

大容量蒸気タービンの絞り制御

Throttle Governing for Large Steam Turbines

I. 概要

蒸気タービンの大容量化に伴い、絞り制御の意義がますます大きくなってきている。高圧プラントまたは再熱プラントでも、合理化を目的として、タービンの絞り制御とボイラの変圧運転の組合せが要望されている。絞り制御方式では部分負荷領域での熱効率は低下するが、高出力領域でタービン効率が向上するので、十分に補うことができる。さらに構造、運転方法が簡単で、制御応答性もすぐれており、ノズル絞り制御のタービンに比べて、タービン内の有利な膨張特性のゆえに負荷変動も、はるかに大きく許容することができる。

II. はしがき

タービンの蒸気流入部で、ノズル面積とノズル出口角を連続的に調節することができれば、絞りのない制御を行なうことができるが、このような制御装置はまだできていない。タービンでは絞らずに制御する変圧制御は、ボイラの制御方式であるが、これとタービンの絞り制御とを組み合わせると、種々の面で効果が現われる。

いったい、絞り制御とは有効なものであろうかという疑問は、蒸気タービン製作当初から再三投げかけられている。

しかしながら、技術的水準と、おのおのの設計条件の特殊性を考慮しなければならないため、いかなる場合にも当てはまる回答は出ていない。単機大容量化、高圧化、1段、2段再熱式の採用とともに、絞り制御に新しい可能性が生まれてきたのである。

絞り制御（ボイラの変圧運転をするしないにかかわらず）と、ノズル絞り制御（定圧運転の場合）とを比較する場合、次の諸点が問題となるであろう。

- 1) 熱力学上の問題点
- 2) 構造上の問題点
- 3) 制御特性上の問題点
- 4) 運転上の特殊性

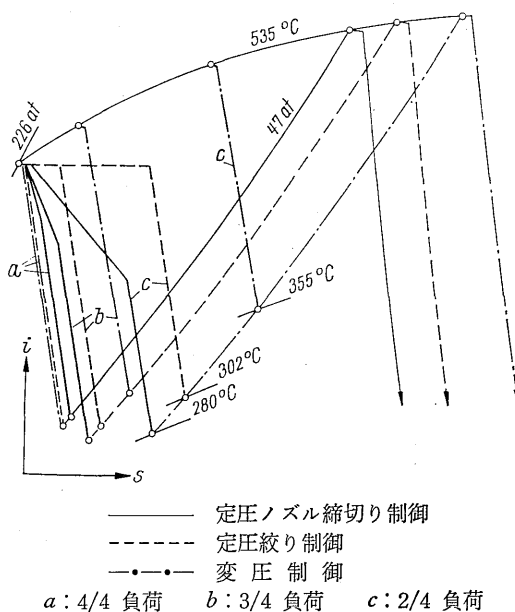
III. 熱力学上の問題点

1. 熱消費量

主蒸気圧力のレベルが高くなるにしたがって、高圧化

による熱利得増加は小さくなってくる。そのため圧力レベルが高まると、圧力降下によって生じる熱利得の低下もそれだけ小さくてすむ。このことは部分負荷範囲でも成立する。2段再熱式タービンでは、1段再熱式タービンに比べて、熱落差が大きいので、部分負荷範囲の相対的な熱利得低下はそれだけ小さくなる。

しかしながら、熱消費量の違いは、タービンだけでなくボイラも含めて考えなければいけない。再熱式タービンで、定圧ノズル絞り制御をする場合は、絞り制御、変圧絞り併用制御の場合よりも、部分負荷時における高圧部出口温度の降下が大きい（第1図参照）。これらの事実とボイラ給水ポンプの動力が節約できるという点で、変圧運転の際のタービン入口圧力の降下によって生じる熱損失がまかなわれることになる⁽¹⁾。このような結論は、いつも妥当であるといえないことは確かであるが、一応考慮に入れておく必要はある。

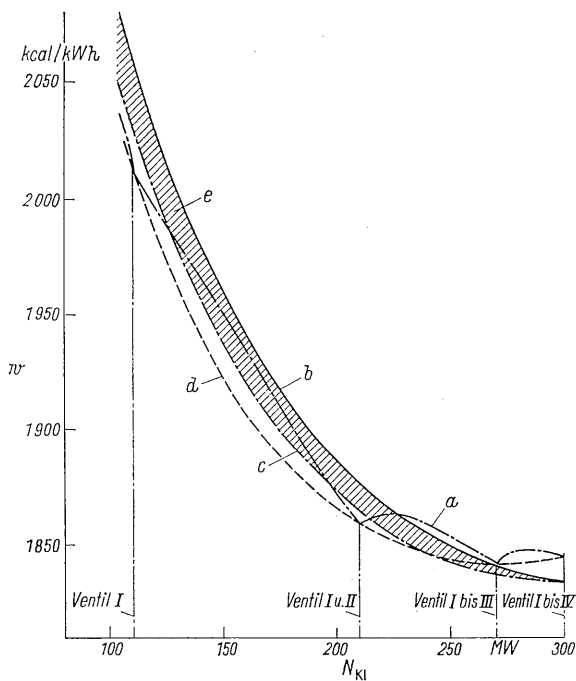


第1図 膨張線 ($i-s$ 線図上)

Fig. 1. Expansion line in turbine

2. 保証曲線の比較

第2図は、種々の制御方式を採用した300MWターボセットの熱消費量曲線である。絞り制御と変圧制御の熱消費量を比較すると、定格出力付近ではともにノズル絞り制御の場合より良い。定圧絞り制御では、部分負荷



($p_F=225 \text{ atü}$, $t_F=535^\circ\text{C}$, $t_{ZWU}=535^\circ\text{C}$, $p_K=0.027 \text{ ata}$)

- a: 定圧ノズル締切り制御
- b: 定圧絞り制御
- c: 変圧制御
- d: 理論的ノズル締切り制御
- e: 変圧絞り併用制御の領域

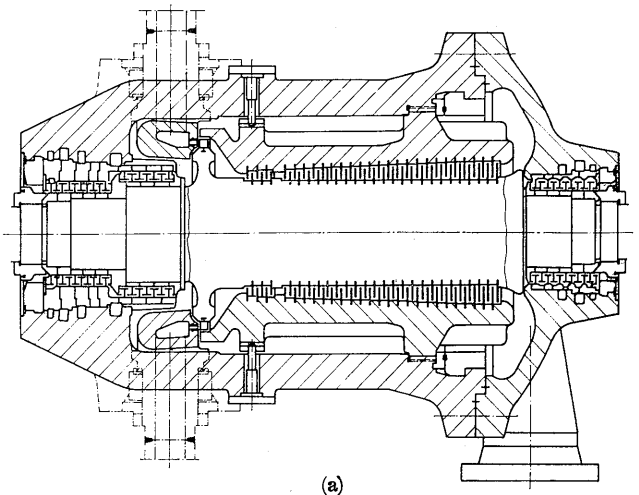
第2図 300MW ターボセットの熱消費量曲線
Fig. 2. Heatconsumption of 300 MW turboset

領域になると変圧制御の場合より悪化する。変圧絞り併用制御では、常にこの2本の曲線の間（第2図のハッチングの部分）にくる。そして制御弁開度に絞りの余裕を小さくすれば、熱消費量は良くなり、周波数制御に関与する程度を大きくして、絞りの余裕を充分にとれば、熱消費量は悪くなる。

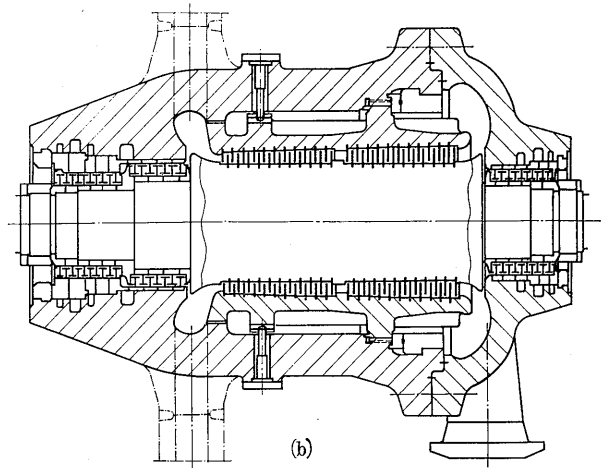
定圧ノズル締切り制御を行なう場合の保証曲線は、制御弁全開点だけをとれば有利であるが、中間の弁開度の範囲では、制御弁の絞りによって生じる熱消費量の悪化も考えなければならない。このため、できるだけ制御弁全開点でのみ運転すればよいが、実際には、制御弁をぴったり全開点に設定することは困難であり、周波数変動による運転上の変動、変動する負荷側からの要求などがあるため、完全に達成することはできない。それゆえ、ノズル締切り制御では、経験的に制御弁全開点に比べて、2~4 kcal/kWh だけ熱消費量の低下を見込む。これに対して、絞り制御または変圧絞り併用制御を行なうタービンでは、保証曲線上の各点はそのまま運転可能な状態を表わしている。このことは、これらの方式による保証点を比較する場合、ともに考えなければならないことである。

3. 絞り制御タービンの設計点における効率改善

絞り制御または変圧絞り併用制御のタービンでは、設計点での効率の上昇をもたらす高圧部の構造の単純化が見られる(第3図参照)。次のような改良が可能になる。



(a)



(b)

- (a)ノズル締切り制御の場合
- (b)絞り制御または変圧絞り併用制御の場合

第3図 高圧部断面図

Fig. 3. Sectional view of high pressure part

- 1) 蒸気流入部における転向損失が小さくなる。これは分割されたノズル室を通る制御段の部分そう入がなくなるためである。
- 2) 初段の流れの損失が小さくなる。比較的高い負荷で働く制御段で、大きな熱落差を働かせる必要がないからである。構造上の理由で、たとえば水平フランジ部に温度と圧力によって生じる応力を軽減するために、変圧制御の場合にもまた初段に高負荷の段をおけばこの長所は失われてしまう。これでは絞り制御に対し、高圧部の効率を改善するための構造上の可能性を全部利用したとはいえない。

ノズル締切り制御タービンでは、単機出力が大きく

なるほど、制御段の翼幅を大きくしなければならぬ。したがって翼通路面積も、これに応じて次第に大きくなるが、強度上制御段平均直径を翼幅と同じ割合で大きくすることはできないので、大出力になるほど、翼列当たりの翼枚数は少なくなる。制御段は部分送入であるので、ノズルからの蒸気の送込帯に翼がある時と出る時に、翼の流路は蒸気が充満したり、からになったりして、流れの動乱が繰り返される。この損失はタービン出力が大きくなると、翼枚数が減少するためそれだけ大きくなる。したがって、絞り制御にすれば、大容量になるほど利得が大きくなる。

- 3) 第1段後の流出損失が小さくなる。制御段で部分送込入をする場合必要とする車室が不要になるから、各段後の流出速度を次段で利用することができる。
- 4) 高圧部翼列とつり合ピストンにおける漏えい損失が小さくなる。負荷に無関係に均一加熱が行なわれるので、半径方向すきまを小さくすることができるからである。これはつり合ピストン前の圧力が高くなることよりも大きく影響する。

これらの可能性をすべて活用することによって、絞り制御タービンの熱消費量を、ノズル締切り制御タービンに比べて、最良点で約 10 kcal/kWh 良くすることができる。全運転時間のうち $\frac{2}{3}$ を全負荷で、 $\frac{1}{3}$ を $\frac{1}{2}$ 負荷で運転する場合には、 $\frac{1}{2}$ 負荷時に定圧ノズル締切り制御タービンより約 50 kcal/kWh 悪くても見合う。部分負荷において熱消費量が悪化するのを、高負荷域での良い分でどこまでカバーするかは負荷計画によって決まる。大容量タービンでは、いままでの実績では建設当初は高出力で運転されるのが普通であるが、後年部分負荷で運転されても、絞り制御運転または変圧絞り併用制御運転による高負荷時のすぐれた熱消費量により、全体としては経済的に有利であることが多い。

熱効率の改善という点については、タービン側からだけでなく、ボイラ側からも定圧絞り制御、変圧絞り併用制御の特質を考えなければならない。

4. 高圧流入部のノズルおよび翼の流路断面

ノズル締切り制御のタービンでは、冷却水温度の上昇、製造上の公差などを考えて、設計基準蒸気条件での定格出力に対し、通常 5~10% の余裕がとられる。この余裕を大きくすれば、設計点での熱消費量がそれだけ悪くなる。

制御段のない変圧制御運転を行なうタービンでも、同じようにこの程度のみこみ余裕をもたせることができる。この場合、正規の真空では定格出力は絞らずに若干

低い入口蒸気圧力においても出ることになる、しかしこれは欠点とはみなされない。

IV. 構造上の問題点

変圧運転タービンでは、高圧部制御弁の数が少なくてすみ、弁配置が比較的自由にできるという長所がある。この長所は大容量機種になるほど重要である。

部分送込入をうける制御段からは、方向と大きさの変化する衝撃力が車軸に働き、軸受金に不安定性を及ぼすことになる。この危険は高圧、大容量になるほど大きくなる。これに対し絞り制御を行なうタービンでは、全周送込入であるので、この点では非常に有利である。

V. 制御特性

再熱式タービンの制御方法は、再熱器部分の蒸気蓄積容量により種々の制約を受ける。

定圧運転の場合、非再熱タービンでは(主蒸気系統に充分容量があるとして)、調定率 5% とすると 1% の周波数変動があった場合、高圧部制御弁の整定速度に応じて、20% の出力変動を生じる。これが 1 段再熱式タービンでは、高圧部分の出力割合が比較的小さいため約 6%、2 段再熱式タービンでは約 3% の出力変動となる。再熱器部分を充満させる時間は高圧制御弁の整定時間より長く、高圧部分の受けもつ出力だけではまにあわないことがある。このため中圧部、低圧部に特別の過負荷弁(バイパス弁)を置き、再熱器の充満時間による時間おくれをカバーすることもできるが、構造が複雑になるので特別の場合以外採用すべきではない。

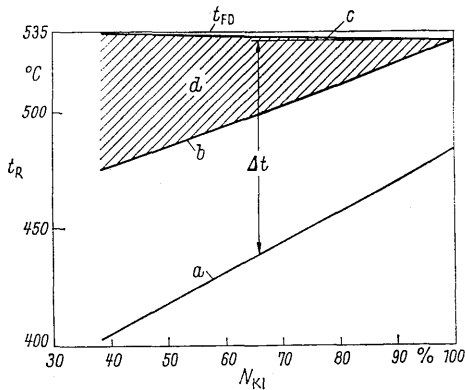
出力の大部分を受けもっている中圧、低圧部の制御にはかなり長い時間がかかるが、これを周波数を保持するために実際の系統が必要とする時間と比較すると、変圧制御でも、変圧絞り併用制御でも、なお実用的には十分にその必要に応じ得るものであることがわかる。

都市の系統における日中の時間のように、ある定まった時間だけ小さなしかも急激に生じるピークロードをまかなうために運転するタービンは、高圧制御弁を強く絞った状態にしておいて、主蒸気のみこみの余裕を生み出す。この変圧絞り併用運転中には熱効率は低下するけれども、高出力運転中に充分カバーされる。つまり下記のような使い分けをするのが目的にかなったものといえよう。すなわち事前に予見できる 1 日の出力計画運転に対しては変圧運転でいき、それに重複させて弁ストロークの余裕をもった絞り制御を時々刻々の負荷変動に対応する系統の周波数制御に使う方法である。

VI. 運転の特殊性

すでに変圧運転については充分経験を積んでいるので、変圧絞り併用運転にも根本的な困難は起こらないと思われる。

タービンに対する許容出力急変、許容負荷変動速度はこれらによって生じる熱応力、変形の大きさに関係する。危険な位置はどんなタービンでも、高い蒸気圧力に対して、大きな壁厚とフランジ厚をとらなければならない第一段にある。定圧ノズル絞り制御タービンでは、これは車室部である。負荷が変動する場合、タービン膨張線上で大きな温度変化を生じる（第4図参照）。入口蒸気圧力が高くなり単機容量が大きくなるほど、車室の



- a: 定圧ノズル絞り制御
- b: 定圧絞り制御
- c: 変圧制御
- d: 変圧絞り併用制御

t_{FD} : 入口蒸気温度

Δt : 制御段における温度差

第4図 車室蒸気温度（入口蒸気温度一定）

Fig. 4. Steam temperature in wheel chamber

温度変化が問題になり許容負荷変動速度が小さくなる。

これに対して変圧運転では、入口蒸気温度を一定に保つと仮定すれば、負荷変動があっても高中圧ケーシングの流入部の温度はほとんど一定である（第4図参照）。変圧運転は大きな負荷変動を伴う運転には理想的な方法である。しかし許容負荷変動の大きさおよび速度はタービンばかりでなく、ボイラによっても制限される。

厳密には、変圧運転でも負荷変動により、温度変化は生じるが、ノズル絞り制御タービンの場合に比べれば、問題にならないくらい小さい。

変圧絞り併用制御では、負荷変動により温度変化を生じるが、ノズル絞り制御タービンの車室における変化より小さい（第4図参照）。

したがってケーシングの熱応力、変形に関して同じ安全度をとれば、変圧制御、変圧絞り併用制御では、定圧ノズル絞り制御の場合の少なくとも2倍の負荷変動と負荷変動速度が許容される。

VII. むすび

高圧再熱式大容量タービンでは、絞り制御または変圧絞り併用制御を行なうと、部分負荷領域で熱効率が低下するが、高出力領域において改善されるので充分カバーされる。制御性も充分早く、その特別の膨張特性のゆえに、ノズル絞り制御の場合より大きなまた早い出力変化が許容できる。

注：本文中の参考文献⁽¹⁾⁽²⁾は原著を参照されたい。

（原書：Drosselregelung für Dampfturbinen großer Leistung? BWK 16 (1964) Nr. 1 Januar）
抄訳者：川崎工場火力部 陽田永一郎



*本誌に記載されている会社名および製品名は、それぞれの会社が所有する
商標または登録商標である場合があります。