *Bio-systems Engineering*, 87(1), 57-66, 2003
- 66) Lindgren, M., A Transient Fuel Consumption Model for Non-road Mobile Machinery, *Bio-systems Engineering*, 91(2), 139-147, 2005
- 67) Gil-Sierra, J.; Ortiz-Canavate, J.; Gil-Quiros, V.; Casanova-Kindelan, J., Energy Efficiency in Agricultural Tractors: A Methodology for Their Classifications, *Applied Engineering in Agriculture*, 23(2), 145-150, 2007
- 68) 西村洋, 林和信, 市川友彦, 後藤隆志, 小西達也, 戸崎紘一, 杉山隆夫, 久保田興太郎, 堀尾光広, 富田宗樹, 宮原佳彦, 牧野英二, 日高靖之, 吉田清一, 阿部浩行, 野口俊輔, 大規模稲作作業機械化システムの研究(第1報) - 区画・機械化体系別作業能率の比較(移植体系), *農作業研究*, 32 Extra Issue1, 39-40, 1997
- 69) 一般社団法人日本農業機械工業会, 作業機の生産・出荷・輸出入実績(日農工実績)(平成24年1~12月分), 2013
<http://www.jfmma.or.jp/sagyoki2012.pdf>(accessed 2013-7-25)
- 70) 安達眞道, 児玉憲司, 小南力, 深沢昭吾, 神保憲雄, 後藤清三, 榎屋精治, 山形県の水田における耕うん作業の実態, *山形県農試研報*, 22, 163-176, 1987
- 71) 日吉健二, 積栄, 落合良治, 高橋弘行, 古山隆司, 遠藤準, 槐島芳徳, 農用トラクタエンジンの排出ガス低減化作動線, *農業機械学会誌*, 71(1), 108-117, 2009
- 72) 柴野保徳, ロータリ耕うん刃とけん引切削刃との組合せ耕うんに関する研究(第1報), *農業機械学会誌*, 33(3), 245-250, 1971
- 73) 小池 正之, ロータリ耕うんの動的解析, *農業機械学会誌*, 34(2), 138-144, 1972
- 74) 柴田 安雄, 坂井 純, ロータリ耕トラクタの動特性に関する設計論的研究(第1報), *農業機械学会誌*, 40(3), 345-353, 1978
- 75) JIS B 8008-1: 2009. 往復動内燃機関 - 排気排出物測定 - 第1部: ガス状排出物及び粒子状排出物の台上測定, 2009

謝辞

本研究の推進と取りまとめに当たっては、多くの方々からご指導、ご助言、ご協力を頂いた。

本論文をまとめるに当たり、終始懇切なご指導とご教示を賜るとともに、本研究へのご協力を賜りました鳥取大学農学部附属フィールドサイエンスセンターの山名伸樹教授に深甚の謝意を表します。また、本論文の作成に当たり、貴重なご助言とご指摘を賜りました島根大学生物資源科学部の谷野章教授、京都大学大学院農学研究科の飯田訓久教授、鳥取大学農学部附属フィールドサイエンスセンターの野波和好准教授、農業・食品産業技術総合研究機構近畿中国四国研究センターの高橋仁康主任研究員に厚く御礼申し上げます。

本研究は、筆者が農業・食品産業技術総合研究機構生物系特定産業技術研究支援センター評価試験部原動機第2試験室在職中に進めた一連の研究をまとめたものである。

生物系特定産業技術研究支援センターの高橋弘行評価試験部長、高橋正光前評価試験部長には、研究の機会を与えて頂くとともに、ご指導、ご助言を賜りましたことに深く感謝いたします。

生物系特定産業技術研究支援センターの松尾陽介評価試験部次長、手島司主任研究員、土師健研究員、原野道生元特別研究員には、本研究へのご助言、ご協力を賜りましたことに深く感謝いたします。また、宇都宮大学農学部の柏寄勝准教授、鳥取県農林総合研究所農業試験場の三谷誠次郎主任研究員、生物系特定産業技術研究支援センターの中根幸一元専門員、藤田耕一氏には、本研究へのご協力を賜りましたことに厚く御礼申し上げます。

最後に、共に本研究を進めてきました西川純研究員、千葉大基研究員に心より感謝申し上げます。

学位論文の基礎となる学会誌公表論文のリスト

－ 学術論文 －

- [1] 清水一史，西川純，松尾陽介，手島司，千葉大基，高橋弘行，原野道生：ロータリ耕うん作業における農用トラクタの排出ガス評価手法に関する基礎研究（第1報）－動力計を用いた再現運転による排出ガス測定－，農業機械学会誌，Vol.75，No.5，P326-333，2013.9.【本論文：第2章】
- [2] 清水一史，西川純，松尾陽介，手島司，土師健，原野道生：ロータリ耕うん作業における農用トラクタの排出ガス評価手法に関する基礎研究（第2報）－機関トルクの負荷方法と再現性－，農業機械学会誌，Vol.75，No.6，P403-409，2013.11.【本論文：第3章，第4章】
- [3] 清水一史，西川純，松尾陽介，手島司：ロータリ耕うん作業における農用トラクタの排出ガス評価手法に関する基礎研究（第3報）－機関トルクの負荷方法と排出ガス－，農業機械学会誌，Vol.75，No.6，P410-417，2013.11.【本論文：第5章，第6章】
- [4] 清水一史，西川純，松尾陽介，手島司：ロータリ耕うん作業における農用トラクタの排出ガス評価手法に関する基礎研究（第4報）－排出ガス評価法の作成－，農業機械学会誌，Vol.75，No.6，P418-425，2013.11.【本論文：第7章】