

ボリビア向蒸気機関車の油焚装置について

Oil Burning Equipment of Steam Locomotive for Bolivian Railways

高橋 顕一* 勝 尾 貞 徳*

Ken'ichi Takahashi

Sadanori Katsuo

内 容 梗 概

蒸気機関車の油焚は、定置諸設備のそれとは幾多の点で特異性をもつ。またわが国においては蒸気機関車の油焚は諸外国と事情を異にし、歴史も浅く経験も少ないといつてよい。この間にあって、油焚のボリビア国鉄納蒸気機関車を受注したので、非常に貴重な経験を得た。本文においてはこの機関車の油焚装置について、所与仕様、条件を満足するべくいかに設計し、構造したか、またその試験結果はいかにあったかについて概説したものである。

1. 緒 言

油焚蒸気機関車は1863年米国に源を発し、その方式は大別して、専燃式、併燃式、混燃式とに分けられるが、後二者が主として粗悪炭を補う手段として採用されるのに対し、本文で取り扱う専燃式は燃料として油のみに依存するものである。したがって燃料油の性状、市場性によって、また機関車の構造とも関連して世界各国独自の発達を遂げているものといえる。一方わが国においては、専燃式の歴史は浅く、わずかに昭和28年国鉄が動力車近代化計画に基づいて、C59石炭焚機関車の改造研究を行って成功を収めたという現状にある。この間にあって日立製作所においては、昭和32年末、南米ボリビア国鉄より専燃式ミカド形過熱蒸気機関車12両(第1図)を受注し、鋭意製作を進め、このほど完成したので、以下その設計の概要と特異性ならびに試験結果について概説する。

2. 機関車油焚装置の特殊性

わが国蒸気機関車、ことに、メータゲージであるボリビアのそれは、油焚化するにあたっては、陸上諸設備における油焚装置に比較し、格段の困難性が横たわっていることは論を待たないところで、国鉄におけるC59油焚化の長期にわたる研究、改造経過を見ても明らかである。すなわち、

- (1) 機関車ボイラの火室は周知のように狭小であり、火室下方は従台車、後台枠、および台枠鋳物類で制約を受けている。
- (2) 火室負荷は、火室狭小なる上に大出力を要求されるので、 $200 \sim 300 \times 10^4 \text{ kcal/m}^3\text{h}$ になり Quick Burning を必要とする。
- (3) バーナは噴射ソースの関係上、蒸気噴射式とせざるを得ない

し、精巧な機器は使用できない。

(4) 通風は、シリンダ排気による誘引通風であるため、力行運転中には、火室内通風力に脈動を生じる。

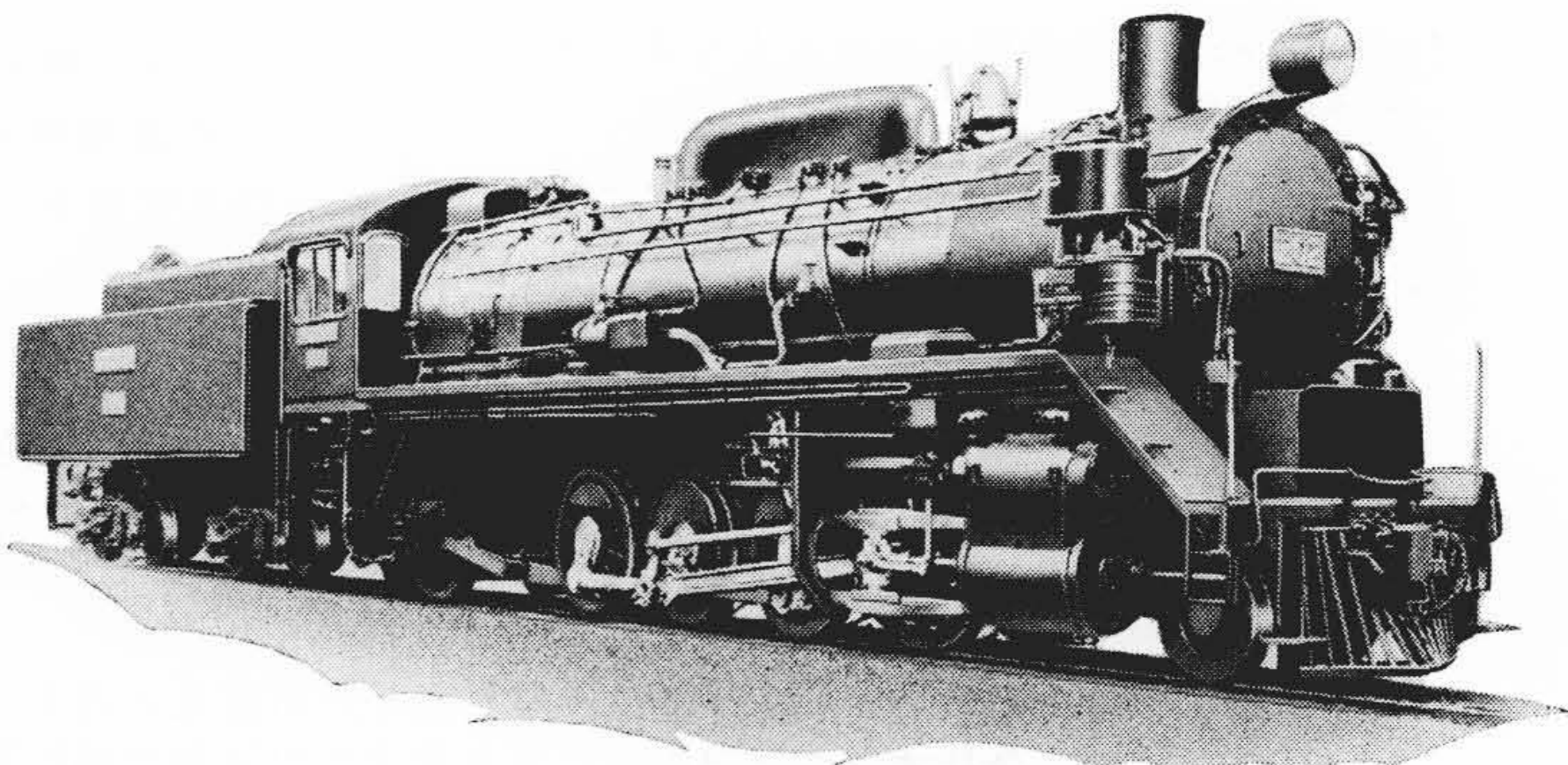
(5) 出力範囲が広いいため、火室の熱負荷変動大きく、オイルバーナは、これを満足するような油量調整に応じられるものでなければならない。

(6) 機関車振動、車端衝撃、火室熱膨脹および熱負荷変動などに、耐えるようなレンガおよびレンガ積を要する。また、火室形状を理想的なものとするのが困難。

(7) オイルタンク高さは、車両限界の制約上、落差を大きくとれない。

3. 機関車の仕様

第1表にボリビア向油焚機関車の主要仕様を示す。ボイラ蒸発性能上の最大必要条件は、車速 20km/h で、30%勾配線上を貨車 260 t を牽引しうるボイラ牽引力を有することであり、これは高度 4,000m という高原地帯における運転でも満足されなければならない。このときのボイラ最大蒸発量は、9.0~9.5t/h を必要とする。また、現地での連続下り勾配運転時には、オイルバーナの噴燃量は 100~150 kg/h まで絞っても消火してはならな



第1図 ボリビア向油焚機関車

* 日立製作所笠戸工場

第1表 ボリビア向油焚機関車主要仕様

軌間(mm)	1,090	吐出筒口径(mm)	115
シリンダ直径×行程(mm)	560×610	缶水容量(m³)	7.4
使用圧力(kg/cm²)	14	大煙管(直径×長×数)(mm)	140×4,500×28
火格子面積(m²)	3.23	小煙管(直径×長×数)(mm)	45×4,500×126
火室容積(m³)	5.2	機関車重量(運転整備)(t)	80.7
全伝熱面積(m²)	194.5	機関車重量(空車)(t)	73.0
過熱伝熱面積(m²)	41.5	機関車動輪上重量(運転整備)(t)	60.0
全蒸発伝熱面積(m²)	153.0	炭水車重量(運転整備)(t)	50.8
煙管蒸発伝熱面積(m²)	135.2	炭水車重量(空車)(t)	19.6
火室蒸発伝熱面積(m²)	16.4	水槽容積(m³)	24
アーチ管蒸発伝熱面積(m²)	1.4	燃料積載量(m³)	9

第2表 ボリビア産原油および停止試験用油性状
ボリビア産原油性状

比重 15/4°C	0.8026	残留炭素分(%)	0.06
引火点(°C)	48	硫黄分(%)	0.032
燃焼点(°C)	57	アニリン点(°C)	74.2
粘度(レッドウッド30°C)	31.2	総発熱量(kcal/kg)	11,620
流動点(°C)	-35以下	正味発熱量(kcal/kg)	10,360

停止燃焼試験用油性状

比重 15/4°C	0.8265	灰分(%)	0
引火点(°C)	74	水泥分(%)	0
粘度(レッドウッド30°C)	34.2	総発熱量(kcal/kg)	10,895
残留炭素(%)	0.03	正味発熱量(kcal/kg)	10,150

組成：ディーゼル軽油 20%，小形ディーゼル重油 30%，2号灯油 50%の混合油

い。燃料としては重油よりはむしろ軽油近似の現地産原油（第2表上欄）をそのまま使用する。

4. 設計について

4.1 ボイラ

ボイラ最大蒸発量は、前述の牽引条件より、ボリビア鉄道の列車抵抗式を適用して求めた。現地では気圧が低い関係上、平地と同様な燃焼酸素量を確保するためには、火室内通風力を強めなければならない。しかし、燃焼効率の低下によるボイラ効率低下は、ある程度まぬがれないと考えられるので、ボイラ容量に余裕をとり、平地において最大蒸発量を 9.0～9.5 t/h としている。ボイラの設計法そのものは、石炭焚機関車における場合とほぼ同様であるが、次のような点で、特別な考慮をはらった。

(1) Flame Pass をできるだけ長くするため、燃焼室付火室とし、火室負荷を下げるため、これを広くしている。

(2) 石炭焚の場合よりも、火室温度が高いこと、滞泊中のボイラ圧力降下が比較的早いこと、および石炭火床がないため冷風が直接侵入するなどのために、火室板や天井控の焼損、および折損などが考えられるの

で、天井タワミ控を増加し、火室内の控頭はすべて平頭としている。また、火室水脚部を幅広くし、リベット頭は耐火材で保護した。

(3) 油焚では、過熱蒸気温度が高くなりすぎる傾向がある。石炭焚そのままの設計では 400°C をこえることがあり、シリンダ油の炭化が問題となる。しかし、過熱温度は高いほど、ボイラ効率向上になるので、石炭焚在来の標準温度約 300°C に対して 350°C を目標とし、過熱伝熱面積はやや小さくとり、過熱管返しベンドの焼損を避けて、煙管入口との距離を遠く離している。

(4) 小煙管径を小さくして、本数を増加し、蒸発面積を大にすることで、火室内輻射吸収熱が石炭焚に比べて劣ることを補うようにしている。

(5) 高地において、火室内通風力を強めるために、シリンダ背圧の許す限り、吐出筒口径を小さくして、115mm とし、別に現地調整用の 105mm を用意した。

4.2 オイルバーナの選定

4.2.1 バーナ容量

平地におけるボイラ最大蒸発量、 $Q_{\max.} = 9,500$ kg/h であるから、バーナ容量、 q は

$$q = \frac{Q_{\max.}(i_2 - i_1)}{HI \cdot \eta} \text{ (kg/h)} \dots\dots\dots (1)$$

ここに i_1, i_2 : 給水および過熱蒸気のエンタルピー (kcal/kg)

HI : 燃料の低位発熱量 (kcal/kg)

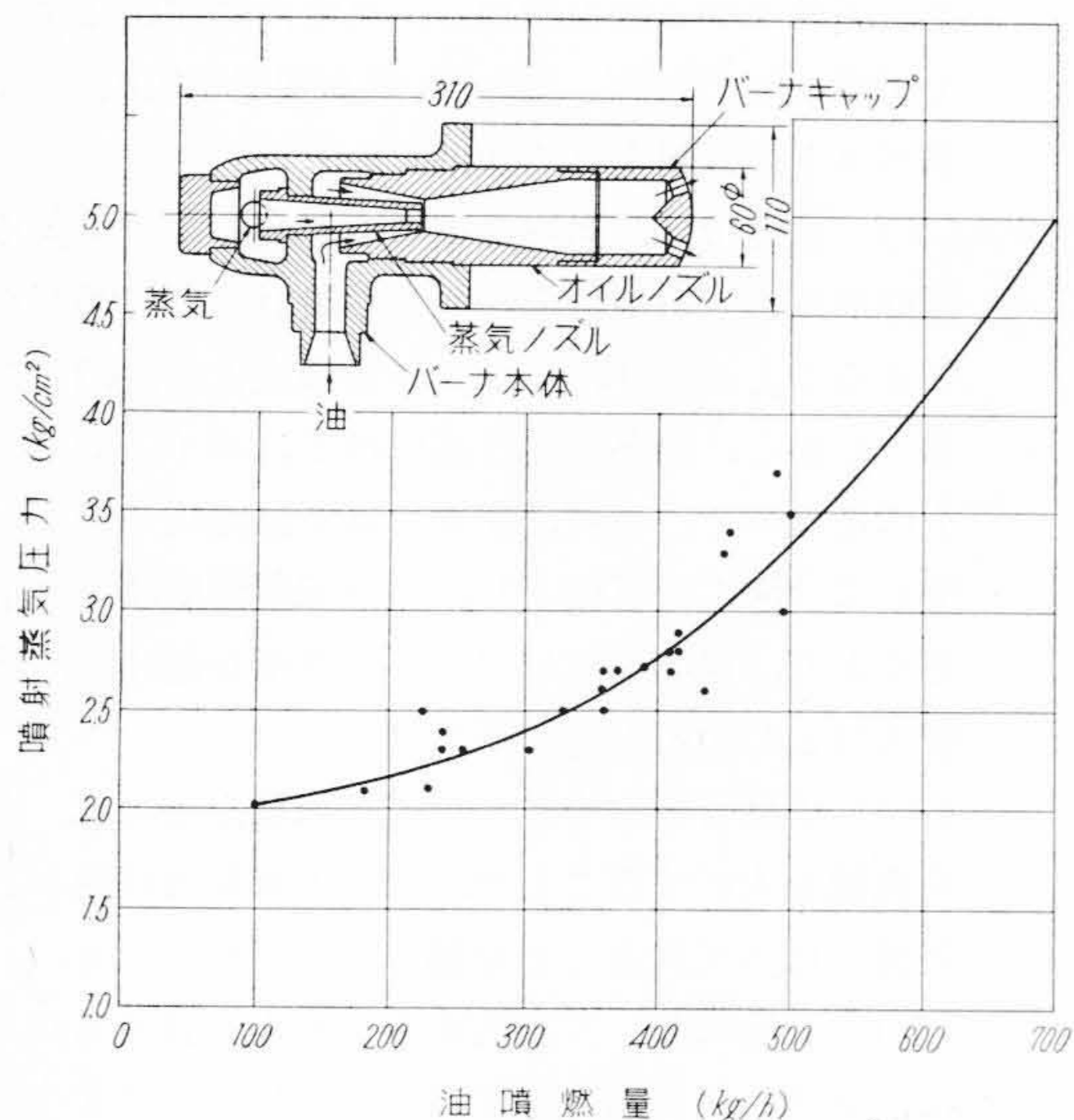
η : ボイラ効率

η は石炭焚機関車ボイラのそれより、上回ることは確かであり、最大負荷時において、 $\eta = 65\%$ と仮定すれば、現地産原油で、 $q = 950$ kg/h となるが、汚損状態を考慮して、 $\eta = 60\%$ とすると、 $q = 1,030$ kg/h となる。一般に蒸気噴射式バーナの負荷範囲はせまく、最大負荷の $1/3 \sim 1/4$ 程度までといわれるが、本機関車では最小噴燃量、100～150 kg/h を必要とするので、これは上記最大噴燃量の約 $1/10$ となり、1本バーナでは噴霧性能に期待できないところから、バーナ2本を装備し、低負荷時には片側バーナ運転に切り換えるようにした。

片側バーナでも、平常運転に支障を招かないようにするため、容量 700 kg/h バーナを2本としているが、これは、一方のバーナの故障時を考えたためであり、両側バーナで 1,400 kg/h を噴燃することはなく、計画上の最大噴燃量は 1,030 kg/h である。

第2図にバーナ1本の噴燃特性を示す。図中のプロット点は後述の試験測定結果である。

4.2.2 バーナの形式

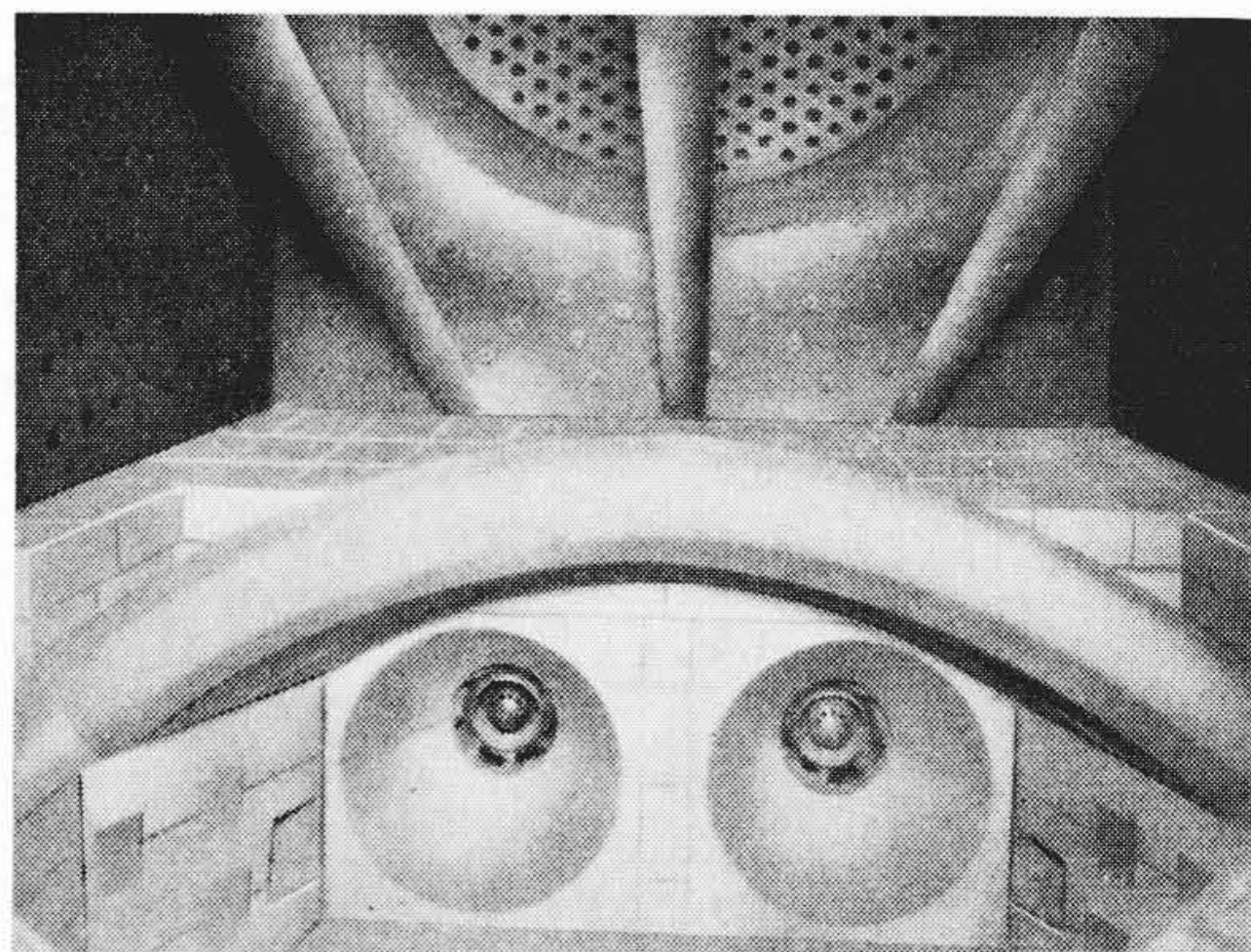


第2図 バーナ構造および特性

バーナは蒸気噴射式とすることにより、自己蒸気による運転ができ、冷庫より昇圧する場合に、他車の蒸気が得られなくても、圧縮空気でも点火できる。また、噴射蒸気による油の加熱や構造簡単で保守に手がかからないなどの利点がある。本機関車では噴霧性能の優秀性、消費蒸気量を少なくすることを特に重点として、大阪重油炉製作所製の内部混合形蒸気噴射式バーナを使用しており、第2図中にそれを示す。先端バーナキャップ、およびオイルノズルは、ステンレス鋼を使用し、噴射角は火室との関連上、40度になっている。バーナタイトルの後に旋回羽根を設け、火室内に誘引される空気を旋回させて、油微粒子に均一に早くタッチさせるようにした。旋回方向は、左側バーナに対しては右旋回、右側バーナに対しては左旋回として、左右バーナ間での渦流を減少するようにした。

4.3 バーナ取付位置

バーナ取付位置には、(1)喉板下部に火室後方へ向けて取り付ける場合、(2)焚口側下部から火室前方へ向けて取り付ける場合、(3)火室底箱中央から内火室天井へ向けて取り付ける場合などが考えられる。外国においては、ほとんど(1)の方式によっており、国鉄C59では(2)の方式を開拓して成功を納めているが、各方式の優劣は、そのときの機関車構造上の制約もあって、一概には決定できない問題である。これについて、比較予備試験を行った結果では、燃焼しうる最大噴燃量および火室内燃焼ガス温度などに大差は認められなかったが、同一噴燃量において、(2)の方式は(1)の方式に比較して高い通風力を与えないと、同一煙濃度が得られなかった。数度の試験結果を総合すれば、火皿上で1.35～1.55倍の通風力



第3図 バーナ取付状態

を要した。ボリビアにおいては、前述のように火室内通風力を強めるため、各部の通風抵抗が増加するが、シリンダ背圧の点からも、吐出筒口径を小さくすることには限度があり、平地において低通風力にて大量の燃料を完全燃焼でき、燃焼効率の高いものとしておかねばならない。このような観点より、通風抵抗の低い(1)の方式を採用した。なお、(3)の方式は、火室の低いボイラでは適用しがたいので、取り上げなかった。第3図にバーナ取付状態を示す。

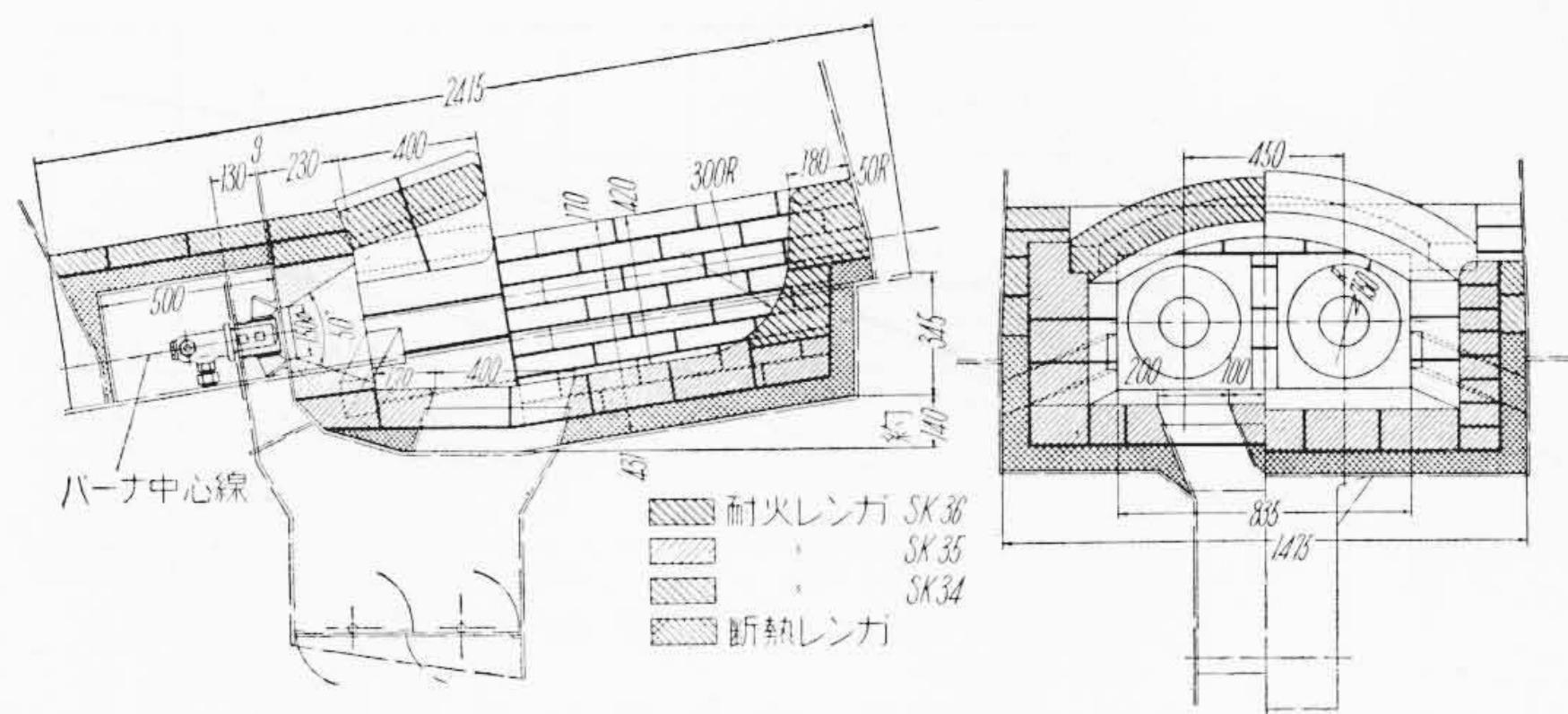
4.4 火室

火室はボイラ内火室と火室底箱とにより形成するが、限られた空間の最大限、有効利用をなすべきである。石炭焚に比べ、火格子上石炭による保火能力がないので、これを補うためと、燃焼温度を高く保持する目的で、レンガはボイラ火室板にまで裏張りするが、輻射伝熱面を減少するので、火室板を焰から保護する程度にとどめる。耐火レンガの耐火度は、石炭焚ではSK32程度であるが、油焚ではSK34～36が良いものと思うが、耐火度が上るにつれ、膨張係数が大になるので、機関車ボイラのように冷熱ひんぱんなものでは、なるべく番数の低い方を使用し、場所により番数を変える方が有効であろう。レンガ積形状は焰の自然な流れを想定して定め、焰が直接レンガ表面に突当らぬようにすることは、レンガ寿命上大切なことである。バーナ出口側面の広がり角は、バーナ噴射角に適応させ、フラッシュウォールに向ってだんだんと広くしている。

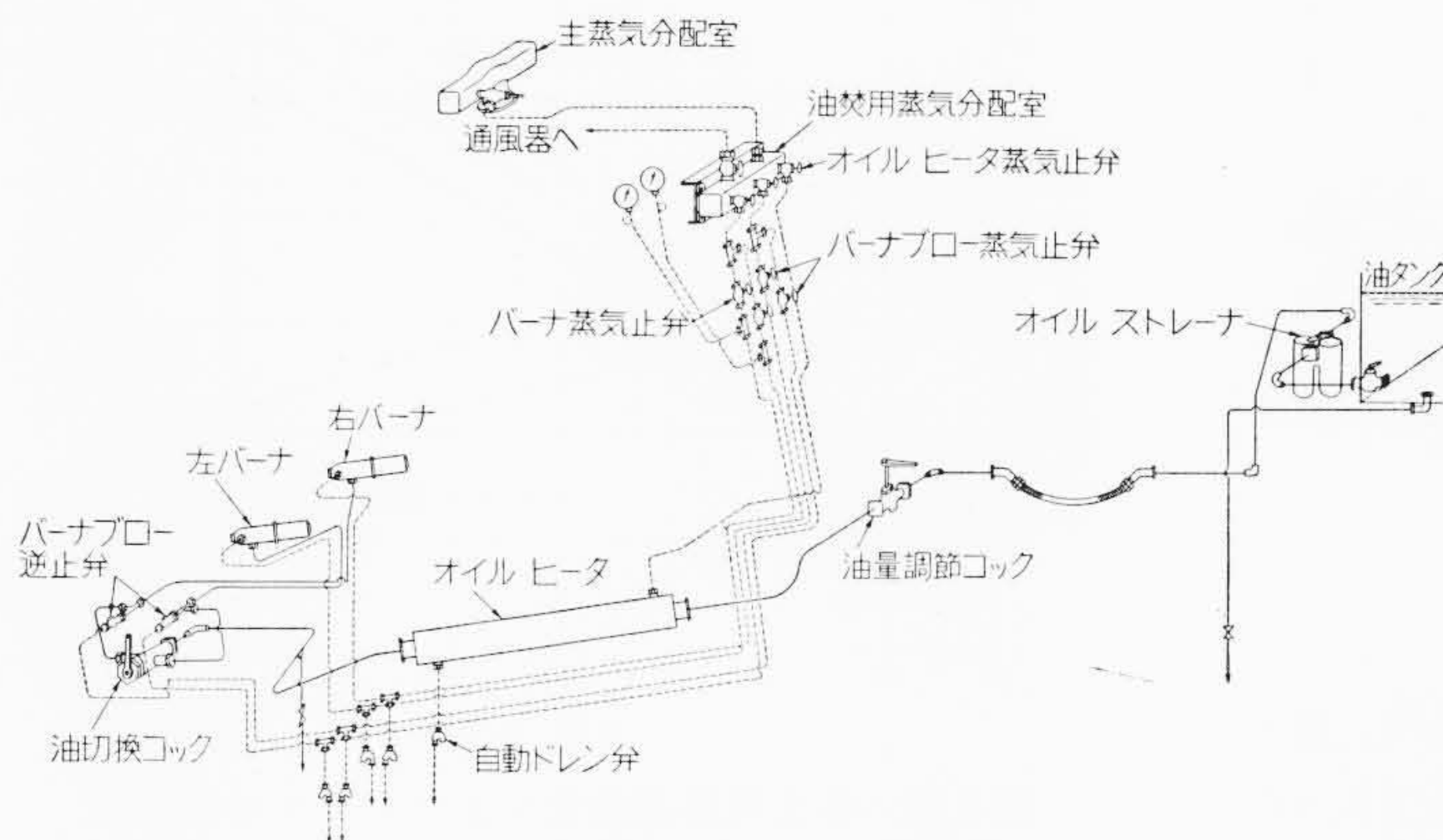
通風穴面積は次式で求めることができる。

$$A = \frac{L}{v} = \frac{L}{\mu \sqrt{2g \frac{h}{w}}} \dots\dots\dots (2)$$

ここに A: 通風穴面積 (m²)
L: 実際空気量 (m³/s)
v: 通風穴における流速 (m/s)
μ: 抵抗係数



第4図 火室内レンガ積構造



第5図 配管系統図

h : 通風穴通風力 (mmAq)

w : 空気の単位体積重量 (kg/m³)

g : 重力の加速度 (m/s²)

通風穴面積の絶対値は、 μ および h を仮定して求めることができるが、その配置については計算上では容易に決定することはできない。これについては、予備試験を行って、定性的検討の裏付けを行うとともに、バーナ、レンガ積、およびボイラ火室との関連性を検討した。第4図に火室レンガ積構造を示す。なお、装置の配管系統を第5図に示す。同図の油切換コックは運転室内より操作され、左右バーナの切換え、同時運転を制御するものである。

5. 停止試験成績

メータゲージである関係上、国内での線路上性能試験が行えないので、停止試験を行い、実際の仕業に使用できるか否か、油焚機関車が石炭焚機関車に比し、どのような性能を有しているかについての諸資料を求めた。

5.1 使用燃料

ポリビア原油に近い燃料として第2表下欄のごとき性

状のものを使用した。

5.2 試験条件

試験は停止放気試験とし、煙室反射板下通風力を 5, 8, 10, 12 mmHg の四段階に設定して各段階について、いずれも、定常状態後、10分間試験とした。試験中は、ボイラ圧力、ボイラ水位、油量調節コック開度、風戸開度、バーナ噴射蒸気圧力などをできる限り一定とし、煙色濃度は、リンゲルマンチャートを使用し、0.3~0.5 号煙程度とした。また、吐出筒口径 115mmでは、平地においては通風力が強すぎるので、蒸気はバイパスさせて、一部の蒸気を吐出筒口に導いて、上記の四段階に設定した。

5.3 試験結果および検討

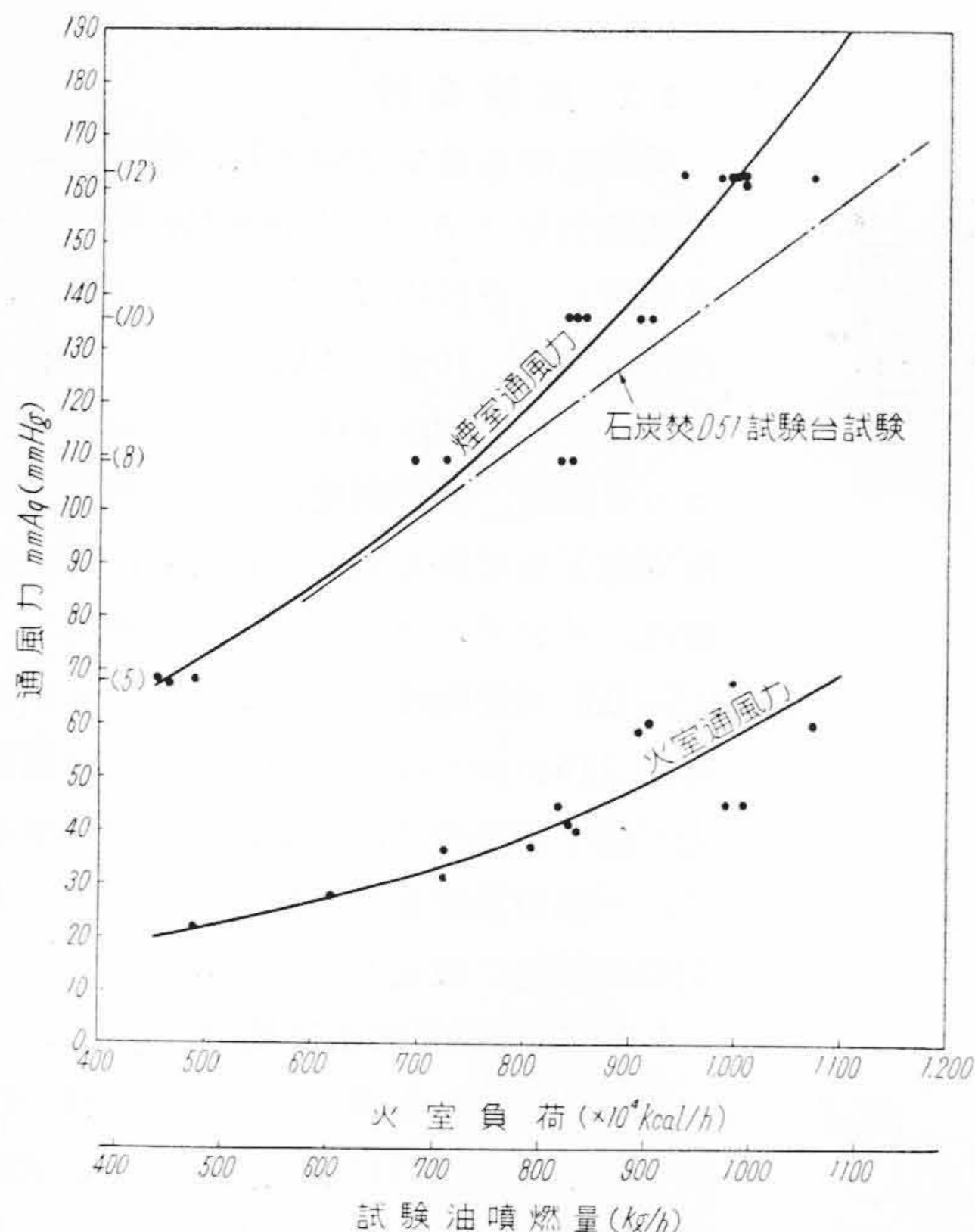
試験結果を、本機関車とほぼ同様の性能を有する国鉄D51石炭焚機関車の試験台試験結果(D 51198 号)と比較する。D 51の成績は夕張切込炭(発熱量7,240kcal/kg)によるもので、熱量換算して比較するが、試験条件も異なるので、厳密な比較はできない。

5.3.1 通風力

煙室反射板下通風力を 5, 8, 10, 12 mmHg とし、各段階で、0.3~0.5 号煙燃焼を条件として、最大噴燃量を求めた。噴燃量に対する通風力の関係を第6図に示す。火皿上空気口付近における火室通風力は図のように、高負荷になるにつれて、煙室通風力の影響力が弱まってくる。最大噴燃量は、煙室通風力 12 mmHg において、1,230 l/h (1,020 kg/h) であったが、1 号煙まで許せば、1,280 l/h (1,061 kg/h) であった。煙室通風力は比較機(吐出筒口径 145 mm)と、ほぼ同じであるので、現地で吐出筒口径 115 mm によるときは、この噴燃量を保持できるものと考ええる。煙色が目測によるものであるから、同一煙室ドラフトのときでも、噴燃量には相当ばらつきが現れているが、通風力 12 mmHg における値は比較的一致した。

5.3.2 バーナ特性

火室通風条件が、第6図の状態のときの、各噴燃量に対する良好な噴射蒸気圧力は第2図のプロット点のようで、計画曲線とほとんど一致する。このときのボイラ全蒸発量に対する噴射蒸気消費量の割合は、2.3~2.4% である。バーナ1個の最大噴燃量は 850 l/h (700 kg/h) であり、火が消えないで安定を保つ最小噴燃量は 120 l/h (99 kg/h) であった。また、バーナ2個使用



第6図 通風力曲線

の場合の最小噴燃量は 320 l/h (264 kg/h) であり，最大噴燃量は前述のように 1,230 l/h (1,020 kg/h) であったが，1号煙まで許せば，1,280 l/h (1,061 kg/h) であった。したがって，噴燃量は 99～1,061 kg/h の調整ができる。

5.3.3 過熱蒸気温度

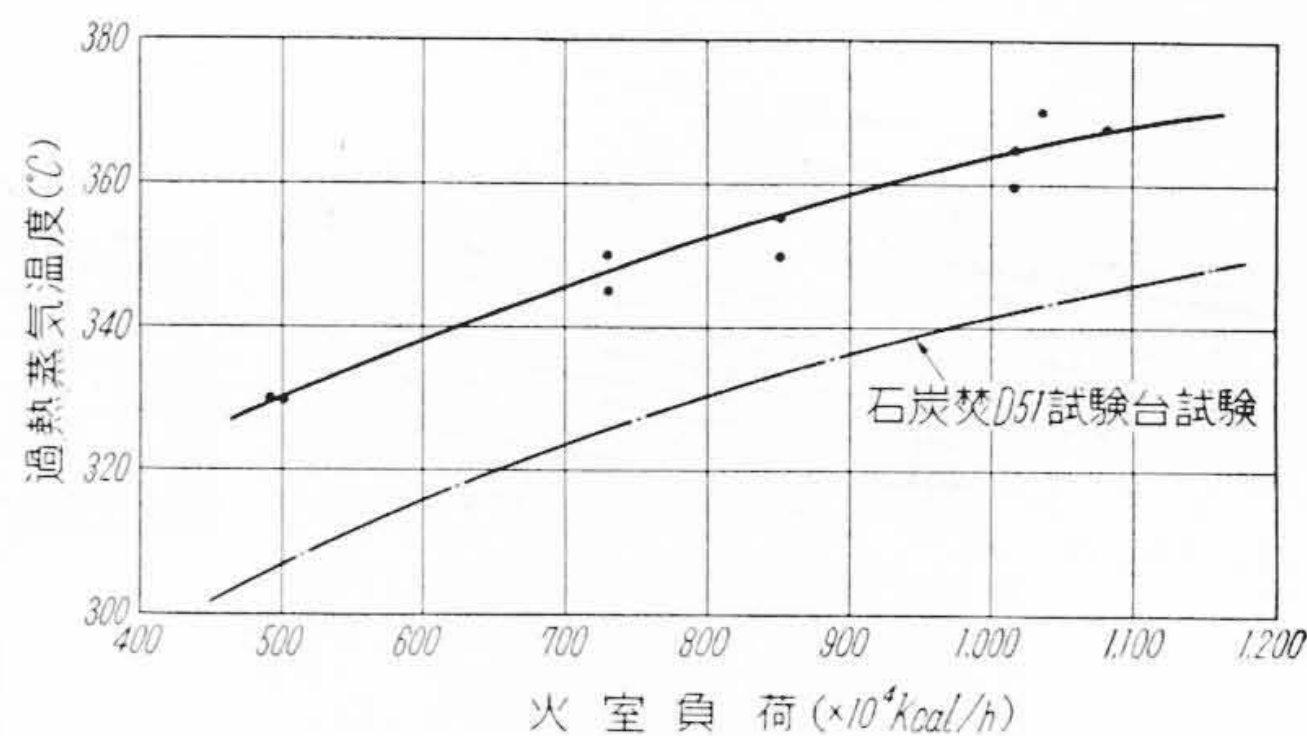
火室負荷に対する過熱蒸気温度を第7図に示す。過熱面積を減少して設計したため，ほぼ，計画目標値 350℃に一致し，高負荷では約20℃上回る。比較機に比し過熱温度が上回る点で，油焚は有利である。油焚では，火室の一部が，レンガ積で裏張りされ，輻射吸収熱が減少すること，あるいは，石炭火床による輻射がないために，煙管内ガス温度が比較的高くなることによるものと思われる。

5.3.4 修正実際蒸発量および蒸発力

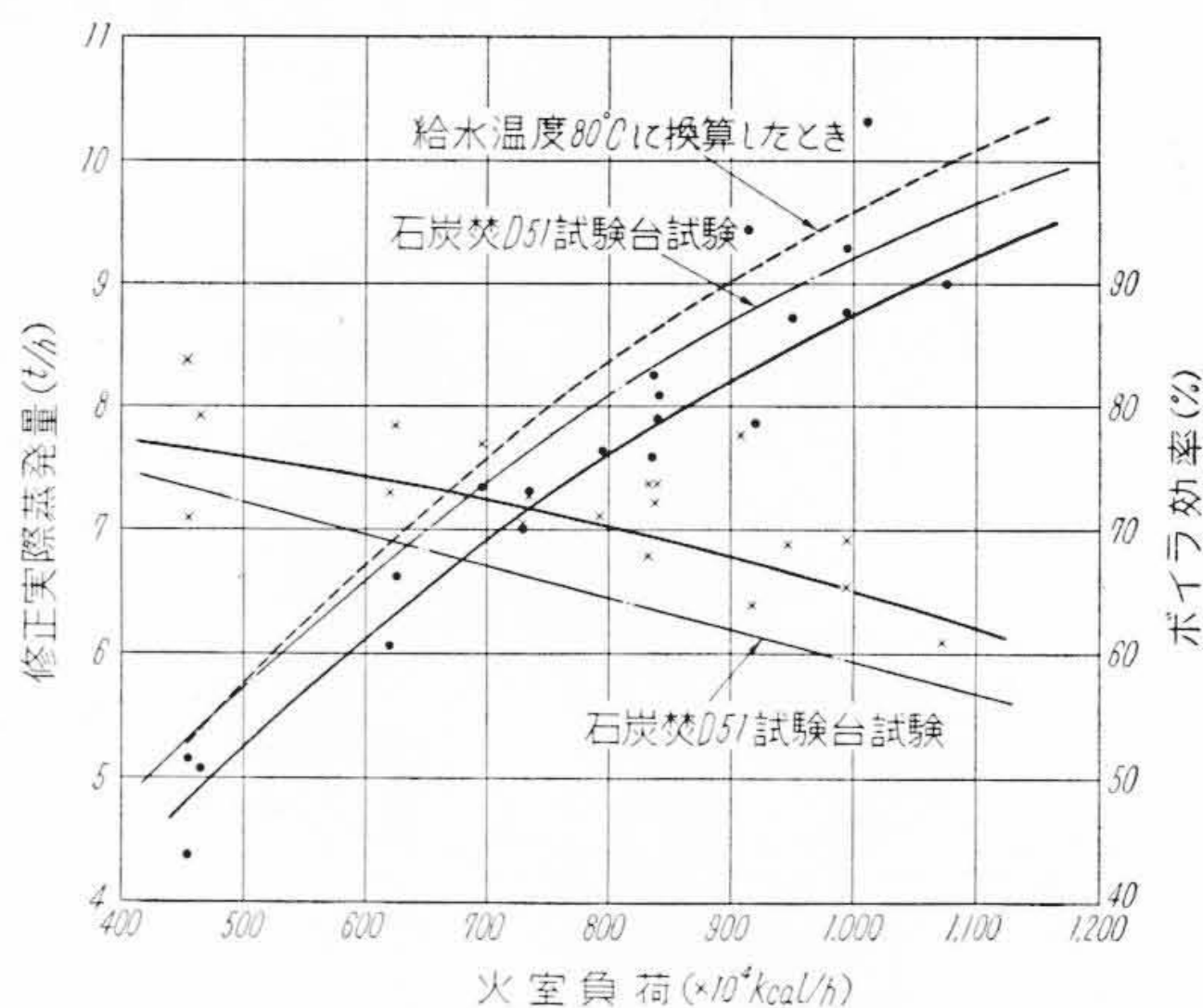
第8図における修正実際蒸発量は，試験より得たボイラ効率を用い，実際に使用した燃料で，ボイラ水位の増減がなかったとして求めた実際蒸発量であり，給水温度が15℃であったため，比較機より，やや下回るが，現車では排気インゼクタにて給水されるので，給水温度は約80℃となり，点線のように上回るものと考えられる。この結果から，0.5号煙燃焼で最大 9.6 t/h，1号煙では，約 10 t/h を蒸発しうることがわかった。

5.3.5 ボイラ効率

第8図のように，比較機に対して，約5%良好にな



第7図 過熱蒸気温度曲線



第8図 修正実際蒸発量およびボイラ効率曲線

っているが，これは燃焼効率が高いことと，相当蒸発量が上回っていることによるものである。蒸気機関車ボイラとしては良成績であり，当初のバーナ容量決定の際の仮定効率ともよく一致し，バーナ容量を変更する必要もなかった。

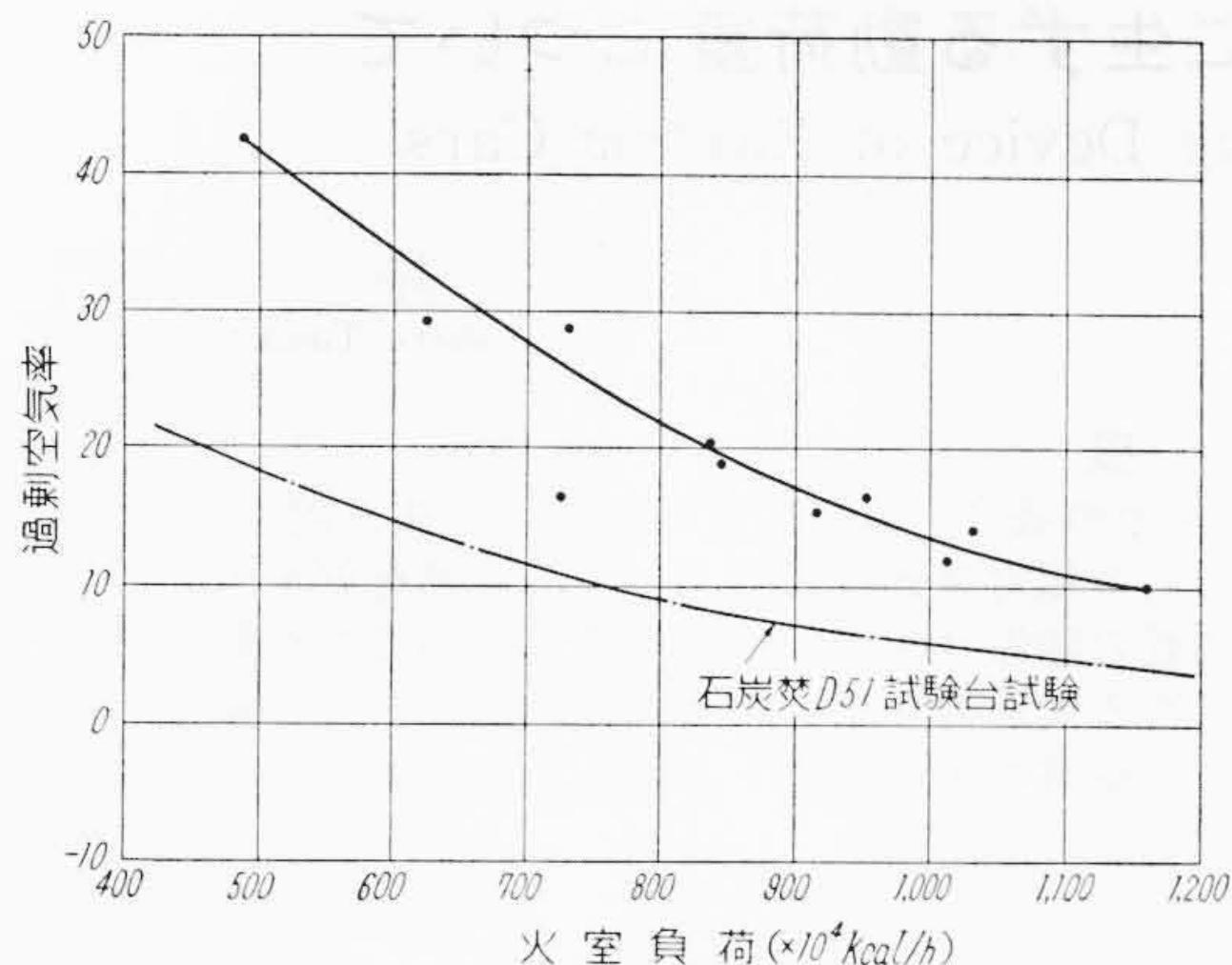
5.3.6 過剰空気率

低負荷においては，空気過剰であり，高負荷 1,160 × 10⁴ kcal/h (噴燃量約 1,400 l/h) 程度以上では不足気味で，急速に黒煙燃焼となる。低負荷において過剰となっているのは，風戸開度に適正を欠いたためで，開度を小さくして使用すべきである。0.5号煙燃焼においては，過剰空気率 13～20%が適正なようである(第9図参照)。

5.3.7 昇圧試験

冷縮状態より定圧(14 kg/cm²)に達するまでの昇圧曲線を第10図に示す。試験は，ボイラ水初期水位を水面計中央とし，通風は通風器により，0号煙を条件として，油量調節コック開度を求め，風戸も良好な開度として，試験中は一定とした。また，バーナは片側運転とし，安全弁吹出までを昇圧時間とした。

図中，曲線①は，定圧に達するまで他機の蒸気を 5 kg/cm² に減圧して通風三方コックより通風器，およ



第9図 過剰空気率曲線

び噴射蒸気用として取り入れ、バーナ噴射蒸気側は 2kg/cm^2 に絞って試験した場合で、所要時間、98分、使用燃料 236 l であった。曲線②は定圧に達するまで、 5kg/cm^2 の圧縮空気を使用し、バーナ噴射空気圧は 2kg/cm^2 として試験した場合で、所要時間 122分、使用燃料 244 l である。曲線③は、ボイラ圧力が 5kg/cm^2 に達するまでは②と同様の方法で圧縮空気により、その後は自己蒸気に切り換えて試験した場合で、所要時間 109分、使用燃料 253 l であった。なお、ボイラ水初期温度は 20°C である。

以上、いずれも石炭焚機関車に比較して断然すぐれている。

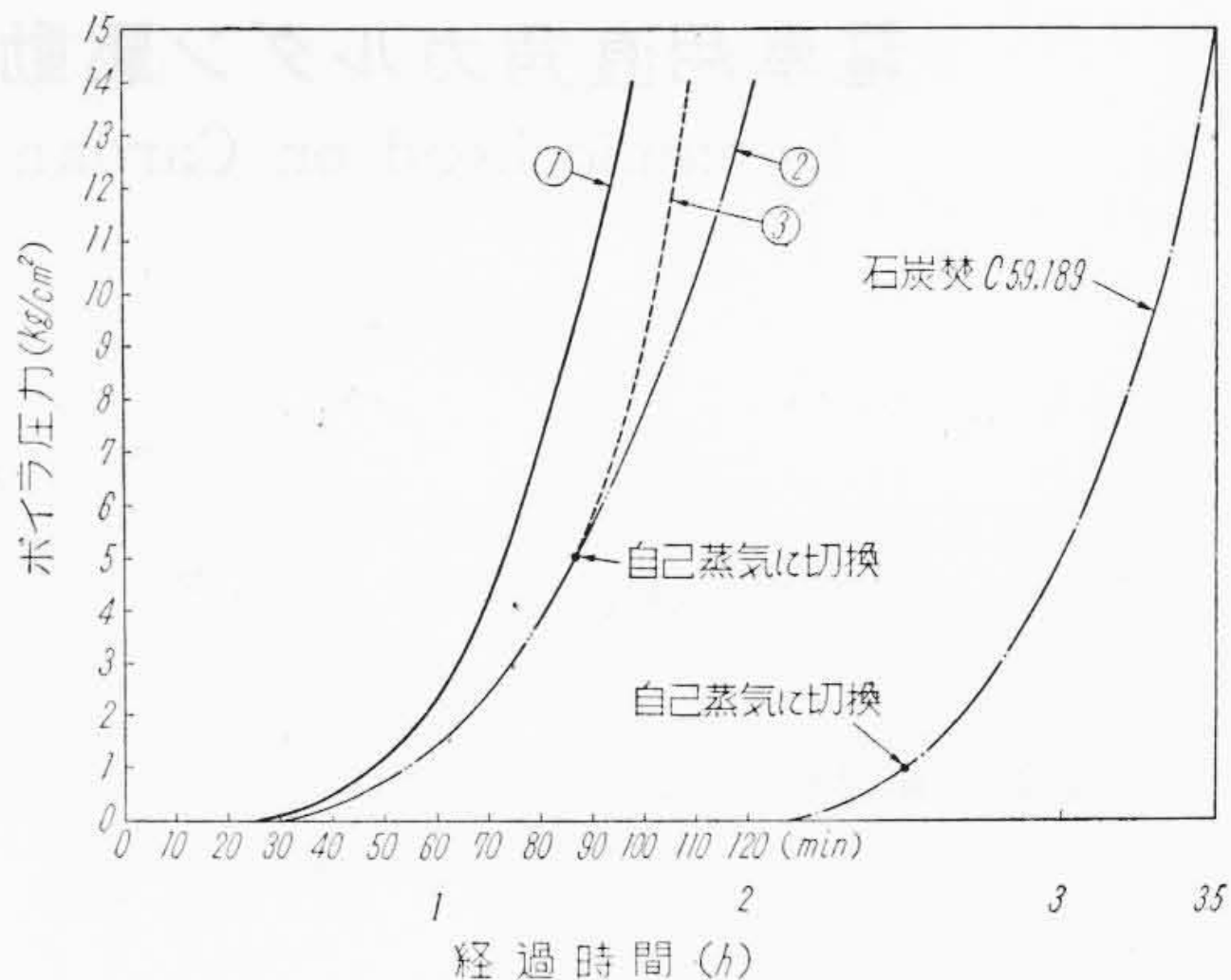
5.4 試験総合

以上、停止放気試験結果より、現地運転について、おおむね次のことがいえる。

- (1) 在来の石炭焚機関車に比して、すぐれた性能を持ち、同程度の通風力で、蒸発量約 10 t/h を発生できたので、現地においては、 115mm 吐出筒口で牽引条件を満足する性能を発揮できる。
- (2) 噴燃量を $99\sim 1,061\text{ kg/h}$ に調整できたので、現地下り勾配運転時における要求を満足する。

6. 結 言

以上ポリビア向蒸気機関車の油焚装置の設計の概要と特異性、およびその停止試験成績について概説した。油焚装置においては、バーナ性能とこれに適合する火炉構造いかんによってその良否が決定することは論をまたないが、特に機関車の場合、比較的せまくかつ特異な形状を



第10図 昇圧曲線

有する火室で、非常に高い負荷で燃焼を行わねばならない関係上、特有の通風力特性と関連して火室をいかに有効に燃焼に寄与せしめて効率を上昇するかが最も問題である。本機関車においては、さらに高地における性能発揮の問題が加わり、これらの点に最も苦心が払われたわけであるが、本設計および試験を通じてこれらを解決し得たと信ずるものである。

最後に幾多の貴重な参考資料を提供いただいた当時の国鉄臨時車輛設計事務所高桑技官、および鷹取工場車輛課のかたがた、および本装置の製作、試験に協力をいただいた大阪重油炉製作所のかたがたに深甚の謝意を表する次第である。

「日立評論綴込カバー」

特価1組 ￥50 (送料共)

「日立評論」の綴込み用として綴込みカバーを発売いたしております。

御希望の方には実費でおわかし致しておりますから下記に御申込み下さい。

東京都千代田区丸の内1の4(新丸ビル7階)

日立評論社

振替口座東京71824