

In April 2022, Osaka City University and Osaka Prefecture University merge to Osaka Metropolitan University

Title	C53 型蒸気機関車試論(4/4)：近代技術史における 3 気筒機関車の位置付けと国鉄史観, 反国鉄史観
Author	坂上 茂樹
Citation	経済学雑誌, 110 卷 3 号, p.79-168.
Issue Date	2009-12
ISSN	0451-6281
Type	Departmental Bulletin Paper
Textversion	Publisher
Publisher	大阪市立大学経済学会
Description	
DOI	

Placed on: Osaka City University

Osaka Metropolitan University

C53型蒸気機関車試論(4/4)

—近代技術史における3気筒機関車の位置付けと
国鉄史観，反国鉄史観—

坂 上 茂 樹

目 次

はじめに	(2) C53のクランク，“中ビク”回り
I. 3気筒機関車を巡る国鉄史観	X. C53の弁装置に係わる諸問題
II. 反国鉄史観の典型としてのWikipedia の項目「国鉄C53形蒸気機関車」	(1) C53におけるGresley式合成弁装置に ついて
III. 3気筒蒸気機関車とは——その生成，一 般的構造ならびに得失	(2) C53における“金縛り”に係わる諸問 題
IV. Gresley式3気筒蒸気機関車の創生	XI. C53からC59へ
V. Gresleyバシフィックの創生と発展	(1) 台枠の設計と開発におけるストーリー について
VI. ALCOにおけるGresley式3気筒機関 車の開発	(2) 車両限界と機関車断面構成
VII. C52からC53へ	(3) 2気筒化と力学的問題の帰趨
VIII. C53に見る国産化技術の歴史的位相 (以上， $1/4$ — $3/4$)	(4) C59のボイラ
IX. C53の“中ビク”ならびに中央クランク ピンに係わる諸問題	(5) その後の満鉄ミカニ
(1) 蒸気機関車という原動機の特異性	おわりに

(完)

IX. C53における“中ビク”ならびに中央クランクピンに係わる諸問題

(1) 蒸気機関車という原動機の特異性

動力発生装置としての機関車の特異性は仕業の定刻性の具体化が負荷率の変動を通じて実現される点に求められる。即ち、機関車の負荷率は据付機関や船用機関の多くとは逆に、ある時には高く、またある時には極端に低い。森らは既に見た通りこの点について、

機関車は不完全なる基礎の上に並べたる二本の軌条を頼りて晝となく夜となく走行し、山に登り谷に下りて常規を逸せず。或は徐行して一時の進退を争ひ、或は疾走して一時間に能く六十哩の距離に達す。

とも、また、

狹隘なる場所に一切の兵器と一切の兵糧とを貯え出で、数百哩の外に使い、風雨寒暑を厭はず常に分秒を過たずして発着し、時々刻々変化する抵抗を受けて事とせず、逆に立て順に守るもの、其の境遇に於て据付機関と同日の論にあらず。

とも述べていた。

大きな、そして絶え間ない負荷変動こそがその仕業の特徴である。そして、これを冷静に言い換えるならば、機関車の平均負荷率は発電用や船用の原動機と比較すれば極めて低い、ということになる。

因みに、クランクジャーナルおよびクランクピンに対する最大許容圧力 (kg/cm²) の例を表9-1に示す。

表9-1 各種蒸気機関におけるクランク回りの許容応力

	クランクジャーナル	クランクピン
高速蒸気機関	28～40	28～40
低速蒸気機関	60～80	60～80
船用蒸気機関	30～40	30～40
蒸気機関車	100～120	100～120

池澤 保「蒸気機関設計」産業図書、1946年、266、278～279頁、参照。

この数値は蒸気機関車における平均負荷率が何故、低くあらねばならぬかを示すデータともなっている。

また、レシプロ原動機たる蒸気機関車においては、自動車に言うエンジブレーキによる負荷さえ、構造上、即ち、バイパス弁があるため、ほとんど発生しない。勿論、幾分かポンピングロスと蒸気圧がリング背圧として作用していない状況下におけるフリクション・ロスは発生し続けるが、惰行運転時においては圧縮圧由来の軸受負荷は発生しない。絶気運転というのは蒸気機関車の軸受にとっては、ある意味、無くてはならぬ息抜きであった。

これに対して自動車機関、とりわけ吸気絞りを伴わないディーゼル機関においてはエンジンブレーキ作用時、圧縮圧由来の軸受負荷が圧縮によるピストンリング背圧上昇に伴うフリクション・ロス増分、圧縮仕事による発生熱の気筒壁への伝達・散逸分、という形で継続する。ガソリン機関においてはこれらが小さくなる反面、ポンピング・ロスはより大きくなる。内燃機関の軸受は機関が“力行”していない時でも結構、虐げられていることになる。

因みに、ごく例外的にはあるが、“ブレーキ機関車”と称し、進行方向と逆方向に逆転機を入れ、気筒を圧縮機として用いることで通常の蒸気機関車にはない制動力を発揮するよう改造された機関車も存在した。これは機能的には商用車用ディーゼル機関における排気ブレーキに相当するもので、その圧縮仕事を機関車性能試験時の負荷に、あるいは連続下り勾配における列車制動補助に用いようという発想の賜物であった。

鉄道省では1940年度、8850型 (2C)、8866号機をこれに改造、テストを行った¹⁾。主たる変更点は、空気加減弁、安全弁および気筒過熱防止用缶水注入装置の取付であった。

本機は機関車性能試験時の負荷として約5tのブレーキ力を発揮し、速度も±2 km/h以内で安定していた。連続下り勾配での制動試験においても本機は4.5tの制動力を維持した。しかし、この“ブレーキ機関車”はドイツ、フランス、イタリア等では機関車試験用負荷として相当長い使用実績を有したらしいが、わが国においてはこれ以上、発達も普及も遂げなかった。機構複雑、操作が誠に厄介な上、軸受部を含め、機械的負荷が大き過ぎ、なおかつ気筒へのシンド吸入等を避けるのが相当困難だったためであろう²⁾。

この試みを通じて機関車設計の特殊性に係わる問題が馬脚を踏すことになっている。何となれば、

クランクピンその他の軸受部が上り勾配に於て相当荷重を受け、下り勾配で更に続けて圧縮機関として相当の荷重を受けることになるから各軸受部の温度が過大となる危険があるため……

ブレーキ機関車のブレーキ力は一時的にはかなり大きく出来るが連続的には動輪上重量の $\frac{1}{10}$ ~ $\frac{1}{7}$ 位と見るべきである (田中・横堀、順序は入替えてある)。

などという教訓が得られているからである。これは何ともひ弱なコトではないか！

1907年に建造されたイギリスの高速客船モーレタニアが1909年、大西洋横断 (西航) の速度記録を平均時速26.06ノットに塗り替え、ブルーリボンを奪回した時、彼女は6000tの石炭を積み、毎日約1000tを焚き続け、4日と10時間51分、フルパワーで航海を続けた³⁾。

如何にも剛毅なことであるが、そもそも船用機関というモノの持久力は4日、5日といったオーダーに留まるモノではない。まっとうな船用機関なら、燃料油、潤滑油、冷却水さえくれてやれば半年でも1年でもフルパワーで回り続けるであろう。発電用原動機の持久力は更に凄まじい！

このような芸当は仮令、台上試験であったとしても蒸気機関車には到底不可能である。蒸気機関車は如何にも勇猛そうに振舞うが、その最大出力たるや“火事場の馬鹿力”に類するモノ

1) 言うまでもなくこの8850型 (Borsig [ドイツ]) は鉄道省における国産急客機、18900 (→C51) 開発に先立ち、急行旅客用機関車のサンプルとして8700 (North British)、8800 (Berliner [ドイツ])、8900 (ALCO) と共にサンプル輸入された2Cの軸配置を有する機関車群のひとつで、8700以外は過熱式であった。もっとも、当該の8866号機は輸入品を真似た川崎造船所による国産機である。

2) 日本機械学会「昭和16年版 機械工学年鑑」325~326頁、田中太郎・横堀進「ブレーキ機関車に就て」『日本機械学会論文集』Vol. 7, No. 28-1, 2 (1941年)、横堀進『鉄道車両工学』76, 78頁、参照。但し、蒸気機関車のブレーキが蒸気ブレーキや真空ブレーキであった古典的時代や、乗務員が空気ブレーキの取扱いに慣熟していなかった頃には逆転機をリバースに入れ、エンジブレーキに頼ることはまま、あったようである。松原前掲「蒸気機関車とともに」15, 50, 85, 98頁、参照。

3) 船用蒸気タービンプラントの技術史に関しては拙著『船用蒸気タービン百年の軌跡』ユニオンプレス2002年、参照。

に過ぎない。ボイラ馬力の制約もあるが、*Mallard* が身を以て示してくれたように、機械的な制約も実のところ大きい。しかし、それは決して欠陥なのではない。

その正常な使用条件からしてそれで一向に構わぬワケである。そもそも、何処までも続く高速運転も無ければ、果てしない連続上り勾配などというモノもあり得ないからである。

それ自身の使用条件に即した適応進化のためには“無数の真理”が“其の内に含有”されねばならぬのは道理であり、その結果が“矮小なる体内に多大の動力を包蔵す”る勇壮な姿となって現れていたワケである。この点、蒸気機関車は自動車に酷似している。否、蒸気機関車に限らず、鉄道車両というものは本質上、船用機関などよりも仇敵である自動車の方に似ている。血統的に船用上りである国鉄制式ディーゼル機関が極めてみっともない開発の道程を歩んだことの根源的理由もこの辺りに在る。

(2) C53 のクランク、“中ビク” 回り

それはともかく、C53 の“中ビク” 軸受をはじめ、蒸気機関車部品の負荷容量は元来、最大出力に対して不足気味に設定されている。ギリギリに贅肉を削ぎ落としてそこに至るのは荆の道である。然しながら、仮にもこれが平時の仕業にも事欠くほど少なきに失しており、何とか今少しの持久力を持たせねばならぬとすれば、方途としては適材の選択、応力の切下げ、潤滑の工夫……、これ位しか無い。

先ず、力の伝達経路順に中央主連棒から瞥見してみよう。当然のように図9-1に示すC53の中央主連棒太端はC52譲りのオープンエンド+ストラップ（—C+⊕）方式であった。

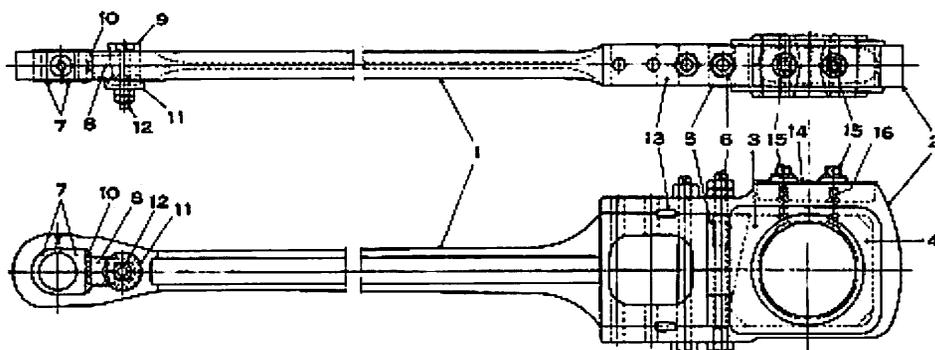
この点と油壺が2個になっている以外でC53のそれが鉄道省における他の蒸気機関車の主連棒と別段に変わった形状であったワケではないが、その材質はストラップ共々、炭素-V鋼というC52譲りの、鉄道省にとっては新たな鋼種であった。西尾はこの点について述べた上、「従来主連棒の特殊鋼材料としてはニッケルクローム鋼を採用したが此の機関車には上記の材料を用ひ他のものも之に変更するやうになつた」(『三気筒機関車の研究』181頁)、と続けている。ここに言う「従来」とか「他のもの」がD50初期のそれのみを指すことは状況的に明らかである。余り虚勢を張るものではない。

なお、C53には主連棒以外にピストン棒、同ナットにも炭素-V鋼が採用されている。クランク車軸にもそれは採用されているのであるが、こちらは少しハナシがヤヤコシクなる。

当初、C53の初期に採用されたそのクランク車軸は、先にも述べたように、特殊鋼製一体鍛造品(図9-2)であった。

ご覧のように、他の3気筒機関車のそれと同様、ジャーナル部とピン部との間のオーバーラップが全く無い、非常に間延びしたモノであるが、この設計自体はピストンの行程が長く、最大ガス圧→最大トルクが低い以上、致し方ないプロフィールであった。これを太く丈夫にすれば重量も軸受の周速も過大となり、悪影響が出るばかりとなる。

図9-1 C53の中央主連棒

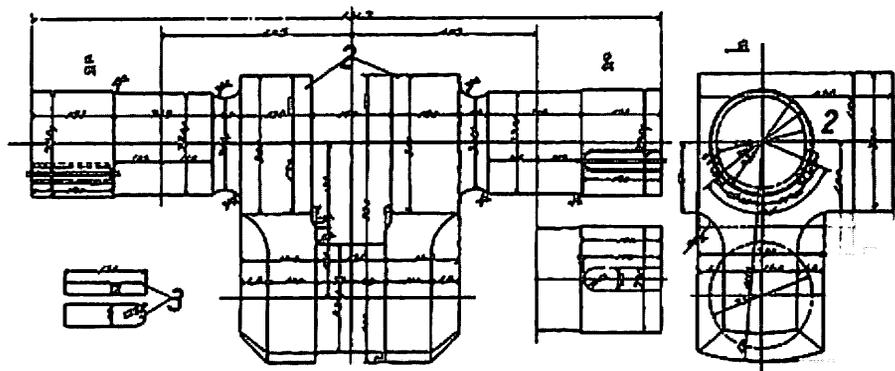


1 主連棒體	7 主連棒細端受金	12 主連棒細端楔ボルト
2 主連棒太端	8 主連棒細端楔受	13 キ
3,4 主連棒太端受金	9 主連棒細端楔	14 油壺蓋座
5 主連棒太端楔	10 主連棒細端楔ライナ	15 油壺蓋
6 主連棒太端楔ボルト	11 主連棒細端楔ボルト座	16 サイホン管

機関車工学会『機関車名称辞典』184頁、第151図。

中心間距離 2700 mm, 通常構造の太端を有する外側のそれは 3100 mm。

図9-2 C53初期の一体型クランク軸



鉄道史資料保存会『C53形機関車明細図』2000年、221頁より。

イメージの把握を妨げる寸法補助線は濃度を下げてある。クランクピンの寸法は 230φ × 150 mm。フィレット部には隅肉 R が付けられているようである。ウェブ厚 160/150 mm, ジャーナルは 220φ × 215 mm。同くびれ部 205φ × 60, 70R。第1・3動軸はジャーナル 200φ, 中央ストレート部 185φ。

なお、上述の通り、【8200形 (C52形) 機関車明細図】153頁に拠れば C52 の組立式クランク車軸は一回りゴツく、クランクピン 241φ × 152 mm であったが、ジャーナル並びにウェブもそれぞれ 230φ × 241 mm, 165 mm と太目であった。

ただ、C52の組立式クランク車軸とは違い、普通の釣合錘が無かった点に再度、注目したい。これ位の鍛造品になると釣合錘を一体成型するのは確かにホネであるが、小器用なバラシングに挑みさえしなければ、これに釣合錘を別体で後付けという方案もあった筈である。しばしば語られる特殊鋼の節約云々の理屈など全くの筋違いで、後付けなら炭素鋼の別体成型品をアリ組に留めてボルトで固定すれば良いだけである。

それにも拘らず、この措置を講じなかったのは「設計陣が枝葉末節にとらわれ、全体を見ずその本質を見失っていた」という意味において完全な設計ミスであった。“鳥式バラシング”や“cross balancing”などに拘泥する一方でこの有様——まさにバラシング倒れである。

かような設計に拠ればクランク車軸の中央クランクにかかる遠心力は動輪の釣合錘によって均衡せしめられる他無くなるワケである。繰返しにはなるが、これではクランク車軸に強い内部モーメントが働かざるを得ない。この内部モーメントは軸を曲げ、主軸受、つまり車軸軸受をこじめる作用をなし、曲ったままの状態でも回転を続ける軸の作用によって軸受の帯熱や軸受寿命の短縮が招かれずには済まない。

また、クランクジャーナルおよびアームには曲りを生じ、クランクピンにも大きな曲げモーメントが働く。こんなことになれば、“中ビク”に問題が起こるのは必定であり、軸及び軸受メタルの異常摩耗や帯熱は当然、悪くすれば応力集中の結果としてクランク軸折損に到る位のことには目に見えている。それはまさしく、同時代における内燃機関技術史の教訓であった。

海外の技術情報に通じ、商工省標準形式自動車や鉄道省標準ガソリン動車の設計に際してはその取りまとめ役を果たし、あまつさえ『自動車工学実験法』（共立出版、1944年）なる著書まで物した鳥が、この程度の感覚を持ち合わせなかったこと自体、誠に不可解と言う他無い⁴⁾。

4) 実を言えば、商工省標準形式自動車“いすゞ”系6気筒ガソリン機関や鉄道省標準ガソリン動車用機関にも釣合錘無しのクランク軸が与えられていた。

“いすゞ”は多方面に廉価版設計を余儀無くされているが、クランク軸もこの国における型鍛造技術の遅れを所与の条件として安上がりにとめられた。これに中途半端にも釣合錘4個（前後端各1、中央2）が後付けされるようになったのは開発から実に21年を経た1954年型からである。機関部設計における負の遺産一つの解消にこれだけの時日が費やされたことになる。もっとも、それすら“トヨタ”の不作や“ニッサン”の無策よりはマシな歩みであった。無論、陸軍統制発動機を勝ち取って行く“いすゞ”ディーゼル機関のクランク軸は最初期から一貫して釣合錘付（フルバラシ）であった。

なお、通常、列型航空発動機のクランク軸に釣合錘が無いのは安く上げるためではなく、徹底した軽量化のためであり、かつ、航空発動機においては部品交換が頻繁で、自動車機関の如き主軸受メタルの耐久性など問題にもならないからである。

国産自動車用ガソリン機関のクランク軸については矢島英吉「54年型いすゞDG32型ガソリンエンジンに就いて」（『いすゞ技報』第19号、1954年）、拙稿「戦前戦時のトヨタ貨物自動車用ガソリンエンジンについて（1）、（2）」（『LEMA』No.468、470、2002、'03年）、同じくディーゼルのクランク軸については、いすゞディーゼル技術50年史編集委員会『いすゞディーゼル技術50年史』1987年、63～67頁、拙著『日本のディーゼル自動車』日本経済評論社1988年、226～237頁、“いすゞ”用変速機のブアな設計については拙著『鉄道車輛工業と自動車工業』第6章第2節、参照。

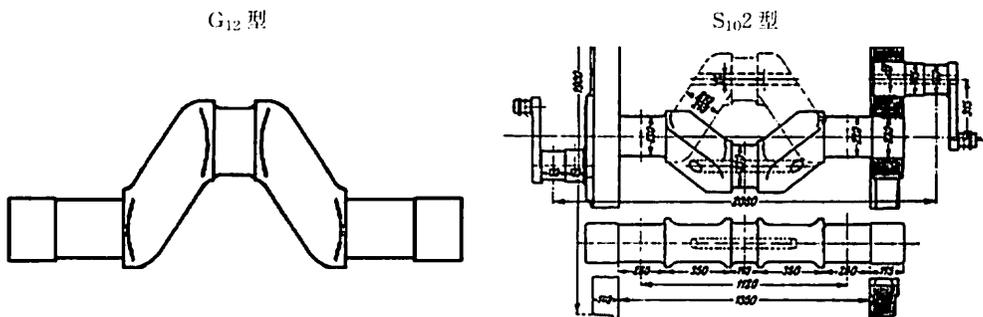
また、鉄道車両車軸は走行中、常時“回転曲げ試験”に供されるが如き存在であるから、バネ上重量を支える役割を分担する3気筒蒸気機関車のクランク車軸にはクランク軸デフレクション（弾み車重量によって陸船用中・大形内燃機関のクランク軸に生ずるアームの開閉）に輪をかけたような変形が必ず発生する。中央クランクピンに作用する遠心力に対して部分釣合を取らぬままにし置けば、遠心力とバネ上荷重との絡み合いによってクランク車軸には複雑な応力が作用し、これを責め苛む事態は不可避である。Gresley 型“中ビク”への完成メタル適用時におけるメタル摩耗値（第V章 第4節）を想起されるがよい。その $0.1\text{ mm}/80000\text{ km}$ という僅少な摩耗率こそは健全なクランク車軸の存在に裏付けられた、異常摩耗やメタル焼けに呻吟したC53の境地とは全く異次元をなす世界の存在証明に他ならない。

然しながら、3気筒機関車のクランク車軸に関しては、C53初期のそれと同じ一体式という範疇の中においてさえ、これとは異次元に属するモデルが存在していた。第III章 第1節で若干言及されたドイツ（プロイセン）国鉄や、同じくL.N.E. 鉄道の前身会社における古い実施例がそれである。以下、素性のヨリ明らかなプロイセン国鉄の初期3気筒機関車のクランク車軸から紹介を試みておこう。

出現順位とは逆の取り上げ方になるが、図9-3の左側、G₁₂は軸配置1E、ボイラ蒸気圧14 atm、気筒D×S=570×660 mmの3気筒貨物機で、その駆動方式は第3動軸集中駆動、動輪径1400 mm、機関車単体運転整備重量93 t、最大運転速度65 km/hという機容であった。同型式は1D1の満鉄ミカニと似通ったサイズながら、低規格路線での運用が考慮されていたため、動軸数が1つ多いだけでなく、ボイラは細目で、火室も申し訳程度の広火室であったから、重量的にはミカニより20%ほど小さく、運転速度も低かった。

この太目でやや間延びしたシンプル極まるクランク車軸には釣合錘は取付けられていない。

図9-3 プロイセン国鉄 G₁₂ 型及び S₁₀2 型蒸気機関車の一体鍛造クランク車軸



G₁₂ 型：Robert Garbe, *Die Dampflokomotiven der Gegenwart*. Springer, 1920 (August Steiger, 1980/81).

Band II *Tafelband*. Tafel 10 より作成。S₁₀2 型：ditto, Band I *Textband*. S. 352, Abb. 488 より。

G₁₂ 型：クランクピン寸法 250 φ × 170 mm、ジャーナル 225 φ × 260 mm、他の動軸はジャーナル 215 φ、中央ストレート部 200 φ。

S₁₀2 型：同じくそれぞれ、230 φ × 140 mm、220 φ × 250 mm、他動軸、210 φ × 260 mm、200 mm。

つまり、この設計は低回転域での性能を重視し、バランシングを動輪の釣合錘に100%任せ切った上、軸に働く振りモーメントや内部モーメントなどはそれ自身の太さとゆったりした曲げ角によって吸収させれば良いという実に横着な設計思想の具象化であった。

然しながら、如何なドイツとは言え、回転を上げて高性能化を図るべき圧力の作用下においてはかような横着設計はその馬脚を顕した筈である。

実際、右側の図に示される通り、1980 mm 動輪を有する同時代の、実際には3年ほど先に投入された2C旅客機 S₁₀2 (14気圧、気筒 D×S=500×600 mm、動輪径1980 mm、機関車単体運転整備重量 81.24 t、最大運転速度 110 km/h) のクランク車軸は G₁₂ のそれと同様の形状ながら、クランクピン部に 60 φ の孔を穿つ中空加工が施されていた。

また、1934年に2両試作され、同じく2両造られた2気筒版との比較テストに勝ち、1937年に追加8両の製造を見た勾配線区用84型3気筒 1E1 タンク機関車のクランク車軸は S₁₀2 同様の仕様ながら、ピン部の孔径拡大とジャーナルにまでの中空加工により、不釣合重量軽減を含む更なる軽量化措置が講じられていた。これは最大運転速度が 70 km/h から 80 km/h に引き上げられた増備8両における変更点であったのかも知れない。もっとも、同じ最大運転速度を有する G₁₂ の後継機 44 型のクランク車軸においては、写真から判断する限り、個別別中空加工の有無が在ったようである。

それにしても、ドイツという国は3気筒パシフィック急客機 03¹⁰ は元より、A4 *Mallard* に次ぐ 200.4 km/h の記録を樹立した試作3気筒高速機 05 にまでこの中空加工を施しただけの横着設計型クランク車軸を用い続けたのであるから、横着もここまで徹底すれば見上げたモノである⁵⁾。

このクランク車軸の容貌は如何にも鍛流線の良好な繋がりを誇示するかの如くに見える。当時の設計者、Garbe は、S10¹ をはじめ、ドイツで幅を利かせていた同じ鍛造→削り出しの4気筒機関車用 90° クランク車軸 (面倒な鍛造工程と凄まじい機械加工の手間!) と比較すれば、こ

5) 84型の中空加工クランク車軸については cf. Friedrich Wilhelm Eckhardt, *Die Konstruktion der Dampflokomotive und Ihre Berechnung*, Berrin, 1952 (reprint, Stuttgart, 2009), S. 38, Bild 15.

44型のクランク車軸の写真としては cf. Walter Weikelt, Manfred Teufel, *Die Technologie der Ausbesserung der Dampflokomotiven*. 1962, (reprint, Stuttgart, 2005), S. 96, Bild 46, S. 99, Bild 50, S. 100, Bild 52, Weisbord und Barkhoff, *Die Dampflokomotive-Technik und Funktion. Teil 2, Dampfmaschine, Fahrgestell und Triebwerk* (Eisenbahn Journal Archiv), 1994, S. 44. Bild 110~112, S. 73, Bild 174.

A4 の 2032 mm に対する 05 の 2300 mm という動輪径が象徴するように、イギリスと比べれば、わが鉄道省が範と仰いだドイツの機関車設計には高回転に攻め込むという姿勢が欠けていたから、ドイツではかような横着設計が最後まで幅を利かせていたのである。この体質差を明快に示したのが英独蒸機の比出力比較を視覚化した高木『近代英国蒸機の系譜』11頁の図 1.1 である。03¹⁰ 及び 05 のクランク車軸については cf. André Chapelon, translated by George W., Carpenter, *La Locomotive A Vapeur*. U. K. 2000, p. 232, Fig. 142, p. 279, Fig. 187.

のテのクランク車軸は鍛造容易で製品の信頼性、寿命共に優れ、好まれていると伝えている。但し、ことこのクラスの機関車に限れば、ヨリ長命であったのは3気筒のS₁₀²ではなく、複式4気筒のS10¹型であった。もっとも、その間、クランク車軸の更新ぐらいは有ったのかも知れぬが……（この4気筒機関車用クランク車軸の技術史については別稿を用意している）。

一方、イギリス、L. N. E. 鉄道においても図9-3と類似の形状を有するクランク車軸が存在していた。遺憾ながら、機関車の型式は不明で、中空加工の採否、材料についても判然としない。ただ、先輪と集中駆動の主動輪である第1動輪との間延び具合から、その軸配置は2Bないし2C、弁装置が3連ワルシャート（左側返りクランクが二段重ね構造を有し、外側が揺動軸を介して中央気筒用加減リンクを駆動）になっているにも拘らず、イギリス近代蒸気機関車にはあるまじく、ピストン尻棒が存在感を發揮している事実から、Webb 複式とまでは行かずとも、相当古い機関車をリビルドした型式と推定される（cf. A., M., Bell, *Locomotives Their Construction, Maintenance and Operation*. 5th. ed. London, 1950. Vol. I, p. 79, Fig. 18. [1935年初版本でも同じ]）。

結局、既に見た Phillipson の記述などからも窺える通り、イギリスでも時代を遡るほどに、また中小形機種であれば尚更、かように間延びした設計の一体型クランク車軸は珍しくなかった、という理解に落ち着こう。

この極限からは程遠い設計には合理的開き直りが滲み出ている。C53のような1067mmゲージの3気筒機関車のクランク車軸設計においてもドイツ流の大動輪・低回転主義とワンセットにしてこの点まで丸ごと真似しておれば良かったものを、島の知性はかくの如くは割切れず、部分釣合を疎かにして小賢しいバランシング法に拘泥した。ここにC53におけるクランク車軸設計上、最大のミスが在った。

さて、C53初期の一体鍛造クランク車軸の材質に関しては鍛鋼製であったことだけは確かであるが、材料の詳細については資料によって異なった記述が見られ、時には一見したところワケの判らない様相が醸し出されている。

例えば、機関車工学会『改訂増補 機関車の構造及理論』上巻（1937年、交友社）、399頁、同『新訂増補 機関車の構造及理論』中巻（1941年、交友社）、179頁には一体型クランク車軸の材料について、「特殊鋼を用ひ然かも熱処理までも施して」あったが、最近の組立式においては加工容易な「良質の鍛鋼材（SF54）」に変更された、とあり、同『最新 機関車検修工学』（1940年、交友社）、465頁にはNi-Cr鋼の用途として「此の鋼はC53形式のクランクウェブ、ピストン棒、主連棒等機関車の部分品中強度が大で重量を軽減することを望む部分に広く応用せられて居る」と記されている、などといった具合である。

因みに、クランクウェブに、と特定するからには組立式クランクのハナシでなければならなくなる。これでは一体式クランク車軸に熱処理された「特殊鋼」が用いられていたこと位しか確かなこととしては言えないようである。

他方、西尾は「クランク軸」の材料について明確に“カーボンバナジウム鋼”と述べている

〔三気筒機関車の研究〕36, 181頁)。『鉄道技術発達史 V』の記述も「カーボンバナジウム鋼」(353頁)と断定している。『C53 形機関車明細図』の記述(221頁)も同じである。

多賀は1928年6月の『機械学会誌』(第31巻 第134号)掲載の論文、「新形三気筒急行機関車に就て」の中で「主動軸はクランク軸でカーボンバナヂウム鋼製である」、「最初一体に作ったが材質が一様にならないので組立式とした」などと述べている。これを素直に読めば材料は炭素-V 鋼で一貫しており、製造方案のみに変更があったと受け取れる。

然しながら、二代将軍 朝倉希一は、これまた明確に、クランク車軸材質が当初、Ni-Cr 鋼であったと言い遣している(『汽車の今昔』連載第10回『鉄道ファン』Vol.19 No.222, 1979年10月)。それに止まらず、朝倉はこの鋼種は粘りが強く軸受メタルとのなじみが悪い⁶⁾ため、メタル焼けを招き易かったため材質変更を行ったのだ、とまで述べている。

筆者としては朝倉ほどの地位にあった人がここまで語っているのであるから、最初期=Ni-Cr 鋼説を可としたい。だとすれば、“カーボンバナジウム鋼”を用いた一体型クランク車軸も一時期、試みられたが、間もなくこれは同じ炭素-V 鋼製の組立式に移行した、というのが最も無理のないストーリーであろう。

ところで、最初期=Ni-Cr 鋼説を採るにしても、その傍証となった朝倉のメタル焼け云々についての説明自体はどう見ても頂けない。切削加工における被削材の靱性を問題にしているワケでもあるまいに、材料の粘り、靱性と軸受メタルの帯熱とを関係付けるのは土台、無理である。現に、Ni 鋼、Ni-Cr-Mo 鋼と並んで Ni-Cr 鋼製鍛造クランク軸は航空発動機をはじめ、高速・高性能の内燃機関に散々実用されていたし、Ni を含む鑄造クランク軸も Ford などによって量産されていた⁶⁾。

Ni-Cr 鋼とメタル焼けとの因果連関に関して真に問題となるのは——クランク車軸の本質的設計不良の問題は措くとすれば——Cook による A4 改造工事に関連して述べた Ni-Cr 鋼の低い熱伝導率である。

現物の場合、これに軸そのものの設計不良から来る動的剛性の不足に起因するクランク軸の変形、即ち軸の曲り、振れ、アームの曲りが加わっていたであろう。無論、それらを幾分なりとも埋め合わせるべきは潤滑上の手当てにあった。しかし、C53 においては頼みとされるべき潤滑も著しい役不足をかこっており、それが軸受負荷を一層加重していた。この潤滑問題については別途述べる。

Ni-Cr 鋼は朝倉に依ってとんだ濡れ衣を着せられた恰好であるが、また、炭素-V 鋼も後の国鉄史観伝道師によって同じくスケープ・ゴートにされているのであるが、そもそも、と言うことは釣合錘をウェブに後付けし、部分釣合を取らずにおいた愚策を措くとしても、また鋼種の如何に拘らず、狭軌の制約の下でかような一体型クランク車軸を巧く造るには船用中大形

6) 例えば、高瀬孝次・石田四郎『発動機用材料』内燃機関工学講座第6巻、共立社、1935年、48~54頁、参照。

ディーゼル機関のクランク軸鍛造に用いられている RR 鍛造（第2次大戦中、フランスで実用化、戦後、神戸製鋼所が導入）のような生産技術が不可欠である。

かような鍛造技術を借用出来ぬ限り、1067 mm 軌間の3気筒機関車に用いられるべきクランク車軸や1435 mm 軌間の4気筒蒸気機関車用の90°クランク車軸を安価かつ高品質な一体鍛造品として調達することなど所詮、無理なハナシである。ドイツやイギリスの上記“横着設計”例は限界から程遠い設計性能という背景の下なればこそ有り得た選択である。鉄道省の技術者たちが“横着設計”に頼りもせず、当時の生産技術、1067 mm ゲージの制約の下で、あのような一体式クランク車軸を構想したこと自体、ハナから間違いなのである⁷⁾。

それにしても、鉄道省の技術陣は上から下まで Ni-Cr 鋼や炭素-V 鋼など、特殊鋼が嫌いであった。それは故無きことではなかった。特殊鋼は扱いが難しいからであり、鉄道の検修職場においては現場での修理作業が単なる部品交換に留まらず、火造り、機械加工から熱処理にまで及ぶ相当広範な工作全般を包括していただけに尚更であった。

例えば、特殊鋼の採用という点において G. N. 鉄道の K3 に相当する役回りを演じた D50 に関して、3~4 % Ni-0.25~0.75 % Cr 鋼の特性とその取扱いに関する失敗例および対策が次のように紹介されている。

本 (Ni-Cr) 鋼は必ず 800~850 °C 位で焼入れて之を 550~650 °C で焼戻して使用するのが普通である。此の焼戻しのときに他の鋼では焼戻温度から徐冷するのが望ましいのであるが、ニッケルクローム鋼では焼戻脆性と称し 560 °C 以下の温度で徐冷すると衝撃値が著しく低下する。之がためニッケルクローム鋼では焼戻の際には 560 °C に達すると油又は水中に急冷して此の焼戻脆性を予防するのである。此の特性は一般の炭素鋼に見られない性質であるためよく失敗を招くことがある。一例を述べると背て D50 形式機関車が新製されて間もない頃或る機関区で六検を施行した機関車のピストン棒コッタが新疵で折損して運転事故を発生した。依って種々調査した處此のピストンコッタがニッケルクローム鋼であったのにコッタの打込代を作る為、鍛冶場に於て幅拡げ加工をした。当事者は急冷さへしなければよいと考へたのであろうが、豈図らんや此の特殊鋼は前述の様に焼戻脆性と称する特性を有するため、遂に斯様な事故を生じたのであった。特殊鋼に対しては機関区に対して熱処理を禁止して居るが、それは斯うした特殊な性質を有するためである

7) 上述したイギリスにおける設計基準を想起されたい。

RR 鍛造とはクランク軸粗形材である丸棒鋼を赤熱し、隣接するジャーナルとなる部分 A、B、クランクピンとなるその中間部 C の3点でこれを鷲掴みにし、A と B を強く寄せながら C を牽き出して1スローを形成し、順次これを繰り返して行く工法で、鍛流線を断ち切ることに無しに材料を厳しく変形させることが可能である。RR 鍛造の概要については別稿で取り上げるが、差し当り、五弓勇雄編著『金属塑性加工の進歩』コロナ社、1978年、63、105頁、RR 鍛造粗形材の自由鍛造粗形材に対する疲労強度上の優位性については西原守・安文在・福井義典「大形 R. R. 鍛造クランク軸の疲労強さ」(『内燃機関』Vol. 9 No. 92 1970)、参照。

〔最新 機関車検修工学〕464頁、この後に Ni-Cr 鋼が C53 のクランクウェブ、ピストン棒、主連棒等に用いられている、という最初期、と思しき状況に関する記述が続く。

ピストン棒コッタとはピストン棒とクロスヘッドとを固定する楔である。D50 においては当初、ピストン棒コッタだけではなく、ピストン棒、主連棒にも Ni-Cr 鋼が採用されているが、この Ni-Cr 鋼製主連棒にもトラブルが頻発した。それは正史にも、「D50 形のニッケルクロム鋼製主連棒は使用数年を経ないのに折損するものが頻々として出た」〔鉄道技術発達史 V〕353頁と記されているほどの状況であった。

このため、1927年5月には材料を普通鋼 SF54 に切替える暫定方針が決定されたが、住友製鋼所における研究結果を元に、同6月以降、0.45～0.55% C→0.18% V 鋼への材質再変更が決定され、7月からはピストン棒もこの材料に改める方針が定められた。

しかし、この鋼種の主連棒においても相変わらず事故は頻発した。炭素-V 鋼で製造されるようになった D50 主連棒のトラブルについて今村は、

この形式の主連棒には始め、バナジウム鋼が使用せられていたが、細端の折損または疵の発生が続出し、昭和元年1カ年間に神鉄、門鉄（広鉄）の配置両数計48両中折損事故を起した事6回（6本）、疵の発生したモノ5本という驚くべき数字を示した（今村「機関車と共に」133頁）。

と証言している。

そうした使用実績に鑑み、1939年からは D50（及びこれに続いた C53）の当該部品は取換えの際、SF54 製の物に交換すべきことが決定された。

要するに、Ni-Cr 鋼時代は手探り段階での試行に過ぎず、量産品は炭素-V 鋼でスタートし、その後、普通鋼への材質変更がなされた、ということになる。この最後の部分だけは Gresley バシフィックと同様であり、かつ、これに先行した格好になっている。もっとも、その動機は全く異なっていた。

それでも、改良への意欲が完全に霧散してしまったワケではなく、C57、C59、C62 の戦後製造分と1948年に投入された E10 のピストン棒には0.80～1.20% Mn-0.80～1.20% Cr 鋼の採用を見るに至っている。しかし、1949年7月には C59179 において盛金加修後の熱処理不良により、あたかも D50 初期における如きピストン棒折損事故を再現させている。鉄道省にとって特殊鋼は鬼門そのものであった⁸⁾。

言わずもがなかも知れぬが、これより先、1936年に誕生した近代化版 D50、即ち D51 のロッド類は普通鋼 SF54 に改められていた。D51 が鉄道省における検修技術の蓄積を活かす

8) 「鉄道技術発達史 V」352～355頁、参照。川上「私の蒸気機関車史」下巻、320頁にもこの問題に係わる記述が見られ、松原前掲「蒸気機関車とともに」135～136頁に1935年頃、D50160 の主連棒小径ストラップ部の裂損事故についての証言が見出される。但し、後者の場合、材質に関するコメントは無い。

普通鋼の塊へと変じたのはある意味において立派な環境適応であり進化であった。かような意味においても、C53は、D50と共に、鉄道省蒸気機関車史上において異端の存在に終わるしかない存在であったと言える。

それでも、歴史認識における公平性を担保するため、筆者としては特殊鋼導入に対する姿勢云々に関するアメリカ産業界における歴史的挿話を対照例として引用しておかねばならない。

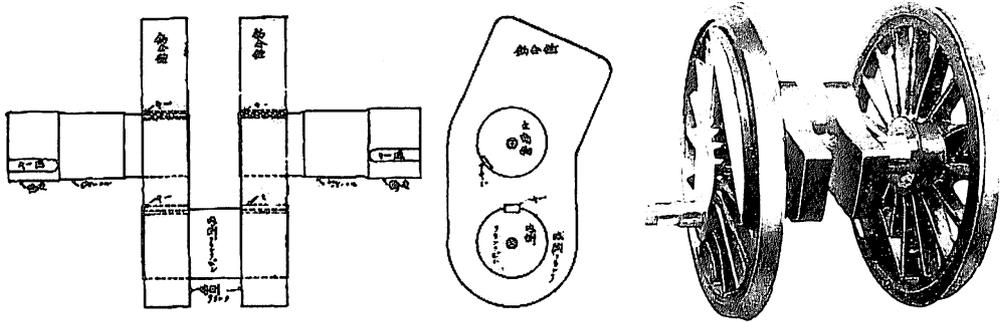
ある著者は1911年頃を回顧して書いた本の中で、当時の自動車業界が合金鋼を使用することに無関心であったことに驚いている。それによると、彼らは鋼で作ったある部品が破損すると、簡単によりねばいチャコール・アイアン（錬鉄）で作ることに変更した。そして次にそれが曲がると、今度は直ぐ設計を変えて形を大きくしたと言う。しかしこういう状態も初期の頃の話で長くは続かなかった。当初の自動車メーカー、製鋼業者、継目無鋼管業者はその製造プロセスの創始者であったが、彼らは試行錯誤の流儀で教育された人々で本当の意味での技術者ではなかった。間もなく次の年代の人達が入って来て情勢は変わった。彼らの中には訓練された技能工、化学者や機械・冶金の技術者などが多かった。ユーザー側では一定の条件の下で試験を行って、自分達が何を求めているか、また将来どうしたいのかをはっきりさせた。一方メーカー側では工場の中でどうしたら彼らの要望を満たし得るかを研究した。こうして研究方針を種々の特定された使用条件に合致する特殊鋼の開発を目標に取る風潮が始まり、それが今日まで続いている。鋼管メーカーも他の鋼材のメーカー同様この方針に忠実なメーカーが一番繁栄することになった（J. P. Boore・今井宏訳前掲『シームレス物語——米国の継目無鋼管産業発展の歴史——』101頁）。

遺憾ながら、引用しておいてBooreの言う「ある著者」が誰であるのかについては追跡不能であったことをお詫びせざるを得ないが、長い目で見ると、"特殊鋼嫌い"はどのような言い訳がなされるにせよ、技術体系の未成熟性の証左以外の何モノでもない、ということである。

閑話休題。問題のC53のクランク車軸に立ち戻れば、それはやがて成るべくして組立式へと変更された。かくすれば造り易い上に、カウンタウエイトもウェブと一体化させることが容易となる。しかし、島は図9-4に示されるように、素直にそうはしなかった。何故そのようなしなかったかについては既に述べておいた通りである。

そこで、組立式クランク車軸の材料は……となるのだが、そしてその鋼種についても機関車工学会は全て「良質の鍛鋼材（SF54）」である、と述べたり、Ni-Cr鋼が使われている、と述べたりしていたワケであるが、こちらの方は誠に明確にその材料を特定することが可能である。それは、国鉄SL図面集編集委員会編『日本国有鉄道 蒸気機関車設計図面集』45頁「第二動軸（組立式）」の付表にジャーナル、ウェブ、ピンの全てについて（かなり判読し辛い）「カーボンヴァナジウム鋼」と記されているからである。恐らく、材料の変更は為されておらず、

図9-4 C53の組立クランク車軸(改造後)



図は西尾前掲書、38頁、第13図、写真は『最新 機関車名称辞典』186頁、第153図より。

図に関しては有原『最新版 最新機関車工学』370頁、第222図、梅津・茂泉『近代 蒸気機関車工学』320頁、第203図、Cもほぼ同じ。『日本国有鉄道 蒸気機関車設計図面集』45頁、鉄道史資料保存会『C53 形機関車明細図』222頁にも同様の図が収録されている。クランクピンの寸法は $230\phi \times 170\text{mm}$ 。但し、フレット部には20mmとかなり大きな隅肉Rが取られており、有効幅は一体型と変わらなかったと思われる。ジャーナルは $220\phi \times 215\text{mm}$ 、くびれ部は $205\phi \times 60$ 、70R、ウェブ厚150mm。

なお、1928年6月という早い時点で現れた多賀の前掲『機械学会誌』掲載論文の第八図はC53の走り装置主要部を示す側面図であったが、そこに描かれているクランク車軸は手回し良く、この組立式となっていた。これは一体式クランクが最初期、僅かに試作程度に造られただけであることを窺わせる事実と言って良からう。表9-2参照。

これのみが正解なのであろう⁹⁾。

繰返すまでもなく、この組立式クランク車軸は釣合錘を直近、即ちクランクアームの延長部に配し、遠心力を無理なく、即ち曲げモーメント(内部モーメント)によるクランク軸の曲りおよび軸受へのこじりの発生を可及的に回避しつつバランスさせることが容易な製造方案である。そのような合理性を有する設計変更が行われることなく終わった点についても、その背景に在った意図についても、ここでは繰り返さない。

ともかく、それかあらぬかこの組立式クランク車軸においては亀裂の発生頻度がかなり高かった(表9-2)。

ご覧のように、組立式クランク車軸の方が一体式のそれより高い亀裂発生頻度を示しており(総 $D_A >$ 総 D_C)、かつ、左側、それも内側に多数の亀裂発生が認められた。これは設計上、3つのクランク位相差の内、中央クランクと右側クランクとのそれが $127^\circ 30'$ と、最も大きな(180° -中央気筒傾斜角に近い)値となっているため、右・中クランクピンに作用する蒸気圧のピーク発生点が近く、それらが協調してクランク軸を曲げる大きなモーメントを生じ、この時

9) 同じ表にキーの材料としてFG54なる記号が記されている。この記号は他の箇所、例えば勝山前掲『最新 機関車技術問答三百題』6-8、10頁などにも見受けられるが、木下武之助編『便覧 1929』鉄道時報局、1928年、83頁に「大正8年2月達第111号車輛部分品工作用標準鐵材ノ規格ノ半硬鋼品ニ相当スル」ものとあり、合せて日本標準規格鍛鋼品第五種と規定されていから、後年SF54と呼ばれたものと同一であろう。

表9-2 C53のクランク車軸ウェブにおける亀裂発生状況(1932年6月、運転局運転課調)

局	C53型配置両数			ウェブ亀裂		亀裂箇所内訳				亀裂割合(%)						
	組立 (A)	一体 (B)	計 (C)	両数 (D)	個数 (E)	左側 内 (F)	左側 外 (G)	右側 内 (H)	右側 外 (I)	D/C	D/A	E/2A	F/2A	G/2A	H/2A	I/2A
東京	3	0	3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
名古屋	34	2	36	10	13	9	(4)	3	(2)1	27.8	29.4	19.1	13.2	5.9	4.4	4.4
大阪	33	4	37	10	12	10	0	2	0	27.1	30.3	18.2	15.1	0	3.0	0
門司	21	0	21	13	15	12	(3)1*	2	0	61.8	61.8	35.7	28.6	9.5	4.7	0
計	91	6	97	33	40	31	(7)1	7	(2)1	34.0	36.3	22.0	17.0	4.4	3.8	1.6

勝山前掲『最新 機関車技術問答三百題』123頁より。

* 原表記は「3(1)」であるが、このように改めないとツジツマが合わない。この表記自体は“左側ウェブの外側に同内側と対称の位置にある亀裂が3本見出され、他に単独の亀裂が1本観察される”との謂いである。

なお、1年後の機関車配置表と突き合せれば、東京鉄道局の3両は沼津機関庫のC53 81, 82, 84, 名古屋の34両は浜松の7-12, 34, 35, 55-57, 67, 68, 92, 93, 名古屋の3, 4, 5, 13, 36, 37, 71-75, 85-87, 米原の1, 2, 6, 54, 69, 70, 91, 大阪鉄道局の33両は梅小路の30-33, 40-45, 64-66, 88, 明石の14-20, 23, 28, 83, 糸崎の29, 46-48, 58-63, 門司の21両は下関の21, 22, 24-27, 38, 39, 49-53, 76-80, 90, 94, 97であったと見て間違いなからう。川上『私の蒸気機関車史』下巻, 308-309頁, 表21-2-A, 21-2-B, 参照。

にウェブの支点をなすクランク軸左側ジャーナルをこじる大きな力が働いたためと考えられる。

かような亀裂も、その程度が軽微である限り、“経過観察”措置に回しておけば良いのであるが、C53のウィークポイント、左側ジャーナルのフィレット部に関しては、この水準に止まることなく、現に折損事故が発生している。個体は浜松機関庫のC53 57である(図9-5)。

これらのデータを前に、「そもそも、クランク車軸の亀裂発生や折損事故など洋の東西を問わず珍しくない」と突き放すことも難しくはなからう。しかし、鳥がこれらの数字や破断面を見て後悔の一つもしなかったのか否か位は誰かに聞いておいて欲しかったところではある。

C53の主動軸軸箱は当初、図9-6に示されるような構造をなしていた。“補助受金”はC52のそれとは全く異なり、楔を用いて横から調整する設計に変更されていた。

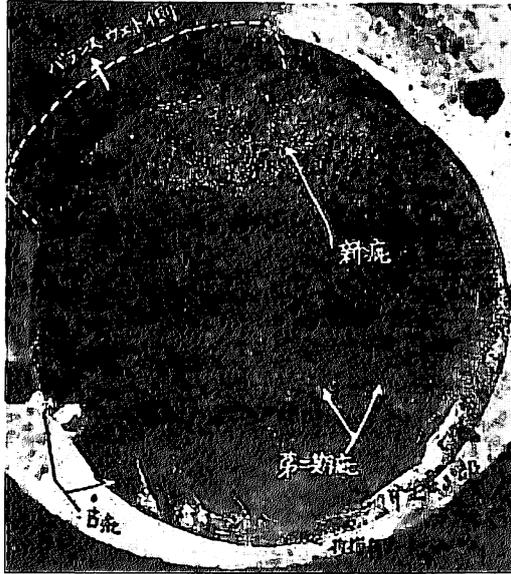
但し、文献には「此の補助受金は調整を誤ると直ちに軸箱の発熱を招来し、而も大した効果も認められないので最近はこの装置を取り外した向きが多い」(『新訂増補 機関車の構造及理論』中巻, 213頁)ともあるから、事実上、厄介者に他ならず、結局、廃止されたようである。本図はその「在りし日の姿」を偲ぶ縁となる¹⁰⁾。

さて、C53における潤滑問題の要衝たる“中ビク”潤滑であるが、ここで強調しておきたいのは、そもそも潤滑の不具合はC53に限らず、鉄道省の蒸気機関車に共通する弱点であった、という事実である。

鉄道省の過熱式蒸気機関車における給油は給油ポンプ(一種のプランジャー・ポンプ)による

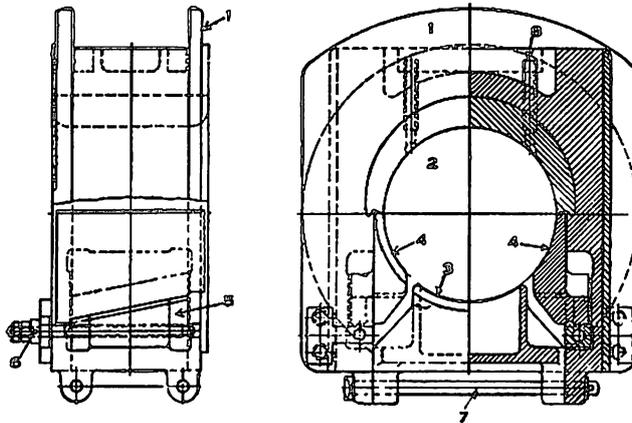
10) 鉄道史資料保存会によって刊行されたC53の明細図からも“補助受金”の設置状況を窺い知ることとは出来ない。当該部分は改造(撤去)後の図面のリプリントであるためと推測される。

図9-5 C5357 における組立式クランク車軸の折損事例（左側ジャーナル）



機関車工学会『最新 機関車検修工学』485頁，第365図。

図9-6 C53の主動軸軸箱



- | | | | |
|-------|--------|--------|--------|
| 1 軸箱體 | 3 油 受 | 5 換 | 7 油受ピン |
| 2 受 金 | 4 補助受金 | 6 楔ボルト | 8 油 管 |

機関車工学会『新訂増補 機関車の構造及理論』中巻，212頁，第144図。勝山前掲『最新 機関車技術問答三百題』146頁，第七十図も同じ。

気筒，蒸気室への自動圧送，機関助士が操作する見送給油器（“sight feed lubricator”：蒸気圧で油ジェットを送り出す装置）による圧縮機，給水ポンプ等への送油，技工による手差し，の3つに大別された。

鉄道省の蒸気機関車において、油ポンプは加減リンクに取付けられたアームにより駆動された。2気筒機関車には左右に一对、これを備えていたが、C53においては中央気筒用に更に1個が装備されていた。

給油ポンプによる気筒への自動給油は1000 km 当り給油量にして8620で5.6~6.0 ℓ、9600及びC51で7.0~8.0 ℓ、D50においては8.0~9.0 ℓが標準とされていた。これに対して3気筒であるだけにC53は流石に油を食い、10.0~11.0 ℓを必要とした¹¹⁾。

見送給油器(図9-7)とは蒸気圧を利用して主気筒の蒸気室、気筒ならびに空気圧縮機と給水ポンプの蒸気気筒に水混じりの油を供給する装置である。

技工による手差し給油は軸箱やロッド回りに対して行われた。この内、軸箱について見れば、1軸1000 km 当り、先輪では0.10 ℓ、動輪では0.10 ℓ、従輪0.05 ℓがほぼ形式の別なく標準値として指定されていたが、C51、C53の動軸軸箱のみは0.15 ℓと大目であった。ロッド類、クランクピン関して、遺憾ながら、C53についてのデータだけが見当たらない¹²⁾。

最も問題が多かったのは機関助手によってなされる手差し給油であった。本来、手差し給油については各所に点在する油壺への検修員=技工による作業を主体とするが、このような部位に限って頻繁に潤滑不良に陥りがちであった。それを尻拭いさせられたのが機関助手たち、というワケである。この点に関し、機関車工学会は次のように述べている。

機関車の給油は機関車検査掛に於て担当することが原則とされ、給油耐久料を増して給油作業を合理化するやうに機関車を改造適応させるならば乗務員が給油することは全然必要のない事である。殊に乗務員は其の機関車に対する潤滑部分の趨勢を知らないのであるから、与へられた油は其の必要であると否とに拘らず其の全部を無為に消費する結果とな

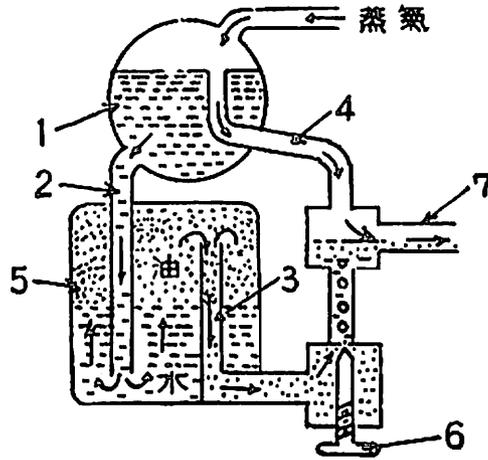
11) 満鉄では気筒給油にも飽和蒸気時代の国鉄蒸気機関車並に見送給油器が使用され続けていた。流石に“あじあ”の牽機パシヤや最終世代のパシヤにおいては見送給油器とBosch油ポンプとの併用体制が構築されており、両者の間に位置するグブヤにおいてはBosch油ポンプ・オンリー方式も試みられてはいたが、以上は例外で、新旧のC、D型機からミカシ、マティ等、比較的新しいD型機まで、気筒給油は見送給油器のみであった。だから直ちに劣っていたというワケではないが、大して自慢に値するほどの技術でなかったことも確かである。Bosch油ポンプの使用例については市原・小熊・永田・安養寺前掲『南満州鉄道 鉄道の発展と蒸気機関車』189、193、195頁、参照(但し195頁の「軟グリス用ボッシュ式TP4形」との記述は誤りで、このポンプは油用)。

見送給油器による気筒給油への御執心は輸入時代の米国蒸気機関車の設計を墨守した倅性的行為である反面、油脂類がアメリカからの輸入品で良質なればこそなし得た芸当でもあったろう。しかし、大局的に見れば、かような設計は不合理の極みである。

なお、1943年2月の“あじあ”運行休止は米国製気筒油の備蓄払底がその直接の要因であり、満鉄では大豆油の混入試験まで実施されたが、過熱蒸気に植物油と来ればその炭化は不可避で、当然ながら不首尾に終わっている。この点については熊谷【SLへの挽歌】235~242頁、武田篤朗『あるSL労働者の旅路 八十年かけあるき』私家版、1997年、47、57~58頁、参照。過熱蒸気の使用と気筒潤滑油の発展との一般的関連については拙著『軸用蒸気タービン百年の航跡』21~22頁、参照。

12) 機関車工学会『最新 機関車検修工学』408~413頁、参照。

図9-7 見送給油器の作用原理



梅津・茂泉『近代 蒸気機関車工学』419頁、第254図を若干修正。

油溜 [5] の上部にある給油口栓を開き、[5] 内に加温した適量の油を注いだ後、給油口栓を閉じる。復水室 [1] 上部の蒸気弁を開いてここに蒸気を導けば、その一部は復水して [1] 内部に溜り、一部は釣合管 [4] を経て直下の“見送ガラス”（ガラス管）に到り、その内部にて凝結、滞留する。[1] に十分、水が溜った後、水管 [2] の途中にある水弁を開けば、[1] 内部の水は [2] を経て油溜 [5] へと落込む。[5] の内部では比重差により下方に水、上方に油が溜る。この状態で加減弁 [6] を適度に開けば、[5] 内部（上層部）の油は油管 [3] から押し出され、[6] で計量された上、ノズルより押し出され、直径8φほどの油滴の形で“見送ガラス”内の水中を一滴ずつ浮力によって上昇し、最後には蒸気流に導かれて送油管 [7] へと送られる。蒸気圧は [2] と [4] を通じて [5] と“見送ガラス”部に均等に働くが、[5] には [1] の水位に起因する圧力が余分に作用しているので油は [3] から [6] へと一方向にのみ押し出される。

本図はアメリカ、Nathan Manufacturing Co. のナザン式見送給油器を模式化したものである。見送給油機の代表的型式としては他に Detroit Lubricator Co. のデトロイト式と呼ばれるものがメジャーであり、鉄道省ではこれをベースとした“省基本形”が開発されている。

る事が多く、甚だ不経済である。

乗務員に多くの油を持たせて給油させることは給油に対して自信のないこと即ち研究の足りないことを現はして居るものである。

然し乍ら現在構造上より給油耐久料の甚だしく制限されて居る個所、例へば加減リンク滑子の如き、又冬季油の滴下困難となる主連棒細端の如き個所に対しては、折返駅又は乗継駅等に於て給油の必要を生ずるのであつて、之等に対し往復250~400斤程度の機関車仕業に対し0.2立程度の油を搭載して乗務員に給油せしめることは必要である。

尚500斤以上の長距離乗継運転となる場合には自ら状況が異り、毎日給油及隔日給油箇所程度を乗務員に於て行う必要が生ずるであらう。

要するに乗務員の給油は之を最小限度に止めることが理想であつて、出来得べくば全然之を廃止すべきである（『最新 機関車検修工学』420~421頁）。

では、一体どのような措置が具体的に講じられていたのであらうか？ 煩瑣に過ぎぬよう、

ロッド、弁装置回りに絞ってその一部を紹介してみよう（車両実務研究会『機関車故障五分間手当』交通研究会，1951年，50～55，76～79頁，参照）。

主連棒太端の軸受帯熱や軸受部不具合による打音発生は C53 に限らず，蒸気機関車の持病の最たるものであった。帯熱に対しては補油しか手立ては無く，通綿の細径化ないしニードル弁の抜取りを施し，追加給油して様子見運転を行うこととされた。また，温度が70℃程度になると，マシン油より高粘度の気筒油を混合給油すべしとも指示されていた。何れの場合においてもカットオフを伸ばし，加減弁を絞ってトルク変動を抑えた運転法が求められたのは言うまでも無い。

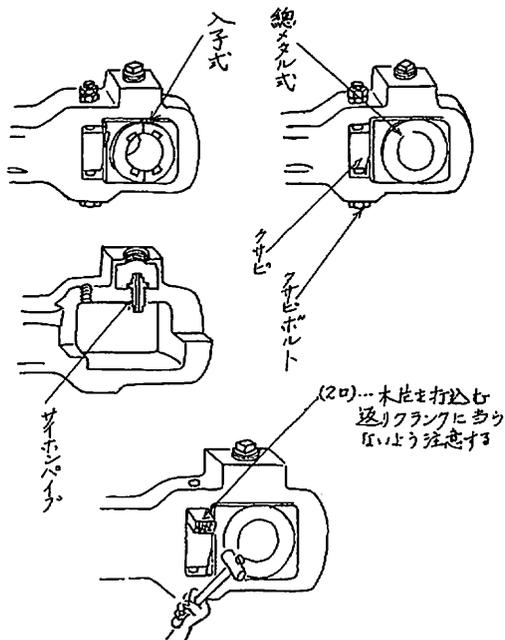
なお，軸受メタルには青銅製カラーにホワイトメタルを鑄込んだ旧型と D51 等に用いられた総ホワイトメタルとの2種類があり，後者においては潤滑不良等によってメタルが焼損すれば直ちに軸受隙間増大→打音発生が招かれた。

打音発生のいまひとつの要因は軸受楔ボルトの折損による締付不良ないし不能であった。完全に締付不能となった場合には軸受楔の上部に木片を打込むよう指示されていた（図9-8）。

主連棒細端の不具合についても同様であったが，応急措置としては追加給油と騙し騙しの運転のみが可能であった。

この他，棒類及びクロスヘッドにおける油壺蓋落失が頻繁に発生した。これに対しては緊要度

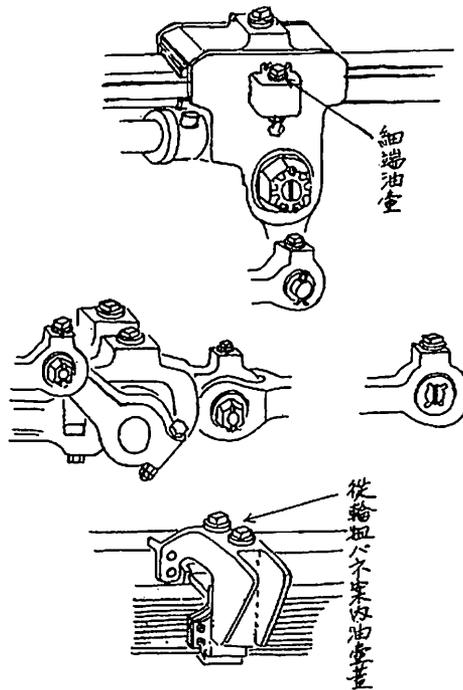
図9-8 主連棒太端の不具合に対する応急処置



車両実務研究会『機関車故障五分間手当』交通研究会，
1951年，50頁，より。

の低い部位からその油壺蓋を取外して“かけ油”を施した後、この油壺蓋を落失箇所に充当する弥縫策が採られた。勿論、この“かけ油”は停止の度に繰り返されねばならなかった(図9-9)。
 弁装置では加減リンク滑子の焼損という事態が頻発した。これを放置すればやがては逆転機

図9-9 クロスヘッド及び棒類の油壺蓋



同上巻、54頁、より。

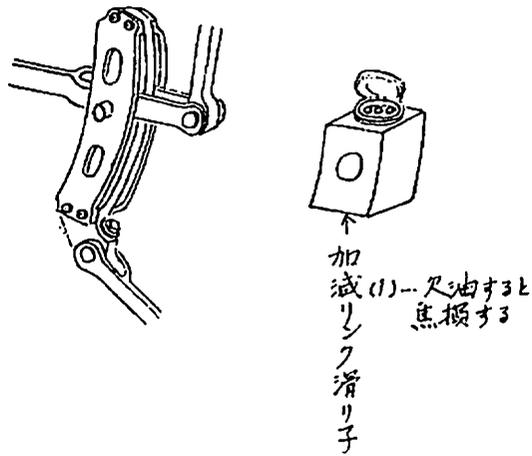
細端油壺とあるのは、「ここには描かれていない主連棒細端油壺を当該部位に代用品として宛がう」の謂い。
 従輪担バネ束内油壺蓋とあるのは「これを外して用いよ」との謂い。

操作不能に陥ることとなる。しかし、これに対しては停車の度の給油しか対処法は無かった(図9-10)。

弁装置においては又、締付ナットの弛みやピンの落失が多発した。前者に対しては点検と増し締めを繰り返しか方途は無かった。ナットが外れ、接合ピンまで失われた場合には作動速度の低い逆転棒と逆転軸腕との接合部のピンを取外し、携行しているハンマーの柄を間に合わせとして該部に突込み、取外された接合ピンを落失箇所に充当するといった離れ業(?)が演じられたりした(図9-11)。

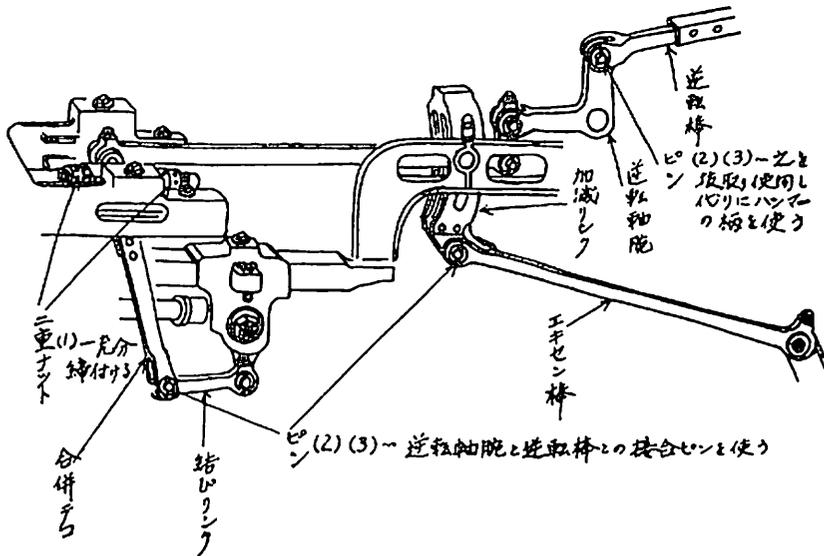
これを要するに、乗務員による給油は本来不要とされるべき行為であったが、それを可能にするグリース潤滑のころがり軸受や加減リンク・滑子を廃したベイカー式弁装置の採用といった技術的改善策が鉄道省においてはほとんど、ないし全く講じられなかった以上、乗務員によ

図9-10 加減リンクと同滑子



同上書, 78頁, より。

図9-11 弁装置の接合ピン回りに関する不具合と対策



同上書, 76頁, より。

る尻拭いは絶対に不可欠な業務であった¹³⁾。

13) そのせいで、蒸機乗務員による回想記の類には軸受の帯熱状況チェックや給油、事故、対策（運転法）、消火作業等についての記述が散見される。松原前掲『蒸気機関車とともに』27～28、60～61頁、齋藤七郎『急げ！D50、走れ！C53』蓬左書房、1972年、69、86頁、熊谷前掲『SLへの挽歌』ノ

乗務員によるこの種の尻拭いが常習化していただけない。C51による特急牽引仕業においては走行中、若い検査要員1~2名を台枠内に忍ばせ、動軸軸箱に人力給油させる、などという特攻隊まがいの給油が常套化していた。名古屋機関区の元機関士、伊藤健一曰く、

その日、臨時“つばめ”号のけん引機C51形に乗務して定時、名古屋駅を発車。しかし、どうも油の焼けるにおいがする。だが、戦前の特急列車である。止めることはめったにできない。熱田駅を通過する時に、紙に故障を書いて駅長へ渡した。さっそく駅長から機関区へ電話が入り、後続の列車で検査掛と技工が来てくれることとなった。だまし、だまし沼津まで走ったが、とても帰りの列車仕業は無理だった。

後続列車で来た検査掛と技工が、さっそくタービン発電機から電気をとり、台枠中に電球を付け、走行給油をできるようにした。

帰りの臨時“つばめ”では技工が台枠の中に入り、ブレーキロッドの上に足をかけ、車軸に給油する方法が採られた。危険きわまりないこの作業は、人命よりも定時運転が優先させられた戦前のあの時代だからできたのであろう。左右の1750mmの大動輪が轟音を立てて回中、両足をブレーキロッドの上のせ、名古屋まで走るのである。全身油でまっ黒になって、給油を続けるM君には、まったく頭の下がる思いだった。

駅通過の時は、電球を消すことも打ち合わせた。それは、駅長がその光を見て軸焼けと判断し、停止手配をとると、特急列車の途中停車＝事故ということになるので、それを乗務員はもっともいやがったためである。それと機関区の名誉がかかっていた。今ではどうてい考えられない人命軽視の時代の話である（「3シリンダ機のドラフト音も高らかな時代」『鉄道ファン』Vol.29 No.342, 1989年）。

また、同じく、かつての名古屋機関区の検修員、伊藤弘一曰く、

特急列車等で軸焼けが発生すると、技工が台枠の中に入り、走行中に中の技工が給油するといったこともあった。私の友人の桜井君と鈴木君は、特急2列車“富士”で、米原からけん引機のC51形の台枠に入り込み、鈴木君が第1動輪、桜井君が第2動輪を担当し、給油をしながら名古屋へ戻ってきた。C51形はスポーク動輪のため回転すると外から台枠内が見えるので、駅を通過する時この光景を見てびっくりしたホームの乗客が、あわてて駅員に連絡したこともあった。一歩間違えば命がないこの危険な作業も、戦前は当たり前のようにやっていた（「私の機関車修繕人生」『鉄道ファン』Vol.29 No.343, 1989年）。

筆者は寡聞にして“これがC53になって改善された”という体験談を承知しない。むしろ、

↘52~54頁、高山観平『東北線機関庫物語』みづち書房、1986年、24、44、160、165~166頁、向坂唯雄『機関車に憑かれた四十年』草思社、1987年、103~106頁、川端同上書78、80、(194)頁、西村勇夫『国鉄名古屋機関区 蒸機と共に』9、34、209頁、今井前掲『SL 蒸気機関車の思い出』53、84~85、86頁の写真、92~93頁、磯部神肝・磯部洋一『「辨慶」を操った男』新風舎、2007年、152~155頁、参照。

名古屋機関区での機関助手時代、これに乗務した川端新二による次のような証言がある。曰く、

C53の第2動輪は、左右のシリンダーと傾斜した中央のシリンダーからの力が複雑に絡み合っ^て車軸、クランク軸共に頻繁に発熱を繰り返した。また、構造的にも主台枠の強度が不足して^{いて}歪みや振れも多く、これも発熱の原因となった〔ある機関士の回想〕イカロス出版、2006年37頁)。

この点に関しては、名古屋機関区元検修員、技工長 伊藤金市も、

台枠特にシリンダ取付部のきれつ、ねじれ変形が発生し、中でも台枠のねじれは軸焼けの最大の原因となり、技工を泣かせた(前掲「C52・C53形を保守して」)。

と回想している¹⁴⁾。

伊藤はまた、この点についてやや詳しく、次のようにも回想している。

昭和15年頃になると、特急用のC53がやたらに中ピクの発熱が多くなってきた。我々技工もすり合せて加修をして防止に努めたがそれでも熱を持つようになった。

特に特急燕に使用するC53は、静岡からノンストップで走ってくるため、よく焼けた。六検時に原因を調べた所、台ワクそのものにネジレが生じ、軸やビッグエンドに無理がきて熱を持つことがわかった。C53の台ワクはあまり強いものではなかった。

ある時は、中ピクそのものがネジレてしまい、浜松工場から中ピクを取り寄せたこともあった(西村「国鉄名古屋機関区 蒸機と共に」102頁。但し、名前が「金一」と誤記されている)。

この二人が異口同音に唱えている台枠の問題については後に取上げられるが、“軸焼け”の問題がC53において加重された形で現れていた様子が窺われる。

しかし、C53に関してより頻繁に取沙汰されるのは、当然予想されるように、そしてGresleyのA4オリジナル版と同様、“中ピク”軸受のトラブルであった。潤滑剤として用いられたのは前掲図9-1に“油壺”と“サイホン管”が表示されていることからしてマシン油でなければならないのだが、名古屋機関区の元乗務員の回想に「C53形は中ピクの給油(グリス)が必要で、この作業は機関助手の役目であるので……」といった件がある他、ベースであるC52についての同機関区元検修員の回顧にも「第2動輪の内側はグリス等でベタベタで……」とか、C53が六検で入場して来た際、“中ピク”ボルトを予め緩めておくのが新米技工の役目であり、「あのグリスでベトベトの台ワクの中に入りスパナーとハンマーで緩め」させられて云々、「狭い所へもぐって行ってはグリスをさしたり苦勞した」といった記述があり、“中ピク”潤滑にグリスを用いていた時期があったのかも知れない¹⁵⁾¹⁶⁾。

14) なお、C53における台枠の脆弱性は国鉄技術の正史にさえ、「主台ワクとシリンダの取付部は構造上弱く、この部にキレツが発生して困難していた」と、明確に述べられている(日本国有鉄道「鉄道技術発達史 V」1958年、178頁)。この問題については後ほど再度、取上げられる。

15) 伊藤健一「3シリンダ機のドラフト音も高らかな時代」〔鉄道ファン〕Vol.29 No.342(1989年)、伊藤弘一「私の機関車修繕人生」(同、Vol.29 No.343(1989年)、元名古屋機関区検査長 西村幸雄の回想(西村勇夫「国鉄名古屋機関区 蒸機と共に」183頁)、注17の対談記事、より。 〃

C53の“中ビク”に対しても鉄道省の伝統(?)は遺憾なく発揮された。この部分への特攻隊の給油については元名古屋機関区乗務員の対談という形で次のような証言が残されている¹⁷⁾。

羽多野勝三 私が庫内手やっている頃、ずいぶん怖いことをやるなと思ったのは、金森
 【実】さんたちがC53で戻ってくると、機関車の下からノソノソと出てくる人がいまして
 ね、あの人何ですかって聞いてみると、沼津から機関車の中にもぐって油をさしてきたっ
 ていうんですよ。えらい人がいると思ったけど、私は一生あんな仕事はやりたくないと思
 った。

▼ それにしても、C52やC53の“中ビク”や主動軸回りの一体何処をグリース潤滑していたと
 言うのであろうか? 中央主連棒末端を改造してグリースカップが取付けられていた、位のこ
 しか考えられないのである。ともかく、このような情景を目に浮かべるにつけ、せめてC52
 に関して、最初からクランク車軸にALCO流の内部潤滑用グリース孔が加工されておれば、と
 惜しまざるを得ない。

なお、1935年刊行の運転教育研究会前掲『最新 燃焼の理論と給油』299~300頁にはグ
 リース潤滑法に対して期待感を滲ませた記述がなされている。しかし、1944年に刊行され
 た機関車工学会『新訂増補 機関車の構造及理論』中巻、397~399頁の記述はこの間の
 経験が総括された見え、グリースは「主連棒末端及連結棒の受金部等に使用され好結
 果を得て居る」ものの、「クランクピンの摩耗が液体油に比し多い欠点があるので、現
 在はピン弁式等に依る液体油給油に改良されるものが多い」と著しいトーンダウンを
 示している。更に1954年刊行の同『新版 略図の機関車』318頁に至ると「グリース
 式潤滑装置は主連棒ビッグエンドの潤滑装置として使用されてきたがクランクピンの
 摩耗が速やかであるということから次第に廃止の運命にある。しかしまだ現存する……」
 とまで述べられている。

もっとも、グリース式潤滑装置などと称しても、構造的には油壺にバネ仕掛けのピ
 ストンが組込まれたグリースカップをセットし、サイホン管側からはトリミングやピン
 弁を撤去した程度のモノであった。

なお、漢鉄の蒸気機関車においてはグリース潤滑が標準であった。そのグリースは
 勿論、グリースカップさえもがアメリカからの輸入品であった。熊谷『SLへの挽歌』
 228、239頁、参照。

- 16) スパナとハンマーに関連して付言すれば、スパナを握る左手の親指を幾度もハン
 マーで強打した経験を持つ西村幸雄は、同上書176頁において「後年、メガネ・ス
 パナー、又ボックスレンチ等で作業するようになったので大変楽になった」と述
 べている他、「戦後の蒸気機関車修繕とお召機整備」(『鉄道ファン』Vol. 29 No. 343)
 と題する回想においても「片口スパナとハンマ」作業で度々親指を打撲した思い出
 を語っている。

商工省標準形式自動車の開発に際しては標準工具として当初から廉価な造りのボ
 ックスレンチが用意されていた。それでも、メーカーたるいすゞの設計陣は敢えて
 戦地での劣悪な修理条件を慮り、全てのボルト、ナットがスパナで脱着可能とな
 るような設計を施していた(拙著『鉄道車輛工業と自動車工業』58~59頁、参
 照)。

これとは全く異なった事情の下に在りながら、自動車などより遙かに大きく、強
 大なトルクで締付けられるべきボルト、ナットを多数有する蒸気機関車の検修用
 に、それも他区所属機の六検まで引受ける鉄道省屈指の機関区(類例として梅
 小路に対する吹田)に相当期間、片口スパナしか支給されていなかったというので
 ある。これでは検修員に無用の怪我が絶えなかったのは当然である。台所事情
 による節約か何かは知らぬが、これなど“一銭五厘”的感覚を以て現業職員を
 軽んじた本省ないし鉄道局幹部の差別的姿勢の一表現形態と揶揄されて然るべき
 テイタラクである。

- 17) 「乗務員座談会 東海道本線のSL特急をしのんで」(『蒸気機関車』No. 35, 1975年)。

——走ってる機関車の足回りにもぐっているんですか。

羽多野 走ってる走ってる。

長谷川宗雄 そりゃ怖いねえ。どういう人ですか。

羽多野 当時の技工（現在の機関車掛）やっていた溝口さんという人で、C53の中ピクを焼いてはいけないというんで、沼津を出庫する時に自分で油カンとコモを用意してきて、走っている最中にオイルシリンジ（水鉄砲式の油をさす道具）で回転部分に油をさしてきたんです。

長谷川 特急に乗るんですか。

羽多野 ええ、普通なら途中駅で下において油をさすんだが、「つばめ」は静岡にしか停まらないから乗ったんでしょう。

——しかし人が乗るスペースがよくあったものですね。

羽多野 第二動輪と第三動輪の間のブレーキハンガー（左右のブレーキを連結して支えている梁）の上にコモをかけて座るから、外からは全然見えない。

長谷川 そりゃあ凄い。ブレーキ使ったら座っている所が動くでしょう。

羽多野 そんなことよりも、もたれる所も持つ所もない。すぐ両側じゃあ動輪がグルグルまわっているし、目の前は中央のクランク、足もとは砂利と枕木がジャンジャン流れている。——サーカスもどきですね。

羽多野 いま考えてみると、よくあんなことをやったものですね。自分の機関車を焼いてはいけないという責任感だけです。四〇階の窓掃除と同じで、ちょっとでもフラットしたらおしまいだ。

長谷川 いや、それ以上だ。つかまる所がないんだから。飛び込み自殺でもあったら、もろに突き当たってくる。

熊谷政美 名古屋を出て稲沢くらいまでならなんとかできるかもしれないが、沼津からだからねえ……。

熊谷 沼津からここまで二四〇キロ、特急でも三時間以上かかる。

羽多野 われわれでも、給水ポンプの調子が悪いと、走行中に運転室からランボードへ出て頭を叩きに行くんですが、それでも怖いから、ハンドレールを握りしめてソロソロ出ては、あわてて帰ってきたものです。

——今では日本中さがしてもそんな人はいないでしょうね。

羽多野 昔はそういう豪傑がいましたね。今は人間が平均化してしまったが。

こう語った羽多野は1940年に名古屋機関区に庫内手として採用された経歴を持つ。これはまさに、「昭和15年頃になると、特急用のC53がやたらに中ピクの発熱が多くなってきた」と伝えられている年回りに当る。「やたらに」過熱を生じながらそれでも定時に特急を牽かされたのであるから、不慮の災難ならぬ「あんな仕事」＝走行中の人力給油の頻度も上がりこそすれ、

下がることは無かったであろう。

また、同様の証言を川端は体験談の伝聞という形で紹介している。それに拠っても、こんな作業は C53 の特急仕業においては日常茶飯事であったという。曰く、

次のような話のある指導機関士から聞いた。

「給油担当の機関車検査係をしていた時、往きの急行で第3動輪と中央クランクが発熱し、これでは帰りの特急『富士』はとても無理だと乗務員から連絡があった。急いで沼津に行き、その機関車に乗ることになった。当時の『富士』は、下関から連絡船で釜山、朝鮮鉄道、南満州鉄道、シベリア鉄道と接続し、モスクワ経由でパリ、ベルリン・ロンドンに到達するという欧亜連絡の国際列車だった。絶対に送らせてはならない重要な列車だった。

途中の静岡と浜松で停車した時、給油するぐらいではとても発熱焼損が抑えられそうもないと判断し、オイルシリンジ（自転車の空気入れ状の潤滑油注入用の器具）と潤滑油入りの一斗缶（18ℓ）を持って台枠の中に入り、ブレーキ弾き棒に板を固定してその上に立ち、240 km、3時間25分潤滑油をかけ続けた。

目の前で巨大なクランク、両側では動輪が唸りを挙げて回転し、車軸や担バネが激しく上下動した。ポイント通過の時の動揺と振動はものすごかった。しかもいったん走り出したら機関士との連絡方法は一切なくなる。

浜松辺りから暗くなった。馬車メガネ（ゴーグルの役目をするめがね）をかけて絶えずガラスを拭っていた。全身油まみれとなった。機関士はあまりの汚れように言葉を失っていた。

こうした危険きわまる仕事は決して命じたり命じられたりしなかった。偉い人はそんな危険なことをしてもらっては困る、何か事故があったらどうする、と口ではいいながらも感謝していたのだろう。いわゆる暗黙の了解というやつだ。

当時の名古屋機関区の C53 担当検査係は、みなこれくらいのことはやっていたよ。また、特急を受け持っていた機関区ならどこでもやっていたと思う。まあ責任感と使命感かな。俺は数回やった。超特急『燕』でもやったが、こっちは昼間で明るいだけマシだった」（川端同上書、37～38頁）。

回転しているクランクピン軸受に外部から油をかけても、潤滑面に到達する量は恐らく微々たるものであろうが、吹き掛けられた油は冷却剤としての役割をも果たしていたと考えられる。それに、これは安物の4サイクルガソリン機関における飛沫潤滑にも通ずる遣り方であり、1936年型シボレーのトラック用機関における“Pressure-Stream Lubrication”（及びそのイミテーションであったトヨタB型における対応物）などはこれをそのまま機械仕掛けで行う潤滑システムであった。従って効果は確かに有った筈である¹⁸⁾。

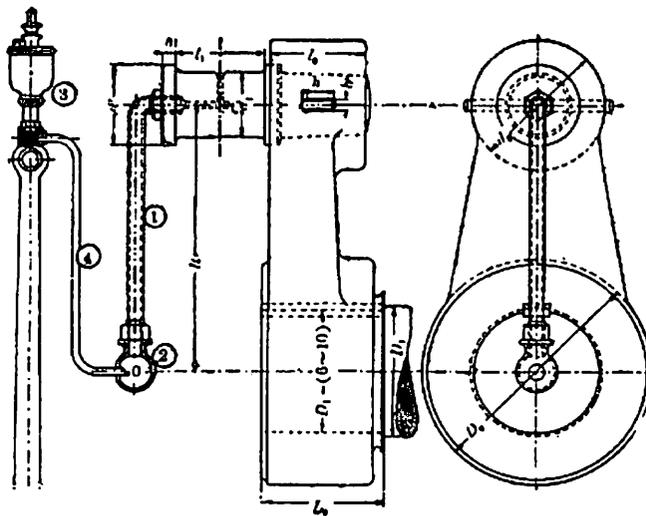
18) C51, C53 における走行中給油については実行者の一人である伊藤金市の簡単な回想が西村前掲『国鉄名古屋機関区 蒸機と共に』102頁にも収録されている。 ↗

それにしても、体系的データに立脚したきめ細かな検修指針を掲げた機関車工学会にして唯一 C53 に限り、ロッド、クランクピン回り給油量の標準値すら示していないのは、掲載したくても載せられぬかようなシガラミが在っての故としか考えられない。かかる非人間的手当まで必要としたような機関車を「名機」などと呼ぶ愚挙は何としても避けたいものである。

これに対して、内部からグリースを供給するラインを与えられた、ALCO が N. Y. C. の No. 2568 や満鉄ミカニの設計において用いた方式は誠に健全であった。勿論、ヨリ高い平均負荷率、換言すれば長い高負荷運転時間を強いられる据付機関あるいは船用機関の耐久性を許容最大応力値の切下げと並んで支えていたのも、この種の手厚い内部潤滑システムであった。

図 9-12 に示すのは大出力横型 2 気筒蒸気機関における片持クランクピンの潤滑法の一例である。クランクピンによって回転させられる給油管がクランクピンに潤滑油を送る。低速の据付機関ならではの長閑な仕掛けではあるが、それだけに潤滑の重要性が強調されている。

図 9-12 大出力横型 2 気筒蒸気機関における片持クランクピンの潤滑



池澤 保「蒸気機関設計」産業図書1946年、280頁、第10-65図。似たような図として Herman Haeder, translated by H. H. P. Powles, *A Handbook on the STEAM ENGINE with Special Reference to Small and Medium-Sized Engines*. London, 1902, p. 57, Fig. 186 を挙げる事が出来る。

なお、これらの自動車用ガソリン機関たちについては拙稿「戦前戦時のトヨタ貨物自動車用ガソリンエンジンについて (1, 2)」[LEMA] (日本陸用内燃機関協会), No. 468, 470, 2002, 2003年、参照。

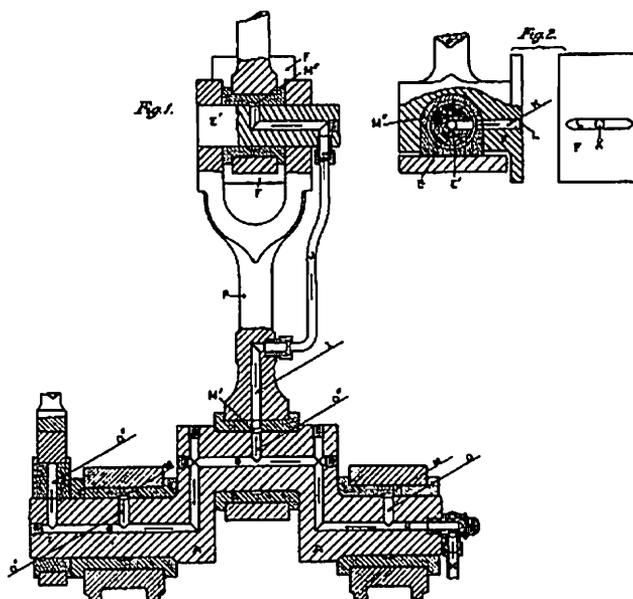
大出力横型2気筒蒸気機関に取えてかような片持クランクを用いるのは如何にも間抜けな設計に見える。しかし、歴史的に理解するならば、この設計は外輪船用“直立”（今で言うなら倒立：注20を見よ）機関のクランク軸を淵源としているように想われる。

即ち、そこでは両舷外輪軸のクランクアームに主機クランク軸端の片持ちクランクピンを緩く抱かせるという構造が採用されていた。クランクピンはその先端部を球状に加工されており、外輪軸クランクアームへの嵌入部にはブッシュが挿入されていた。クランク軸とクランク軸側クランクアームとの接合は強固な焼嵌・キー打込みによっており、これとクランクピンとの結合も強固なテーパ接合によっていた。

かかる“左外輪軸+中央クランク軸+右外輪軸”の3分割構造は衝突等によって外輪が衝撃を受けた際、必要とあらばクランク軸及び機関本体にダメージを与えることなしに外輪軸から先の部分を脱落させるために開発された構造であった¹⁹⁾。

他方、陸用を濫觴として蒸気機関の高速化が進む過程において連桿大端部に設けられた油壺からの給油位では追いつかなくなる状況が醸し出された。このため、意外に早い時期に本格的

図9-13 クランクピン内部潤滑方式の嚆矢、Painの特許（1890）



H. W. Dickinson, *A Short History of the Steam Engine*. Cambridge 1938.
p. 148 Fig. 38.

19) cf. J. Bourne, *Treatise on the Steam Engine in Its Application to Mines, Mills, Steam Navigation, and Railways*. p. 219.

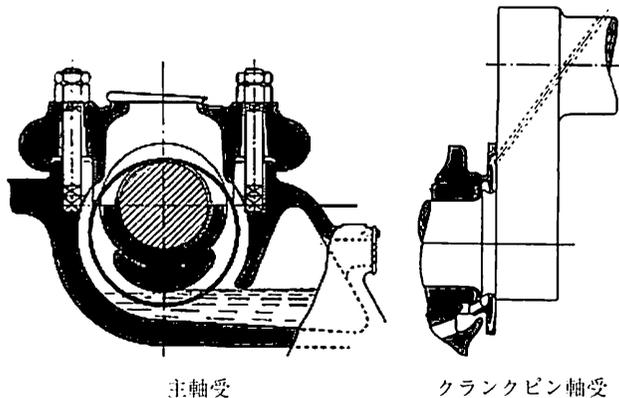
な内部給油法が開発されている。次に図9-13として掲げるのはその嚆矢をなす特許に付されていた図である。

なお、L. N. E. 鉄道において Gresley によって1928年に導入された Sentinel (英) 製蒸気動車のパワープラントも、このような強制潤滑システムを有する高速機関であった (6-152.4×177.8, 100~125 hp, 21 kg/cm²)²⁰⁾。

勿論、高速内燃機関の分野においても当時は似たような発達が観察されていた。クランクピン軸受に対して外部から潤滑を行うのは安物のエンジンだけであった。他方、鈍重な中・低速機関の分野の状況は蒸気機関車におけるより遙かに長閑であった。即ち、図9-13の機関などクランク軸の如何にも間延びした設計からガス機関であるには違いないが、釣合錘の欠落及びジャーナル~ピン間の離れ具合から、鼠目に見てもその回転数は180 rpm. 程度と考えられる。これが240 rpm. 程度のディーゼルになると釣合錘も付けられ、ジャーナルとピンとはオーバーラップしないまでもより近接せしめられることになる。

当時、これら蒸気機関車よりも鈍重な中・低速機関の主軸受は油溜と“ring oiler”との組合せによって潤滑されていた。そして、かようにノンビリした技術ではあったが、そのクラン

図9-14 1920年代初期の低速内燃機関におけるクランク軸潤滑法



H. R. Ricardo, *The Internal-Combustion Engine Volume I Slow-Speed Engines*. London 1922, p. 179 Fig. 50, p. 180 Fig. 51.

20) cf. Brown, *Nigel Gresley Locomotive Engineer*. p. 129.

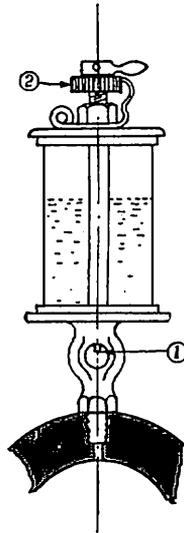
この種の潤滑方式を用いた堅型高速機関の例については Dickinson, *ibid.* pp. 148~150, 山田嘉久『蒸気機関』岩波全書, 1935年, 251~266頁, 第165, 167, 168, 169, 170, 171, 172, 174図, 等を参照されたい。因みに山田による例示機関の出典は1919~'30年発行の外国技術雑誌である。

なお、イギリスではニューコメンの大気圧機関以来の伝統か、古くは気筒を上にした堅型機関を“inverted engine” (直訳すれば倒立機関) と称した (池澤前掲『蒸気機関設計』9頁)。この意味では、Dickinson, *ibid.* の磯田浩訳『蒸気動力の歴史』(平凡社, 1994年), 173頁における「倒立」は直訳という名の誤訳である。

クピン軸受に対しては長時間の負荷運転に耐えられるよう、“banjo lubricator”による内部潤滑（図9-14）が仕込まれていた。

“banjo lubricator”とはクランクウェブ側面に取付けられた油溜とクランクピン軸受面とを油孔で連絡し、遠心力によって給油する仕掛けである。それ位の手当てをしておかねば、負荷率の高い連続長時間など出来はしない。因みに、Ricardoはこの油溜への給油が“sight-feed lubricator”に依っていた、と述べている。しかし、誤解無きよう図示しておけば、“可視滴下給油器”なる和名を持つ本装置は図9-15の如き仕掛けで、蒸気機関車においてお馴染みの、蒸気圧を利用する圧送装置としての見送給油器ではなかった。

図9-15 可視滴下給油器（sight drop piler ないし sight feed lubricator）



上のコック②を回し、滴下ノズル①からの滴下速度を加減する。勿論、円筒部はガラス製で、①を覗く孔はガラス窓になっている。小谷信市『船用蒸気ピストン機械』海文堂、増補版、1953年221～222頁、参照。図は222頁、第164図。

この低圧（大気圧）給油装置は往時、農業用小型発動機にも使用され、現在では“ガラス・オイルラー”、“オイルカップ”などの通称の下、ネット・オークションの人気アイテムとなっている。

但し、これがアンティークと看做されるのは単に発動機の世界なるが故の現象であり、広く機械一般を見渡せば、可視滴下給油装置は今日においても現役潤滑機構の一角を占める存在である²¹⁾。

21) 船用機関研究グループ編『船用機関データ便覧』成山堂、1986年、706頁、13.3.8 硝子オイルラー寸法表、日本潤滑学会『改訂版 潤滑ハンドブック』養賢堂、1987年、729頁、図8.5.5、1091頁、図14.1.9(a)、日本トライボロジー学会『トライボロジーハンドブック』同、2001年、176頁、図3.5.5、同『メンテナンストライボロジー』同、2006年、105頁、図4.3（左）、参照。

なお、図9-13と同様の潤滑システムを備えた後年の実験用3気筒大形低速ディーゼル機関、三菱造船（現・三菱重工業）3UEC⁷²/150を用いた測定に拠れば、主軸受への給油圧2.5 kg/cm²、送油量20 ℓ/min.、回転数120 rpm.の全負荷運転時、主軸受温度は負荷整定後1時間余りで50℃に達し、以後、変化は無かった。主軸受からクランクピン、連桿を経て給油されるクロスヘッド・ピンの温度上昇はヨリ緩慢で、負荷整定の3時間後に均衡温度48℃に達した。“悪臭弾”の一件を想起するまでもなく、軸受温度がこれぐらいに抑制されていない限り、長期耐久性能は期待出来ない、ということになる²²⁾。

X. C53の弁装置に係わる諸問題

(I) C53におけるGresley式合成弁装置について

3気筒機関車におけるGresley式弁装置は中央気筒の弁の運動を両側気筒のそのリンク・レバー機構による合成を通じて創生する。当然、その剛性不足や数ある関節部分のガタは中央気筒の弁の運動を狂わせる。この装置の原理的問題点については既に坪田勝太郎の論を紹介しておいたが、本節で取り上げられるのはC53におけるGresley合成弁装置設計の機構的問題である。

既に見たように、1919年から翌年にかけてこの機構を完成させた発明者、H. N. Gresleyはその途上において構造強化と関節部への玉軸受導入によってこの問題に一応の解決を与えている。やがてそれが円筒コロ軸受と深溝玉軸受ないしスラスト玉軸受との組合せに進化した点についても確認済みである。

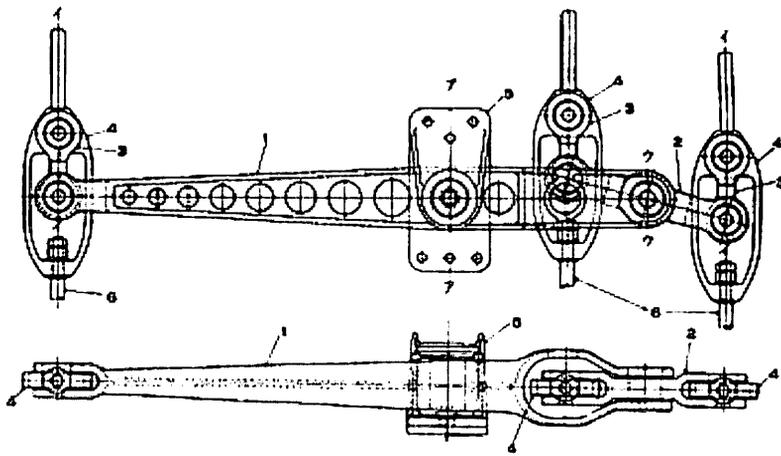
但し、オリジナルを真似るか否かはライセンスないし模倣者の裁量である。手許にある乏しい資料を見る限り、ライセンスであるALCOはこれに全面的には追随せず、その模倣者である鉄道省は再びそこから本家への不完全回帰を試みたように見える。C53の弁装置における当該部分を図10-1として掲げておこう。

“連動大テコ”はALCOタイプの比較的扁平な笹の葉状ではなく、H型断面とC52のモノよりストレートなプロフィールを有するロッド状を呈しており、この点ではGresleyの原設計に近い。この断面形状を有するテコが弁装置の運動負荷程度でタイミングを狂わせるような変形を被らぬことはHolcroftの言を待つまでもなく自明である。Hの横バー部にはなるほど沢山の孔が明けられているが、それによる剛性低下など、高が知れている。Wikipediaの項目に言う連動大テコの剛性不足云々は間違いである。

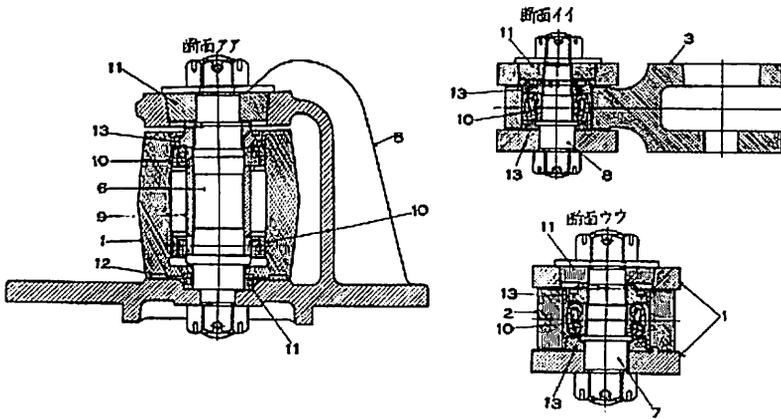
図10-1には参考として笹の葉状の大小連動テコの当該部に長い肉抜き孔が明けられたAlcoの図面を添えている。鍛造品であれ鋳鋼製であれ熱間でこの孔を明けてしまうと冷却収縮時、ブリッジ部に亀裂を生ずる恐れがあるから、加工したとすれば冷間であると思われる。また、

22) 青木徳太郎「船用機関の軸受について」(マシナリー編集部編「軸受」小峰工業出版、1964年、所収)、参照。

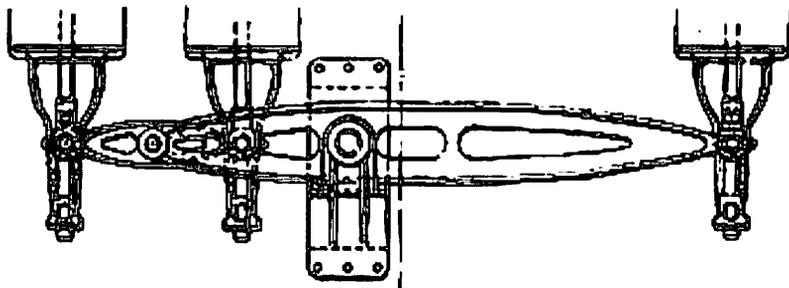
図 10-1 C53 の Gresley 式弁装置と Alco の一図例



1 連動大ナコ	2 連動小ナコ	3 弁心連結リンク	4 弁心回田内	5 連動大ナコ受	6 弁心回
---------	---------	-----------	---------	----------	-------



1 連動大ナコ	3 弁心連結リンク	5 連動ナコピン	8 連動ナコピン	10 球輪受	12 フォルトベクピン
2 連動小ナコ	5 連動大ナコ受	7 連動ナコピン	9 共金	11 連動ナコ袋	13 連動ナコ球輪受付



機関車工学会「最新 機関車名称辞典」新訂増補第6版、交友社、1940年、161頁、第128図、162頁、第129図、*Locomotive Cyclopedia 1925*. p. 499, Fig. 1073.

これが単なる説明のための図か実際の設計例を反映したモノなのかは不明であるが、少なくとも、これが敢えて大向こうの失笑を買うために描かれた図でないことだけは確かであろう。

勿論、かような肉抜き孔の有無に係わらず、テコの撓みはゼロではなく、それによって振動が生起するが、その振幅はごく小さく、かつ、その振動数はテコの揺動周期より遙かに高い。そんなモノは弁開閉時期の傾向的な狂いとは無縁である。

西尾に拠れば、“連動大テコ”に穿たれた孔の内、右から2つ目は中央気筒の“弁心棒結リンク”への給油孔であるとのこと。多分、ここからボックスレンチを入れてナットを外し、なるべく少ない手間での給脂を可能にしようとしたのであろう。その他の孔は「重量ヲ軽減シ又ハ塵埃雨水ノ滞留ヲ避ケル為」のモノだそうで、何れもなかなか粋な計らいである。

それにしても、8箇所に計10個の如何にも華奢な玉軸受(自動調心9, スラスト1)が組み込まれたものである。Gresley パシフィックとの比較において最も不安を抱かせるのはこの軸受である。

国鉄 SL 図面編集委員会『日本国有鉄道 蒸気機関車設計図面集』(原書房, 1976年), 44頁や鉄道史資料保存会『C53 形機関車明細図』(2000年), 108頁に拠れば、メーカーは全て日本精工で、これと NSK のカタログとを突き合せると型番, サイズ, 特性は、断面アアの部分が RA No. 60 (×2: 内径 60, 外径 110, 軽荷重用) と TAA No. 60 (スラスト: 内径 60, 外径 82, 特別軽荷重用), 断面ウウの物が RK No. 45 (内径 45, 外径 85, 軽荷重用), 断面イイの物は RK No. 35 (内径 35, 外径 72, 軽荷重用), となる。

こういう部位には揺動に強い針状コロ軸受とスラストワッシャの組合せを是非とも使いたいところであるが、L. N. E. 鉄道でも円筒コロ軸受と深溝玉軸受ないしスラスト玉軸受との組合せに頼っていた時代であるから、贅沢は言えまい。勿論、国産では針状コロ軸受の良品など得られる筈もなく、また、密封装置の手配も難しかったであろう。但し、適切に予圧された円錐コロ軸受を組合せ軸受として用いる位のことには十分出来た筈である。

1個で済ませられないこともないように見える箇所が多かったとは言え、モーメント荷重を受け流すことは出来るが、スラスト荷重には至って弱い自動調心玉軸受、それも上を見れば中荷重用、重荷重用とある内から、敢えて軽荷重用のそれを選んでスラストワッシャと組合せたと知らされては、計算上問題は無かったのかも知れぬが、何とはなしに役不足感を抱かせられざるを得ない¹⁾。

1) 自動調心玉軸受がスラスト荷重に対して弱いのは、軸受そのものと中心を共有する球面をなす外輪軌道面と玉との接触角が深溝玉軸受などと比べて著しく浅いため、スラスト荷重の印加と共に、恰も楔を打ち込んだかのような状況が出来し、かつその場合の接触面積が極めて小さいからである。そして、SKF の顔となる自動調心コロ軸受が開発されたのも自動調心玉軸受のかかる欠点を補うためであった。

東洋ベアリング製造の開発技術者、松本美韶は自動調心玉軸受について、

自動調心形という名がついているので、名前に釣られて使いたい軸受で実際広範囲に用いられ

因みに、鉄道省による合成式弁装置のガタのチェックは次のように為すべし、と指示されていた。

本装置の徒動は六月検査の際に中央弁心棒をテコ比約 30 のテコにて挟ち【「こじ」のつもりか?】、其の徒動が下記以下であることを確認することになって居る。

力を加へたまま	10耗
力を抜いたとき	6耗

徒動が之より大である場合は球軸受、ピン結リンク等の摩耗を調べ、取替盛金加修を行ふ（機関車工学会『最新 機関車検修工学』277頁）。

これは先ず、そうとでもする以外に方途がなかったのであろう。

ところが、西尾は C53 の合成式弁装置のガタの発生要因について、ある意味、先に引いた坪田の言より一歩踏み込む格好で次のように述べている。

鉄道省の C-53 形には球受金を用ひて居るが球受金を用ふる場合には各部の隙間は極めて少許の如くであるが其の隙間の総和は却って大となるものではないかと想像される（西尾『三気筒機関車の研究』96頁）。

この叙述は一見、理解し難い繰り言のようにも聞こえるが、その内実は全く逆で、純然たる言いがかりに過ぎない。スラスト荷重の如何によってラジアル隙間が変化を被らざるを得ない玉軸受、それも同類の中でスラスト荷重に対して最も虚弱な自動調心玉軸受が、しかも軽荷重用のそれが取えてこのような格好で激しく振動する部位に配されたのである。メーカーの日本精工にとっては迷惑千万であるが、かような遣い方がなされる限り、静的状態で一方向にラジアル荷重をかけて得られたガタと実際の運転中におけるガタとではその態様が異なって来ることなど「想像」の域を超えた現実となって当たり前なのである。

何れにせよ、C53 の設計の L. N. E. 鉄道において Gresley パシフィック等に採用されていた方式に対する劣勢、と言うよりも圧倒的な格下感是否めないところである。ここはせめて重荷重用の自動調心玉軸受、出来得れば玉軸受以外のころがり軸受を主役として遣って欲しかった所である。

それにしても、そのコストペナルティーと共に整備の厄介さ、ダストシールやオイルシール

、ているが、設計上都合がよいだけに取扱いの点、保守の点でむずかしく、割合破損しやすい軸受である。……中略……

自動調心形玉軸受の破損状況を見ると、外輪のスラスト荷重を受ける側で剥離しているのが非常に多いことをみても、いかにスラスト荷重に弱いかということが如実に思いしらされる。

“自動調心性”の名につられて乱用することは過ちのものになるから注意しなければならない（「コロガリ軸受の設計」マシナリー編集部前掲『軸受』所収）、と述べている。松本の業績についてはころがり軸受技術史を扱う別稿に譲る。

当時の日本精工製ころがり軸受のカatalogとしては、『NSK ボール及ローラーベアリング型録（C. No. 21）』昭和十三年版（無刊記）、を参照した。

に係わる問題は容易に僥げられよう。中にはこれをブッシュに置き換えた例もあったらしい。然しながら、こういった改造点についても文献は次のように述べている。

本装置に於てはテコの接合部に球軸受を使用してあるので、其の抵抗は極めて少いがピンの徒動は相当に多いので、普通のピン接合としたものもある。之は徒動が減少して好結果を得て居るが、ピンを縦に設ける為油が下方に流出して焦損を起し易い欠点がある（機関車工学会『最新 機関車検修工学』277頁）。

ブッシュに代えるにしても、玉軸受で通すにしても、相当な困難が伴ったことが理解されるであろう²⁾。

Gresley 式弁装置はまた、その調整に非常な手間のかかるカラクリであった。何しろ、蒸気機関車の弁装置なるものの剛性は、内燃機関の動弁機構のそれと較べれば、桁違いに頼りない。とりわけ、その定番とも言うべきワルシャート式弁装置においては関節の数が多い上、力の伝達が同一平面上でなされない部位が大きな顔をして居座っている。しかも、それらは有火時、熱膨張する躯体に取付けられている。C51 において実測されたデータは無火状態から点火し、蒸気圧が高められて行く過程でワルシャート式弁装置に関係する各部位の寸法が区々に、しか

- 2) 伊藤金市は前掲「C52・C53 形を保守して」において C53 の Gresley 合成弁装置には「ローラベアリングを使用していたが、名古屋機関区ではこの部分を浜松工場**で**ブッシュに替えた」と述べている。しかし、少なくともこの「ローラベアリング」という件についてはこれを裏付ける資料は見出せていない。

なお、高木は Gresley A1 弁装置のロングトラベル化改良に絡み、ロングトラベルの弁装置をショート・カットオフで稼働させる場合のトラベルは逆の場合におけるそれより短くなるという傾向を軽視し、燃費と合成弁装置に作用する慣性力（→中央気筒過大出力）との「二律背反」なる一面的見解を展開しているが（『近代英国蒸機の系譜』29頁）、当該個所には以下のような注 4 が付されている。曰く、

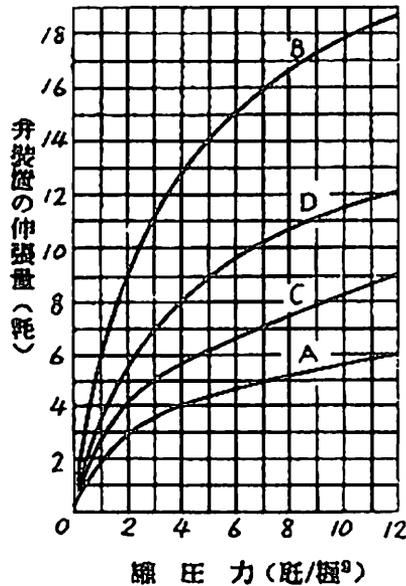
※4 中央主連棒大端メタルの帯熱はあくまで結果であり、原因は本文中にあるように中央ピストン弁の動作不正であるが、保守能力を別にしても、米國機をモデルにした國鉄（JNR）C53 の中央弁装置におけるボールベアリングの応用設計は英國機と比べると拙劣であり、今更ながら本家本元から技術導入しなかったことが悔やまれる（39頁）。

然しながら、Gresley 式合成弁装置においては**仮令**、ガタが小さくとも中央気筒弁にはワイヤードローイングの発生が抑止されるような急激な啓開パターンが与えられる。故に、弁の作動に“不正”が無くとも、中央気筒は過大出力を発生する傾向を示す。この点については既に触れておいた通り。

また、C53 の設計と米國機云々についての言に到っては全く意味不明である。C52 の合成弁装置に採用されていたのはブッシュであって、ころがり軸受ではなかった。確かに、ALCO も大形 3 気筒機の連動大テコ支持軸受だけにはころがり軸受を用いている。しかし、それは L. N. E. 鉄道においても採用例が認められる、上下 2 つの円筒コロ軸受の間にスラスト玉軸受を 1 個配した、即ち、ヨリ重構造と言える構成であった（cf. A. R. A., *Locomotive Cyclopedic of American Practice 1930*, p. 618 Fig. 1362, Boynton, *Three Barrels of Steam*. pp. 152-153）。

C53 の合成弁装置における軸受配置の「拙劣」さは ALCO のせいではなく、鉄道省の=島のオリジナルである。もっとも、「拙劣」と切り捨てる前に、その根拠並びに比較図位は示しておくのが筆者を含む門外漢に対する配慮というモノであろう。

図 10-2 缶圧と弁装置各部位の変位との関係



A: 心向棒前端, B: 加減リンク滑子, C: 逆転棒前端, D: 缶

〔最新 機関車検修工学〕280頁, 第267図。

も大きく変位して行くという事実を曝け出していた(図10-2)。

Gresley 式弁装置はこの生き物のようなワルシャート式弁装置からその運動を貰い、合成する。従って、その調整は有火状態で安定した機関車の蒸気室、気筒に蒸気を送って十分暖め、クランクを死点に置いて左右の弁装置を調整し、これが済んでから第3の、弁室に覗き孔を設け難い中央の気筒にかかる、といった段取となる。その煩些ぶりは同情するに余りあるが、それでも3連ワルシャートなどと較べれば、要チェック部位は余程、少なかった筈である³⁾。

但し、Gresley 式合成装置にはガタの加算という固有の問題が付帯する。この重ねられた誤差は弁の動きを不安定化させる要因となり、弁はそれ自体に働く慣性力、新気ならびに排気からのスラストによって変位させられ、その開閉時期を狂わせられる⁴⁾。

これらの誤差は、正面切って言えば、ワルシャート式弁装置並びに Gresley 式合成装置への円筒、針状ないし円錐コロ軸受の適切な使用によって飼い馴らされておかれるべき問題で

3) Gresley 弁装置の調整については西尾『三気筒機関車の研究』98～107頁、機関車工学会『新訂増補 機関車の構造及理論』中巻、107～110頁、『最新 機関車検修工学』293～294頁、A. M. Bell, *Locomotives Their Construction, Maintenance and Operation*. Vol. II pp. 247～250、参照。

4) 西尾『三気筒機関車の研究』95頁、機関車工学会『新訂増補 機関車の構造及理論』中巻、109～110頁、参照。

あった(図5-3)。もし、中途半端な状態に置かれたままにあるなら、それらは Gresley 式合成装置における欠点として拡大現出されずには済まない。その結果が中央弁において“Wire-drawing”が少なくなる、という Holcroft の、また「甚だしいものに至っては恰も瞬間的に其の運動を一時停止して後急激に運行する如く認められるものさへある」(西尾『三気筒機関車の研究』94頁)、という西尾の、あるいは「運動方向を変へる……其の瞬間内側弁は一時運動を中止し、静止の状態を保ち、暫くしてから運動を始める」(『新訂増補 機関車の構造及理論』中巻、110頁)という機関車工学会の観察コメントへと繋がっている。

Gresley 式合成装置はシンプルではあるが、伊藤金市の回想や坪田勝太郎の分析が教えてくれたように、その調整について見れば相当厄介な仕掛けであった。弁装置全体の出来が悪ければ尚更であった。少なくとも高速、高回転型の機関車において、その固有の欠点の発現を可及的に緩和させるにはころがり軸受の適切な、即ちワルシャート式弁装置側にも及ぶ善用が望まれた。

ころがり軸受の弁装置への適用という点について見れば、鉄道省、ないし島は Gresley 式合成装置そのものへの適用に関して落ち度があった上、ワルシャート式弁装置へのそれについては全くの手つかず状態にあった。これでは所詮、ロクなもの出来そうな筈はなかった。

しかし、恐らく、海外事情通の島はこの程度のコトは先刻承知の上、“それをカバーしてくれることこそ 1750 mm 動輪の役目”，ぐらいに達観していたのではあるまいか？ まさに、“1750 mm 大動輪は七難隠す”のである。また、これぐらい徹底した合理主義の裏付けがなければ、“親死ね、子死ね、孫死ね”などと言えるモノではない。因みに、ゲージを 1067 mm に換算すれば、Gresley パシフィックの動輪径など C58 のそれを下回る 1510 mm に過ぎない。イギリスではこれに 400 rpm、狭軌換算 130 km/h 超の走力が求められていた。鉄道省の蒸気機関車とはワケが違う。違い過ぎたのである。

なお、直接、弁装置絡みでは最後になったが、

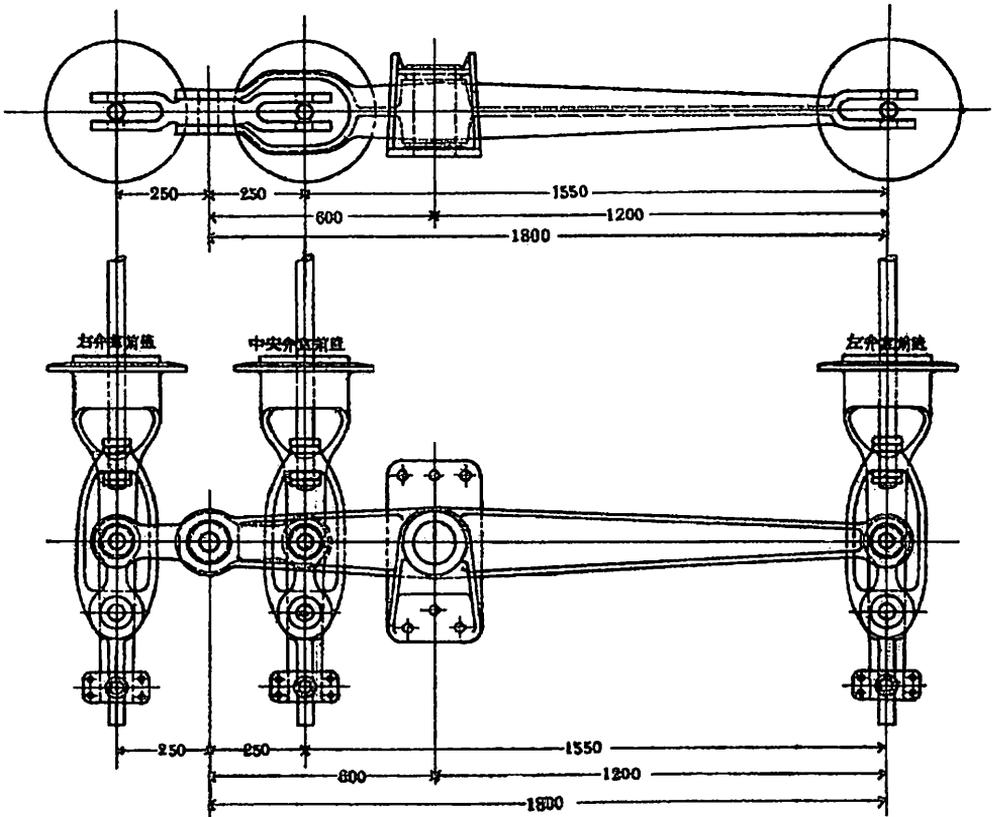
リンクの動作中心をピストン弁中心に合わせるのではなくリンクの回転円の外端をピストン弁中心に合わせて設計してあるため、磨耗も変形も無い状態でもグレズリー式弁装置一般に比べ中央気筒の動作が理論値から大きく外れ、中央気筒のみ異常な過大出力が発生したり、

云々という Wikipedia の記述は一体、何を言いたいのかわからない。

然しながら、傍点部が図10-1において“連動小テコ”が振れ切った位置でピンの中心が弁心棒の軸線と一致していることを指しているのだとすれば、これは単なる図の読み誤りである。

先に紹介した通り、“連動大テコ”に明けられた右から2番目の穴は“連動小テコ”の中央弁側軸受を整備し易くするため、2本のテコの中心線が直立不動的に重なった状態で完全に同軸となるように穿孔されていた。このため、重なった状態を描けば円が重なって何のことも判らなくなる。これを避けるために“休め”の姿勢で描かれているだけである。これをマトモ

図10-3 C53における弁装置の配列（前方および上方から見て）



多賀裕重「新形三気筒急行機関車に就て」(『機械学会誌』第31巻 第134号, 1928年), 第九図。

弁室ピッチと整合させるため、大小連動テコが一直線をなす位置で描かれているため、連動大テコの肉抜き孔は省略されている。

に(各ピストン弁がその中心を弁座中心に置く状態で)描けば図10-3のようになる。

テコの寸法と弁心棒の位置とは当然ながら一致しているのであって、何処にも敢えてオフセットされた箇所など無い。こんなことは寸法の入った図面をチェックすれば直ちに判明する事実であるが、この序でにC53現役当時、現場に向けて発せられた指示を引いておこう。

連動テコを取付けるにはナット又は座金の厚さを加減し、出来得る限り大小2個のテコの中心線を一直線となし、且つこの中心線が弁心棒の中心線と直角となる様にしなければならない。テコの位置が区々の傾きをして居ると連動テコの傾きに依り内側弁の運動に誤差を生ずるからである(『最新 機関車検修工学』294頁)⁵⁾。

勿論、これは中央気筒のクランクを死点に置いてからなされる組付・調整に関する指示であ

5) なお、機関車工学会『新訂増補 機関車の構造及理論』中巻, 108頁にもほぼ同様の指示が見られる。

る。

なお、多賀裕重は Gresley 合成弁装置においては接合ピンの隙間による中央弁の徒動が摩擦の進行と共に大きくなること、摩擦力と慣性力との相互作用の結果として生ずるこの徒動の結果、中央弁の行程が低回転＝弁行程大なる時には正常値より相対的に小となり、高回転＝弁行程小なる時にはこれより大となるという一般的傾向について考察した（『三汽筒機関車弁装置の計算に就て』『機械学会誌』第29巻第110号、1926年）。

多賀は、C52 における連動大テコの 603 : 1205、連動小テコにおける 279 : 283 という半端なレバー比が徒動に対する補正設計＝新製時における中央弁行程追加措置として理解可能である点について指摘した上、当時、開発過程にあった C53 において可能な実施例として、連動大テコのそれを 598 : 1180、連動小テコのそれを 252 : 258 とする場合の計算例を提示している。

もっとも、この設変はテコの寸法だけではなく、弁室中心線ピッチの 500 : 1550 から 510 : 1520 への変更を余儀無くするものであるため、その後、彼自身が発表した図（本稿図 10-3）に示される通り、結局は採用されず仕舞いに終わった。恐らく、その試験さえ実施されはしなかったのであろう。

C52 流の補正設計は高回転時のオーバーラン傾向を強めるものであるから、C53 におけるその不採用は一応もっともな妥協策として理解することが出来る。困みに、Gresley パシフィックにおいては連動大テコのレバー比 $2'0^{11}/_{32}'' : 4'0^{11}/_{16}''$ 、小テコのそれは $1'0^{1}/_{2}'' : 1'0^{1}/_{2}''$ という全く異なる妥協が採られていた。それでもなお弁装置設計との絡みで付言するならば、C52 には 1750 mm 動輪が、C53 の合成弁装置にはもう少しマシな軸受が採用されておれば、と悔やまれる。

(2) C53 における“金縛り”に係わる諸問題

続いて取り挙げられるのは C53 の Gresley 式弁装置の性能に係わる問題である。而して、ここに言う“金縛り”とは発進時、機関車が進退不能に陥る事態を指し、かつ、その本質的原因は弁装置の設計ミスに在ったと考えられる。

先ず、“金縛り”事故の顛末から述べておくべきであろう。1928年より製造された島の処女作 C53 には停車時にクランク角度が悪いと列車引き出しはおろか単独退行することさえ出来なくなるといふ、恐らく類稀と言える悪癖が仕込まれてしまっていた。このため、C53 は本線上で少なくとも二度、この種のトラブルを発生させることになっている。

その初回は製造開始後間もない、つまり、各部の摩耗による狂いなど考え難い1928年11月、京都駅、東海道本線上り列車、二度目は1935年4月、岡山駅、山陽本線上り特急列車での出来事であった⁶⁾。

6) C53 における“金縛り”事故の状況、直接の原因、定置試験結果については今村一郎『機関車と共に』141～150頁、参照。

初回事故時の列車は1928年11月初旬の上り8番列車であった。これが京都駅を発車しようとした時、前進不能に陥り、退行を試みても微動だにせず、何度か繰り返す内にこともなげに発車出来たという椿事がそれであった。当時は昭和天皇即位式に関連した特別列車が頻発しており、その運転監督のため出張中の大阪運転事務所、運転監督磯田寅二がその場に立ち会っていた。

問題のC53(番号不明)は梅小路機関区にて調査された。現車調査を任されたのは今の今村であった。今村は各クランク角毎にピストン弁の位置を調査し、最もトルクがやせるクランク角を割出した。この位置は前後進とも左側クランクの前方死点付近であった。とりわけ、左側クランクが前方死点を約 7° 過ぎた辺りに機関車自体の走行抵抗に打ち勝って前進することも退行することも出来ないトルクの谷間がある事実が突き止められた。

図10-4 左クランクが前方死点過ぎ 7° にある時のクランク位相

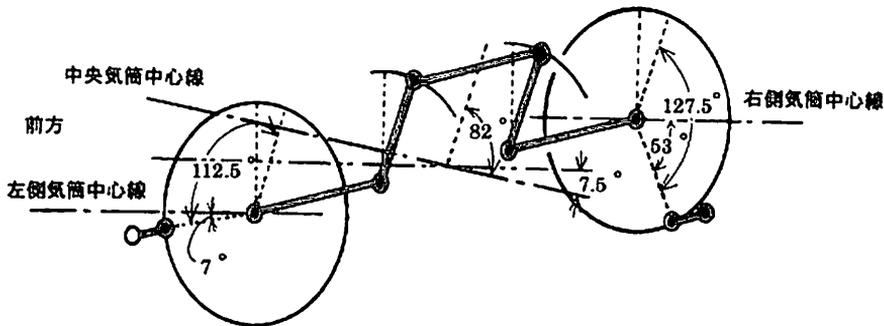


図10-4をご覧ください。今村に拠れば、この時、前進しようとしても左側気筒のクランク角は浅いため、起動トルクは僅かしか発揮されない。右側気筒のクランクは後方死前 53° にあり最大カットオフ 77.7% の点を過ぎているため、フルギヤになっていても蒸気は供給されないで出力ゼロである。僅かに中央気筒のみ、そのクランクが(勿論それ自身の)後方死点後 82° に位置するから、太いトルクを発揮出来る位置にある。しかし、この1気筒のトルクだけでは列車を牽き出すには足りない。

逆に、後退しようとしても、左側気筒には背圧がかかり、僅かながら逆転(前進)側に駆動力を発生し始めていた。中央気筒は既に後進 76% の最大カットオフ点を過ぎ、カットオフされている。右側気筒は大きなトルクを発揮するが、この左側の逆駆動力発生のため、単独退行すら出来なかったのである。

2度目の事故は1935年4月26日、C5360牽引の山陽本線上り特急列車が岡山駅に到着時、停車位置が手前過ぎたため、再給気の後、停車した際に起った。これにより連結器の緩衝バネは緊張状態に陥り、牽き出しに困難な状況が準備された。折悪しく、左クランク角は前方死点

過ぎ約 8° となっており、果せるかな、C53は出発不能に陥った。

機関士は単独退行を試みたが、客車の連結器緩衝バネが幾分なりとも手伝ってくれていた筈であるのに、C53は微動だにしなかった。機関士は救援機関車を手配する一方、再試行を繰り返し、遂に連結器を解放し、単機、起動を試みて成功した。その後、列車に連結して牽き出しを試みたところ、これにも成功したが、大事をとって救援機関車に付け替え、列車は48分遅れで出発した。

この2度目の事故に際し、原因究明に当らせられたのは又しても今村であった。彼はクランク角とピストン弁の位置を図式化すると共に、これに基づいて3つの気筒の図示牽引力を算出し、クランク角の推移と総駆動力の変動との相関を明らかにした。ピストン弁の位置は設計値とは相当乖離しており、弁装置のガタと調整不良を窺わせた。

探求の結果、既に初回の事故解析でも定性的には明らかになっていたことであるが、事故当時のクランク角において、左側気筒が1230 kgの逆転駆動力＝負の牽引力を發揮しており、これが右側気筒から発生する5900 kgの駆動力を食い、総牽引力を4670 kgに減殺している事実が判明した。

今村はC53の出発抵抗を様々なクランク角毎に調べ上げ、当該クランク角における後進の出発抵抗が4700～4800 kgであることを突き止めた。これにより、当該のクランク角において駆動力が機関車自身の起動抵抗を下回り、論理必然的に出発不能となることが明らかにされた。

結局、直接的原因は究明されたものの、この問題についての具体的な対策は何一つ講じられなかった。それは対策を案出して現場に通知すれば欠陥設計を公認することになったからであったのかも知れない。ともかく、今村は口を閉ざしているが、初回の事故の発生タイミングからして“金縛り”の本質的原因が摩擦によるガタの増大や調整不良にあったとは考え難いという点を強調しておきたい。

となれば、全く逆に、“金縛り”事故の真の原因が開発段階における弁線図等に係わる基礎的検討や試験の不備ないし欠如にあると考えるのが順当だということになる。では、奈辺に瑕疵が在ったと考えられるのであろうか？

表10-1をご覧頂きたい。仮にも1600 mmから1750 mmへと動輪径を増した＝低回転・低トルク化させたにも拘わらず(13 kg/cm²から14 kg/cm²への蒸気圧上昇では補償不足)、弁線図をそのまま引き写していたとすれば杜撰極まる行為と誇られるに足ろうが、表の数字はC52→C53丸写し仮説の疑念を払拭するに足るデータとなっている。つまり、C53の弁線図はC52のその丸写しというワケではなかった。

その反面、数字は鉄道省工作局においては蒸気機関車の命たる弁線図(バルブタイミング)の本格的見直しが主力2気筒旅客機の軽パシフィック(C51, 54, 55, 57)から重パシC59への増強過程でただの一度、C54開発時にしかなされていない事実をも教えている。『鉄道技術発達史V』に、昭和初年、島秀雄によって弁線図描画法が革新され、原寸図を描いた従前の

表 10-1 鉄道省の蒸気機関車における機関回り主要諸元

型式	製造初年	軸配置	動輪径 (mm)	蒸気圧 (kg/cm ²)	気筒径 (mm)	弁直径 (mm)	弁行程 (mm)	給気ラップ (mm)	リード (mm)
C11	1932	1C2T	1520	15	450	220	133	30	4.3
C12	1932	1C1T	1400	14	400	220	156	30	4.3
8620	1914	1C	1600	13	470	200	115	27.8	3.2
C50	1929	1C	1600	14	470	220	167	30	4.3
C51	1919	2C1	1750	13	530	254	136	32	2.0
C52	1925	2C1	1600	13	450	228	—	23.7	5.6
C53	1928	2C1	1750	14	450	220	136	30	6.65
C54	1932	2C1	1750	14	510	250	146	30	4.9
C55	1935	2C1	1750	14	510	250	146	30	4.9
C56	1935	1C	1400	14	400	220	156	30	4.3
C57	1938	2C1	1750	16	500	250	146	30	4.9
C58	1938	1C1	1520	16	480	220	152	30	4.8
C59	1941	2C1	1750	16	520	280	148	30	5.3
9600	1913	1D	1250	13	508	254	110	25	3.6
D50	1923	1D1	1400	13	570	280	136	32	2.0
D51	1936	1D1	1400	14	550	250	146	30	4.8
D52	1943	1D1	1400	16	550	250	146	20	4.9

主として藤田『蒸気機関車の設計と構造理論』巻末付表による。C52の弁径については鉄道史資料保存会『8200形(C52形)機関車明細図』1995年、65頁、ラップ、リードについては鉄道運輸会『機関車便覧』通文閣、1943年、120頁より。その弁行程を133mmとするネット情報も見られるが、ウラは取れていないので不明としておく。

なお、C53のリードについて『機関車便覧』は6.6mmとしているが藤田の数値を採用した。これは『日本国営鉄道蒸気機関車設計図面集』43頁の数値とも一致しているからである。

D52の弁行程については天王寺鉄道管理局『機関区従事員必携』大鉄図書、1951年(本多邦康氏御所蔵)、338頁、より。なお、戦後生まれのC62の機関部はC59と同一である。

「原始的」方法からの脱却が果たされた旨、と誇られているが(271頁)、その後の数字を見れば、この時確立したものがほぼ、そのまま使い回され続けているのである。これを内燃機関の世界に喩えれば、排気量と圧縮比の向上を他所に、弁開閉時期に手が加えられなかった、という信じ難い事態である。もっとも、内燃機関でもその最高回転数が制度的に規制されていたとすれば、どうなっていたか知れたものではないのであるが……。

但し、そうした状況下、如何なる理由に拠ってかC53には鉄道省、国鉄の全蒸気機関車中最大にして短足を覆まれたC52の5.6mmを2割近く超えるばかりか、C51の2.0mmの3.3倍に当る6.65mmという特大の“リード”が奮発されていたことが判る。これは準軌の満鉄ミカニにおける4.763mm(左右前方)、4.366mm(左右後方、中央前後)や、遙かに高回転型であるかのGresley A4の3.175mmと比べても格段に大きな値である。

繰返すまでもなかるうが、リードとはピストンが死点に達した時、既に蒸気孔がどれだけ開いているかという開き寸法を示す数値である。内燃機関で言えば、上死点前何度で吸気弁が啓開するかと同義であり、この値が大きいものほど高速機関に属する。

しかし、蒸気機関車は定格回転性能だけを云々して済む原動機ではなく、静止状態から有負荷で起動する点だけを取って見ても、「其の境遇に於て据付機関と同日の論にあらず」と言われるに足る原動機である。それにこのリードとあっては“過大リード”も甚だしく、浅いクランク角からの起動時において当該気筒に背圧が働き、それにより総起動トルクが減殺されることぐらい有って当然である。仮令、弁装置のコンディションに問題が発生していたとしても、根本問題は基本設計自体にかかる不具合に起因する悪影響を増幅させるような遺伝子が組込まれていた事実こそ求められねばならない。

クランク角の不調による牽引力不足は蒸気機関車においては頻繁に起きる現象であり、現場では“出渋り”と言いつけられていた。しかし、2気筒機関車の場合、微退行してクランク角を改め、かつ中間緩衝器バネを圧縮すると同時に連結器緩衝バネを弛緩させることにより容易に牽き出し可能となるのが通例であった。C53の場合は時に単独退行すら叶わなくなったのであるから、“渋り”どころか正真正銘の“金縛り”であった。

こんなモノを押しつけられたのでは現場は迷惑の極みである。川上はこの“金縛り”現象発生の噂が乗務員たちの間に広まった様子を「何人もの乗務員がそういうので、ぜんぜん、根も葉もないことではなさそうであった」と述べ、後年、今村の著書によってコトの真相を把握した経緯を書き残している。もっとも、この噂が広まった時期について川上は明言していない⁷⁾。

もっとも、筆者は著名な鉄道史研究家、湯口 徹氏から、「親父が大昔下関機関庫で機関庫主任時代、C53での引き出し(発進)不能が何度かあった、と酒をのみながらポツリポツリ話をしてきた子供の頃の記憶があります。クランク角度が120度で、なぜ引き出しが出来ないのか不思議でしたが……詳しく聞いておかなかったのが悔やまれます」との私信を頂戴している⁸⁾。

してみれば、単に2件の事故の噂が広まったというだけではなく、それ以外にもC53はアチコチで“金縛り”を演じていた、と考えるのが順当であろう。さもなくば、C53が速度も牽引重量も小さいお召列車の仕業から一切外される、などという不名誉を担った筈はない。

C53は1750mm動輪の採用という点から観ればC52より目的意識的に低回転型に振った機関車と認められる。しかし、次章で明らかにされるように、ボイラ蒸発量と気筒牽引力との比という点から観れば、C53は極度に高回転型の機関車であった。そんなC53の設計に際し、何故、6.65mmなどというA4の2倍に余るリードが与えられたのか？ 残念なことに、高はこの問いに答えることなく逝ってしまった。

鉄道省関係の文献にもこの点を明らかにしてくれるほど奇特な記事は見られないようである。少なくとも、初回の事故より約5ヶ月後に出版された件の西尾廣義「三気筒機関車の研究」

7) 川上『私の蒸気機関車史』下巻、341頁、参照。

8) 1933年6月末時点の記録であるが、門司鉄道局 下関機関庫には21両のC53が配属されていた。川上『私の蒸気機関車史』下巻、309頁、表21-2-B、参照。

(交友社, 1929年4月)を見れば, '29年当時, 工作局の機関車設計技術者たちが3気筒機関車 C 53 にまつわる“金縛り”問題に全く気付いていなかった, あるいは“頬かむり”していた事実は確認出来る。そこでは“3気筒=起動トルク強大”説が一般論として吹聴されているのみだからである⁹⁾。

同書「自序」に見る「鳩の巢のやうな小學校を卒へて, 活社会入りの第一歩として鐵道の門をたゝき職を奉ずること此處に十有七年」との記述や, その著書に後の工作局長徳永晋作が「添削」を加え, 元工作局長である「秋山正八閣下」が「序文」を寄せてくれたとの謝辞, また, その「序文」において秋山が「本書は鐵道省工作局車輛課技師島秀雄氏の閲覽を経られたることによりて其の内容の正確にして充實せるものなることを推察することが出来る」と述べている点などから推し量るに, 著者, 西尾廣義が同書出版当時, 工作局車両課に籍を置く叩き上げの現役技術者であったと見てまず間違いは無い。

因みに“閣下”とは帝國憲法下の官吏制度においては一, 二等高等官=勅任官に対する敬称であった。勅任官の下に三~九等高等官たる奏任官が位階をなし, ここまでが今日の所謂キャリア組に相当する。ノンキャリア組における榮達の上限は大きな機関区の区長辺りで, 名古屋機関庫主任, 瀬戸義太郎や宮原機関区長, 磯田寅二のように高等官待遇されていた者も見受けられる(磯田の場合, 技手一等, 高等官七等)。中以下の機関区長はその下の判人官で技手二等, 同じく古參機関士や技術掛, 検査掛, 技工長で試験に合格した者も判人官で, 技手三~六等にランクされていた。高等官と判人官との間には厳然たる階級格差が存在し, 食堂も別とされていたが, 人間の使い捨てを平然と行わしめた鐵道省階級制度の裾野は更に鐵道手, 雇員(月給制, 中等學校・工業學校卒業者はここから), 雇員(日給制), 傭人(日給制, 義務教育修了者はここから)へと広がっていた¹⁰⁾。

XI. C53 から C59 へ

(1) 台枠の設計と開発におけるストーリーについて

反・國鉄史觀的論点の一つ, 即ち台枠等, 重要部品の強度不足は3気筒機関車論としての本稿の流れからすればやや傍系に当るかに見える。重量に関して厳しい著しい制約の下に設計される細長い台枠は, それに作用する軌道および走行状態由来の非定常ストレスを受けながら機能し, 機関車の全体を支え, まとめる重要な背骨の役割を担っている。しかし, そのことは2気筒機関車の場合でも3ないし多気筒機関車の場合でも変るところは無いからである。

9) 同書, 56~60頁, 参照。なお, 同書には両面印刷1枚モノの「序文」が貼り込まれた個体とこれが当初から欠落していたと思しき個体とがある。この事実から, 秋山の「序文」が同書出稿後, 急に手配可能となった経緯が透けて見える。

10) 『昭和15年8月15日現在 職員録』大阪鐵道局(本多邦康氏提供), 川端前掲『ある機関士の回想』6~7頁, 参照。

それにも拘らず、C53にはクランク車軸ウェブ、ロッド類、足回りと並んで台枠にも亀裂が多発した。たびたび参照する文献の中に、以下のような回想がある。

戦時中は、物資不足から部品の補給も事欠く始末で、休車中の機関車から取り外したり、キズが入っていてもそのまま使ったりしたこともあった。

キズを早く発見できるようになったのは、いぶし検査を考案したからである。汚れをきれいに落として石油に浸したあとガスランプ（アセチレン）の炎でいぶすと、キズの部分が浮き上がってすぐに発見できるのである。

その頃花形だった超特急の「つばめ、はと、さくら」などを引っ張っていたC53型式も、昭和3年から6年頃の製造で老朽化しつつあり、たびたびこのいぶし検査の網に引っ掛かった。連結棒その他ロッド類はもちろんのこと、タイヤ、リム、台枠にまでキズが発見されたこともあったが、台枠にはペンキでキズ入りなどと書いてそのまま運転されていた（『SLと共に』16頁）。

引用にある「炎でいぶすと、キズの部分が浮き上がってすぐに発見できる」というのは亀裂に浸み込んだ油が焼かれて炭化し、黒いスジとなって浮き出るからである。台枠の亀裂では、とりわけ気筒取付部の亀裂がC53にとっての致命傷となった。そこからC53固有の問題……設計上の欠陥、というハナシになるのは自然の流れである。

台枠を巡るトラブル全般について機関車工学会は、C55における例を引きつつ、次のように述べている。

主台枠が運転中如何なる姿勢を採るか、即ち如何に歪むかに就ては最近種々の方法に依つて調査され明らかになつた。其の調査方法としては供試機関車に牽引力を発生させる為に別に荷重機関車を用ひて之のブレーキに依り適当に牽引力を調整しつゝ、給気状態に於ける歪を測定したものである。この結果に依ると台枠は運転中可成大なる歪を発生するもので、C55形式の如きでも静止の場合に比して4~5耗位置を變ずる。之が原因としては台枠の剛度が不十分の爲であると考へられて居る。従つて軸箱守扣が強固に製作されて居るものに於てはこの歪の傾向は少ない。

尚この台枠の歪は線路の状況に依つて異り、路盤の硬い程大であると言はれ又ブレーキを使用する場合に生ずる衝撃も大いに影響するものである。

……中略……

主台枠に発生する疵は台枠脚部中第1動輪前方部分に殆ど限られて居る。元來主台枠に対しては機関車の構造から見て亀裂の発生が静止中に起こるやうな原因はない。従つて之等の疵は総て疾走運転中に於ける振動又は衝撃等の為に生ずる材料の疲労と見る可きものであらう。そして起動の際のシリンダ牽引力及曲線通過の際に最も大なる力を受ける前期部分に疵が発生するのであらう。勿論其の根本原因は台枠の強度及剛度の不足の爲であり、之が防止策として軸箱守扣を強固にしたものは疵の発生が少ないやうである（最新 機関

車検修工学] 217~218頁。傍点引用者)。

この指摘を糧として反省してみれば、そのそも蒸気機関車の台枠の如き形状の大物部品は様々な外力を受ければ当然、大きく振れ、撓むのであって、台枠とはそのように変形しながら機能を果たす他ないシロモノである。その過程において、局所的に疲労を生じ、亀裂を発生させること位、半ば当然であって、長年使われた後に亀裂が全く入っていないとすれば、その方が不自然……結果的に過剰安全率が計上されている、ということになる。

しかも、機関車工学会は測定技術の進歩について云々しているが、当時のわが国は台枠各部の走行中における変形のリアルタイムでの実測を可能にする抵抗線歪みゲージが実用化される以前の段階にあった¹⁾。

そうである限り、鉄道省の蒸気機関車の台枠に亀裂が入るのは当然のことであった。要は突然ワケの判らない壊れ方をせず、補修を経済的になし得ればそれで良い。

C53には棒台枠が採用されている。棒台枠はそのサイドメンバの直上に重ね板バネとその“鞍”を据えることが容易であるから、総じてコンパクトで力の伝達経路にも無理のない懸架装置を設計するために有利な選択であった。

しかも、前掲図5-7を見るに、標準軌間の蒸気機関車においてさえ板台枠と重ね板バネとの組合せをクランク車軸支持に採用することは設計上、極めて窮屈であった。従って、狭軌の蒸気機関車において板台枠と重ね板バネとの組合せに頼ることは設計上、まず不可能であったと見て良い。つまり、棒台枠はC53のような狭軌の3気筒蒸気機関車にとっては必須の前提であったということになる。

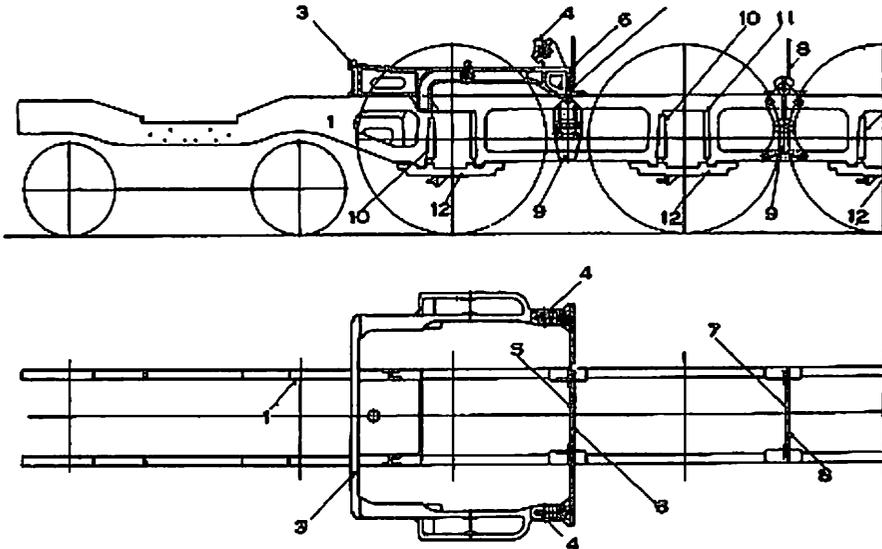
鉄道省の蒸気機関車における棒台枠の採用は1923年のD50を嚆矢とする。しかし、実のところD50についても御多聞に漏れず「第1動輪のフレームレグに傷の発生するものが相次いで起」(今村『機関車と共に』133頁)っていた。

C53にはC52のそれを参考にした、図11-1のような棒台枠が与えられた。しかし、その棒台枠たるやD50における経験が反映されているにしては非常に華奢な造りのように見える。そのプロフィールが線の細さを感じさせるだけではなかった。“棒”台枠と言っても、その実態は厚い鋼板の所々を削り抜いたモノに過ぎないのだが、何と、その板厚はC52の102mm

1) 導体の電気抵抗が引張による断面積低下によって高まる性質を利用して物体の伸びを測るシール状の小片。海外での実験室的開発は1912年に遡るが、わが国では1949年の鉄道技術研究所による使用が実用化の濫觴である。

もっとも、これさえわが国においては突出した成果であった。戦後、国産自動2輪車は世界を席卷するに至ったが、日本小型自動車工業会が自動2輪車フレームの強度基準作成のため各メーカーに試験車を提供させ、抵抗線歪みゲージによる動的応力の実測を行い、国産自動2輪車のフレーム設計技術の進歩に役立てたのは実に1957年のことであった。J. Yarnell/川口寅之輔・永倉 充訳『ストレーン・ゲージ』コロナ社、1953年、訳者まえがき、緒言、第1章、交通新聞編集局編『新しい鉄道の探求 鉄道技術研究の課題』交通協力会、1959年、61頁、葛森 樹『W1 FILE』山海堂、142~151(特に143~144)頁、参照。

図 11-1 C53 の主台枠前部



C53 とは特記されていないが、動軸間隔等から C53 以外ではあり得ない。気筒取付孔は筆者追加。

機関車工学会『最新 機関車名称辞典』78～79頁、第66図、より。

に対して敢えて D50 と同じ 90 mm にまで落とされていた。

これは海軍や満鉄辺りと奪い合いの構図が出来ていた国産鋼材における寸法上の制約と関連した止むを得ざる措置であったのかも知れぬが、ともかく、この板厚ダウンは事実であり、ここに C53 脆弱説の根拠の一端が在るように見受けられる²⁾。

もっとも、その後の経過からは事実がやや異なった側面を呈しているようにも見える。即ち、板厚の点においては D51 や後継機 C59 はおろか、気筒牽引力において我が国最大を誇る D52 の台枠も、C53 と同じ厚さで設計されていた。C59 と D52 については当初から資材調達難に鑑み、圧延鋼と鋳鋼両様の設計が施されていたが（『鉄道技術発達史 V』338頁）、この点を措くとしても、単純に板厚の面から C53 の台枠が劣ったとも言い切れないのである。

そこで、C53 における台枠の損傷は、となるのだが、この機関車について特に問題とされたの

2) 鉄道史資料保存会、『8200形 (C52形) 機関車明細図』1995年、102頁、『C53形機関車明細図』2000年、120頁、国鉄 SL 図面編集委員会『日本国有鉄道 蒸気機関車設計図面集』76頁、参照。

因みに、さまでしても台枠左右メンバ間の有効内寸は 720 mm にしかなくなっていなかった。「狭い所から身をよじるようにして中へ潜って作業したので、ナッパ服（浅黄色した木綿の作業服）が油でべとべとに汚れてしまいました」（『SL と共に』10頁）との回想も頷けよう。まさに、スチブソン式弁装置を有する B6 と並んで、この C53 の中央気筒回りは技工泣かせであった。

なお、蛇足ながら、満鉄直営の鞍山製鉄所は1929年の昭和製鋼所建設により銑鋼一貫体制への歩みを開始していたが、その名称の通り内地向け銑鉄生産の拠点であり、鋼材の生産量は僅かであった。

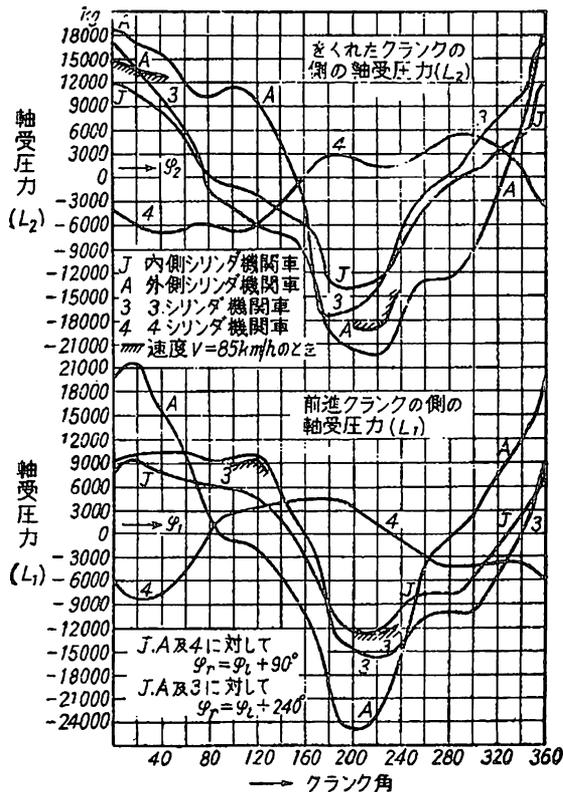
は、先にも触れた通り、如何にもか細くひ弱そうに見える気筒取付部（上図、先輪の間）であった。

また、機関車工学会は一般に台枠の亀裂は第1動軸の軸箱収容部の気筒に近い側のコーナー（左端の“10”の上）に集中的に発生した、そして“軸箱守扣”即ち“12”の強度が高いモノほど台枠の亀裂発生頻度は小さかった、と述べている。D50に関する今村の言も同じ部位を指している。

図を見ればかかる一般的傾向など、取えて語られずとも看取されるところである。何しろ、この部分はピストンに作用する蒸気圧が動輪クランクピンを押す際の反力が集中的に作用する、つまり、気筒が台枠を引張り、僅かに上に反らせ、「 Γ 」状の開口部をこじ拡げようとする力の集まる部位だからである。それ故、C53においてもこの箇所が全く無傷であったなどと思はずべき理由は無い。

以上、2つの部位に関する損傷について理論的に考察してみよう。台枠設計上、留意されるべき第1点は、図11-2に示されるように、ピストンに対して作用する蒸気圧によって台枠（車軸軸受）に加えられる力の水平分力の大きさ及びその変動幅は外側気筒式2気筒機関車の場

図 11-2 ピストンに作用する蒸気圧に起因する車軸軸受への水平方向圧力の変動



合よりも3気筒機関車における方がかなり小さく、それ故に3気筒機関車においてはより軽構造の設計が可能となるということである。勿論、内側・外側気筒が比較されているのは圧力がモーメント荷重として現れるからである。

ところが、これだけではメダルの片面に過ぎない。これとは全く対照的な第2の局面として、C53絡みでは殊更言い訳がましく響く弁装置の不調による中央気筒の発生出力過大が生じた場合、上に見た3気筒なるが故の利点は相殺されるばかりか逆転されかねない、という点にも注意が払われなければならないからである。

先ず、この不均等によって単に気筒牽引力変動における振幅が、従って台枠に主として前後方向に作用する振幅応力の強度が増す。次に、前進方向に対して気筒軸と同一の迎え角を有する中央気筒牽引力の反力は台枠前部を引張る水平分力とこれを直接こじ上げる垂直分力とに分たれ、後者は気筒取付部を吊上げようとする力、即ち、第1動軸「 \square 」状開口部、左上コーナーを直撃するモーメントとなる。

ここで前掲、図8-1によってC53における気筒ブロックの台枠サイドメンバへの取付位置を御確認頂きたい。一層悪いことに、台枠取付ボルト孔8つの内、両端に位置するその中心を結んだ線に対して左右気筒の軸は下方約70mmに、中央気筒のそれは中心点で上方約530mmに位置していた(因みにC52においては夫々63mm, 622mm)。つまり、双方に生ずる牽引反力は上下から相協調してこの取付部をこじり回す両振れのモーメント荷重を発生し続けずには済まないようになっていた。

この観察所見から顧みれば、中央気筒を左右気筒より後退させたGresleyパシフィックの設計(図5-2, 5-3, 5-9)は中央気筒牽引反力の発生位置と左右気筒のそれとを分散させ、かつ前者の垂直分力が台枠の第1動軸軸箱収容部をこじ開けようとする際のモーメントアームを大幅に、ほぼ半分程度へと短縮させる非常に優れた台枠設計上のアイデアとして評価されねばならない。3個独立に分割された気筒群の取付ボルト配置にも板台枠ならではの広い面積が活かされ、余裕が与えられていたようである。

逆に言えば、気筒と第1動軸との距離が大きくなる2軸先台車と3つの気筒を集中させるALCO的方式とを組合せようとする場合、如何にも間伸びした格好にならざるを得ない台枠の気筒取付部、並びに第1動軸開口部の強度に対する余程の配慮が必要となる、ということである。それにも拘らず、C53の設計においてはこの点、とりわけ台枠厚みの12%ダウンを決行したにも拘らず、前者に対する応分の配慮が欠けていた。これらの事実こそがC53に引導が渡される直接的原因ともなった台枠亀裂多発の淵源に他ならない。

もっとも、それが20年ばかり酷使された果ての亀裂であるとするならば、それほど目くじら立てるほどの問題でもなかったであろう。機械の設計は所詮、そのような経験を通じてしか進歩しないモノである。

生産基数の少ない船用大形ディーゼル機関などは1基1基が試作品に近い存在とならざるを

得ない。設計陣は従来型の製品における応力のレベルと損傷履歴を検討し、性能向上に対するマージンを与え、安全率を見込んで新型機関の強度設計を行う。

しかし、それでも時として、あるいは何れ、損傷は起きる。しかも、このような開発手法から当然予想されるように、そういった損傷の現れ方にはブランドや型式毎の歴史的個性が投影されている。

船用機関は“板子一枚下は地獄”の世界に投げられる。船用機関ユーザーは一般に保守的でブランドロイヤリティが高い（特定銘柄品質の傾向が強い）、などと評されるが、それは当然の帰結である。あるブランドの作品にはそれ固有“癖”とでも形容されるべき損傷パターンが現れる。そして、ユーザーの許にはそれらに対する対策技術が蓄積されている。この伝家の宝刀こそが危急時に彼らの積荷と船と命とを守るのである。それあればこそそのブランドロイヤリティであって、単なる好悪や保守性云々のハナシではない³⁾。

しかし、先に引用の対談にも登場した元名古屋機関区指導機関士 羽多野勝三は C53 の特急機関車としての晩年について、次のように語っている。

昭和15年、C53 最後の特急運用の年でもあり、3気筒のドラフトを轟かせ、沼津～京都間に活躍をした。しかし、この頃になると、C53 も台ワクのヒズミ、キズが発見されるようになり、名古屋機関区の保守関係者は、特急専門のプロジェクトチームを作り、特急運用に支障がないよう万全の体制で取り組んだ。

C53 特急を昭和3年以来10年以上ほとんどたいした事故もないまま無事運転されたのも、ほかならぬこれら保守関係者の血のにじむ努力があつてこそである。

その苦労は乗務員の比ではない。台ワクのひずみが軸焼を誘い、修正しても修正しても発熱をおこして、技工長や技工が台ワクの中へ入り、給油して走ってきたのもこの頃である（西村前掲『国鉄名古屋機関区 蒸機と共に』78頁）。

本節冒頭の引用に加え、上の引用が明らかにしているように、C53 の台枠における亀裂は既に昭和15年以前、即ち、製造後十年ほど経った頃から相当深刻な状況に陥っていたワケである。C53 の廃車年次に事寄せて“使用後20年を経て台枠に亀裂”云々といった台詞が語られることがあつたとすれば、それは満身創痍の C53 への行き過ぎた^{おごり}と形容されねばならない。

鉄道省・国鉄は一個の小宇宙をなすが如き共同体であつたから、ブランドロイヤリティどころか、あつたのはズブの忠誠心だけである。それへの裏付けとして工場から機関区まで、現場には損傷対策、対応の術も蓄積されていた筈である。それが効を奏さないほど C53 の損傷

3) 船用機関の損傷特性と対策技術については、これを部位別に総括したものとして『中・大形ディーゼル機関の損傷と対策』（『内燃機関』Vol.9 No.98 1970年6月号臨時増刊、山海堂）、ブランド別に展開したものとして日本船舶機関士協会技術委員会編『大型ディーゼル機関のチェックポイント』成山堂、1980年、日本海事協会に集積された蒸気タービンプラントからディーゼルプラント、軸系、補機までに亘る事故データを徹底的に体系づけた労作として星野次郎『機関損傷解析と安全対策』成山堂、1999年、などがある。

は酷かったということであろう。

戦時下、逆風は更に強まらざるを得なかった。即ち、潤滑油の質は著しく低下し、軸箱パッドの粗悪化（混紡率向上）によりその保油性さえもが低下を来した。現場では廃油の再生など、現在に持って来ても通用しそうな努力が繰り返された。しかし、やがては軸受合金であるバビット・メタルは錫含有率の低いモノへと置き替えられて行かざるを得なくなった。かような逆境下、弁装置のボルト弛緩から運転不能に陥るといった初歩的整備ミスも加わり、C53のみならず、鉄道省の車両全般の保守水準は低下の途を転がり落ちて行った⁴⁾。

(2) 車両限界と機関車断面構成

特急列車牽引時には走行中、台枠の間にヒトを忍ばせて給油させたとの逸話まで有する鉄道省の鬼っ子、C53は戦時体制下ゆえの延命機会を得たものの、戦時中、そのコンディションは悪化の一途を辿り、戦後は相次いで休車状態に陥り、1950年までに全て廃車となった。

表11-1は1945年も敗戦間近となった姫路機関区においてまとめられた同機関区並びに配属機関車たちの稼働状況を示すデータの一部である。これらの数字からは当時、C53が置かれていた厳しい状況が如実に浮き彫りにされている。

無論、この表に言う“休車”とは検修期間中の運用休止状態の謂いであり、それは上に述べた休車状態（当面運用から外れる第一種休車→廃車を前提とした第二種休車）とは区別されねばならない概念である。

それにしても、24～43%などという休車率を見れば、既に当時、C53は世が世なら除籍対象としてノミネートされていても可笑しくないような状態に在ったことが判る。

そのC53に取って代わったのが表11-1中にも健闘を示す数字となって顔を覗かせているC59、即ち鳥の片腕、北畠顕正を主任設計者として開発された重パシフィックである。しかし、これも程無く、ヨリ強大なボイラを持つハドソン、C62に代替されることになる。

C59、C62に対する鳥の評価＝国鉄史観については前に掲げた通りであるが、前者については要するに、「C53の代機として多年蓄積した技法を具現した理想機として現れ」、た「太い大きなボイラを、スッキリした2気筒の走り装置の上にのせたC59の端正な姿は、わが国の蒸機技術の粋ともいべき洗練されたものであって、その軽い転り、扱い易さ、そして美しさは最後期の蒸機史を飾るものと言ってよい」ということになる。

ところが、反国鉄史観においてはそれが「鉄道省、国鉄を通じ、3シリンダー機関車の製造はおろか設計すらなくなり、日本の蒸気機関車は単純堅実だが性能向上の限界が高くない2シリンダー機関車のみ限定されることになった」という正反対の評価、墮落の烙印を頂戴することになっている。

4) 西村前掲『国鉄名古屋機関区 蒸機と共に』109、294頁、参照。鳥栖機関区において考案・実施された低温低压蒸留による廃油再生事業については松原前掲『蒸気機関車とともに』159～162頁、参照。

表 11-1 C53 を含む姫路機関区在籍蒸気機関車の1945年1~4月における休車状況

	型式	配属 両数	工修休車		六検休車		区修休車		休車率
			両	延日数	両	延日数	両	延日数	
1月	C53	5	1	3	—	—	13	64	0.43
	C59	9	5	16	—	—	17	35	0.17
	D51	34	3	14	—	—	35	130	0.13
	D52	23	2	13	—	—	22	100	0.16
	計	71	11	46	—	—	87	327	0.17
2月	C53	5	3	29	—	—	6	17	0.33
	C59	6	—	—	—	—	5	27	0.16
	D51	29	1	5	—	—	14	62	0.09
	D52	24	—	—	—	—	24	138	0.21
	計	64	4	34	—	—	49	244	0.15
3月	C53	7	—	—	1	14	10	45	0.24
	C59	6	—	—	2	30	5	6	0.19
	D51	29	5	31	2	14	17	74	0.13
	D52	24	4	45	4	40	20	94	0.24
	計	65	9	76	9	98	52	219	0.19
4月	C53	7	1	9	1	9	8	55	0.35
	C59	7	—	—	1	7	3	6	0.06
	D51	28	2	8	3	23	7	59	0.11
	D52	28	2	29	2	11	7	16	0.07
	計	70	5	46	7	50	25	137	0.11

国立公文書館 アジア歴史センター「昭和二十年五月現在 姫路機関区概況」より。一部、明らかな計算ミスは訂正してある。なお、休車率=総休車日数÷(在籍両数×月日数) 例えば1月のC53の場合、(3+64)÷(5×31)=0.432…。

なお、この資料について御教示下さった本多邦康氏に拠れば、「これは連合軍返還の旧陸軍資料だが、鉄道連隊資料の中の内地機関区参考資料ではないかと思われる」とのことである。

C53 から C59 への転換=3気筒から2気筒へ、という開発方針の逆転を正しく評価するのが本章の狙いである。そして、それには鉄道省とそれ以外、例えば英米の車両限界と蒸気機関車設計との関連性について単純な事実を確認しておくことが大前提となる。

先ず車幅/軌間比から検討してみよう。鉄道省の車両限界における最大幅は線路改良の遅れを反映し、1929年7月以降、従前の3100mmから3000mmへと改められた。但し、それでも足りなかったと見え、機関車(空気機関車を除く)に対しては同時期、旧規程に準拠した建造物を有する線区にも入線可能なように裾の部分を特に絞った“第一縮小車両限界”なるものが定められた。これにより、気筒部以下の最大幅は2642mmに制限された。そして、この値を採ったとしても、車幅/軌間比=2.476となる⁵⁾。

5) 3000mm化の年月については多賀祐重「鉄道車輛」6頁、参照。“第一縮小車両限界”の制定年月

アメリカの鉄道における車両限界は会社毎に区々であったが、N. Y. C. 鉄道における最大幅は3125 mm程度であった。Niagaraなどの写真を見る限り、鉄道省におけるような縮小車両限界などというモノは定められていなかったようで、気筒側面はデフレクタ（除煙板）の面とほぼ一致している。そこでこの3125 mmをそのまま活かすとして計算すれば、 $\text{車幅}/\text{軌間比} = 2.178$ となる。

かつての南満洲鉄道の車両限界は、高さとはかく、幅に関してはアメリカにおける最も大きな限界値に準拠していたため、N. Y. C. 鉄道などより広く、3505 mmもあった。然しながら、この値で計算しても $\text{車幅}/\text{軌間比} = 2.442$ にしかならない。

イギリスの車両限界についての資料は乏しく、1923年調べのGreat Central鉄道の例では客車に対して2705 mmという狭小な数値が示されている。現在のイギリスの車両限界における最大幅については9 ft. (2743 mm)という数字が知られているがGresleyのA1やA3の図面を見ると最大幅は運転席“footplate”で9 ft.になっているから、戦前期からこの値であったと想われる。これでは $\text{車幅}/\text{軌間比} = 1.91$ にしかならない。安定が良かった筈である。

以上要するに、鉄道省の蒸気機関車は線路整備の遅れの故寄せに他ならぬ“第一縮小車両限界”などという理不尽な制約を課せられていたにも拘らず、もともとの車両限界が狭軌にしては極限的に大きかったため（因みに南アフリカ共和国でも10 ft. [3048 mm]）、軌間に対する比率という意味においては幅広で、かつトップヘビーな断面形状を有していたことになる。

実寸で言えば、鉄道省の蒸気機関車の最大幅は概ね2800~2900 mm程度であった。これに対して、標準軌間の蒸気機関車は満鉄のそれでも概ね3000~3070 mm程度であった（パシナは流線型カバーのため、3310 mm）。

次に、こういった制約条件と気筒直径との相関、即ち、 $\text{気筒径}/\text{軌間比}$ について見てみよう。鉄道省の蒸気機関車における気筒径はC59やC62では520 mm、貨物機であるD51やD52では550 mmとなっていた。D50には570 mmという大きな気筒径が与えられていた。しかし、気筒中心間距離自体は抑えられていた。

それはともかく、各々における $\text{気筒径}/\text{軌間比}$ を縦覧すれば、C59 (C62) で0.487、D51 (D52) で0.515、D50では0.534、となる。これを英米の蒸気機関車と較べてみよう。鉄道省の蒸気機関車は上に見た相対的に大きな $\text{車幅}/\text{軌間比}$ を活かす気筒径を有していたと言えるのであろうか？

イギリスの例として国有化後の標準形蒸気機関車の例を挙げれば、Class 6 “Clan” 級2気筒パシフィックで気筒径19 $\frac{1}{2}$ in. (495.3 mm) : $\text{気筒径}/\text{軌間比} = 0.345$ 、Class 9の1E貨物機で

については1929年より製造開始のC50の図面から判断した。

なお、鉄道省の蒸気機関車と同じ1067 mmゲージの南アフリカ共和国の蒸気機関車とを比べる場合、20 t対16 tという軸重制限の差とともに、気筒部のサイズに対するこの“第一縮小車両限界”の制約という外生的条件の存在が考慮に入れられねばならない。南アフリカ共和国においても古くは気筒部の最大幅が8'-5" (2565.4 mm) ほどに制限されていたが、こちらの方は戦後、かなり経ってから改められたようである。

20 in. (508 mm) : 気筒径/軌間比 = 0.354 に過ぎなかった。Gresley のパシフィックは 3 気筒であるから別格と思われようが、その A1, A3 の気筒部最大幅は 8 ft. 9 $\frac{7}{8}$ in. (2689.2 mm) であった。しかし、上に見た通り車両限界そのものが 9 ft. (2743 mm) に過ぎないから、この車両限界、軌間の下では 3 気筒であろうがなからうが、高々 20-21 in. (508-533.4 mm) 程度の小径気筒しか収められないのである。

この気筒径/軌間比 = 0.354 を狭軌に換算すれば実にタツタの 377.72 mm となる。この値たるや、1871 (明治 4) 年、3 年後の阪神間鉄道開業に際し、Sharp, Stuart & Co. Ltd. (英) より 2 両輸入されたわが国初のテンダー式“陸蒸気” A および B、後の 5000 形の 15 in. (381 mm) をも下回る矮小さ、B20 が 300 mm であるから、その程度が知れよう⁶⁾。

他方、アメリカの例として N. Y. C. 鉄道 Niagara (2D2) を見てみよう。Niagara は同鉄道において実用された最大機種で、2 つの気筒の圧倒的存在感はピストン尻棒を持たぬ欧米流の気筒前蓋設計故に、否が応でも目立っており、その実寸も 25 $\frac{1}{2}$ (647.7 mm) と実に雄大である。しかし、これを気筒径/軌間比で見れば意外にも僅か 0.451 となり、我国の蒸気機関車ではかの丙線機、C58 ($\frac{480}{1067} = 0.450$) に比肩する程度に過ぎない。

かようにして不釣り合い慣性力の高速・高回転走行に対する悪影響を抑え、これに不可欠なパワーはボイラの巨大な蒸発量と高い蒸気圧に俟つ……これこそが日本とは対照的なアメリカ流の 2 気筒機関車設計思想であった。

確かに、Pennsylvania 鉄道をはじめ、ヨリ大きな車両限界を有する他の鉄道会社においては 27 in. (685.8 mm) という大気筒径を有する蒸気機関車も存在した。しかし、これでも気筒径/軌間比は 0.478 に止まり、鉄道省における C54, C55 のそれ ($\frac{510}{1067}$) に等しい程度である。

序でに、アメリカの亜流とでも形容されるべき満鉄の例として同鉄道において最大の牽引力を誇った 1D 機、ミカシの例を挙げておけば、ミカシは 3182 mm の最大幅一杯に 630 mm の気筒 2 つをぶら下げていたが、その気筒径/軌間比は 0.439 であり、あたかも大正の狭火室機、8620 型のそれ ($\frac{470}{1067} = 0.440$) と並ぶ程度に過ぎなかった。

以上の検討により、使用蒸気圧の点で鉄道省とさして変わらなかったイギリスの蒸気機関車のロッド回りが繊細であった理由、Gresley を典型とする機関車設計技師たちが多気筒化に熱心であったワケ、欧米の近代急客機関車において動輪径を 80 in. (2032 mm) 程度と相対的に抑え、回転数を稼ぐ戦略が採られた根本的要因、そしてアメリカ 2 気筒機が速度と牽引力を稼ぐため、ボイラの巨大化と使用蒸気圧の品進へと追い立てられねばならなかった構造も理解されよう。

要するに、出発点は車両限界にあった。標準軌間の鉄道において現実採用されていた車両限界の下では車幅が相対的に狭くなっており、蒸気機関車設計に際して外側気筒の直径に対す

6) 5000型については川上幸義「私の蒸気機関車史」上巻、19-23頁、B20型については荒井文治・白井茂信・杉田肇「機関車ガイドブック」誠文堂新光会、1963年、4-5頁、参照。

る制約が大きかった。しかしその反面、台枠間に気筒を入れることは相対的に容易であった。

鉄道省の車両限界は、仮令“第1縮小車両限界”の枠内であったとしても、狭軌にしては車幅が相対的に広く、外側気筒の直径に対して寛容であった。このため2気筒機関車においても相対的に低い蒸気圧の下での気筒牽引力確保が容易であった。

その反面、狭軌鉄道においては台枠間に気筒を取めることが至難の業となる。つまり、C53のような3気筒機関車についてはこれを設計することも保守することも困難であった。そして、C59のような2気筒機関車についてはその設計、運用・保守の難度は3気筒機関車における場合より、遥かに低かった。つまり、2気筒化は合理的判断と言えた。そして、鉄道省技術陣はC51開発に際し、この利を活かすべき動輪大径化にも成功していた。

鉄道省は蒸気機関車の蒸気圧引上げに余り熱心でなかった。その背景としてわが国の工業技術一般の制約を挙げることは許されよう。しかし、鉄道省の蒸気機関車における使用蒸気圧の相対的低位を糾弾して止まぬヒトビトに対しては問い質さねばなるまい。「低い軸重限界の下で十分過ぎる気筒牽引力が獲得されており、かつ、『運転取扱心得』において最高速度が95 km/hと規定されていた状況下、高圧化により気筒径を細らせ、左右気筒の両側にデッドスペースを設けることに腐心することの何処に技術的合理性が認められるのか？」と⁷⁾。

(3) 2気筒化と力学的問題の帰趨

だが、このように単純な、とは言え多くの場合、閑却されている寸法比較から“C59のような2気筒機関車の設計が容易なことであった”と言い切るの是不穩等である。何故なら、急客機の2気筒化に際しては上述した“槌打：Hammer blow”，“前後動：To and aft motion”，“蛇行動：Sinuous motion”，“傾斜動：Rolling”，ならびに“上下動：Pitching”といった力学的問題の激成化を避けては通れないからである。

C59においては往復運動部分の質量が左右中の3つではなく両サイド2つのみに分割され、各パーツの重量は増加した。気筒径/軸間比はC53の0.422 (⁴⁵⁰/₁₀₆₇)から0.487 (⁵²⁰/₁₀₆₇)へと著増を見た。しかし、“Hammer blow”の抑制は相変わらず厳しく求められ続けた。従って、この“前後動”，“蛇行動：Sinuous motion”，“傾斜動：Rolling”の問題はどれ一つをとっても、慎重な攻略が求められる難関となった筈である。

それらの難関は島たちによってクリアされた。しかし、それらは2気筒機関車に本質的につきまとう、かつ、“Hammer blow”に対する異常に狭量な制限の下で拡大されつつ発現せずにはいなかった問題である。島部隊は問題そのものを解消したのではなく、実用的な妥協点として振動を高速域に放り上げる設計に成功したのである。かつての乗務員、川端新二は機関助手として乗り組んだC53とC59との比較に関して次のように回想している。

7) 勿論、軸重限界ならびに最高速度制限の枠が外されれば、より高い蒸気圧と3気筒との合理的組合せが追求される余地が開かれていたであろう。

C53は運転室が広く、ゆったりしていた。密閉式運転室のC59にくらべて窓がはるかに大きく、風がよく入って特に夏の暑い時期は快適だった。C59は高速運転になると動揺が多かった。その点、C53は下回りが3気筒で重く、重心が低くなっていたためか、横揺れが少なかった。

後年乗ったC62もそうだったが、90 km/hを超え、100 km/h近くなると、かえって静かに走った。戦争に行く若い機関士が今生の思い出になどといって、直線区間で思いっきり走った。GS14形速度計は120 km/hまでしか目盛りがなかったが、針が振り切っていた。15・16歳の少年だったわたしは、大喜びしていた。

C59は高速惰力運転時にしゃくるような激しい前後動（ドンツキとっていた）があったが、C53は不思議なくらいおとなしく走った。C53のシリンダーは3個あっても直径が小さく、蒸気の消費量は大きな2個のシリンダーを持つC59とほぼ同じだった。

C53はカットオフを小さくしても火室の通風が良く効き、石炭がよく燃焼して蒸気もよくできた。石炭の燃え殻を落とす揺り火格子は、C59では4分割されていて4回も重いロッキングハンドルを扱わねばならなかったが、C53は2分割、しかも意外に軽くて扱いやすく、灰もよく落ちて火床整理もしやすかった（『ある機関士の回想』38頁。傍点引用者）。

この文章には2気筒機関車C59の極限的走行条件下における“蛇行動”と“前後動”についての冷静な証言が含まれている。わが読者はC53のおとなしい走りを“不思議”とはお受け取りにならないであろうが、かかる挙動ないし起振力の生成は2気筒機関車である限り不可避の事態である。

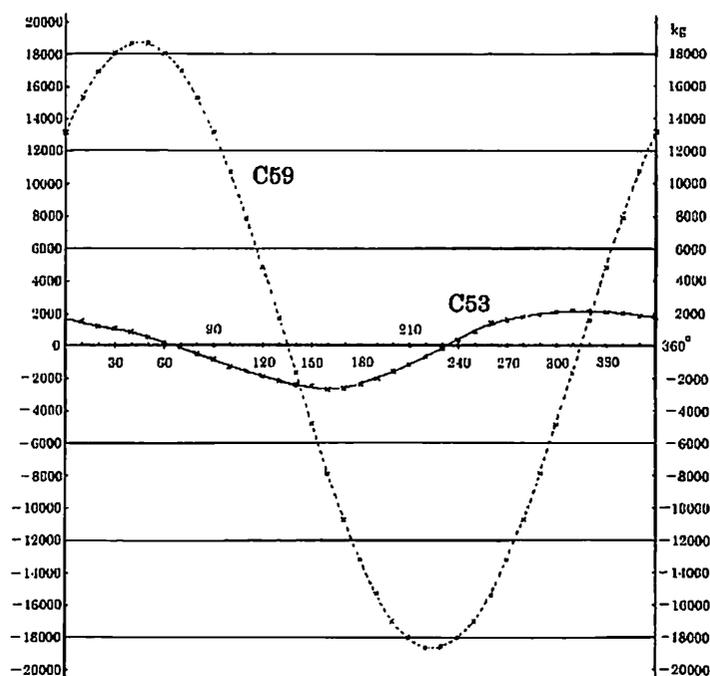
そして現に、図11-3に示される通り、C59においては往復運動部分の大形化により100 km/h走行時、クランク角 45° 及び 225° 付近においてC51のそれを実に33%も上回る ± 18620 kgという凄まじい慣性力、即ち、機関車本体と炭水車とを結ぶ“中間引張棒”の所で観測されるべき前後振動起振力の生成を見る計算となっていた（C51とC53の前後動起振力比較に関する前掲図3-20をも参照されたい⁸⁾）。

ただ、その影響を当時の最高速度である95 km/h回りまでは相対的に目立たなくしたところに設計者の技術が生きていた。先に見た元・名古屋機関区乗務員の座談会において羽多野勝三は次のように語っている。

53か【ら】59にかわった時は、よく走る機関車が出来たなあ、という気がして、いっぺんに楽になりましたね。出た当初はテンダーとの中間緩衝器のバネが弱いせいか、下り込みの惰行に入ると後からドンドン突かれるんで、テンダーの石炭が前へこぼれて、運転室が石炭だらけになりましたが、それも改良されました。定数も上がって一二両引けるよ

8) C59との比較という時期、並びに本図における起振力曲線の形状とピークの位相が図3-20のそれと明らかに異なることから、本図におけるC53は組立式クランクへの改造とバランシング変更の後のC53であり、図3-20は一体式クランクを有するC53当初型の特性を表すものであると推定される。

図 11-3 C59 と C53 との前後方向起振力比較 (@100 km/h)



鉄道省工務局青焼資料（本多邦康氏提供）を元に筆者作成。

縦軸は前（+）後（-）起振力（kg）、横軸はクランク角（deg）。

うになりました（『蒸気機関車』No.35 1975年）。

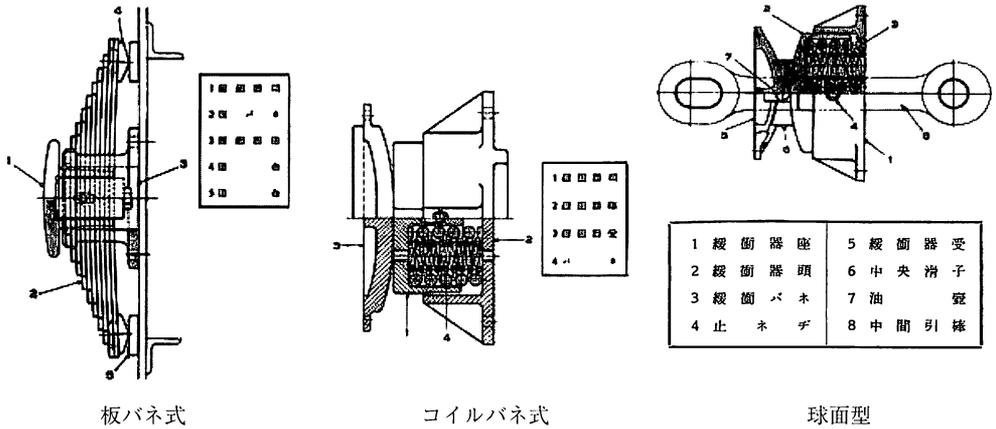
この証言は非常に意味のある推測を含んでいる。それは中間緩衝器バネ云々に関する件である。

鉄道省の国産蒸気機関車における中間緩衝器は9600型（製造初年1913年）、8620型（同1914年）初期の“竹の子バネ”両側式から2重コイルバネを中央に一組方式（後に9600、8620もこれに変更）、更にC51（同1919年）以降の2重コイルバネ中央二組方式、D50（同1923年）改造型以降の2重コイルバネ二組+球面滑子入り、と、順を追って進化して来た（図11-4）。とりわけ最後のものは上述のD50における“50キロ軌条の8番分岐器”通過時の脱線傾向に対する是正策として1931年頃に開発された試作品をベースとするものであった⁹⁾。

ところが、C53の次に開発されたネオ8620、即ちC50（同1929年）においては板バネ式が試みられている。これは重ね板バネのバネ板間摩擦による減衰性に期待した試みであったらしい。ここへ来て曲線通過性能重視から“ドンツキ”の吸収へと開発目標がシフトした事情が窺われる。それはC50という個別型式の開発云々ではなく、2気筒機関車の進化という大きなストーリーに必然的に随伴せしめられるべき周辺技術進化の一コマであった。

9) 今村『機関車と共に』137-138頁、参照。

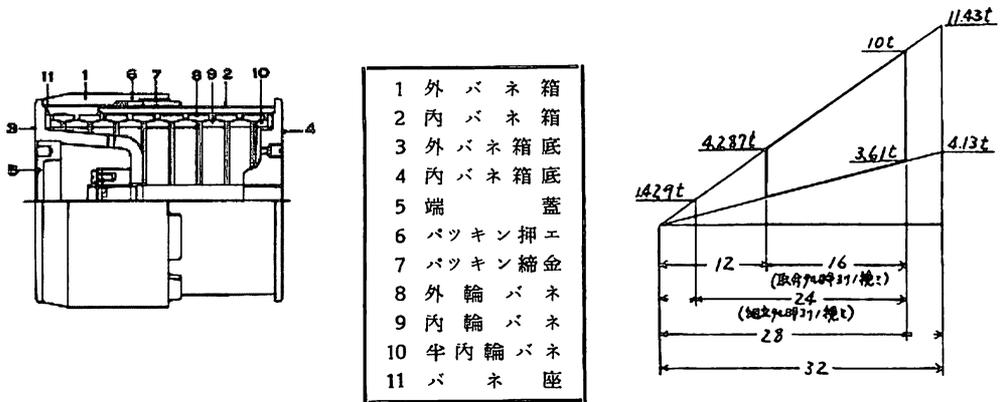
図 11-4 各種中間緩衝器 (平面図)



機関車工学会『機関車名称辞典』85頁, 第72図, 86頁, 第73, 74図。

然しながら、この当時、減衰性を有する中間緩衝器として本命と目されていた技術は板バネではなく、コイルバネを輪バネに置き換えた輪バネ式中間緩衝器 (図11-5) であった。

図 11-5 中間緩衝器の輪バネ (10t 輪バネ)



機関車工学会同上書, 87頁, 第75図。

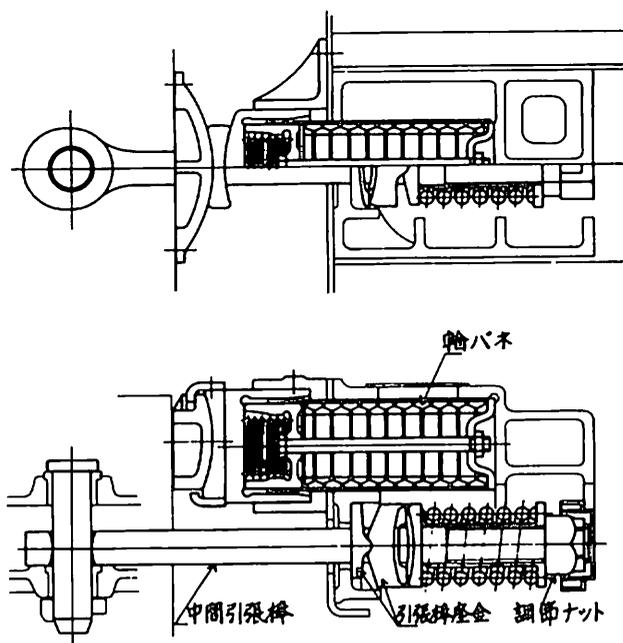
この 10t 輪バネは円錐状の内面あるいは外面を有するリングを交互に積層したもので、リングの拡張、収縮に伴う弾性と円錐面の相互摩擦による減衰性を兼備する。右方、上下の直線グラフに示されるように、10tの外力を要する圧縮においてバネに蓄えられたエネルギーは反発に際しては最大 3.61t の反発力しか表わさない。その差、失われた三角形の面積に相当するエネルギーは摩擦によって散逸せしめられることになる。これが輪バネの減衰性である。そ

して恐らく、このユニットは従来のコイルスプリングの位置に大した改造なしで収まるように設計されていたのであろう。

この輪バネはC55(同1936年)、D51(同)より試用が始まった。もっとも、バネの材質(Si-Mn鋼, Cr-Mn鋼等)、伸縮量、張力、潤滑剤の選定に手こずったようで、当初は“30t輪バネ×2+液体潤滑油”方式が用いられたが、初圧縮量の削減、グリース潤滑への変更等、かなりの試行錯誤があったらしい。結局、1929年度以降、この“10t輪バネ×2+グリース潤滑”方式で一応の安定に達した¹⁰⁾。

その後、この方式では輪バネにやや容量不足を来すことが判明したため、1941年以降に新製されるC59その他については新たに開発された“30t輪バネ×1+中間引張棒のコイルバネ”方式(図11-6)への転換が図られた。因みに、この方式に似た、但し、輪バネの中にコイルバネを仕組む方式は復興期、客車自動連結器の引張摩擦装置として用いられていた(大久保寅・『最新客貨車名称図解』第9版、132~133頁、参照)。

図11-6 1941年型“30t輪バネ×1+中間引張棒のコイルバネ”方式



『鉄道技術発達史 V』348頁、図-88より。

10) 機関車工学会『改訂増補 機関車の構造と理論』下巻、交友社、1937年、201頁、『新訂増補 機関車の構造と理論』上巻、交友社、1940年、375頁、『最新 機関車検修工学』237~238頁、梅津・茂泉『近代 蒸気機関車工学』199頁、参照。

然しながら、C59 に初採用されたこの新方式においては輪バネとコイルバネとが釣合った状態が緩衝装置の初期状態となるため初動が軽く、衝撃吸収性に劣るという事実が使用経験を通じて明らかにされた。

このため、中間引張棒側のコイルバネを撤去したモノを経て、1943年より輪バネを二重コイルバネ×2に置換したD50以来の旧方式(図11-4右)が復活した。勿論、この二重コイルバネを用いるユニットは従来の輪バネユニットの位置に容易に収まるように設計されていた。

かくて、昭和戦前期に澎湃として湧き興った減衰力への期待は邯鄲の夢と消えた。技術の進歩などというモノは時としてかような zigzag を描く他なかったのである。

国鉄 SL 図面編集委員会『日本国有鉄道 蒸気機関車設計図面集』65頁、C59 (同1941年)の項の取載図には確かに、2重コイルスプリング式の間緩衝装置が描かれている。羽多野が語った中間緩衝器バネの「改良」云々の正体は折角開発された30t輪バネ式1本方式から二重コイルスプリング2本・球面式へという中間緩衝器技術における出戻り過程についての体感的記憶であったと考えるのが最も合理的である。鉄道車両へのオイルダンパや緩衝ゴム導入以前の時代においては、回り道の末に、従来方式こそが2気筒機関車の強力化にとって最適な一要素技術であるという事実が発見されてしまったからである¹¹⁾。

C59の常用外的な高速走行における振動体験については又、川端がヨリ突っ込んだ次のような記述を行っている。

C59は100 km/hを越えると横揺れが激しくなり、同時に前のめりになるような細かな振動が激しくなるのだった。

度胸のよい人でも110 km/hになると加減弁を閉めた。炭水車にかけてある火掻き棒が振動で外れたり、ロッキングハンドルが倒れたりした。機関助士のわたしは、立ってられなくなり座席にしがみついた。

11) 中間緩衝器発達の zigzag については【鉄道技術発達史 V】339～352頁、参照。

なお、西村前掲『国鉄名古屋機関区 蒸機と共に』所収のC59についての関連記述2点はこの間になされた根本的な設計変更に触れていないが故に、不正確だと言える。

……初期にはビッグエンドの発熱と、中間連結器の緩衝バネの調整がまずく、下り勾配でだ行運転中にドンドン突かれ運転室に掛けてあるポーカーク【火かき棒】などが落ちたり、炭庫の練炭がカチンカチンに固まってしまうたりで大変であった。

浜松工場と検修陣の努力によりまもなく快適な運転ができるようになった(元名古屋機関区機関士 佐藤 武の助手時代の回想、96頁。なお、練炭とはピッチ練炭ないし甲種練炭、良質の粉炭をピッチで固めたもので、約7000 kcal/kgと高発熱量であった)。

当初C59は、中間連結器の調整が悪く、速度が90 km/h以上になると非常に強いドンツキがおこり、石炭が運転室の床に大量にこぼれたり、又逆に振動でかたまりテンダーから出てこなくなったりで業務研究会に毎月問題としてあがっていた。

その後、浜松工場で、その調整も改善され、以後それら問題点も解消され名実共に東海道本線の王者となった(260頁)。

機関車と炭水車の連結部分が猛烈にしゃくり上げ、炭水車の石炭がまるで怒涛のように運転室に押し出されてくる。速度計が120 km/hで振り切っているにもかかわらず、

「C53の方がC59よりはるかに静かだよ」

などとニヤリとした人もいた。戦場に行った幾人もの先輩たちは、二度と再び職場には戻って来なかった(川端「ある機関士の回想」86～87頁。傍点引用者)。

これはC59における異常な走行条件の下での“蛇行動”、“前後動”ならびに上下振動に誘起されたPitchingの激成を伝える証言である。

島はやがてこの問題についてのより高度な妥協点を見出して行った。その答えが島の語る“極限機関車”C62であった。これにも機関助手として乗り組んだ川端はC62とC59との比較について、

C62は自動給炭器のせいで練炭も塊炭も細かく砕いて火床に吹き付けるため、他の機関車にくらべて煙突から噴出するシンダーが猛烈に多かった。しかし、2軸従台車のおかげで高速度の時にはC59と比較にならないくらい動揺が少なく、静かに走り、乗り心地の良さは抜群だった。ちなみに、東海道本線の特急・急行用機関車だったC53、C59、C62の中で、高速走行時に最も揺れたのはC59だった(川端前掲書、75頁)。

と回想している。

シンダ損失云々については既に見た実験データ(図7-3)とも良く照応しており、改めて現場技術者による体験的記述の正確さを印象付けているが、ともかく、川端が伝える荒々しい振動特性と引換えにC59は低回転高トルク型ないし低中速ダッシュ型のスプリント性能を獲得したワケである。図11-7にはそのことが明確に表現されている(前掲図7-1Bと比較されたい)。10並びに25%におけるC59の牽引力は明らかにC53のそれを凌駕していた。

C59の曲線を見れば、25 km/h 辺りまではボイラ蒸発量が気筒における蒸気消費量を上回り、従って動輪が粘着係数が許す限りのトルクを発生し得る領域である。

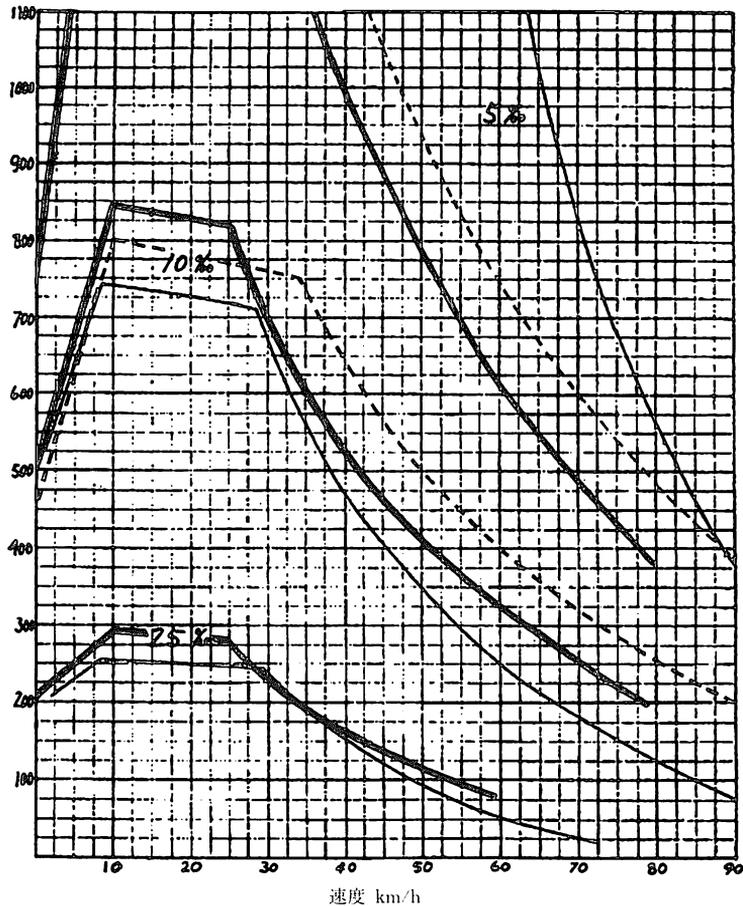
25 km/h 辺りを超えると蒸発量が蒸気消費量に追いつかなくなって来ており、牽引重量は速度向上と共に低下の一途を辿っている。

蒸発量が相対的に大きなボイラを有する機関車ほど、この変曲点が右方にシフトし、例えばC53においてはこれが25 km/h 強ではなく、30 km/h 弱に、C62においては更に35 km/h 弱となっている。この蒸気が過剰から不足へと転ずる点に到るまで、C59とC62の牽引重量に有意の差は無く、C59とC62の荷重曲線における当該部分は両型式共通である。

なお、C62の当該部分の曲線、即ち戦後のC59と重なるべき部分のデータは戦前のC59のそれと大きく隔たっている。この落差は戦前の荷重曲線が戦後のその前提となっている0.23よりやや大きい、0.25程度の粘着係数を用いて描かれているためである。

さて、C53とC59との比較という本題に立ち返れば、牽引重量の小さい高速域ともなるとC59優位で始まった両者の対抗図式の形勢は見事に逆転している。因みに、375 tの列車を牽

図 11-7 C53 (細線) と C59 (太線), C62 (破線) との牽引重量 (荷重曲線) の比較



C53 と C59 については鉄道運転会『機関車便覧』 通文閣, 1943年, 232頁, 1) と 236頁, 5) とを合成。石炭の発熱量は 6000 kcal/kg, 燃焼率は 550 kg/m²/h。C62 (破線) については一色『実務運転理論』 291頁他 (詳しくは表 11-1 の付記を参照)。そこでの前提は 6500 kcal/kg, 650 kg/m²/h。

客車列車牽引重量は機関車の有効牽引力 (引張棒牽引力) を客車 1 t 当り走行抵抗で除した商であり, 平坦線においては極めて大きな数値 (例えば C51, 10 km/h で 4950 t) となる。これは余り実用的な意味を持たない数値であるため, 0% の線図は通常, 省略される。5% 線図の部分省略も同じ理由による。

引する C59 の 5% 勾配上における均衡速度は 80 km/h ほどであったが, 同じ勾配, 同じ速度において C53 には牽引重量にして約 175 t 分に相当する余裕トルクが残されており, その余力は重さ 375 t の列車の速度を 90 km/h まで引き上げ得たことになる。

無論, この余裕トルクが速やかに引き出され得るモノであったか否か, 内燃機関の用語で言えば C53 の “吹き上がり” が良かったか否かはその設計における “internal streamlining” の巧拙に依存する問題でもあり, 実際にそのような走らせ方を試みてみない限り結論は得られない。C53 には Gresley A4 のような客観的記録が乏しいから, その辺りのことについては遺憾

ながら不明とせざるを得ない。

もっとも、C53の“走り”については、「走り出してから軽快さにおいては、【C62より】C53の方がはるかにすぐれていた」とか、戦時中、C53列車で140 km/h出たとか、130 km/hを遙かに超える俊足を度々顕したなどといった回想がある（西村前掲『国鉄名古屋機関区蒸機と共に』、235、263頁、SLと共に編集委員会『SLと共に』142～144頁）。

130 km/h、140 km/hといった数値そのものの信憑性については些か疑問無しとしないが、少なくとも「走り出してから軽快さ」におけるC53の対C62優位という点については図11-7破線のデータを見る限り、^{あなが}強ち虚言とは思えない。

現役時代の重なりが殆ど無いC53とC62との性能比較など実務的に大した意味も持たぬためか、資料的確認には若干の手間を要するのであるが、C62の牽引重量については表11-2に例示されるようなデータを弾き出すことが出来る。この数値に基づいて描かれたのが図11-7におけるC62の5及び10%勾配における荷重曲線（破線）である。

そして、この荷重曲線とC53の5及び10%荷重曲線とを比べれば、明らかに、上り緩勾配における80 km/h 辺りまでの速度域における牽引重量はC62よりもC53の方が大きかった。90 km/hを境に劣勢に転じざるを得なかったのは偏にC53のボイラが非力であったからに他ならない。但し、C53のボイラが手焚故に低い燃焼率に甘んじていたことや、焚かれていた石炭自体、発熱量が8%近く低いモノであったという事実はなお、斟酌されるに足ろう。

表 11-2 C62 の 5 及び 10% 勾配における客車列車牽引重量

		40 km/h		50 km/h		60 km/h		70 km/h		80 km/h		90 km/h	
A	ボイラ引張力 kg	10010		8680		7730		7010		6420		5920	
B	機関車走行抵抗 kg	952		1064		1186		1320		1465		1622	
C	機関車勾配抵抗 kg 5 10%	715	1430	715	1430	715	1430	715	1430	715	1430	715	1430
D	有効牽引力 kg 5 10%	8343	7628	6901	6186	5829	5114	4975	4260	4240	3525	3583	2868
E	客車走行抵抗 kg/t	2.017		2.368		2.781		3.257		3.795		4.396	
F	客車勾配抵抗 kg/t 5 10%	5	10	5	10	5	10	5	10	5	10	5	10
G	客車総抵抗 kg/t 5 10%	7.017	12.017	7.368	12.368	7.781	12.781	8.257	13.257	8.795	13.795	9.396	14.396
H	牽引重量 t 5 10%	1189	635	937	500	749	400	603	321	482	256	381	199

・色『実務運転理論』44頁、第1.16表、201～202頁、第4.5表、212頁、第4.9表に示される国鉄運転局の公式数値より。
D=A-B-C, G=E+F, H=D/G

直ちにA4や05とまでは行かずとも、3気筒機関車、ないし3気筒機関部の高速性能が潜在的に高いことは力学的に明らかな命題でもあった。3気筒機関車であるC53は、少なくとも力学的には、より高い速度での運転を可能にさせるような平坦な線路上を走らせてやりたい機関車であった。

そのボイラが C62 並に大きければ、C53 は間違いなく我国狭軌鉄道における極限的旅客機となっていたであろう。無論、それは C53 に常時、高速走行に耐えるだけの基礎体力が備わっていたとして、のハナシではあるが……。

最後に、3気筒と比べれば2気筒機関部のフリクションロスは確かに小さくて済む筈である。しかし、意外なことに、先にも利用した現場技術者向けのデータブック、『機関車便覧』に拠れば、C59の方がC53よりも10~100 km/hのあらゆる速度域において総走行抵抗は大きかった。表11-3をご覧ください。数値は惰走法と称し、機関車を各速度から惰力走行に入らしめ、惰走距離から抵抗値を算出する方法によって求められたモノらしい。

表 11-3 主な戦前派旅客用蒸気機関車における総走行抵抗 (kg)

速度	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100 km/h
C51	570	638	716	806	908	1020	1144	1280	1426	1585
C53	645	720	800	900	1005	1120	1250	1395	1550	1710
C59	656	731	816	913	1022	1142	1272	1416	1570	1735

鉄道運転会『機関車便覧』通文閣、1943年、228頁、47、より。

低速ほど空気抵抗と機関部に発生するポンピングロスの影響が軽微となるため、機械抵抗の占める割合が大きくなる。C51とC53との差は機関車の容量と後者が3気筒であることによって理解可能である。これに対して、C59の走行抵抗の大なることについては主運動部部品のマスから来る慣性力(→軸受面圧)やピストンリング接触長さをはじめ、摺動部面積の大きさ(→摩擦面積、粘性抵抗)位からしか説明の途が無い。

何れにせよ、C59の「軽い転り」は機関部のフリクションロス云々ではなく、戦後造備された第2・3次増備車の炭水車台車に採用を見た円錐コロ軸受に負う所大であったようである。この点は同じ軸受を装備した2軸従台車まで与えられたC62において「転り」の軽さが更に進化し、乗務員たちに好評を以て迎えられたとする証言によっても傍証されている。

なお、C59では1軸従台車において設定された14.6tという軸重が当時の車輪の強度限界を事実上、超えるものであったため、従輪タイヤの弛緩事故が頻発した。戦時下、その交換が不可能である場合には隙間へのブリキ板挿入といった弥縫策が講じられ、却ってタイヤ割損の如きより深刻な事態が招来された。これはC59固有の重い持病であった¹²⁾。

12) 川端前掲『ある機関士の回想』77, 93, 107頁, 対談「最後のバシフィックC五九」『世界の鉄道'68』朝日新聞社、1967年、145~150頁、参照。

なお、タイヤの締め直し又は中古タイヤへの嵌め替えに際し、“ライナ”と呼ばれる磨き銅板片を挿入する措置は古くから講じられて来たが、厚さ0.2~2.0mm、0.1mm刻みの磨き銅板の入手が困難であった時代、有り合わせのライナを重ねたり継いだりと、現場では苦勞が絶えなかったようである。広重 巖『輪軸』交友社、1971年、153~155頁、参照。

戦後、衣笠敦雄主任技師らによって取りまとめられた C62 は C59 より一回り大きく、重心を前方にシフトさせるために燃焼室を備えた D52 規格のボイラを有していたが、その下回りは C59 とほぼ、主運動部に関しては全く同一であった。従って起振力の発生形態もこれと同一であった。よって、この振動特性の違いは機関車本体の運転整備重量が C59 の 80 t (製造次数により相異) から 88.83 t へと約 10% 増加したことによる単純上下動・前後動抑制効果、2 軸従台車の採用により機関車全軸距が C59 の 10020 mm から 10520 mm へと約 5% 増加し、リヤ・オーバーハングが応分減少したことによるヨーイング抑制効果、前後重心位置が C59 より 290 mm ほど後退したことによるピッチング抑制効果の相乗によるものと考えられる¹³⁾。

ここに観察されるのは一連のストーリーとしての開発行為であり、その熟成過程である。Gresley パシフィックは A1 時代からイギリスの鉄道、なかんずく L. N. E. 鉄道においてはほとんど極限的な機関車として誕生した。それゆえに Gresley の仕事は、爾後、その部分的彫琢を重ねるストーリーとなった。その終結点たる A4 は速度、効率(燃費、水費)の点においてまさしく極限的作品であった。彼自身によって設計されたより大形の機関車の出来栄や彼のライバルや後継者たちの作品群との対比がそのことを物語っている。

これに対して、わが 3 気筒パシフィック、C53 は C52 をベースとしたからこそ成立した機関車であったが、そして C52 にしても C53 にしても、狭軌という制約に対する挑戦であり、それなりの成功作ではあったが、本質的にそのアプローチの仕方はやや見当外れであった。

2 気筒重パシフィック C59 はその C53 に対する完璧な代替機ではなかったが、その移行、標準機関であれば 700 mm になんなんとする巨大気筒を以てする 2 気筒化は決して安直な選択ではなかった。しかも、この課題に対する 1 次回答たる C59 は失敗作などではなかった。それは C59 が 1941 年から '43 年にかけて 173 両も造られたからではない。相対的に大きな気筒直径を有する 2 気筒機関車の力学的困難に対する限界に挑戦し、運転と検修に係わる現場技術者の支持を集める程の成果が収められたからである。

そして、島秀雄以下の工作局技術陣は狭軌という制約の下では極限に近い機関車、ハドソン C62 においてこの問題にはほぼ決定的な回答を与えることに成功した。C62 が 3 気筒急客機として誕生していたなら、この「ほぼ」は不要であったろうが、戦後、たった 49 両しか造られなかった 2 気筒ハドソン C62 への開発ストーリーに関する島の言に大きな虚飾は無かったのである。

(4) C59 のボイラ

無論この評価が国鉄史観に対する手放しの全面肯定へと短絡されてはならない。例えば、島は Kylchap 方式について「良好な成績を挙げているといふ報告もあるが、定説あるものとは

13) 軸重から計算すると C59 の前後重心位置が主動輪の中心から 170 mm ほど前方となるのに対して、C62 のそれは主動輪の中心から 118 mm ほど後方となる。

云へない」〔最近の鉄道〕13頁）などと語った。鉄道省の蒸気機関車は結果的に“反射板”のレベルに安住し続けた上、その可動部の調節さえ廃れて行くに任せられた。

これとは対照的に、イギリスでは排気効率とボイラ通風作用を向上させるため、戦前期、3気筒のA4 *Mullard* に Kylechap 2本煙突を組合せる方式が実用化され、嚇たる成果が収められている。その採用が戦後、全てのA3、A4に拡大された事実についても既に見た通りである。「定説」は“ある、なし”ではなく、飽くなき挑戦と淘汰を通じて創られて行くモノである。

他方、3気筒機関車一般に関して述べれば、島はその良好な通風性を認めつつ、2気筒でもC59その他のように排気膨張室を備えれば通風性能が改善される、と述べていたが、如何にも負け惜しみ臭い。排気膨張室に関してはC55を用いて2%の燃費節減効果が確認された、と伝えられてはいるものの、その客観的メリットについて追試が繰り返された形跡もなく客観性のほどは疑わしい。

因みに、C55とその後釜であるC57についてはC51との比較において通風力が劣るとの本線試験結果が広く流布せしめられている¹⁴⁾。

また、これを裏付けるかのように、C57については空転し易かったという回想と共に、排気膨張室の負の効果を確信させる次のような回想が見出される。

C57はドラフト通風が弱いため、定圧 16 kg/cm^2 を保持するためには力行中にも通風を使ったりして機関士も苦勞した（西村「国鉄名古屋機関区 蒸機と共に」221頁）。

C57は、ドラフト通風が弱く力行中もブロワーを使用しないと蒸気が思うように昇らず、苦勞した（元名古屋第二機関区電車運転士 加藤鋼一の回想。同上書、317頁）。

C57は排気膨張室があるため、ドラフト通風が弱くブロワーは使用しました（元名古屋機関区指導機関士 白木実生の回想、同上書、352頁）。

最後の回想はお召列車の露払い、先行列車運転時のエピソードで、白木はかような極軽負荷作業においてはC59の場合でもプロアを使用したと述べている（機関士独特の言い回しでは普通、“プロアを切った”などと表現された）。もっとも、そのC59にしてからが排気膨張室付きのカマである。

ともかく、C55における燃費節減が排気膨張室付きであるが故の通風力不足に起因する吹抜け損失低下によって購われたモノであったとすれば、C57においてこんな措置が講じられねばならなかった経緯も納得出来よう。排気膨張室の効果たるや、かくの通り誠に怪しい限りであった。ましてや、その効果が世界の「定説」となったコトなどない。しかし、鉄道省はこの世界の“例外”に安住し続けたのである。

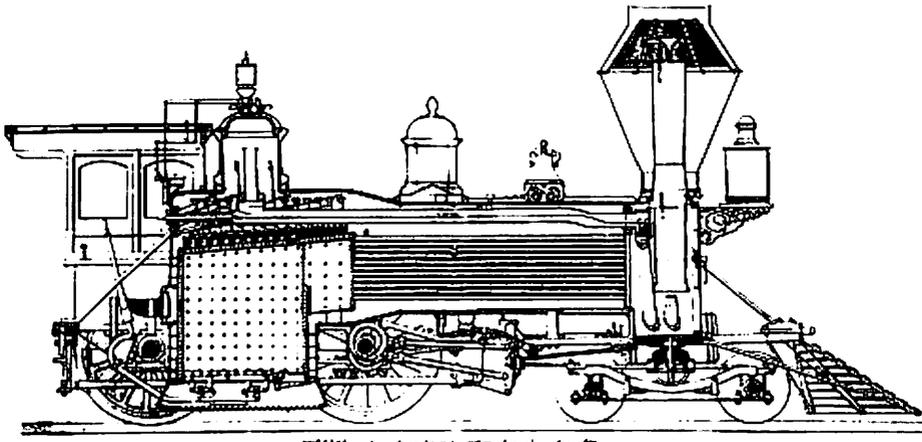
島は燃焼室の採用についても消極的であった。C53の一番手代替機である戦時派C59、即

14) 機関車工学会『新訂増補 機関車の構造及理論』下巻、510頁、第120図、511頁、第121図、参照。

ち第1グループ98両には燃焼室無しのボイラに6m煙管などというシロモノが装備されていた。それは、従輪の軸重過大を防ぐためにボイラの重心を前に持って行きたいし、燃焼室の採用に踏み切る自信はないし、といった状況から生じた苦肉の産物であった(北畠, 注12の対談)。後日, それは「本邦では最大の煙管であった」などとも評されたりしているが, こんなモノは少しも誇るべきアイテムではないし, 以下に述べるような事実関係に照らしても, このボイラが『日本国有鉄道 蒸気機関車設計図面集』において長々と紹介されている事実は誠に異なるものと言わざるを得ない。

さて, 機関車ボイラにおける燃焼室の導入は意外に古く, 1854年, Z., Colburn によって設計された件の2本2段重ねボイラ搭載機関車(2A1)の上方ボイラにはこれが付いていたし, 翌年にフランスで造られた L'Aigle 号のボイラにもそれは在った。

図11-8 燃焼室付きボイラを有する1860年代, アメリカの機関車



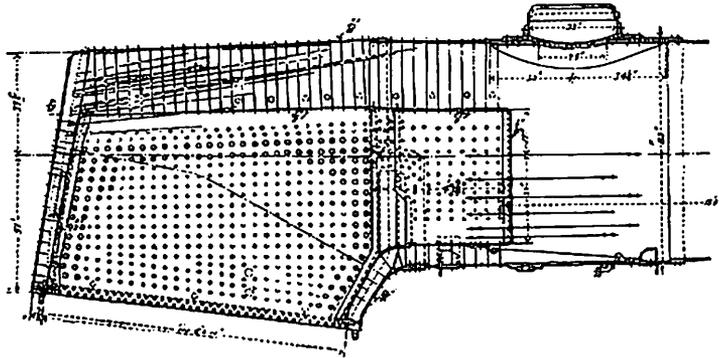
Z., Colburn, *ibid.*, Vol. I, pp. 266~267, Vol. II, Plate. XIX.

1860年代のアメリカでは“弁慶”号の如き機関車のボイラにまで立派な燃焼室が造り付けられていたりして, 少々驚かされる(図11-8)。しかし, そのアメリカにおいても燃焼室の本格的普及は20世紀の事蹟に属する(図11-9)。

一般に, 火室に燃焼室を設ければ, その分, 煙管長さは短縮され, 燃焼室伝熱面積の増加以上に全伝熱面積は減少する。しかし, 同一面積当りの蒸発率は火室の方が煙管より遙かに高いため, ボイラ蒸発量は増す。また, 燃焼室の設置により燃焼そのものも改善される。

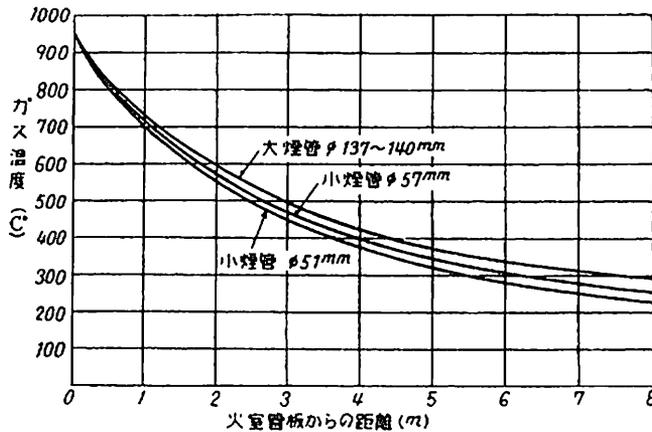
面積当り蒸発率の点で火室の方が煙管に優るのは煙管前端部においては燃焼ガス温度が図11-10に示されるように著しく低下して来るからである。煙管長を詰めたくなるのは主としてこのためであるが, 長い煙管は通風に対する抵抗(流動損失)が大きく, 振動により弛み易く, 取付部に漏洩を招きがちになるという構造上の理由も加わる。

図 11-9 アメリカで本格的な普及が始まった頃の燃焼室 (図の中央部)



森 彦三・松野千勝「機関車工学」上巻, 82頁, 第61図。

図 11-10 火室管板からの距離と煙管内ガス温度との相関



藤田「蒸気機関車の設計と構造理論」34頁, 第11図。

元データは Pennsylvania 鉄道 Altoona テストプラントによるもの。

逆に、燃焼室設置に絡んでは、燃焼室下部と缶胴との間にかなりのスペースを設けなければならない分、火室管板面積が小さくなって煙管本数に制約を受けるため、大径ボイラでなければ不利が大きくなる、火室管板へのアクセス性が低下する、ボイラ並びに機関車重心が前方に移動する、といった問題も派生する。

要するに、機関車ボイラにおいては、その効率を上げ、蒸発量を増やしたければ最も温度差の大きい所で伝熱面積を稼げ、ということに尽きる。バルベア火室もワゴントップ火室もウーテン火室も皆、狙うところは皆同じであり、この点においては燃焼室も変わるところは無い。よって、徒に長い煙管は無用の長物そのもの、1930年代には「上等の」ライブスチーム (模型

蒸気機関車)のボイラにさえ燃焼室が普及するようになっていたが、それもまた道理と言うことになる¹⁵⁾。

以上のことからして、戦時派 C59 の 6 m 煙管などというモノは百害あって一利なきが如き技術であった。「C59 では蒸気のあがりが悪く、苦しんだこともあるが、C53 ではその種の苦勞はなかった」(『ISL と共に』150頁)、などという回想は、恐らく、両者が張り合えたごく短い期間に戦時派 C59 のボイラに関して得られた経験に印象付けられての語りであろう。

かような設計を取って選んだ鳥にしてみれば、排気膨張室と抵抗の大きい長大煙管群との組合せによって大気筒径を有する 2 気筒機関車においても通風安定化が図られる、との読みが有ったのであろう。

ところが、C59 の戦時第 2 次グループ 2 両 (E 型過熱装置付) 及び戦後増備分=1946, '47 年の所謂第 3 次グループ 73 両、計 75 両のボイラは従前の 6 m 長煙管を持つ燃焼室無しから、燃焼室付きで 5.5 m 煙管を有する設計へと改められている。E 型過熱装置付の第 2 次車は除外されるべきであろうが、C59 後期型には恰も C53 と C62 との中間項となるにピッタリの諸元が与えられているワケである。

こうも掌を返したような変更を見せつけられると、誰しも鳥の皮算用が徒勞に終わったとの結論付けを避けることは出来ないであろう。

そもそも、鉄道省における燃焼室に関する研究は1929年11月に開催された第十三回車輛研究会における議論を起点としている。その場において、満鉄の技術者は燃焼室採用のメリットを主張し、朝鮮鉄道における導入成功例をも紹介した。これに対して、鉄道省の技術者は大形機にこれを採用する理論的メリットは認めつつ、燃焼室の設置による缶胴直径の増大が機関車重心の高上を招く点についての危惧を表明した。

その後、鉄道省においては1932年度車輛研究会特別委員会において燃焼室が再び取り上げられ、鉄道大臣官房研究所、東京鉄道局、仙台鉄道局にて試作研究が開始された。D50 に対しては官房研究所、東鉄が、C51 に関しては仙鉄がそれぞれ複数の改造モデルを作成し、線路上で営業列車を牽引させでデータが採られた。また、お馴染みの D50378 はオリジナル並びに 4 次に亘る改造を施された状態で官房研究所の機関車試験台に載せられ、負荷試験に供された。

15) 森 彦三・松野千勝『機関車工学』上巻、82頁、E., A., Phillipson, *Steam Locomotive Design: Data and Formulae*. p.84. 参照。

なお、多賀祐重前掲(第Ⅶ章第1節)「機関車罐の煙管の長さ L に就て」は煙管の直径と長さとの比に関するアメリカのマンモス機など海外データを元に、伝熱理論を駆使し、かかる基本的制約の下でも将来の鉄道省機関車ボイラにおける長く、かつ太い煙管の採用に合理性が見出されるという点を示唆した罪深い(?) 労作である。

1930年代の模型蒸気機関車技術については田口武二郎『蒸気機関車の作り方』誠文堂新光社、1936年、82~83頁、参照。

一連の試験においては奥行き 500 mm から 920 mm まで、8 種類の燃焼室が用いられた。煙管については、D50 の場合、①：140φ×28本の大煙管はいじらず、57φ×90本の小煙管を 57φ×74本に減らしてしまう単純削減案、②：大煙管を 133φ×28本に弱体化させる代わりに小煙管を 51φ×108本に増強する案が、C51 においては 140φ×18本の大煙管を 133φ×18本に縮小すると共に、③：57φ×84本の小煙管まで 51φ×78本に縮小してしまう案、及び④：小煙管を 51φ×98本に増強する案が試された。

何れも煙管の総断面積は縮小せしめられている。その削減率は ①：6.2%，②：7.7%，③：16.7%，④：8.4%，と、かなり大幅であった。それぞれに対応して煙管長さ削減率は ①：0.843，②：0.833 及び 0.909，③：0.833，④：0.873，となっていた。

一様な円管内を等速度で流れる流体に対して作用する管摩擦は流速 v の 2 乗に比例し、管の長さ l に比例し、その直径 d に反比例する（管摩擦 $\propto l \cdot v^2/d$ ）。ボイラの通風を単純化して考えるに、煙管内の流速 v を煙管の断面積に反比例するものとすれば、 v は $1/d^2$ に比例するワケであるから、管摩擦 $\propto l/d^5$ となる。

上記の断面積削減を 1 本の煙管に代表させれば、その直径の削減比は ①：0.969，②：0.961，③：0.913，④：0.957，となる。改造後の l/d^5 の値は①において 2.276，②において 2.368 及び 1.548，③で 2.276，④で 1.887，となる。無論、この理屈は過度に単純化されているが、これでは燃焼ガスの抜けが悪過ぎる傾向が現れて当然である。

果せるかな、何れもその成績は不満足なレベルに止まった。その総括は、燃焼室付加による蒸発量、ボイラ効率、燃焼効率の向上はほとんど無く、燃焼改善（シダの低減）も見られなかった。蒸気室蒸気温度が若干低下した点は却ってマイナスであったが、煙管入口ガス温度の低下を見たことだけはボイラ保守の点から評価に値する、という、かなりの落胆を誘われざるを得ぬ体のモノであった¹⁶⁾。

しかし、その後も試験は続けられ、その結果、燃焼室の長さを 606 mm とし、過熱管の長さを 3989 mm から 4797 mm に増大した D50 の燃料消費量が 5~6 % 向上する事実や、大阪鉄道局の燃焼室付き C51 において燃費が 3 % 向上している事実も明らかにされた。

それでも、1933年度車輛研究会特別委員会においては保守上の困難が指摘され、将来、設計される大形ボイラへの採用に含みを持たせつつ、その直ぐなる普及には待ったがかけられている。

そして漸く、1943年、細川泉一郎主任技師と衣笠敦雄技師らによって開発された D52……鉄道省の車両限界ギリギリを狙った太い缶胴部と低質炭の焚火に適した大きな火格子面積を持つ火室に特徴付けられるボイラを D51 の下回りに載せた重量貨物用機関車……が鉄道省における機関車ボイラ技術の流れの転換点となる。

即ち、D52 には機関車重量増大に伴い、C59 従台車の二の舞が演じられることを防ぐべく、

16) 官房研究所第二科 大井分室「燃焼室ヲ附加シタル機関車ノ試験成績ニ就イテ」『業務研究資料』第 21 巻第 42 号、1933 年、日本国有鉄道「鉄道技術発達史 V」302 頁、参照。

ボイラ重心を前方に移動させるための奥行き 920 mm の燃焼室と 5 m の煙管を有するボイラが与えられた。

ところが、この D52 のボイラは試験台試験において C59 と並ぶ島のもう一つの代表作 D51 の燃焼室無し、5.5 m 煙管装備のボイラに対し、燃焼率において +11.5%、ボイラ効率において +7% という素晴らしい性能を発揮した。この燃焼室と 5 m 煙管とから構成された重厚な、即ち最大蒸発量もその持続時間を規定する罐水容量も大きいボイラこそは C53 の二番手後継機、C62 のパワーの源となったものである。

また、D52 の成功があったからこそ、従台車の過大軸重という体質的欠陥に悩まされて来た C59 の第 3 次車＝戦後型にも上述の通り燃焼室付きボイラが装備されるようになり、ボイラ火室天井鋼板の材質不良を託っていた戦時型についても保守性向上を期して燃焼室付きボイラへの改造が進められる運びとなったのである（但し、燃焼室設置によるボイラ重心前方シフトの“ドンツキ”加重効果については不詳）。

重心位置の補正（前方移動）を当初の狙いとして燃焼室を与えられた D52 の大径ボイラはかかる功績ないし好成績故に歴史の転換点となったのであるが、実はここには今一つ、大きな問題が伏在していた。

即ち、この決定的現実にも拘わらず、鉄道省がボイラ効率を算出するためのツールとして頼っていた件の朝倉式や技研・岡本式といった計算式を用いて弾くと、却って D51 のボイラ効率の方が D52 のそれよりも高いという結果にしかならなかったということ、これである。無論、D51 を用いて実施された本線試験の結果も、鉄道技術研究所における試験台試験の成績も、これらの式による計算値とは大きな齟齬を示していた。

同じことは鉄道省・国鉄で愛用された運転局式ボイラ引張力計算法（Strahl [独] の方法 [1913年] に準拠）や工作局・朝倉式計算式、それらを整理した島秀雄のボイラ引張力等計算図表、その他 Kiesel 式、東京鉄道局・山内式（修正 Kiesel）、岡本式、技研・岡本式、同・中村（良藏）式といったボイラ引張力算出法についても該当し、その何れもが実は島世代以降の鉄道省蒸気機関車の性能にはマッチしておらず、試験台試験成績との間にも相当の誤差を生じていた。

かような実験式や計算図表を弄くる擬似研究行為それ自体は鉄道省エリート技術者の存在証明にはなっていたであろう。しかし、大正時代に基礎が作られた諸理論のメンテナンスやリハビリテーションに拘泥する一方、試作や体系的な試行錯誤を通じた研究開発という真っ当な行為の裏付けとは疎遠であり続けた鉄道省の技術官僚体制＝典型的な pedantocracy は、電気車や内燃車両時代の到来を目前に控えた昭和戦前期から戦中期にかけて、正しくその本陣をなす蒸気機関車技術の最終局面において、既に破綻の瀬戸際に瀕していたのである¹⁷⁾。

17) D52 と D51 とのボイラ効率比較については日本国鉄道『鉄道技術発達史 V』302～303頁、ノ

試みに鉄道省の蒸気機関車ボイラの進化を表す指標を並べてみたのが次の表11-4である。時系列的にはなく論理的発展序列として見た場合、鉄道省の機関車ボイラは D50 (C53 もほぼ同じ)→C59 第3次→D52 (C62 もほとんど同じ), と、理詰めそのものの肅々たる進化を遂げて来たように映る。

表 11-4 鉄道省機関車ボイラにおける性能指標の推移

変 数	指 標	D50	C53	C59/1次	C59/3次	D52	C62
H: 全伝熱面積 m^2	H/G	68.40	67.85	73.79	66.57	63.61	63.51
Hf: 火室伝熱面積 m^2	Hs/H	29.21	29.21	29.47	37.16	31.60	31.66
Ht: 煙管伝熱面積 m^2	Ht/Hf	10.57	10.44	12.27	8.25	8.23	8.42
Hs: 過熱伝熱面積 m^2							
G: 火格子面積 m^2	Hf/G	4.15	4.15	3.88	4.46	4.64	4.55

藤田「蒸気機関車の設計と構造理論」35頁,【参考-2】を元にデータを採集して作成。

しかし、ひとたび時系列的序列に従って、ここに C59 第1次グループのそれを割りこませてみるが良い。すると、数値の並びは下がるべき趨勢に反して上がって来たり、上がるべき流れに抗して足踏みしたかと思えば逆に下がったりと、一遍に落ち着きを失ってしまう。つまり、発展のストーリーに背く分子の介在という厳然たる事実が無機的数字の展開を通じて浮き彫りになって来る。

繰り返し述べて来たように、元々、鉄道省の技術体制においては言葉の真の意味において研究開発の名に値するような行為が範疇的に欠落していた。その上、此処へ来て、鉄道省における蒸気機関車技術のリーダー、即ち多賀や島の思考、あるいは“朝倉 - 島の知性”は開発における第1次的アプローチのための道具から技術進歩に対する桎梏へと転化するに到っていたことになる。

無論、^{なとぶ}仮令そうであったにせよ、鉄道省工作局の技術者に榊本式概算法の誤差に気付き、Stodola 博士の著書と首っ引きで蒸気タービン設計に係わる新たな実用理論開発に腐心した海軍艦政本部第五部の技術者と同一次元の働きを望む訳には行かなかった。蒸気機関車工学はとうの昔から理論的発展性の枯渇した経験工学として凝り固まっていたからである。あたら蒸気機関車工学の歴史に Stodola 博士無きことを悔んでみても、それは詮無きことであった¹⁸⁾。

参考文献

この種の様々な計算式、計算図表について簡単には横堀前掲「鉄道車両工学」48～56頁、一色左右門「実務運転理論」32～35、39～62頁、参照。一色はそれらと現実との齟齬について明快に論じている。

蒸気機関車技術と鉄道省の技術官僚体制との関係については拙著「鉄道車輛工業と自動車工業」日本経済評論社、2005年、3～6頁、参照。

18) 現代タービン工学の揺るぎ無き基礎を築き上げた碩学、チューリッヒ工科大学教授 A., B., Stodola

(5) その後の満鉄ミカニ

C53にはそれについて回る没論理的にして非現実的“名車伝説”にも拘らず、短い現役寿命しか与えられなかった。この事実を顧みるにつけ、ALCOの設計になる満鉄唯一の3気筒機関車、1924年生まれのみカニの命運に思いを馳せざるを得ない。

ミカニは1933年にクランク軸のウェブ、ピン圧入部に折損を続発させ(樋口與内『機関車之構造及理論』華北交通株式会社北京鉄路局、1941年、387頁)、後継機ミカシの開発を促した。しかし、1934年度に設計されたミカシは翌年に川崎車輛と汽車製造で合せて15両製造されたに止まった。何故、このような小所帯に終わったのかについては不明である。

ミカシは3気筒機関車の将来性に対するWoodのつれない言葉そのままに、50%制限カットオフ式の2気筒機関車として誕生した。気筒寸法は630×760mm。動輪径は1500mmに拡大され、最大軸重こそミカニの23.24tに対して23.02tと大差無かったが、運転整備状態における動輪上重量は84.43t対91.72tでミカシの方が8.6%優っていた。50%カットオフを活かすため、燃焼室とE型過熱装置とを設置されたボイラは火格子面積においてはミカニと同一の6.25m²であったが、17kg/cm²という満鉄ないし国産蒸気機関車の中では最高の蒸気圧を発生させた。これらによりミカシは速度の点でミカニを凌ぐだけでなく、最大牽引力の点でも25.60tを発揮してミカニの25.52tを気持ちだけ上回り、燃費においては一段と優位に立てるとの皮算用の下に開発された。

それは恰もC52に対するC53の優位性とC53に対するC59の優位性を兼備させようとするが如き開発目標であった。実際、条件次第でミカシはミカニに対して22.6%という石炭消費削減を実現した、というデータも採られている。

然しながら、

ミカシ形をミカニ形のダイヤで運行すると、動輪径が1,500mmであったので、ピストン速度が遅くなり過ぎて、萬家嶺の勾配を登り切れずスリップしたこともあって、結局制限カットオフを60%とし、その後貨物列車のダイヤも変更したという話であった(『南満洲鉄道 鉄道の発展と蒸気機関車』200頁)。

▼博士(1859-1942)は蒸気タービンのみならずガスタービン技術においてもブラウン・ボベリ社(現:アセア・ブラウン・ボベリ)の技術顧問の立場からその実用化に決定的な貢献を果たした工学史上の巨人である。博士のバイオニア的研究業績を反映させるべく版を重ねられたその主著 *DAMPF UND GAS-TURBINEN* の第6版(Berlin, 1924)は千頁を超える大著となった。この書物は「かのStodolaの著書の名著たる所以は、嘗に蒸気タービンの知識のみに止らず廣く工學者に對し「工學上の問題を如何に解くべきか」につき示唆に富む内容を提示せる點にある」(大賀應三『蒸気及瓦斯タービン』序)とまで称揚された斯界の金字塔をなしており、鳥秀雄が2度、受賞した東京帝国大学工学部の成績優秀賞“故ウエスト教師奨学賞”(通称“ウエスト賞”)の賞品としてこの書物が授与された故事もある。

Stodola博士の業績については三輪修三『機械工學史』丸善、2000年、107頁、拙著『船用蒸気タービン百年の航跡』146-147頁(注4)、155頁(注60)他、参照。

との伝聞が残されている。

これは明晰な記述とは言えないが、論理を通せば、50%カットオフでは牽引力が不足がちとなるため、加減弁開度を増すことになるが、その場合、トルク変動が過大となって空転を来す頻度が高かった。従って、制限カットオフを60%に伸ばすと共に、加減弁をやや絞ってトルク変動を抑制した。結果的に均衡速度は高まり、ダイヤ改正が必要となった、ということである。

然しながら、かような運転法では加減弁において大きな絞り損失（圧力降下=熱エネルギーの散逸）が発生するため、燃費の良い運転は不可能となる。これでは恐らく、ミカシの性能は看板倒れに終わったことであろう。燃費を向上させるにはこの逆に、カットオフを可及的に詰め、加減弁を満開にするしかないからである¹⁹⁾。

それかあらぬか、ミカシの配備が僅か15両で終わったため、41両のミカニはクランク車軸折損事故の克服後、相変わらず連京線南部の主力重量貨物機として侵略の鉄輪を軋ませ続けた。

それにも拘らず、小熊米雄は1972年の時点において、“機関車を消耗品と考える一方、その負荷率を常に正規の水準に維持することを当然とするアメリカでならともかく、機関車を日常的に過負荷状態に追い込む一方で、これを長く稼働させようともするわが国の貧乏臭い気風の下では3気筒のような複雑な機関車は所詮、使いこなし得ない性格のものであった”，といった意味の総括を行っている（『南満洲鉄道 鉄道の発展と蒸気機関車』200頁）。

また、その長らく不明であった戦後の動静については鉄道史研究家の田邊幸夫も、

3気筒という特殊な構造から、日本のC53同様、戦後中国においては比較的早く淘汰されたのではないかと推測されていた……。

と記している（『大陸の鐵輪』146頁）。

ところが、ミカニは敗戦後、ソ連軍の管理下から中華民国時代を経た新生中国において、“解放2型”の名で引続き遼東半島は大石橋～瓦房店間の山越え線区に留まり、日本人が知らうが知るまいが、建設の鉄輪を韋かせ続けていた。そして、少なくとも27両のミカニはかの中国国産重量貨物機“前進”号（1E1）が増備される1960年代まで主力重量貨物機として現役に留まった。

これに対して、総勢で15両を数えたミカシの方は如何であったか？ 正確なところは判っておらず、田邊もミカニ同様であったのでは……、と推測を語るだけであった²⁰⁾。

然しながら、少なくとも1両のミカニが現存するのに対してミカシは1両も保存されていないことも手伝ってか、中国鉄道出版社『中国蒸汽機車世紀集影』の記述は明らかにミカニの方を大きく取上げている。即ち、ミカニについては、125頁全部を費やし、現在は瀋陽蒸気機関

19) ミカシについては市原・小熊・永田・安養寺『南満洲鉄道 鉄道の発展と蒸気機関車』198～200頁、同、『南満洲鉄道の車両（形式図集）』誠文堂新光社、1970年、30頁、田邊幸夫『大陸の鐵輪』148～151頁、参照。

20) 田邊『大陸の鐵輪』146頁、中国鉄道出版社『中国蒸汽機車世紀集影』2001年、125頁、参照。

車博物館に保存展示されている機関車 JF₂ 型2525号の大きなカラー写真を掲げると共に、その解説においては、

1924年満鉄従美国機車公司 (ALCO) 購入5台、1925年開始由満鉄沙河工廠、日本川崎、日本汽車等廠製造41台。本台機車系1929年日本製造。機車及煤水車總重178.8噸、車長22340毫米、車排列号 1-4-1 式。原配屬滿鉄、称号ミカニ型。1951年改号解放 2 型。這種機車有 3 個汽缸、牽引力大、在瀋陽鐵路局瓦房店機務段担当大石橋至瓦房店間長大堤道重載貨物列車的牽引任務。1990年取消該型機車。2525号機車現陳列于蘇家屯機車陳列館。と述べ、ミカニが3気筒で牽引力が大きく、大石橋～瓦房店間の勾配線区での重量貨物列車牽引の任務を遂行した旨、当時の保存展示状況と共に簡明な文章で綴られている。英訳も添えられているが、日本人ならば通じるであろう漢語であるから、英語も和訳もここには掲げない。

これに対してミカシについては如何に、と見れば、雑多な派生型式と合わせて D51 を凌ぐ 1124両+αの大所帯をなしたミカイと頁を折半させられた上、ただ、不鮮明な写真、製造所、総重量、全長、動輪径、車軸配置、改号履歴、型式抹消年についての無機的データが並記されているのみである。

これだけでミカニが優れていたことの証明になるわけではないが、新中国建設への貢献度において1980年頃まで現役に留まった2525号を筆頭に、ミカニがミカシを凌駕する役回りを演じ切ったこともまた、抹消され得ない事実であったと推断するに如くはあるまい。

この長寿は数量的には較べられるべくもないが、ミカニとほぼ同年代にして、恰もこれ 1 E に組換えたかの如きドイツ国鉄標準・3連ワルシャート3気筒貨物機=44型の現役期間に匹敵するものであり、大いに称賛されるに値するであろう。

ミカニは厳しい環境下で重責を担いつつ長命を全うし得た。その所以として思い当たるのは、原設計が、その根底に在った筈の機関車使い捨て思想にも拘わらず、バランス良く出来ていたこと、“中ピク”潤滑法に一日の長があったこと、ALCO 流“2+1”気筒ブロックが気筒～第1動軸間距離の短い 1D1 の軸配置に適していたこと、気筒ブロック鋳物の設計が良く、タチの悪い亀裂等を発生させなかったこと、そして台枠の余裕強度自体も大きかったこと、であろう。今更「何々と比較して……」、などと添える必要などあるまい。

おわりに

熱機関技術史の立場から述べれば、蒸気機関車進化の過程において標準化へと至った最後の技術は過熱であった。それ以外の技術となると、複式(2段膨張)はおろか、本稿のテーマである3気筒化、つまり気筒をたった1個加えるだけで喧々囂々たる議論の渦であった。かような特殊性に凝り固まった固有領域=袋小路は熱機関技術史の外縁部にこそ相応しい。

しかし、短期的には3気筒機関車 C53 の開発とその後の運用、更にはその鉄道省関係者に

よる自己評価を分析し相対化することを通じて日本の近代化、輸入代替工業化、ひいては鉄道省という機械化部隊の技術体制としての特殊性の内実が浮き彫りにされることもまた、確かである。

C53を極端に高く評価しようとする(その分、C52を蔑む)集団はそれが特急牽引機として長く用いられた、という点を強調したが。実際、走行中の人力給油などという悲愴な努力……まかり間違えば特攻隊まがいの命の使い捨て……に護られながらC53は鉄道省の蒸気機関車としては長く特急牽機として用いられた。

だが、C51は客車の鋼体化に、C59は(特急の運行は1944年4月1日に一旦、廃止されているが)戦後、ヨリ近代的で大出力のC62に追われたのであり、そのC62は電化に追われたのである。特急牽機として用いられた期間の短さには^{それぞれ}夫々、然るべき理由がある。特急牽引期間の長さは必ずしも機械としての良い評価には短絡せしめられ得ない。

長い期間頑張った、などという点を持ち出すなら薄命に終わったC53などよりも、ALCO起源でC52の先輩、一度クランク折損を経験しながら、部品供給面でも整備の人手の面でも内地より遙かに不自由な敗戦前後の中国大陸を生き抜き、“前進”が増備される1960年代まで中国、旧連京線の勾配区間で重量貨物牽機として重用され、1980年頃まで現役に留まったと伝えられる旧満鉄の半国産3気筒機関車ミカニについてこそ解明され、語られるべきことは遙かに多い。

島が自讃して止まぬD51はD50を整理整頓し、鉄道省の技術的伝統の地平に引き戻した作品であった。しかし、両方乗った機関士の中には空転し難いD50に軍配を挙げる向きがある。C52こき下ろしとC53過大評価と並んで、この辺りにも国鉄史観の独善性・一面性が馬脚を現している。

C53のスムーズな走りにしても、それは3気筒なればこそその特性であって、個別設計の良し悪しとは別次元の問題である。

そういった意味において、C53は特別な“名機”などではなかった。むしろ、どちらかと言えばそれは設計上の“欠陥”に満ちた機関車であった。しかも、“オリジナリティー”が主張された箇所ほど大きな、質の悪い問題を抱えていた。

C53型蒸気機関車は弁装置設計の不備故に特定クランク角において生じた背圧過多に起因する“金縛り”をはじめ、弁装置を含む各部の容量ないし強度不足、工作不良等、軽重多くの欠陥を露呈した。

弁装置設計の不備、クランク車軸の基本設計においてバランスングに気を取られた独りよがりな演じられ、ドイツ流“横着設計”の模倣にも部分釣合の徹底にも踏み込まず、せめてその代償措置として中央クランクピンの潤滑に慎重を期し、ミカニないしALCO重量貨物機流のグリース内部給脂方式ぐらいを手当てしておかれて然るべきところ、これを月並み極まるビックエンド油壺による外部給油で良しとされたこと、台枠設計において3気筒機関車の特性が十

分汲み取られていなかったこと、以上が C53 設計上の四大欠陥である。

確かに、C53 並の“中ビク”外部潤滑法は健全かつ頑丈なクランク車軸を設計した Gresley や Cook をはじめ、多くの蒸気機関車設計者によっても採用されている。それにも拘らず、この給油法は機械設計一般という観点から見ると巧みな手抜き以外の何ものでもなかった。極小、低速機関を例外として、どのような据付機関にせよ船用機関にせよ、クランクピン軸受に対する蒸気機関車における場合ほどイカゲンな潤滑設計は少なかった。

Cook による Gresley A4 の改良は見事な成果に結実しているとは言え、彼がああ改良設計によって連続高負荷運転時の帯熱を完全に抑止する所存であったとすれば、それは厚顔の限りである。Cook は恐らくそんなことは毫も望んでいなかった。むしろ、その成功は“急行旅客用機関車というモノはロッキー越えでもさせられない限り連続高負荷運転には供されないし、長丁場の峠越えの場合とて船用機関や発電用機関における数日から数年に及ぶ連続高負荷運転とは桁違いの負荷強度しかない”，という正しい割り切り方の勝利であった。

蒸気機関車と据付機関とを比べ、前者について、

其の構造一見簡単なるが如きは寧ろ器械精巧の極にして無数の真理を其の内に含有するに依る。

と語った森らの言葉は蒸気機関車が際どい妥協の上に成立するものであるということをも告げている。

言い換えれば、C53 は“中ビク”潤滑に関して、際どい所で妥協し損なった作品であった。クランク車軸の設計が拙かったらマズイなりに、その埋め合わせとして潤滑により多くの意を用いるべきであった。それにも拘らず、島はそれを怠った。挙句の果てが、鉄道省の隠された伝統であったとは言え、特急牽引に際しての“特攻隊”的給油係の登場であった。

元来、蒸気機関車はその乗務員及び検修員に寒風酷暑の下、絶えず危険に満ちた重筋労働を強いる性質の機械であった。乗務員には常に検修員の役割が押し付けられていた。排気中の有害物質や断熱及びシール材として安易に濫用されていたアスベスト・ダストの吸引による障害など、蒸気機関車を巡る現業職員の労働環境については十分明らかにされぬまま歴史の底に沈んでしまった負の遺産も数え切れぬであろうが、それらについても乗務員 OB における平均余命の短かさという状況証拠が問わず語りに教えている。

かかる負の側面を助長し、激性化させた最大にして内生的な要因は鉄道省、国鉄における焚火法に象徴される人間使い捨てを省みぬ経済主義とダイヤ至上主義であった。かような背景の下、機関車構造技術上の不備に対する尻拭いとして演じられたのが C51 や、とりわけ C53 の特急牽引仕業におけるこの“特攻隊”的給油、というワケである。

しかし、それでもなお C53 は鉄道省の蒸気機関車開発技術史の中においては一際目立った冒険の成果であり、爾後の開発に高いハードルを与えた点においては十分、進歩の一階梯というその存在意義を全うした機関車であった。

島父子の間に朝倉を挟む三代の将軍によって領導された鉄道省・国鉄における蒸気機関車開発技術陣は厳しい制度的、社会的足枷を課されながらも正しい優先順位付けを行い、多くのことに順次取り組み、一つの流れをなす着実な業績を積み重ねて行った。

確かに、そこには研究と開発とが別個に存在していただけで、研究開発と呼べる営為は存在しなかった。また、その作品群は最終局面を除けば習作の連続であった。徹底的な練成に耐える作品も無ければ、その最終章においてさえ極限設計には程遠く、主要部分へのころがり軸受の採用やボイラははじめ要部への特殊鋼導入等、未成に終わった課題も山積していた¹⁾。

設計者の魂の昇華と形容されるに足るほどの“凄み”を感じさせる作品を遂に欠いたことは中進的継ぎ足し技術の習いとして止むを得ないことであつたかも知れない。その開発成果が内部市場にほぼ限定されるモノではなく、主として海外市場に頼る体の作品群であつたとすれば、彼らの振舞いは全く異なっていたであろう。また、当の内部市場においてさえ、車両限界、軸重制限、“hammer blow”に係わる15%制限が緩和されていたとすれば、鉄道省・国鉄の蒸気機関車は実際とはかなり異なる進化を遂げていた筈である。

それやこれやを勘案するに、島などは「厳しい制約の下で頑張り、国鉄内部で大事に遣われる分には十分合格と言えるレベルに到達したけれど、世界のそれに追いつく実力が身に付かぬ内に電化やディーゼル化が時代の要請となったため、今度はそれに注力することになりました。そして新幹線で世界の頂点に立てました」とでも正直に総括しておれば、それで立派に体面が保てた筈である。

しかし、島は決してそのようなスタンスは採らず、また諸侯も外様大名たちも官尊民卑、情報独占時代さながらの尊王攘夷の目線のまま、「国鉄の蒸気機関車技術は世界に冠たるものであつた」とか、「作品は全て名機であつた」などと根も葉もない不可謬説を繰り返し、虚言の上塗りを重ねてた。

この思想と行動は尼崎脱線事故を巡る JR 西日本の責任隠蔽工作をはじめとする JR 各社の独善的行為の中に脈々と受け継がれている。“C53 名機説”はその典型ないし原点であり、“国鉄史観”はこれを普遍的表現型に高めたモノに他ならない。

そして、この余りに自己保身的な思想に侵された結果、蒸気機関車国産化を巡る試行錯誤の階梯はハチロク、キュウロクを以て終りを告げ、以後、国産技術はシゴイチで世界的水準に到達、順風満帆の開発ストーリーが描かれたかのような技術論無き太平楽が独り歩きすることになる。あまつさえ、それは内燃車両や電気車両の領域にまで拡張され、拳句の果てにこの国の産業技術史全般に係わる正しい認識が妨げられる不幸な状況まで醸し出されている。C53 名機説は単なる個別事例を超えた、実にその病根の核たるものである。

だが、左様な不可謬説など、技術史における皇国史観とでも言うべきもの、煎じ詰めれば只

1) ころがり軸受については拙稿「鉄道車両ころがり軸受と台車の戦前戦後史」(本稿連載終了後、連載開始予定)、参照。

の嘘っぱちに過ぎない。外の世界の技術開発におけるストーリーをしてみるがよい。MTU (独) が新型の大形高速ディーゼル機関を開発すると、程無くこれを模倣したかのような国産品が横行する。しかし、模倣的作品が馬力当り重量他の点で本家を凌いだ例^{たれし}など一つも有りはしない。

飛行船 *Hindenburg* の時代より常に大形高速ディーゼルの極限を窮め続けて来た者、限界を超えた挑戦と挫折の繰返しを通じて限界を知った者とそうでない者との差は厳然として存在する。さればこそ、先駆者たる者、失敗を隠したりなどしはしない。それを糊塗する作為が有害無益であることを知悉しているからである。

日本海軍において最後の艦政本部長を務めた渋谷隆太郎は失敗経験の重要性について次のように述べている。

如何なる技術も故障錯誤を階梯として進歩するものであるから、故障の経験を沢山持って居るものが優れた技術能力を持って居ると見ても誤りはない。この意味からすれば我海軍がタービン故障の経験を持ったことは見様によっては喜ばしい現象であると発言した所、そんな考えの持主がタービン整備の任にあるからこんな故障が続出するのだ、と一喝喰わされたが、前にも申した通りこれ等タービンの故障が旧海軍タービン進歩の貴き階梯であったと云う自分の考えには少しも誤りなしと今でも信じて居る。

欧米先進国にはタービン翼車のバーストは随所に起って居る。我国は今日に至るまで僅かに2件である。其の一つは湊川発電所に於て、他の一つは長崎造船所に於て爆発した。しかし前者は GE 社製のタービンであったから国産タービン翼車のバーストは僅かに一件である。

この一事を見ても我国タービン技術が欧米先進国に及ばず今日に於ても尚彼等と技術の提携をすることによって其の不足を補いつつある実情が理解し得る。斯く申すと機関の故障を謳歌する様にも聞えるが、決してそうではない。出来るだけ故障を少なくして大なる進歩を期待するのが当然であるけれども、技術発達[・]の歴史を見れば錯誤故障の大きさと進歩の程度は正比例して居る (生産技術協会『旧海軍技術資料 第1編 (2)』1970年, 66頁。傍点は引用者による訂正箇所)。

かく語る渋谷元技術中将こそは、アメリカの対応物とは比較にならぬほどお粗末な機械であったとは言え、先次大戦を一件の重大事故も起さぬ高い信頼性を以って戦い抜いた艦本式タービンの定礎者であった²⁾。

そして、恰も渋谷の遺志を呈してでもいるかの如く、三菱重工業長崎造船所においては今もなお、その破裂飛散したタービンローターの断片が、わが国においては稀有と言うべき挑戦的歴史の証言者として誇らしげに展示されている。

2) 渋谷の業績や艦本式タービンを含む船用蒸気タービンの技術史については前掲拙著『船用蒸気タービン百年の軌跡』, 参照。

滅亡した旧海軍の技術リーダー渋谷や日々開発に身を捧げる企業人が見せるような率直さは、遺憾ながら、生き延びた鉄道省の技術リーダーとしての島の発言からは少しも感じられない。そのことを通じてこの組織の独善的体質が象徴的に表現されている。

無論、“日本が戦争に負けたとは思っておらぬ”という渋谷の妄言や、明治この方わが国を低劣な侵略戦争マシンに貶め続けて来た歴代指導層やその末裔たちの低能さ加減は哀れと言うも愚かである。

加うるに、そもそも、鉄道省・国鉄は運輸のための組織であって、技術開発を^{なりわい}生業とするメーカーなどではなかった。列車の安全運行こそが鉄道省・国鉄に一貫して課せられていた至上の責務であった。従って、その開発体制の不備を^{おぼろ}論い、あまつさえ尾羽打ち枯らしたその末期の姿から往時の鉄道省・国鉄を批判するなど、スペックいじりと同様、誠にたわいない所作とも言える。

しかも、日露戦争当時のB6(533両)、第1次大戦前後の9600(784両)、D50(380両)、15年戦争期のD51(1115両)、D52(285両)、と、量産機種の製造実績に象徴されるように、国有鉄道における蒸気機関車の歴史は軍事輸送のそれであり、人間使い捨てを省みぬ経済主義とダイヤ至上主義の淵源の一つはこの軍事輸送に与えられた優先^{いんき}順位の高さにあった。軍事輸送の歩みは総じて苦難の途であったが、とりわけ最後の負け戦、十五年戦争の前後に国鉄現業職員が嘗めさせられた辛酸は筆舌に尽くし難いものであった。その一端については既に観て来た通りである。

元・鉄道省～国鉄機関士、向坂唯雄は戦時から占領期にかけての国鉄乗務員の窮状と機関車の惨状と決意を次のような文章によって表現している。

私は多くの場合、腹をへらし、粗末な服を着て、解体寸前の靴をはいていた。そういうものだと思っていた。東京は焼野原で、機関車はボロで、だから仕方がなかった。……中略……

当時、私たちが乗務する蒸気機関車は、いたる所が故障していた。タンクからは水がもり、パイプからは蒸気がもり、ホースからは空気がもれた。ひどい時には、各駅毎に火床整理をして、やっと走っていた。終戦の日にも、汽車は走っていた。進駐軍が占領にきて、汽車はとまらなかつた。

戦争中には、汽車がとまれば日本がまけると思った。終戦後は、汽車がとまれば、東京中の人間が餓死すると思った。私たちは、命じられれば、どんな無理をしても、汽車を運転した。無理を命じるのが、日本軍でも、連合軍でも、同じ事だった。私達が直接取組む相手は、D五一や九六〇〇の機関車だった(向坂唯雄『信じ服従し働く』永田書房、1976年、198頁)。

同じことを、これも元鉄道省～国鉄機関士にして組合活動家でもあった風間末治郎は次のように総括している。

……無謀な侵略戦争の戦後の始末を国鉄に押しかぶせ、国も当局も具体的な解決策も打ち出せない結果…【としての大量予備人員抱え込み】…の中で、外地からの、あるいは全国各地の部隊からの復員者の輸送、外地からの帰還者、疎開者の復帰、食料不足の中で日常生活品の輸送は瞬時も中断が許されない、戦時体制下で【簡易線運転規程をねじ曲げ、9600を簡易線に乗り入れさせるなど】³⁾ 運転規定や建設規定を改悪してまで、酷使し荒廃した国鉄の諸施設や機構をもって、生活の困窮と劣悪な労働条件の中でこの任務を遂行したのは国鉄労働者であった（『機関車 輝炎きの半生記』私家版、2002年、144、147頁、【 】内引用者）。

敗戦のその日、従前同様の哀しき使命感だけに支えられ、列車安全運行に挺身した鉄道現業職員の姿が見られなかったとすれば、この敗戦国の何処に復興への希望が見出され得たであろうか？

あるいはまた、この国の鉄道と工業技術の再興のため、毅然として占領軍に対峙した運輸省動力車課長 島 秀雄の姿がそこに無かったとすれば、この極東の植民地があればほど力強い復興を遂げることなどあり得たであろうか？³⁾

無論、このように評価したからと言って、筆者は国有鉄道が戦争の被害者であったと主張したいワケではない。そのような主張は歴史の歪曲である。再度、強調しておくが、好戦国家日本帝國国有鉄道の実態は侵略戦争のための道具そのものであった。蒸気機関車はその要諦をなす技術であり、かようなモノとして開発され、製造され、運用された。

その挙句、海軍は滅び、国鉄は生き残った。そしてともかく、国鉄とその蒸気機関車が生き延びてくれていたからこそ戦後、日本は復興出来た。国鉄はこの国を背負って立つ巨大な機械化部隊として在り続けたのであり、蒸気機関車は文字通りその牽引車であった。それを動かす国鉄現業職員たちは大きな職責を全うした。C53 の出来が今一つであったにも拘らず、島 秀雄は先見性に優れた技術的指導者として彼らの上に屹立していた。

それでもなお、現代技術史研究の立場からすれば、我々は詰らぬ「史観」の対立を超えた処でこの国における蒸気機関車開発、ヨリ広くは輸入代替国産化過程の即物的・客観的検証に取り組むことを第一義とせねばならない。皮肉な言い回しをするなら、現代人が“昔のヒト”に対して抱く謂れなき劣等感の払拭のためにも……。そしてかかる場合、C53 名機説に対する理性的批判はその格好の教材となる。

もっとも、“名機”説批判も何も、当のC53 自体は既に戦前期にその盛りを過ぎ、復興初期には早々と引退を渡されてしまっている。その引退が国鉄が標榜していた25年という耐用年数にも満たぬ22年目の椿事であったため、1953年7月23日に開催された衆議院運輸委員会において、自由党の鈴木仙八委員などは1067 mm ゲージのニュージーランドやメーター・ゲージのタイの国鉄では3気筒機関車が引き続き活躍させられているのに、国鉄がC53 をその検修不

3) この点についても 1) に述べた別稿の冒頭にて取上げられる。

如意を理由に早期廃車処分に付したのは管理不行き届き、無駄遣いではないのか、との国鉄批判を蒸し返したほどである（寺島京・「機関車史のうらばなし 16」『レイル』No. 19, 1979年、本多邦康氏より提供）。

鈴木は本家 A3, A4 についで知る所が無かったようであるが、情報が開かれてさえいれば、新中国におけるミカエの健在ぶりも引き合いに出されずには済まされなかったであろう。

然しながら、何と比べられ、どう言い訳しようが、所詮、廃物は廃物であった。国鉄はかような批判にもめげず、その後も蒸気機関車の世代交代を密やかに続け、高度成長期には一転して大々的“無煙化”計画断行に打って出る。万博を訪れる外国人観光客の目に蒸気機関車を曝すことを恥じる余り、新大阪駅付近を通る城東貨物線から急遽 D51, D52 を放逐した一件に象徴されるように、その内実は先ず以て「維新の花に培いて 一等国の名を竊かてる 我が日の本の開明に 我れ與らずと誰かいふ……」（“鉄道の歌”）と唄われた時代と寸分変らぬ“一等国願望”の現れであった。

しかし、イギリスにおける鉄道技術文化の保存、継承活動との対極に位置するこの国の貧困極まるスクラップ&ビルド「文化」の背景下に推進されたとあっては、かかる“無煙化”は人間使い捨ての技術並びにそれを現場サイドで自覚的に支え続けた精神文化そのもののドラスティックな切り捨て行為となる他なかった。

この間、これを背後から急がせたのが戦後、抑圧体制からの解放と共に覚醒と激成化の度を高めた国鉄労働運動であり、事態を一層こじれさせたのが技術体制における権威性の失墜であった。

即ち、国鉄は蒸気機関車時代、A1 から A3 を経て A4 を生み出した L. N. E. 鉄道や、No. 8000, Class 8800 を基礎に Class 9000 を開花させた U. P. 鉄道・ALCO におけるが如き実質的改良とは全く次元を異にする小技、見せ技の連発と、これを十重二十重に守り抜く運用並びに検修体制を以て自らの機関車技術における無謬性神話を辛くも維持して来た。

しかし、戦後、これを再構築しようとする試みは、少なくともディーゼル技術の領域においては、大いなる蹉跌を重ねた。技術体制更新期に拡大したかような縦^{はこ}びは終末期国鉄における労働現場の精神的荒廃に対する遠因の一つとしても記憶されるに値する。

最後に、視座を反転させ、蒸気機関車という存在をヨリ本質的に捉えておきたい。

そもそも、その出現当初、蒸気機関車は産業革命期イギリスにおいて綿工場の夜間操業に必要不可欠であった灯火用ガス（都市ガス）製造の副産物たるコークスを焚いて慎ましく稼働していた。しかし、この幼い機械は1853年頃からヨリ供給潤沢にして経済的な燃料を求め、石炭のナマ焚きへと転じ、機関車ボイラの適応進化が始まった⁴⁾。

4) 森彦三・松野千勝「機関車工学」上巻、51頁、参照。

Colburn に拠れば、石炭は不純物を含んでいる分、重量当り発熱量がコークスより低い。そのメ

かくて、蒸気機関車は化石燃料の無駄の無い使用という面で健全な発達を遂げかけていた総合的なエネルギー利用文明の一キャストではなくなってしまった。

Rudolf Diesel (1858~1913) がその晩年に語ったような、石炭を“野蛮”な直焚きに供することなく、これを乾留して石炭ガス(燃料)、コークス(燃料、製鉄還元剤)、タール(石炭化学原料、ディーゼル燃料)を得るといった無駄の無い技術体系は、更に時代が下った両大戦間期、彼の祖国たる資源小国ドイツで発達した。それは「まとも」を復活させる端緒となり得る開発行為であった。

対照的に、資源大国アメリカにおいては、早くも1920年代には機関車ボイラの重油焚きが一般化しており、その勢いは20世紀初頭まで薪焚きで通し、それ以降、石炭焚きに転じていた森林鉄道の王者 Shay Geared Locomotive にさえ及んだ。こんな有様では蒸気機関車がより高い熱効率と運転性を誇るディーゼル機関車によって代替されるのは所詮、時間の問題であるように見えた。

第2次大戦は鉄道のディーゼル化を一時的に遅らせた。しかし、戦後は中東油田の開発を機縁として一転、石油文明が地球規模で跋扈するに至った。このエネルギー転換により、戦時ドイツ的な「まとも」への取組みが根底から吹き飛ばされてしまったのみならず、アメリカの石油文明の猿真似が世界標準へと栄達を遂げてしまった。

石炭に取って代わった石油は確かに「無駄なく」、「徹底的に」利用され尽すようになった。しかし、そのメダルの裏面として、この地上には脆弱極まる体系的浪費構造のモノカルチャーが形成されてしまっている。

とは言え、現代浪費文明が人類史上における邯鄲の夢にも等しい仇花である事実はどうの昔に明らかとなっている。今や、さしものエネルギー中毒文明も末期的様相を呈しつつあり、エネルギー資源の多様化と節約への圧力は日増しに昂進している。やがては温暖化狂想曲の幕切

上、石炭の燃焼に際しては含有される水の水性ガスへの分解に熱が吸収され ($C+H_2O \rightarrow CO+H_2-cal$)、水素の燃焼によって生成する水が気化熱の形で持ち去る熱もボイラ内では利用され得ないため(気化熱を差し引いた発熱量を低発熱量と呼ぶ)、重量当り有効発熱量はコークスの燃焼におけるより著しく小さくなる。よって、石炭焚きを行えば、火室~煙室温度はコークス焚きの場合よりも低くなる。

また、その燃焼に際して燃焼層を厚くすると可燃性ガスが酸素不足により未燃焼のまま排出されがちとなる。

従って、Colburn に拠れば、石炭焚きを経済的に行うには火格子を通じた酸素供給の不足を来さぬよう小まめに投炭して火格子面積一杯に薄い燃焼層を形成することが不可欠となり、かつ、頻回に投炭することによって燃焼層から揮発する可燃性ガスに焚口より2次空気を与え、その燃焼を促さねばならない (cf. Colburn, *ibid.* pp. 213~218.)。

2次空気云々については幾分、時代の制約を感じさせられざるを得ないが、これらのことから帰結するのは、安価な石炭を焚く運用方法へのシフトは火格子面積の拡大と通風力の向上、焚火法の精緻化というハード並びにソフト面の適応進化を促さずには措かなかつた、という命題である。因みに Colburn は石炭焚機関車を“modern locomotives”と呼んでいる。

れとメタン・ハイドレード騒ぎの果てに、石炭を含む様々な固体燃料の利用法についての再考を強く促す圧力が加速度的に昂進して行くであろう。

だが、Diesel 自身による微粉炭ディーゼルに始まり1990年代アメリカの石炭スラリー・ディーゼルへと受け継がれた石炭焚ディーゼル、代燃車（固体燃料のガス化）、人造石油（石炭液化）といった代替エネルギーの研究開発史はすべからく内燃機関に固体燃料を直接間接に供する試みが陥った蹉跎の懺悔録となっている。個体燃料を内燃機関で焚く技術なるモノは長い苦難の道であった。今日においてもなお、その道に曙光が射して来ているようには見受けられない⁵⁾。

超長期的には石油文明、エネルギー多消費文明の荒廃の果てに人類は燃料資源の一つとしてガス化にも液化にもそぐわない、即ちかくするにはコストの高み過ぎる固体燃料にまで眼を向けて行かざるを得なくなる。

だとすれば、典型的な3k労働を強いる機械であったとしても（そのある程度の緩和は決して不可能事ではないが）、あるいは単体熱効率⁶⁾の点で少々ないし大いに劣ろうと（これは如何ともし難い）、雑多な固体燃料を作業物質と直接接触しないところで焚ける熱機関＝外燃機関が、それを用いる移動手段の一形態としては蒸気機関車のような動力車が、否応無しに必要とされるような個別的の局面の到来は不可避である。

この命題が否定されぬ限り、300 km/h、500 km/hといった速度を有する陸上交通機関について云々して止まぬ当代とは対極に位置する未来という舞台装置の上に蒸気機関車、とりわけ

5) 前者については、R., Diesel (拙訳)『ディーゼルエンジンはいかにして生み出されたか!』山海堂、1993年、147～152頁、拙著『ディーゼル技術史の曲り角』信山社、1993年、71～72、75～76頁、後者については cf. J., A., Caton and H., A., Webb, ed. *Coal-Fueled Diesel Engines*. ICE-Vol. 16. ASME, 1992.

6) P., R., Stokes, *ibid.* [Shadows of Steam. IMechE, *Small Scale Steam Plant*, pp. 14～18] に拠れば蒸気機関車の Overall efficiency at drawbar (連結器において発現する正味牽引仕事ベースの熱効率) はディーゼル機関車の20～25%、電気機関車の22%に対して概ね5～8%に過ぎない。

蒸気機関車の効率改善のリーダー、フランスでは上述の通り Chapelon によってリビルドされた4気筒複式機関車（高圧気筒440φ×650mm、低圧気筒640φ×650mm、火格子面積3.716m²）によって1940年、12.8%という記録が叩き出されているが、これなどは突出したデータである。この機関車には Lentz 揺動カム式ボベットバルブが用いられていた。

これに対して、1954年に誕生した9F級1E・2気筒客貨両用機のそれなど、僅か8%程度であったと見込まれている（因みに、そのラストナンバー、1960年3月18日生れの No. 92220 Evening Star はイギリス国鉄向け最後の蒸気機関車となった）。

なお、高木は9F級と同じ年に1両だけ造られた3気筒単式急行旅客機、BR8級バシフィック、No. 71000 *Duke of Gloucester* (ボベットバルブを用いる Caprotti 式弁装置装備) の「全効率は最高10%を超えた」とし、併せて「国鉄〔JNR〕最高水準のC591号機では全効率の最高値が8.6%であった」と述べているが（『近代英国蒸機の系譜』103、106頁）、9Fのケースを見るに、イギリスであれ日本であれ、伝統的な弁装置を装備した蒸気機関車の熱効率が8%を超えれば、先ずは上等であった。

3気筒蒸気機関車の復活を見る可能性が排除されねばならぬ謂れもまた、存在しない。

但し、それはあくまでも正負の歴史的経験を踏まえた合理的設計に基づく3気筒蒸気機関車でなければならない。Gresley 合成弁装置を用いるものではなかったが、確かに、イギリスにおいてもドイツにおいても、再出発への参考になりそうな例は在った。フランスでも Chapelon の名と共に記憶される、モノフレームの蒸気機関車として U. P. 鉄道 Class 9000 に次ぐ出力と蒸気機関車としては高い効率を誇る3気筒複式機関車が^{ついでに}気を吐いていた。

日本海事協会本部機関部の技術者であった星野次郎は^{事故対応能力の涵養}という観点から「一種のシミュレーターとして、昔の損傷に関する知識を持つことが、機械の製造者あるいは機械の操作に従事する人達にとって、有効な手段になるものと思う」と述べている(『機関損傷解析と安全対策』—NK 船50年の歩み—)。同じことは蒸気機関車のような機械の新たな基盤技術の下における再設計についても該当するであろう。

Shay Geard の如き非・通常型は別格扱いされるべきであるにせよ、蒸気機関車の歴史を通覧するに、世界最高速度記録保持車 A4 も非・連節型として最強を誇った Class 9000 も、はたまた大怪我のダメージを古傷として抱え込まずに生き延びた満鉄ミカニにしても、C53 とは対照的なタフさを示し、長らく第一線で活躍した^{ついでに}兵たちは申し合わせたように3気筒、それも Gresley 式3気筒機関車であった。この^{かりそめ}厳然たる歴史的事実は仮初にも看過されてはなるまい。

【追記】

連載第1回：Webb の3気筒複式機関車に絡んで初出し、以後、対概念である“集中駆動”と同様、数回に亘って言及された“分割駆動”について、3気筒機関車における両者の優劣という点から非常に興味深いコメントを見出したので紹介しておく。

即ち、一般には分割駆動方式の軸受負荷の面における有利性のみが強調される。しかし、集中駆動の場合、不釣合慣性力の釣合わせが主動軸において完結する(無論これは完全バランスが成立する、との謂いではない)のに対し、分割駆動においてはこれが異なった動軸間で果たされねばならない。

このため、分割駆動においては軸受・軸箱・台枠を通じた力の伝達経路が形成されることになる。

従って、使用中、必然的帰趨として動軸支持機構に摩擦によるガタが生成された場合、分割駆動の3気筒機関車はほとんどの場合において走りに落ち着きを失う(become rough riding)。以上は分割駆動方式が抱える根本的欠陥についての経験知からする指摘である。cf. J., T., van Riemsdijk, *Compound Locomotives An International Survey*. 1994, p. 5.

同じく、第Ⅲ章：注13並びにこれに対応する本文に不十分な点があった。本文、注13を以下のモノに訂正させて頂く。

この内、量的に一貫して優越していたのはドイツの3気筒機関車であった。1914年製造開始のプロイセン国鉄 S10² 型 (2C: Stettiner Maschinenbau A. G., Vulkan 他, ドイツ国鉄17²型), 同1917年の G₁₂ 型 (1E: Henschel & Sohn, Cassel 他, 同, 58¹⁰⁻²¹型) がそのハシリをなした。この2型式は何れも近代3気筒機関車の濫觴期らしく、奇妙な合成弁装置を備えていた。

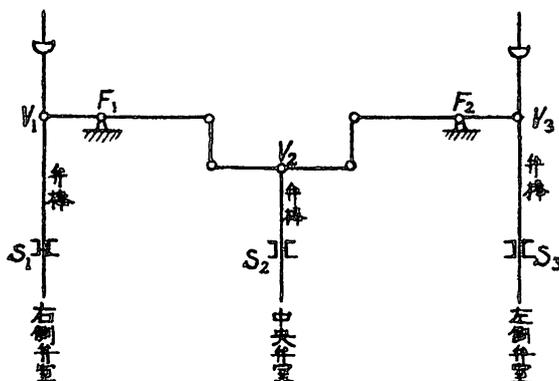
前者は総計777両, 内, プロイセン国鉄向けに593両製造された17系の一つであったが, これは複式4気筒の S10¹ 型 (同, 17¹⁰⁻¹²型), 単式4気筒の S10 型 (17⁰⁻¹型) との合計両数である。しかも, メジャーだったのは S10¹ 型であり, S10² 型についてはその単独の製造両数さえ不明である。

一方, G₁₂ 型は1918年以降, 3連ワルシャート式弁装置に改造され, 1924年の製造終了までに総計1519両が造られた。

なお, 1926年には G₁₂ 型の近代化版44型3気筒機関車が2気筒, 4気筒複式機関車との長期比較試験に入り, これを制して1936年以降, 量産に到った。1944年までのその製造両数は自国用が1752両, 対仏輸出向け226両, 総計1978両に達し, ドイツはこと, 重量貨物機に限っては3気筒王国の観を呈することになる¹³⁾。

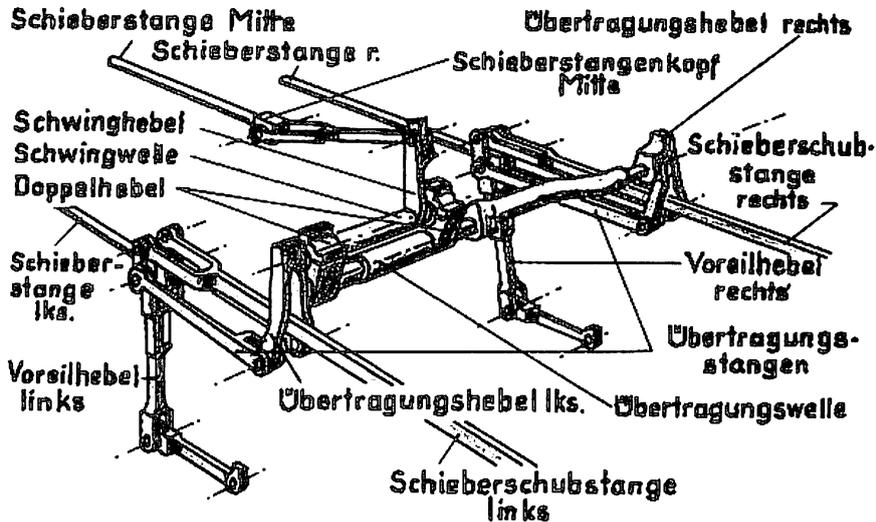
13) S10² 型に採用されていたのは一種の揺動腕式合成弁装置 (参考図A) であった。これが終生, この機関車と共に在ったのか否かは不明である。川上が「ワルシャート式弁装置3組を備えていて」(『私の蒸気機関車史(下)』335頁) などと語っているところを見ると, 恐らく幾許も無く3連ワルシャートに改造されたのであろう。

参考図A S10² 型に当初採用されていた揺動腕式合成弁装置の概念 (下が機関車前方)



多賀裕重「三汽筒機関車弁装置の計算に就て」『機械学会誌』第29巻 第110号 (1926年), 第四図。

M., Weisbord und R., Barkhoff, *Die Dampflokomotive—Technik und Funktion. Teil 2, Dampfmaschine, Fahrgestell und Triebwerk* (Eisenbahn Journal Archiv), 1994, S. 59, Bild 141 もほぼ同じ。

参考図 B G₁₂ 型に当初採用された合成弁装置の構造 (左が機関車前方)

Weisbord und Barkhoff, *Die Dampflokomotive—Technik und Funktion. Teil 2*, S. 59. Bild 141.

この図は非常に解り辛いので、注記しておく。機関車(この図でも)右側の連動テコ(Übertragungshebel rechts)は一点鎖線で描かれたそれ自身の軸回りに揺動する。この軸は長いクランクになっており、クランクピンに相当する部分に2つの双頭テコ(Doppelhebel)が固定支持されている。この双頭テコの反対端には左側連動テコが自由支持されており、左連動テコ~揺動軸(Schwingwelle)~揺動テコ(Schwinghebel)で今1つのクランクが構成されている。

中央気筒弁心棒を作動させるのはこの左連動テコの先に設けられた揺動テコであるが、このクランク機構の軸をなす揺動軸の位置は右連動テコの運動による双頭テコの揺動によって絶えず変位せしめられるところから、左右合併テコの運動の合成が果される。

この如何にも駆動抵抗の大きそうな合成弁装置については Robert Garbe, *Die Dampflokomotiven der Gegenwart*. Springer, 1920 (August Steiger, 1980/81), *Tafelband*, Tafel 4 からその具体的設計を窺うことが出来る。但し、この装置の構造を確認出来る写真については未見である。

一方、G₁₂ 型に当初、採用されていたのはこれとも Gresley 式とも異なる揺動腕式合成弁装置(参考図 B)であった。本装置は上に見たスペイン国鉄向け機関車の揺動軸方式の亜流と呼ばれ得るモノで、これや参考図 A のものと、また、後述する Gresley 式合成弁装置において連動テコが気筒の後方に配置されるケースと同様、左右弁心棒の熱膨張の影響が中央気筒弁心棒の変位として取り込まれてしまわないという利点を有したが、関節数が多くて回りくどく、如何にも高張り、検修に不便なのが欠点である。

この合成弁装置の G₁₂ における具体的使用状況については些か読取り難いが、Robert Garbe, *Die Dampflokomotiven der Gegenwart*. Springer, 1920 (August Steiger, 1980/81), *Tafelband*, Tafel 10, 篠原正瑛『全盛時代のドイツ蒸気機関車』誠文堂新光社, 1971年, 119頁, Weisbord und Barkhoff, *Die Dampflokomotive—Technik und Funktion. Teil 1, Der Kessel und die Geschichte der Dampflokomotive*. S. 59. Bild 128 (左側面), *ditto*, *Teil 2*, S. 38. Bild 86 (右側面), 参照。

なお、1925年に成立したドイツ国鉄には G₁₂ 型1143両をはじめとするプロイセン国鉄からの引継機に急客機 01¹⁰, 03¹⁰, 05, 06, 61 (002), 貨物機 44, 45, 84, 85 等の独自発注諸形式1900両余りを加えた実に多くの3気筒機関車群が在籍した。しかし、後者は概ね数両~数十両オーダーの少数機種で、蒸気機関車時代の最後まで第一線重量貨物機として踏み止まった44型が圧倒的シェアを誇った。

以上に掲げたドイツ蒸気機関車のデータに関しては篠原前掲『全盛時代のドイツ蒸気機関車』187, 209, 239~242, 295~302, 331~332頁, 川上前掲『私の蒸気機関車史』下巻, 335頁, Garbe, *ibid.*, Tafel 4 (S₁₀₂), 10 (G₁₂), 50, 51 (共に S₁₀₂ のテスト成績チャート), 参照。

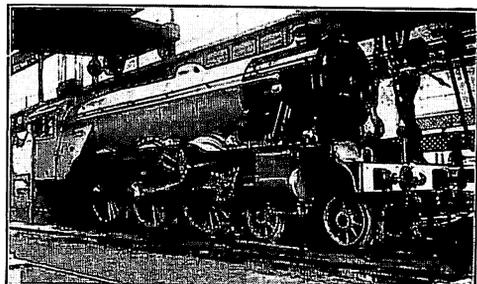
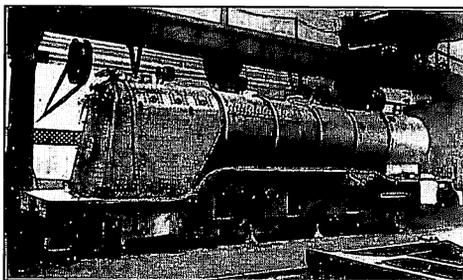
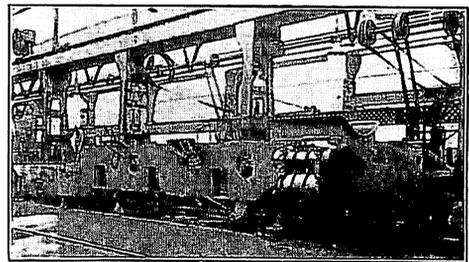
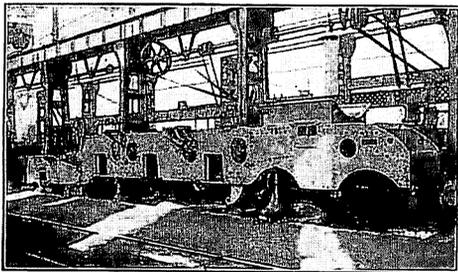
また, 旅客機の 01 に対応するドイツ国鉄の標準貨物機たる 44 型 1E・3 気筒機関車について, D., Ross ed. *The Encyclopedia of Trains and Locomotives*. p. 132 には 1926~'44 年の間に 1753 両製造され, 西ドイツでは 1977 年まで, 東ドイツでは '80 年代まで現役に踏み止まった, とある。

同じく, 第 IV 章, 図 4-2 への注記として追加。

なお, Gresley の友人でもあったフランスの天才的機関車エンジニア, Chapelon は, その著書の中で Gresley 合成弁装置の写真と図を 3 葉掲げ, 短い解説を与えている。cf. André Chapelon, translated by George W., Carpenter, *La Locomotive A Vapeur*. English ed. U. K. 2000. pp. 56~58, Fig. 5~7.

連載第 2 回, 第 V 章: 図 5-1 には A3 No. 2750 *Papyrus* ではなく, A1 No. 1470 *Great Nothern* そのものの図が用いられるべきであった。筆者の資料収集能力の到らなさ故の失態であるが, 補足として掲げさせて頂く。

図 5-1 Gresley パシフィック第 1 号機 A1 No. 1470 *Great Nothern* の誕生



G., Gibbard Jackson, *The Book of the Locomotive*. Longmans, Green and Co. 1924, next to p. 208.

この本の巻頭には *Great Nothern* のカラー図版が掲げられている。そこには Gresley パシフィックがイギリスを代表する旅客用蒸気機関車に育って行くことについての著者の確信のほどが滲み出ている。

同じく、第V章、図5-3の後の注3への追加

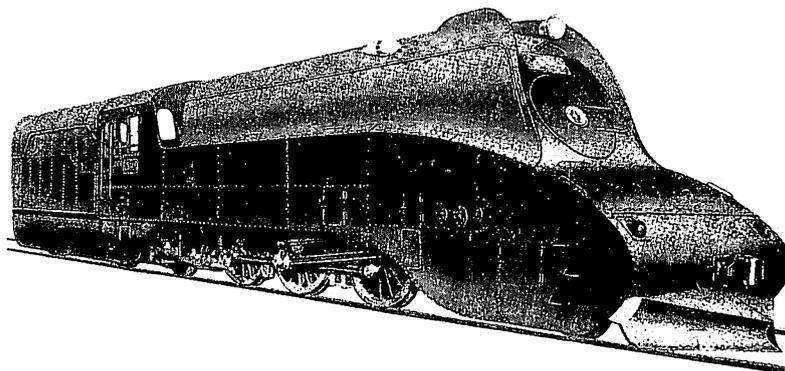
なお、A., Chapelon 前掲 *La Locomotive A Vapeur*. English ed. には、p. 58, Fig. 7 として連動大テコのピヴォット軸受として、上下2つの円筒コロ軸受の間にスラスト玉軸受を配した設計例が示されている。

同じく、第V章、末尾、1959年の Stephenson Locomotive Society 50周年記念イベント列車について付言すれば、本列車を含め、イギリス蒸気機関車最末期の模様を音で伝える音源として argo record 制作の “*Power of Steam*” なる2枚組 LP レコード (GW(H) 29, 30) が有り、日本ではキングレコードから『蒸気の迫力 (英国の蒸気機関車)』のタイトルで1969年に発売されている。

このレコードを聴いてみると、Nock の「3気筒機関車のトレードマークとされたドラフトノイズの荒いシンコペーションは消え失せ、近付いて来る音でそれを識別出来る時代は過去のものとなったと述べても過言ではない」との言が強ち誇張ではないことが判る (もっとも、K3あたりは依然としてシンコペーションを奏でていたのであるが)。

なお、このイベント列車の機関士の運転は慎重を極め、 $\frac{1}{4}$ マイルラップで線路側の許容速度 110 mph. (170 km/h) を超える 111 mph. (178.6 km/h), 瞬間最大 112 mph. (180.2 km/h) の健脚を披露したにも拘わらず、A4 No. 60007 *Sir Nigel Gresley* には如何なる部位にも過熱は発生しなかった。

連載第3回、第七章：図7-14のテキスト作成者を関連本文共、浜松工場に訂正 (機関車工学会云々は末梢)、空力設計なきハリボテ流線型 C5343 の外観を図7-15への補足として追加。



坪田勝太郎『機関車調整法図解』私家版、1938年、巻頭グラビアより。

同じく、注13のテロック式速度計に関する文献として、樋口與内『機関車之構造及理論』華

北交通株式会社北京鉄路局, 1941年, 405~410頁, を追加しておく。同書は概ね我々に馴染みの邦語文献の切り貼りモノで, 三気筒機関車, Gresley (古雷斯……但し“ジョイス”と誤記) 式合成弁装置, ミカニ等々についての記述も散見されるが, 3気筒機関車の運用実績, 稼働率に対する評価は概ね低い。

同じく, 注14の機関車試験台に対する補足文献として, Purude 大学の試験台については Anthony J., Bianculli, *Trains and Technology The American Railroad in the Nineteenth Century Volume I: Locomotives*. Delaware, 2001, p. 139, Fig. 4. 3, Pennsylvania 鉄道の旧 (小規模) 試験台, G., J., Alden の発明になる Alden 式摩擦動力計, Great Western 鉄道=Swindon のロープブレーキを用いた旧試験台, Illinois 大学の試験台については cf. Robert Garbe, *Die Dampflokomotiven der Gegenwart*. Springer, 1920 (August Steiger, 1980/81), *Textband*, SS. 661~669 を追加。

なお, Alden や Froude など, 各種動力計とその原理については佐々木外喜雄「発動機試験法——陸船用発動機」(『内燃機関工学講座』第4巻, 共立社, 1936年, 所収), 第2章を参照文献として追加しておく。