

小型ガスエンジンの排気特性に及ぼす 混合気性状の影響について

戸田, 拓也 / Toda, Takuya

(出版者 / Publisher)

法政大学大学院理工学・工学研究科

(雑誌名 / Journal or Publication Title)

法政大学大学院紀要. 理工学・工学研究科編 / 法政大学大学院紀要. 理工学・工学研究科編

(巻 / Volume)

58

(開始ページ / Start Page)

1

(終了ページ / End Page)

6

(発行年 / Year)

2017-03-31

(URL)

<https://doi.org/10.15002/00014119>

小型ガスエンジンの排気特性に及ぼす 混合気性状の影響について

INFLUENCE OF MIXTURE PROPERTIES ON EXHAUST CHARACTERISTICS FOR SMALL GAS ENGINE

戸田拓也

Takuya TODA

指導教員 川上忠重

法政大学大学院理工学研究科機械工学専攻修士課程

After the Great East Japan earthquake, trend of improvement of energy self-sufficiency rate has been accepted in various fields. Especially, the introduction of cogeneration system is remarkable, since it exists from large model to small model, gas engine will be used widely in the future. Furthermore, the gas fuel has great diversity than that of fossil resource, and it has great reserve production ratio. There are Shale gas revolution in U.S., and opening of Northern Sea Route in summer, for example. In addition, the infrastructure has been already built in Japan by existence of urban gas piping and domestic LP gas. Environmental influence of gas fuel is superior to gasoline and diesel.

Therefore, focusing on gas engine, this study has been investigated the influence of the equivalence ratio of air-fuel mixtures and dilution mixtures on exhaust characteristics for small gas engine. The equivalence ratio of air-fuel mixtures were set from 0.7 to 1.0, nitrogen and carbon dioxide were used for dilution gas.

The main results are as follows; 1) It is possible to reduce the HC emission by using propane and butane fuel under high throttle valve opening for small gas engine. 2) The HC emission increases irrespective of fuel properties with equivalence ratio of air-fuel mixture less than 0.8 for small gas engine. 3) The NO_x emission decreases by dilution in air-fuel mixture, and the influence is remarkable by using the carbon dioxide.

Key Words : Gas engine, equivalence ratio, combustion characteristics, dilution, emissions

1. 緒論

東日本大震災以降エネルギー変換方式が見直され、火力発電用途として大量に化石燃料が使用されるようになった。また、開発新燃料としてアメリカでのシェールガス革命は周知の事実であり、2017年にも輸出が開始されるとともに、北極海航路の夏季航路開通によるロシア極地でのガス資源についても商業的掘削、及びLNGとして我が国への輸出が始まりつつある^[1]。したがって今後、ガソリンを始めとする液体化石燃料は枯渇が危惧される中で、天然ガスは元より、プロパン、ブタンといった石油ガスについても可採年数は伸張することが予測され^{[2][3]}、1次エネルギーとしてますますその需要を伸ばすことも予想される。さらに、震災以降エネルギー自給率向上を図る動きは加速しており、特にコージェネレーションシステムの導入は著しい。商業施設から家庭用途にまで、大型、小型を問わず、その潜在需要があり、ガスエンジンの活躍する場面は今後さらに拡大していくことが見込まれる。燃料

供給用のインフラ設備は、都市ガス配管や家庭用LPガスの運用実績から見ても、既に充分整備されていると言える。また、ガス燃料は燃料組成の観点から燃焼制御が比較的容易であり、NO_xや煤といった環境汚染物質の発生量が極めて少なく、地球温暖化等への対策となる一面も持ち合わせている。既に関連分野に関する研究も進められている^{[4][5]}が、その大半はディーゼルエンジンの改良によるもので、ガスエンジンとしての火花点火機関によるものは少ない。

そこで本研究では汎用小型ガスエンジンに着目し、著者のこれまでの報告^[6]から、より詳細な混合気性状の影響を検討するために、混合気当量比 ϕ を0.7~1.0とし、希薄混合、及び量論混合の予混合気を用いて実験を行った。併せて、希釈気体として窒素、二酸化炭素による混合気の希釈を実施し、混合気性状が排気特性に及ぼす影響について検討を行った。

2. 実験装置及び方法

本研究に用いられた供試機関はミニ耕運機ピアンタ(本田技研工業 FV-200)である。Table 1 にエンジン(Honda GXV50)の諸元表, Fig.1 に実験装置の概略図を示す。圧縮空気はレギュレータにて0.3MPaに減圧され、ニードルバルブでの調整を行いながらマスフローメータでモニタリングすることで、40ℓ/min一定として混合管へ導入した。燃料であるプロパン、ブタンの二種についても、同様の方法から所定の当量比となるように流量調整の上、混合管へ導入した。なお、混合管における空気、燃料の互いの流れ方向は直角となるよう設計し、混合の促進が図られている。混合気の作成は以下の手順によって行われた。

- ・空気流量： Q_{air} は40ℓ/min一定とした。温度条件については16℃(289K)とした。

- ・各燃料における理論空気量： m_{th} はTable 2の16℃(289K)での物性値から体積比で

Propane: 24.294[m³/m³], Butane: 32.082[m³/m³]

とある。よって1m³あたりの燃料に対しての必要空気量は上記数値を乗じた量となる。

- ・燃料流量は上記の条件を踏まえたうえで以下の式より算出した。

- ・設定当量比を φ とおくと

$$\varphi = \frac{(A/F)_{st}}{(A/F)} = \frac{m_{th}}{(A/F)} = \frac{m_{th}}{(Q_{air}/Q_{fuel})} \quad (1)$$

であり、条件から展開すると燃料流量： Q_{fuel} は

$$Q_{fuel} = \frac{40 \times \varphi}{m_{th}} \quad (2)$$

ここに当量比、燃料ごとの理論空気量を代入した数値をTable 3に示す。ガスエンジン吸気部にはサージタンクを設けており、吸気慣性効果、及び脈流の影響を低減するとともに、サージタンクは大気開放することで内圧を調圧した。

混合気の希釈を行う際には、面積式流量計(コフロック RK1710)を用いて流量調整を行い、直接サージタンク内へ希釈気体を導入した。希釈気体には二酸化炭素、窒素が用いられ、流量計の0~5ℓ/minの目盛に合わせて導入した。空気・窒素用での設計である為、二酸化炭素使用の際は密度換算を行い、表示目盛の0.81倍を二酸化炭素流量としている。なお、サージタンク入口部においても、混合気と希釈気体の流れ方向は直角とした。スロットル開度は供試機関のハンドルによる調整が行われ、0%~100%まで20%刻みとした。燃焼後の排ガスは自動車排ガス分析計(リエロジャパン Auto5-1)を用い、CO、CO₂、NO_x、HC、O₂の5成分を測定した。

Table 1 Specification (Honda GXV50)

Engine type	4 stroke cycle single cylinder
Cooling system	Air cooling
Ignition system	Spark ignition
Displacement	49.4cc
Valve system	OHV
Compression ratio	8
Type of fuel	LPG
Maximum output	1.1kW(1.5PS) / 5000rpm

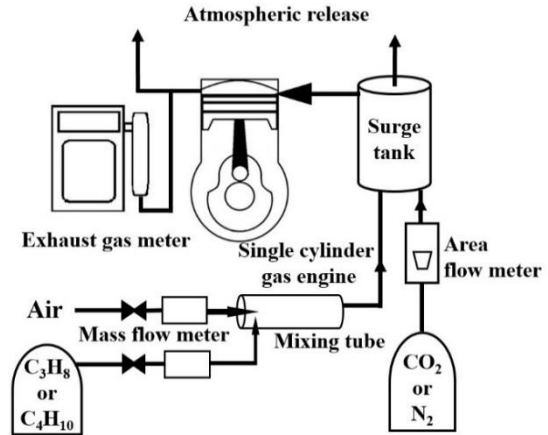


Fig.1 Experimental device

Table 2 Physical property^[7] (*1...Volume ratio,*2...Mass ratio)

Item	Conditions	Unit	Propane	butane
Gas density	288.8K	kg/m ³	1.8954	2.5379
	101.3kPa			
Gas specific gravity	288.8K	-	1.5496	2.0749
Gas specific heat	298K	kJ/(kg·K)	1.6673	1.6581
	Constant pressure			
Combustion range	Upper limit	vol%	9.5	8.4
	Lower limit	vol%	2.1	1.8
Stoichiometric air	288.8K	m ³ /m ³ *1	24.294	32.082
	101.3kPa	kg/kg*2	15.676	15.461
Lower heating value	298K	kJ/kg	46355	45719
	Constant pressure			

Table 3 Fuel flow list

Equivalence ratio φ	Propane [ℓ/min]	Butane [ℓ/min]
0.7	1.15	0.87
0.8	1.32	1.00
0.9	1.48	1.12
1.0	1.65	1.25

3. 実験結果及び考察

(1) スロットル開度の影響

Fig.2 にブタンを燃料に用いた予混合気当量比 $\phi=0.8$, Fig.3 にプロパンを燃料に用いた予混合気当量比 $\phi=1.0$ とした際のスロットル開度に対する各排気成分排出量を示す。この図からスロットル開度の増大に伴い、酸化剤である O_2 が消費され、完全燃焼を示す CO_2 は最大で、希薄混合時は約 3 ポイント、量論混合時は約 1 ポイントの排出量増大が確認された。これは本実験において予混合気当量比は常に一定としているため、スロットル開度の増大によって、時間あたりに投入された予混合気量が増大したことに起因すると考えられる。これは両燃料とも、スロットル開度の増大に伴って NO_x 排出量が増大していることから明らかである。ここで、 NO_x 排出特性に着目すると希薄混合では排出曲線の立ち上がりが遅く、量論混合ではその立ち上がりが早い。また、排出量についてもスロットル開度 100%時では、希薄混合と比較して量論混合で約 10 ポイント多く排出されている。この NO_x は機関回転数の増大による、シリンダー内温度上昇に起因するサーマル NO_x であることが考えられ、シリンダー内燃焼温度は量論混合時の方が高温であると考えられる。さらに HC は、スロットル開度 0%時において極めて多量の排出となっている。低回転時ではシリンダー内温度の上昇が少ないため混合気の温度上昇が進行していないことや、吸気抵抗によるもの、さらに燃焼室壁近傍でのクエンチ

ング効果などが影響しているものと考えられる。しかし、スロットル開度の増大によってその排出量は減少しており、予混合気当量比 $\phi=0.8$ 時に 100ppm 程度、 $\phi=1.0$ 時に 300ppm 程度で一定となっている。この要因は先の NO_x 生成要因と同意によるものと考えられる。また、 CO 排出量は全スロットル開度に対して、極めて少量の排出量を維持しており、未燃成分の多い領域であっても不完全燃焼割合の低レベルが維持されることが確認された。

(2) 当量比の影響

Fig.4 にブタンを、Fig.5 にプロパンを燃料に用い、スロットル開度を 100%一定とした際の予混合気当量比変化における排気成分排出量を示す。なお、本供試機関での希薄混合運転限界は、両燃料とも予混合気当量比 $\phi=0.7$ であった。この図からブタンでは $\phi=0.8$ 時、プロパンでは $\phi=0.8\sim 0.9$ 時に HC 排出量は最小値をとっており、 CO , NO_x 排出量は両燃料とも希薄側へ移行するにつれ排出量は減少する傾向が確認された。これは希薄混合となるに従って余剰空気割合が増大し、燃焼反応帯中の酸素不足が補われたこと、及び燃焼温度の低下に影響していることが考えられる。また、 $\phi=0.7$ の希薄運転時には HC 排出量が増大しており、 O_2 排出量についても増大していることから、投入予混合気の総燃焼割合は減少していることが考えられる。これは希薄混合となるに従って燃焼速度が低下することや、さらにこの条件ではプロパン混合比率が 2.82%、ブタン混合比率が 2.15%と共に可燃限界

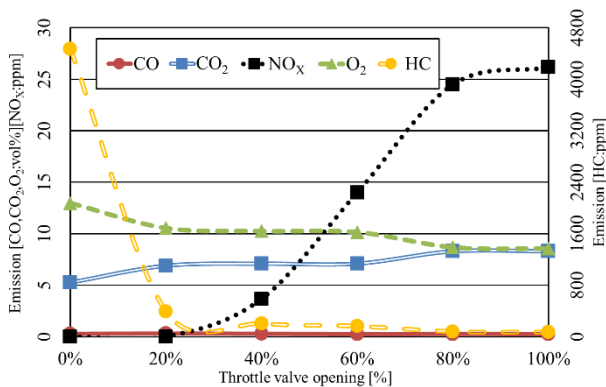


Fig.2 Emissions (fuel : Butane, $\phi=0.8$)

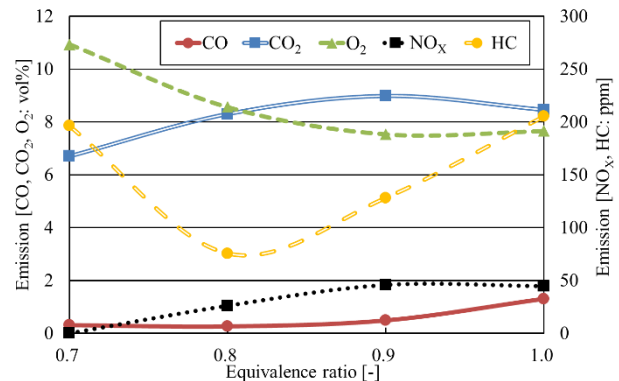


Fig.4 Emissions (fuel: Butane)

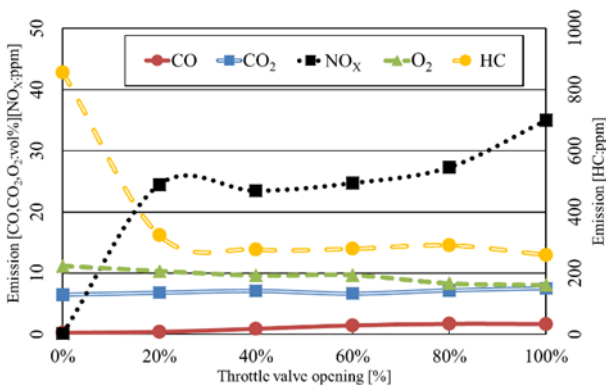


Fig.3 Emissions (fuel : Propane, $\phi=1.0$)

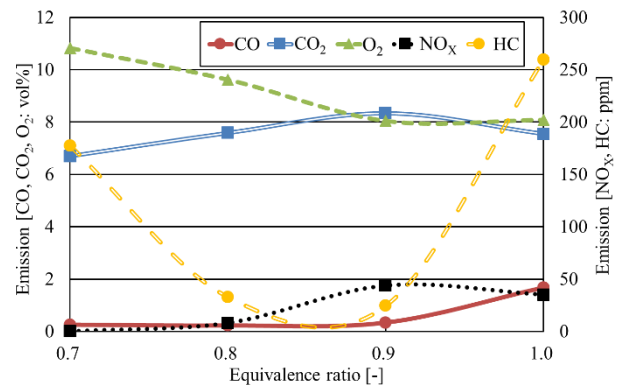


Fig.5 Emissions (fuel: Propane)

の下限界近傍であることから、着火性が悪化していることが影響しているものと考えられる。

ここで、二種の燃料間で排出特性に大きな変化は確認されないものの、その排出量への影響が観察された。この影響については燃料混合割合から算出した、Fig.6 に示す混合気 1ℓ 中の低位発熱量に着目する。低位発熱量は予混合気当量比 $\phi=0.7, 1.0$ ではブタン混合気の方が大きく、 $\phi=0.8, 0.9$ ではプロパン混合気の方が大きい。二種間での変化割合は約 $\pm 1\sim 3\%$ 程度である。 $\phi=1.0$ 時にプロパンの NOx 排出量が小さく HC 排出量が多いため、発熱量の違いが燃焼温度、燃焼割合に影響していることが考えられ、同様に $\phi=0.8, 0.9$ 時にプロパンの HC 排出量が少ないことからこの違いが影響したものと考えられる。

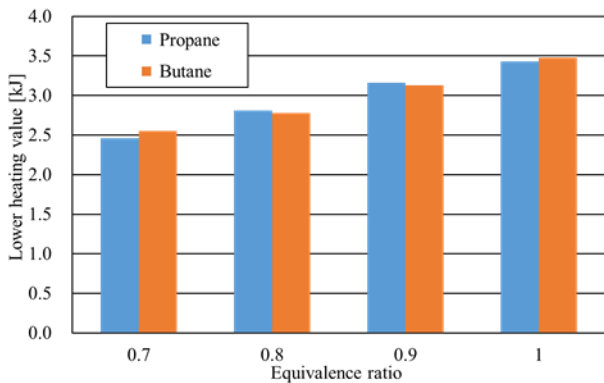


Fig.6 Lower heating value of mixture

(3) 予混合気希釈の影響

NOx 排出量の低減を目的として、予混合気に希釈気体を導入した。希釈は排気ガス再循環 (EGR) を模擬してお

り、希釈気体には主成分である窒素、及び二酸化炭素が用いられた。Table 4 にブタン予混合気の窒素希釈を行った際の燃料、希釈気体、空気の各割合を示し、Table 5 にはプロパン予混合気の二酸化炭素希釈での各割合を示す。

Fig.7 は本実験での希釈の概略図であり、本条件では当量比調整された予混合気に希釈気体を導入する方式を採用している。そのため、燃料、空気の流量、混合比率には影響せず、筒内へ導入される予混合気の一部が希釈気体に置換されるものとしている。

Fig.8 に $\phi=0.9$ のブタン予混合気に窒素希釈を、Fig.9 に $\phi=1.0$ のプロパン予混合気に二酸化炭素希釈を行った際の各排気成分排出量を示す。また、Fig.10 にはブタン予混合気の窒素希釈、Fig.11 にはプロパン予混合気の二酸化炭素希釈において、希釈無しの場合を基準とした、最大流量希釈時の各排気成分排出量の増大率を、予混合気当量比ごとにまとめたものを示す。なお、スロットル開度は全条件において 100%一定としている。これらの図から NOx 排出量は二酸化炭素希釈によって約 25 ポイントの低減と、顕著に低減効果が確認された。一方で窒素希釈の場合には約 8 ポイントと低減効果は二酸化炭素と比較して小さい。これは、以前の報告⁹⁾で示した方式での 25%以上の希釈によって現行の二酸化炭素希釈と同等の効果が確認されていることから、希釈量の不足が原因であると考えられる。また、この条件下において HC 排出量は希薄側で緩やかに増大しており、増大率からはこの影響が希薄側で大きく、量論側では小さいことがわかる。特に希薄側では着火性の悪化が影響し、未燃成分排出量が増大したことが考えられる。二酸化炭素希釈の場合での CO₂ 排出量の増大分を、希釈気体として導入した二酸化炭素の影響と考え

Table 4 Rate of each gas (fuel: Butane, dilution gas: Nitrogen)

Dilution amount	Rate of fuel			Rate of dilution gas			Rate of air		
	$\phi 0.8$	$\phi 0.9$	$\phi 1.0$	$\phi 0.8$	$\phi 0.9$	$\phi 1.0$	$\phi 0.8$	$\phi 0.9$	$\phi 1.0$
0.0	2.44%	2.72%	3.01%	0.00%	0.00%	0.00%	97.56%	97.28%	96.99%
1.0	2.38%	2.66%	2.94%	2.38%	2.37%	2.37%	95.24%	94.97%	94.70%
2.0	2.33%	2.60%	2.87%	4.65%	4.64%	4.63%	93.02%	92.76%	92.51%
3.0	2.27%	2.54%	2.80%	6.82%	6.80%	6.78%	90.91%	90.66%	90.42%
4.0	2.22%	2.48%	2.74%	8.89%	8.87%	8.84%	88.89%	88.65%	88.42%
5.0	2.17%	2.43%	2.68%	10.87%	10.84%	10.81%	86.96%	86.73%	86.51%

Table 5 Rate of each gas (fuel: Propane, dilution gas: Carbon dioxide)

Dilution amount	Rate of fuel			Rate of dilution gas			Rate of air		
	$\phi 0.8$	$\phi 0.9$	$\phi 1.0$	$\phi 0.8$	$\phi 0.9$	$\phi 1.0$	$\phi 0.8$	$\phi 0.9$	$\phi 1.0$
0.0	3.19%	3.57%	3.94%	0.00%	0.00%	0.00%	96.81%	96.43%	96.06%
0.8	3.13%	3.50%	3.86%	1.92%	1.92%	1.91%	94.94%	94.59%	94.23%
1.6	3.07%	3.43%	3.79%	3.77%	3.76%	3.74%	93.15%	92.81%	92.46%
2.4	3.02%	3.37%	3.72%	5.55%	5.53%	5.51%	91.43%	91.10%	90.76%
3.2	2.96%	3.31%	3.65%	7.27%	7.25%	7.22%	89.77%	89.45%	89.13%
4.1	2.91%	3.25%	3.59%	8.93%	8.90%	8.86%	88.16%	87.85%	87.55%

ると、CO₂、O₂排出量へ及ぼす影響は少ないと考えられる。

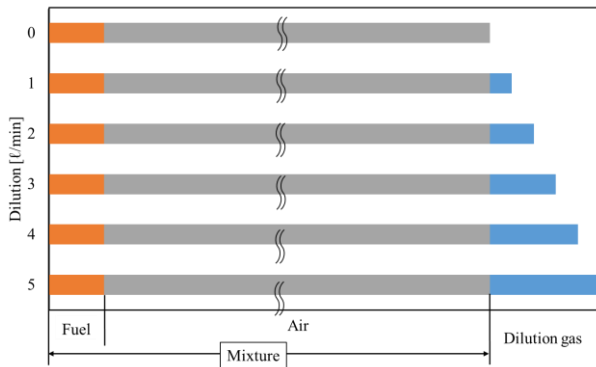


Fig. 7 Rate of each gas after dilution

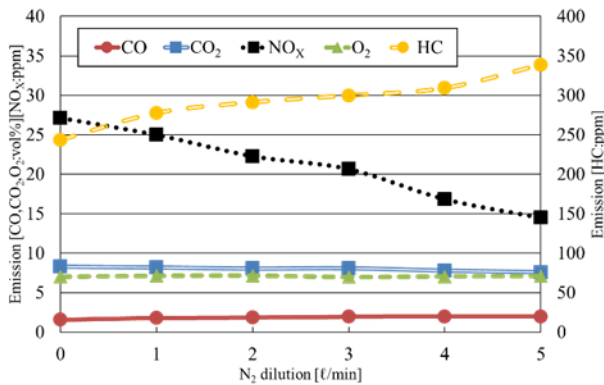


Fig. 8 Emissions of N₂ dilution (fuel: Butane, $\phi=0.9$)

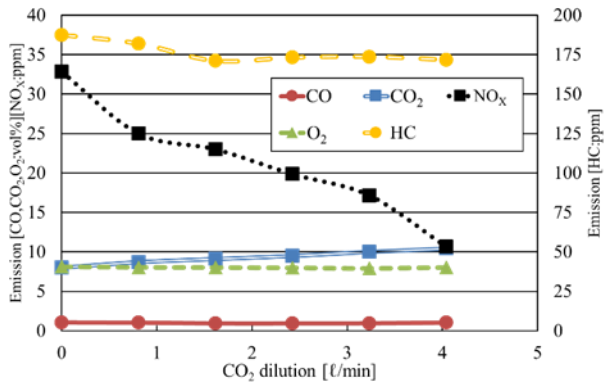


Fig. 9 Emissions of CO₂ dilution (fuel: Propane, $\phi=1.0$)

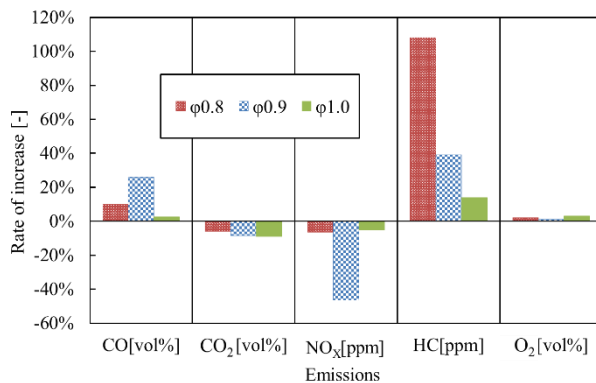


Fig. 10 Emissions increase rate when N₂ dilution (fuel: Butane)

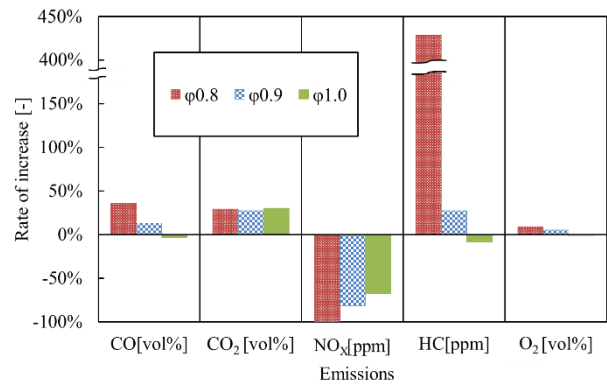


Fig. 11 Emissions increase rate when CO₂ dilution (fuel: Propane)

ここで希釈による低位発熱量変化、及び熱容量の変化を示した Fig.12, Fig.13 に着目する。各数値は希釈後の 1l の予混合気中の気体割合を Table 4, Table 5 に示した割合とした際の数値であり、物性値については Table 2, Table 3 に示した燃料ごとの物性値から引用した。なお、空気、窒素、二酸化炭素については以下の数値とした。(Table 6)

Table 6 Physical property (15°C, 1atm)

Dilution gas	Density	Specific heat at constant pressure
Air	1.225 [kg/m ³]	1.007 [kJ/(kg·K)]
Nitrogen	1.185 [kg/m ³]	1.041 [kJ/(kg·K)]
Carbon dioxide	1.872 [kg/m ³]	0.8395 [kJ/(kg·K)]

希釈によって混合気の低位発熱量は、予混合気当量比の希薄化に伴って減少するとともに、希釈によっても低下している。これは先に述べた通り、希釈によって混合気導入量が減少している影響である。希釈割合が増大するにつれて、特に希薄混合側ではさらに可燃限界近傍へ移行するため、この発熱量の影響と共に着火性の悪化が HC 排出量の増大に顕著に影響したのだと考える。次に混合気熱容量は窒素希釈時では希釈流量の増大によって減少、二酸化炭素時では増大する。このことから、窒素希釈時では筒内へ投入される予混合気量が希釈気体に置換され、減少した影響が発生しており、二酸化炭素希釈時は熱容量増大によって燃焼温度低減が図られ、NO_x 削減効果が得られたと考えられる。片岡らによる定容燃焼器を用いた研究^[8]では、約 18% の EGR によって燃焼速度が半減し、燃焼期間は EGR により指数関数的に長期化することが報告されている。この燃焼速度の減少についても緩慢な燃焼をもたらす、排出量へ影響していると考えられる。さらに、 $\phi=1.0$ の量論混合時では前述の影響が微小であり、 $\phi=0.8$ の希薄側では大きいことから、希釈による混合気の密度差や、部分的な当量比変動が排気特性に影響し

ていることも考えられる。

以上の観点から、希釈を行った予混合気については機関導入時に当量比へ影響を与えていることが示唆されることから、 O_2 濃度や体積効率、充填効率、さらに実機での排気ガス再循環などの手法から、筒内の混合気性状が排気特性に及ぼす影響について今後詳細に考察していく必要がある。また、ガス燃料はガソリン燃料と比較してオクタン価が高く、理論上高圧縮比化が可能である。負荷状態の変動など機関特性の面についても、排気特性と併せて詳細な検討を行っていく予定である。

4. 結論

本研究では小型ガスエンジンを用いて、予混合気当量比の変更、及び窒素、二酸化炭素による混合気希釈を行い、排気特性に及ぼす混合気性状の影響について検討した。以下に結果を示す。

- (1) 汎用小型ガスエンジンにおいて、プロパン、ブタンを燃料として用いた場合、高スロットル開度領域において当量比に関わらず HC 低減が可能である。
- (2) 汎用小型ガスエンジンにおいて、予混合気当量比 $\phi = 0.8$ 未満の希薄混合では、燃料性状によらず HC が増大する。
- (3) 汎用小型ガスエンジンにおいて、混合気の希釈により NO_x 低減が可能であり、その影響は二酸化炭素希釈で顕著である。

謝辞: 本研究を進めるにあたり、実験題目の立ち上げから、終始ご指導下さいました川上忠重教授に心より深く感謝し、御礼申し上げます。また研究活動にご協力賜りましたエネルギー変換工学研究室の大学院生、学部生の皆様、実験装置の作成にご尽力頂きましたワークショップの皆様様に厚く御礼申し上げます。ありがとうございました。

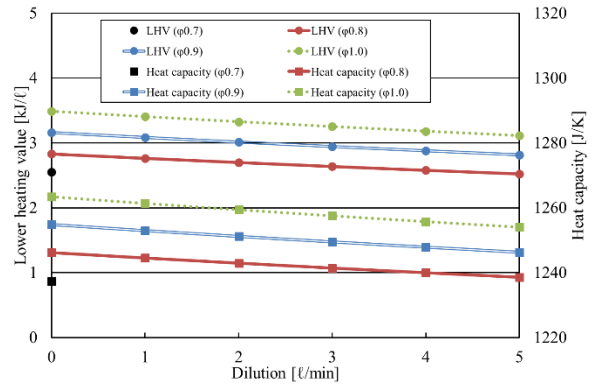


Fig.12 The value of butane mixture (N_2 dilution)

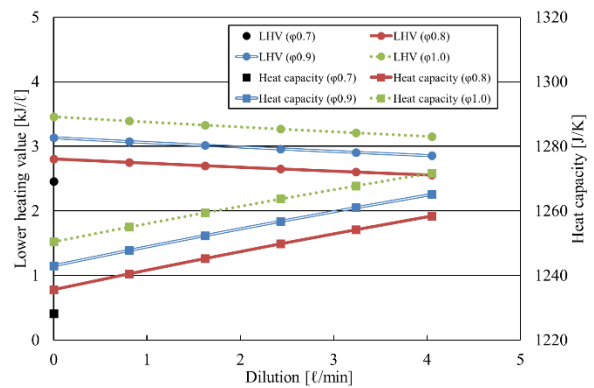


Fig.13 The value of propane mixture (CO_2 dilution)

参考文献

- 1) 商船三井 2014年7月9日 プレスリリース
- 2) 若宮・他3名, 日マリ学会誌 48-1(2013), 36
- 3) 山田興一, 佐藤登: 新エネルギー自動車の開発, シーエムシー出版, 第5章
- 4) 池上・他4名, 機論 59 562 B(1993), 320-325
- 5) 小川・他4名, 機論 76 765 B(2010), 142-148
- 6) 戸田拓也, 川上忠重: 小型ガスエンジンの燃焼特性改善に関する研究 - 特に混合気への空気希釈の影響 -, 山梨講演会 2016 講演論文集, [No.453], 2016
- 7) 日本LPガス協会 LPガスの性質 物性一覧 <http://www.j-lpgas.gr.jp/intr/seishitsu.html>
- 8) 片岡・他3名, 機論, 62 596 B(1996), 358-363