

フランシス形ポンプ水車の計画上の問題点

Planning of Reversible Fransis Pump Turbine

Because of their high effectiveness in utilization of power systems, large capacity, high head, high speed pumped storage power plants are being constructed one after another. In this paper, the outline of the planning of reversible Francis-pump turbines is described.

木村義昭* Yoshiaki Kimura

横山俊昭* Toshiaki Yokoyama

1 緒 言

揚水発電所は現在単機出力で343MW（アメリカLudington発電所）、落差で512m（九州電力株式会社大平発電所）のポンプ水車が据付および設計製作中であり、本格的な高落差大容量機時代を迎えている。今後火力、原子力の大容量化に伴いピーク負荷用としての高落差大容量揚水発電所の建設が進むものと考えられる。

本稿ではフランシス形ポンプ水車の計画を行なう資料として、メーカー側より実績をもとにし、主としてポンプ水車の特性につき注意すべき事項を述べ、さらにポンプ水車の概略の計画を行なう方法について述べる。

なおポンプ水車の特性などを定量的に説明するには問題が多く、個々の発電所に対し必ずしも正確にあてはまらない場合もあることに留意していただきたい。

2 ポンプ水車の製作限界

単機出力が大きくなるほど経済的となる（出力が極度に大きな場合は異なる）が、輸送制限、機器の製作限界、電力系統の大きさなどを総合的に考慮する必要がある。

図1は現時点でのフランシス形ポンプ水車の製作限界を示すものである。図の中で、

(1) 特性と回転速度（1,500rpm）限界

(2) 落差、揚程限界

現在1段可逆ポンプ水車の揚程は、600～700mが限度と考えられる。

(3) 特性と発電電動機より受ける限界

特性（比速度）より回転速度 n 、出力 p の制限が生じ、これに発電電動機制限（出力と回転速度）とランナ製作限界を加味したものである。

(4) 特性、輸送および製作限界より受ける限界

特性より回転速度 n 、出力 p の制限が生じ、これにランナの輸送、製作限界（寸法、重量）を加味したものである。

図2は回転速度と水車最大出力の関係を示したもので、この限界は発電電動機のほうより制限を受ける場合が多い。

3 ポンプ水車の入出力の関係

ポンプ水車の入出力の関係は要求される仕様に対し、特性、落差揚程関係などに加えてポンプ水車と発電電動機とのバランスを考えて入出力を決める必要がある。一般的な入出力に関する事項を次に述べる。

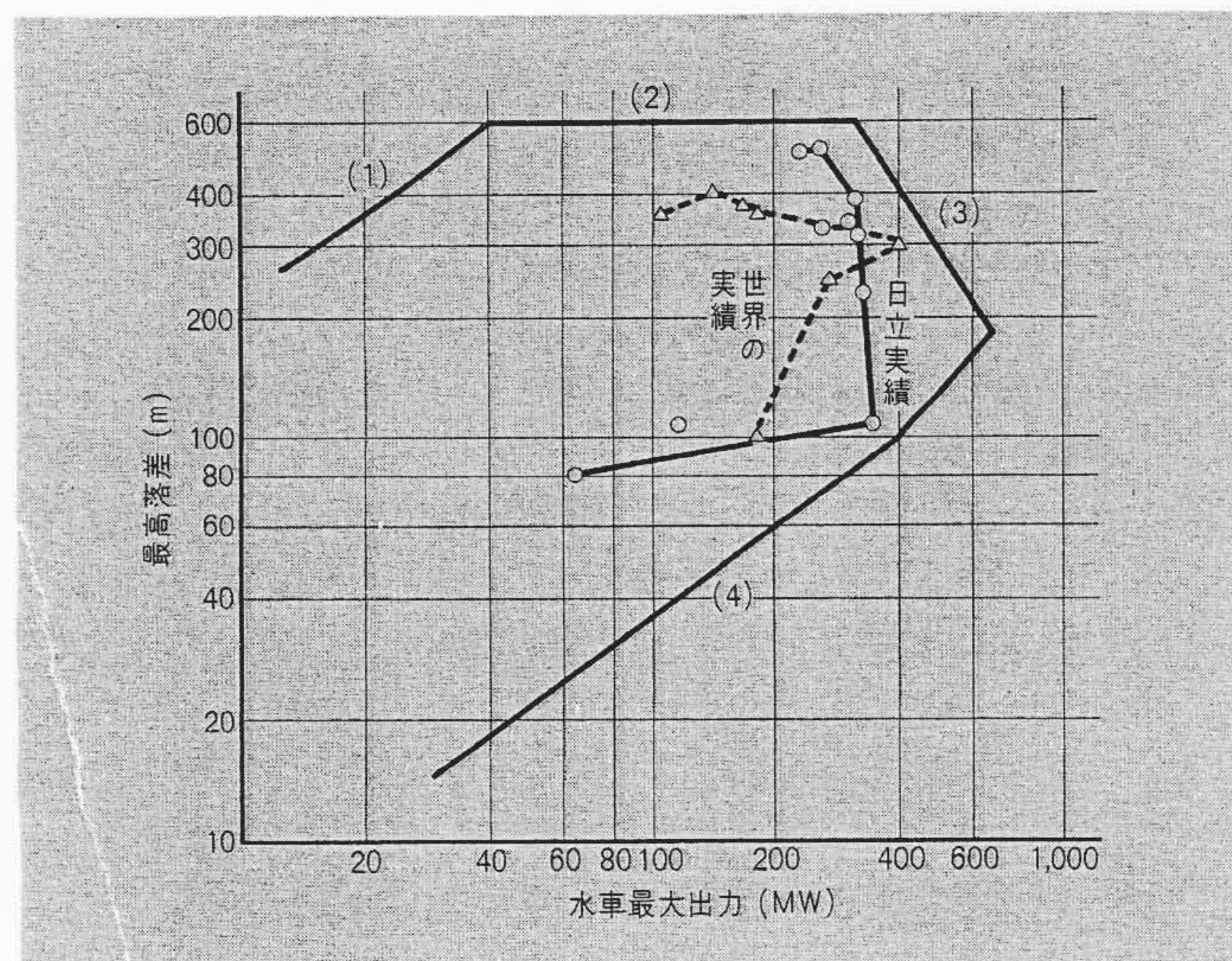


図1 フランシス形ポンプ水車製作限界 ポンプ水車の特性、発電電動機、輸送および製作限界を加味したポンプ水車の水車最大出力と最高落差における限界を示す。

Fig.1 Manufacturing Limit of Reversible Francis Pump Turbine

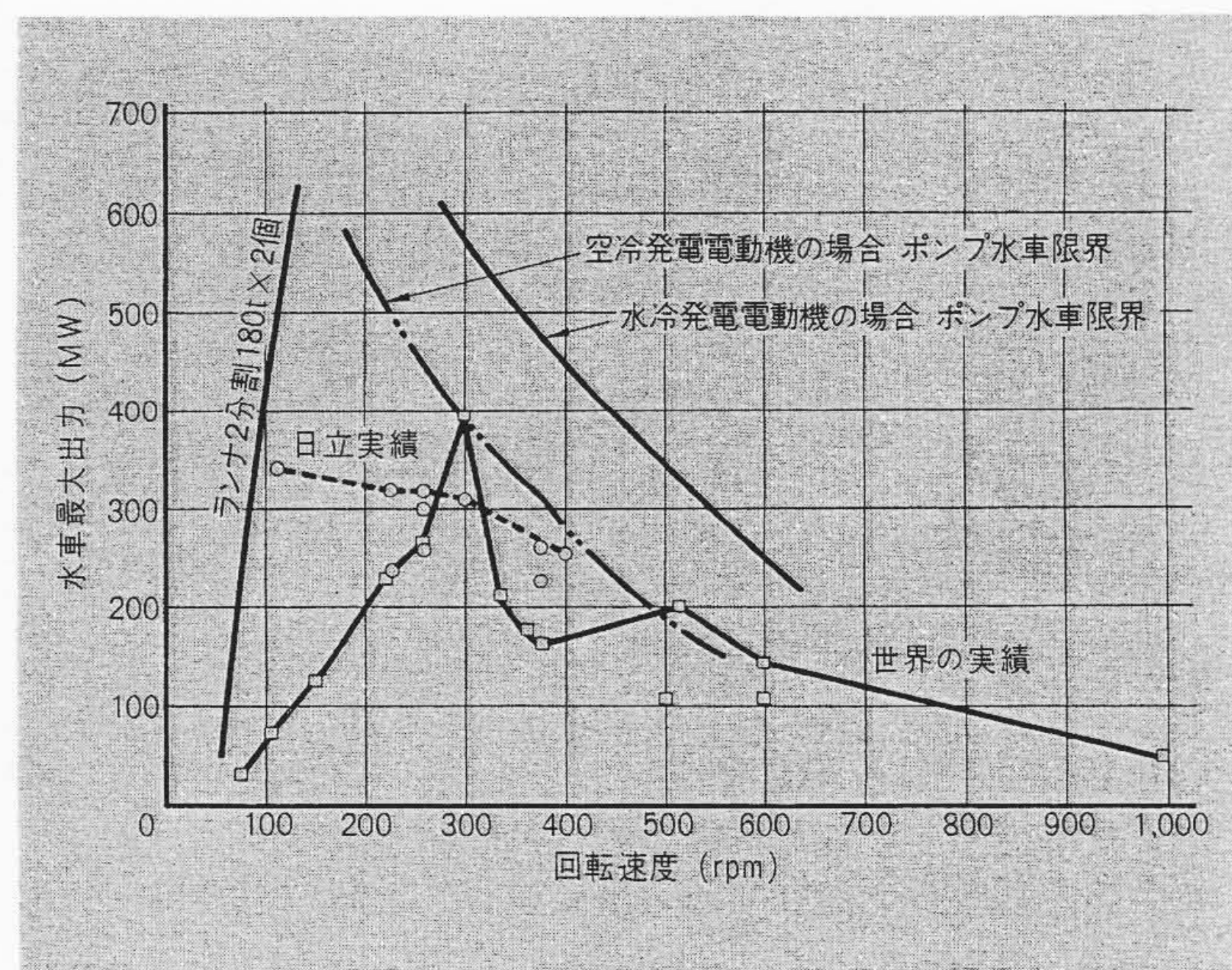


図2 回転速度と水車最大出力の限界関係 回転速度と水車最大出力の限界関係を示す。ポンプ水車は空冷発電電動機の場合大容量化が進み、ほぼ限界付近のものが製作されている。

Fig.2 Turbine Max Output Limit vs Speed

* 日立製作所日立工場

3.1 ポンプ運転

- (1) 各揚程での最適ガイドベーン開度運転
- (2) ガイドベーン（入口弁の場合もある。）を絞って揚水量を制限する運転、これはキャビテーション対策と最低揚程付近でのポンプ入力を制限する方法である。

一般的には(1)の運転が行なわれており、(2)は特殊な運転となる。

3.2 水車運転

- (1) 最低落差から最高落差までガイドベーン開度一定の運転を行なう。この場合大きな出力が出せる。
- (2) 流量を制限する運転
これは水路系の設計流量より制限される場合が多い。
- (3) 基準落差以上より出力制限をする運転

図3の①②③にそれぞれの制限される関係を示している。(2)、(3)の方法は定格出力に対し機器寸法が大となるが、定格出力での運転時間は長くとれる特長がある。また(1)に比べ(2)、(3)は水車出力に対しポンプ入力が大となりやすい。

3.3 その他

- (1) 発電機出力kVA/電動機出力kVAは電力系統の力率に左右されるので、発電電動機がバランスのとれたものにするためにあらかじめ力率（ pf ）をポンプ水車側でも考慮しておく必要がある。
- (2) 電動機の場合、発電所の運用上揚水量を確保する必要があり、ポンプ入力に対し若干の余裕をつけておくことが望ましい。
- (3) ポンプ起動時のポンプ入力の立上がりに対し電力系統の強さによりポンプ入力に制限を受ける場合がある。

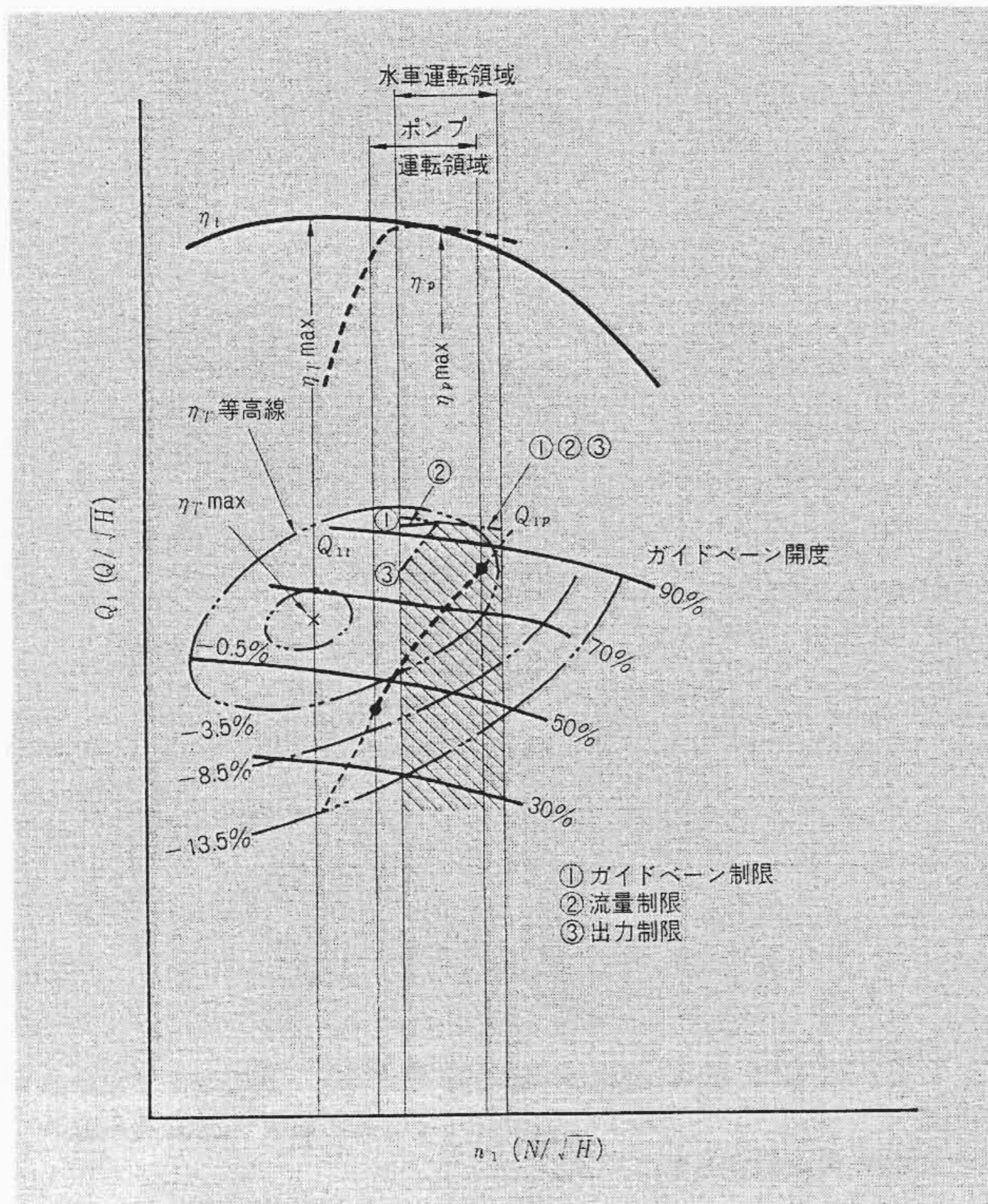


図3 ポンプ水車の特性 可逆ポンプ水車では水車とポンプの最高効率点の回転速度 n が異なっており、さらに最高効率点は使用範囲外になる場合もある。

Fig. 3 Characteristic of Pump Turbine

4 ポンプ水車の特性

4.1 水車とポンプの特性

フランシス形可逆ポンプ水車は1個のランナで水車とポンプの両運転を行なうものである。そのためには独立に水車とポンプの特性を変えることはむずかしく、ポンプ水車の持つ特性を知ることがポンプ水車の計画をするうえで重要となる。

図3は一般的なポンプ水車の特性の一例である。同じランナで水車とポンプの両特性を有するため、最高効率点は同じ n_1 とはならない。

一般に、

$$n_1 \eta_{Pmax} / n_1 \eta_{Tmax} \approx 1.1 \sim 1.2 \quad \dots\dots\dots (1)$$

付近が多い。したがってポンプと水車の両特性の η_{max} 点が運転領域よりずれる。特に高落差、あるいは長水路を有するポンプ水車の場合、水路損失が増大し落差揚程のバランスがくずれ運転範囲の n_1 がずれ、4.2で述べる不安定領域にはいるので注意を要する。

4.2 ポンプ水車の不安定領域

高落差大容量ポンプ水車においては、高落差、大流量となるため、全体としての振動、騒音のエネルギーが大となる。一方、定常運転時には振動、騒音の小さいものが望ましい。ポンプ水車には特性上避けられない現象がある。図4はポンプ水車の不安定領域の一例を示したものである。以下これらの現象につき説明する。

(1) 水車過負荷側サージング (図4の①)

ガイドベーンを設計点以上にあけて過負荷運転をする場合、効率低下、振動および騒音増加などをきたす。目安としてその落差において、効率に関しては最高効率より100%出力時の効率が約2%以上低下する場合、出力に関して100%出力が最高効率点の出力を約10%以上越える場合、過負荷側にてサージングが生じやすい。

(2) 水車部分負荷側サージング (図4の②)

水車部分負荷運転の場合、吸出し管内せん回流の振れまわりにより水圧脈動が増大する。これは騒音、振動のみならず電力動揺をきたす場合がある。水圧脈動の周期は試験式として次式があるが、必ずしも $n/3.6$ ではなく $n/2 \sim 5$ 程度の範囲にあるといわれている。

$$f = n/3.6 \quad \dots\dots\dots (2)$$

ここに、 f : 水圧脈動周期 (Hz)

n : 定格回転速度 (rpm/60)

水圧脈動は出力の40~60%付近でピークとなる場合が多い。

低減対策の一つとしてランナコーン部などよりの給気がある。一般にポンプ水車は押し込み揚程が大きいため、自然吸気は望めず圧縮空気を給気する必要がある。特に高落差、高比速度化すると吸出し高さ H_s が増大し、多大の給気量を必要とすることになりAFC運転、部分負荷運転が制限されてくる。

(3) 水車二重性能 (図4の③)

水車低落差側で二重性能の現象、すなわちヒステリシス特性を生ずることがある。発生条件はキャビテーション係数とガイドベーン開度とにより規定されるものである。ランナの改良により多少は改善されるものであるが、落差変動範囲を制限することが望ましい。

(4) 水車キャビテーション (図4の④、⑤)

ガイドベーン開度が設計範囲以上、あるいは以下の場合流れとランナ羽根角度との関係よりランナベーン入口部で剥離(はくり)が生じキャビテーションが発生する。図4の

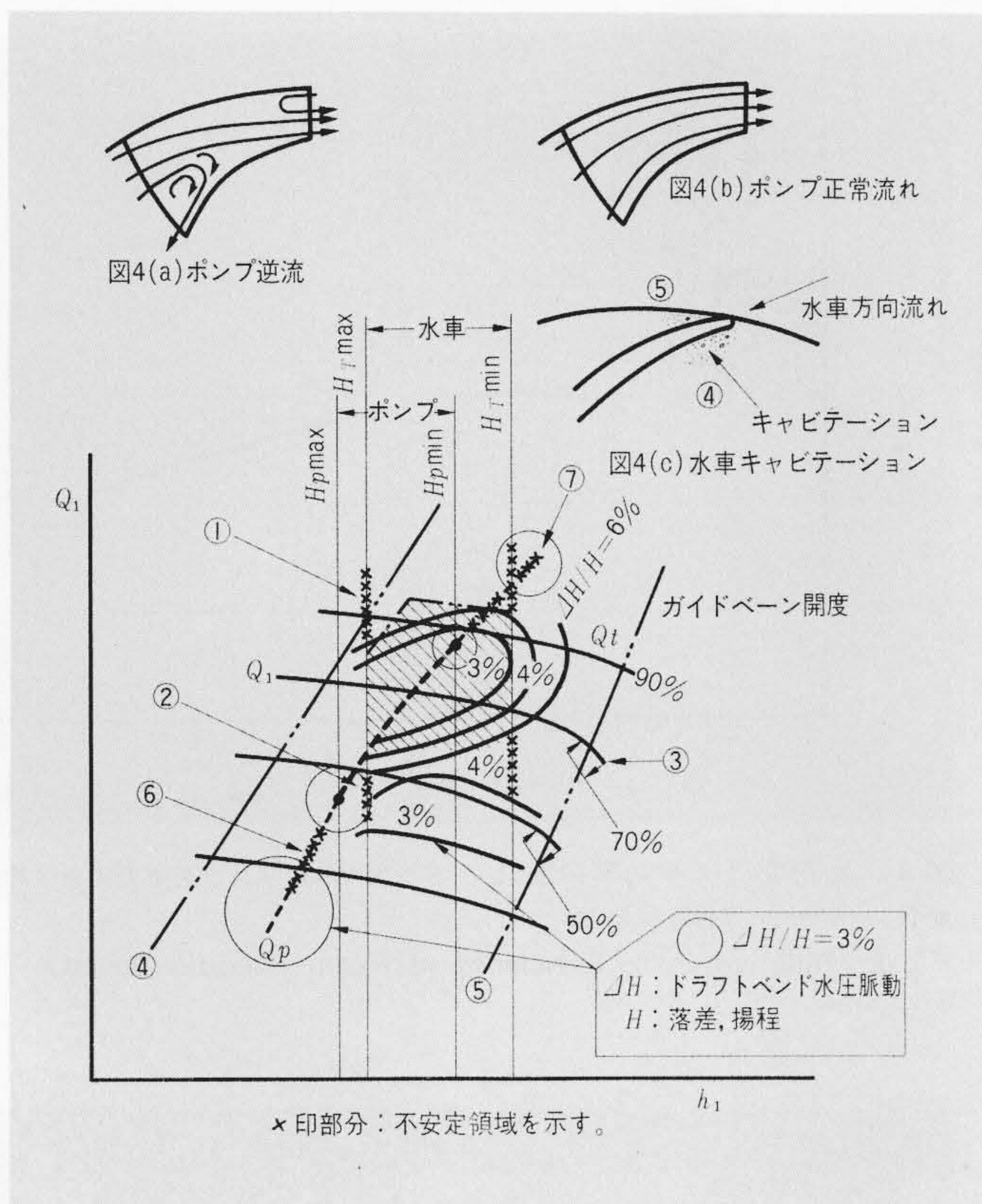


図4 ポンプ水車の不安定領域 ポンプ水車の有する不安定領域を示す。
Fig. 4 Unstable Range of Characteristic

④は高落差側で発生し始めるラインを示し、図4の⑤は低落差側で発生し始めるラインを示している。図4(c)は発生状況を示すものである。

(5) ポンプ高揚程側逆流現象 (図4の⑥)

ポンプ高揚程側では揚水量が減少し、図4(a)に示すように逆流現象が生じ、キャビテーション増大、効率低下、振動および騒音の増大をきたす。

(6) ポンプ大揚水量時不安定特性 (図4の⑦)

設計点より低揚程側の運転をする場合揚水量増大に伴うポンプ入力増大、キャビテーション発生増大、効率低下などをきたす。

以上(1)~(6)にポンプ水車の不安定領域について述べた。図4に示すようにポンプ高揚程側での水圧脈動増大、水車運転では過負荷、部分負荷における水圧脈動すなわち $\Delta H/H$ の大きさをも考慮して運転範囲を決める必要がある。

5 ポンプ水車の比速度と回転速度

5.1 比速度

比速度はポンプ水車の形、特性を表わす定数となるもので水車比速度 n_{st} とポンプ比速度 n_{sp} とがある。

$$n_{st} = n \times \sqrt{P/H_t^{5/4}} \quad \text{.....(3)}$$

ここに、 n : 定格回転速度 (rpm)

H_t : 最高落差 (m)

P : H_t における最大出力 (kW)

$$n_{sp} = n \times \sqrt{Q/H_p^{3/4}} \quad \text{.....(4)}$$

ここに、 H_p : 最高効率点における揚程 (m)

Q : H_p における揚水量 (m^3/s)

図5は水車の比速度実績を示したものである。比速度の選定にあたっては特性、吸出し高さ H_s 、機器寸法、輸送条件お

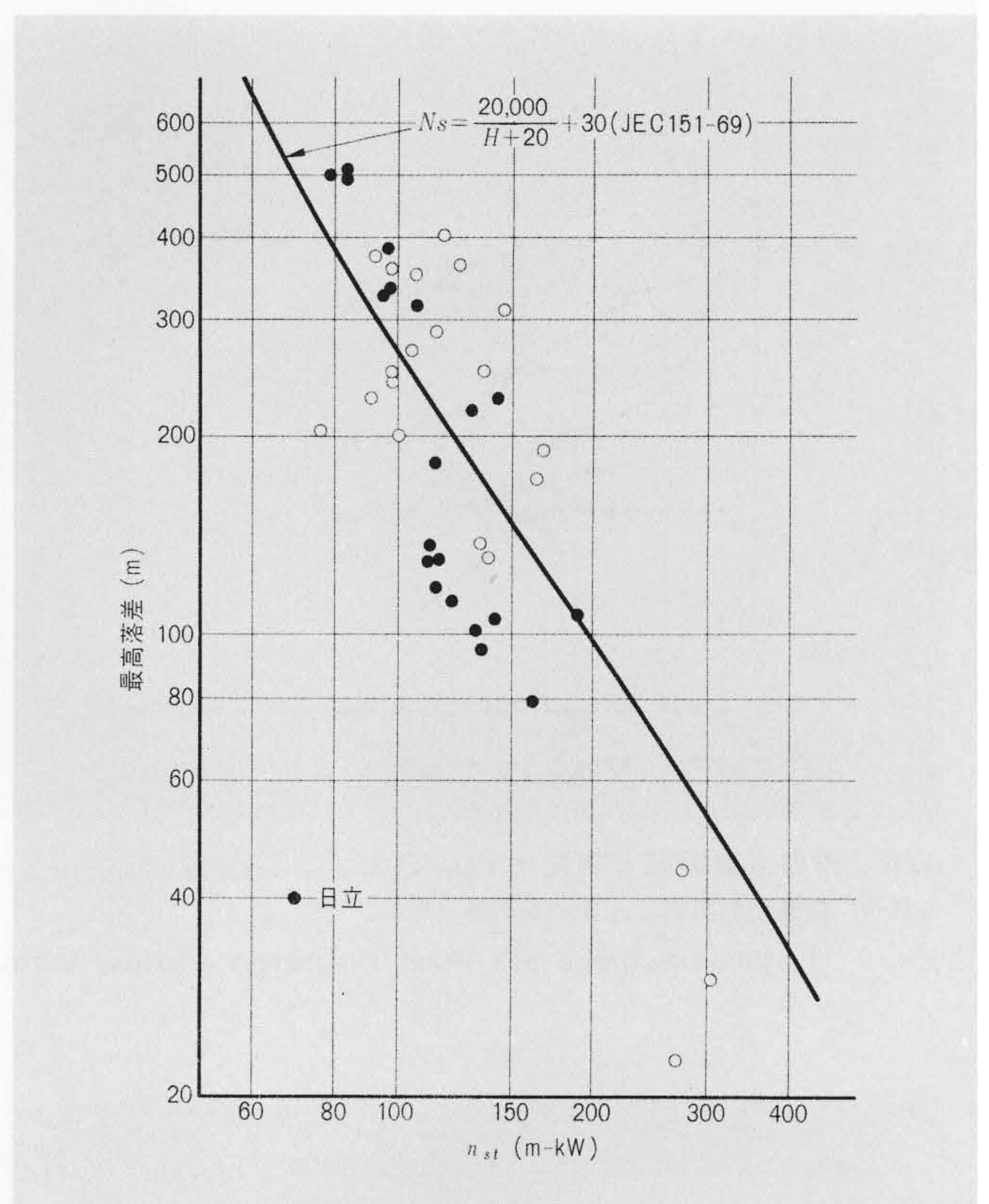


図5 ポンプ水車の水車比速度 比速度 n_{st} はポンプ水車特性上より限界がある。
Fig. 5 Turbine Specific Speed Limit vs Max Net Head

よび発電電動機容量などにつき総合的に検討する必要がある。

5.2 回転速度

落差、出力が与えられた場合、図5より比速度 n_{st} を選択し、回転速度を求める。

$$n = 120f/p \quad \text{.....(5)}$$

ここに、 n : 定格回転速度 (rpm)

f : 周波数 (Hz)

p : 極数 (発電電動機)

発電電動機により極数 p は制限を受ける (採用しうる回転速度はJEC-177「ポンプ水車」4.5.1表標準回転速度を参照)。

6 落差変動範囲

落差変動範囲の選定については水路損失および上池、下池変動につき十分留意する必要がある。落差変動範囲は4.2ポンプ水車の不安定領域と関係があり、落差変動範囲を定量的に制限することはむずかしく、ここでは実績をもとに整理した。図6は落差変動範囲と容量比(Q_T/Q_P)を示したものである。落差変動範囲が小のときは Q_T/Q_P 比を大きくすることができる。一方、発電電動機の入出力の関係もあり、これらの点も考慮して決定すべきである。図7は有効落差と落差変動幅(H_{Pmax}/H_{Tmin})を示すもので、落差が高くなれば落差変動幅を小さくする必要がある。

7 効率

図8はポンプ比速度による効率変化の一般的傾向を示したもので、 $n_{sp}50m\text{-}m^3/s$ 付近の効率が高くなる。比速度が小さくなれば摩擦損失の増大により効率低下が著しい。

模型から実物ポンプ水車への予想効率の換算式は次式でなされることが多い。

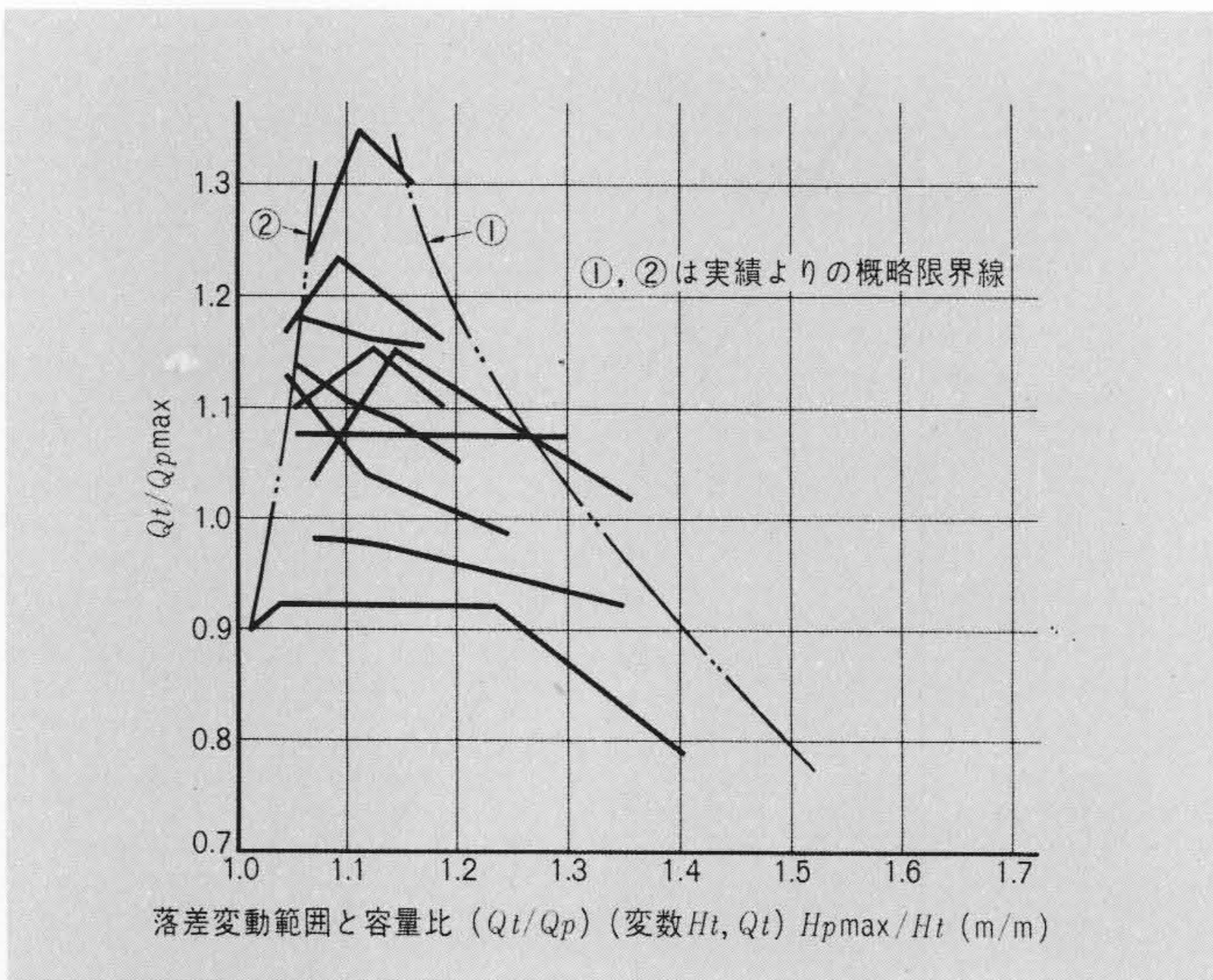


図6 落差変動範囲と容量比 (Q_T/Q_P) ポンプ水車の入出力比を決める場合、落差変動範囲に注意する必要がある。

Fig. 6 Turbine Discharge per Pump Discharge vs Head Variation

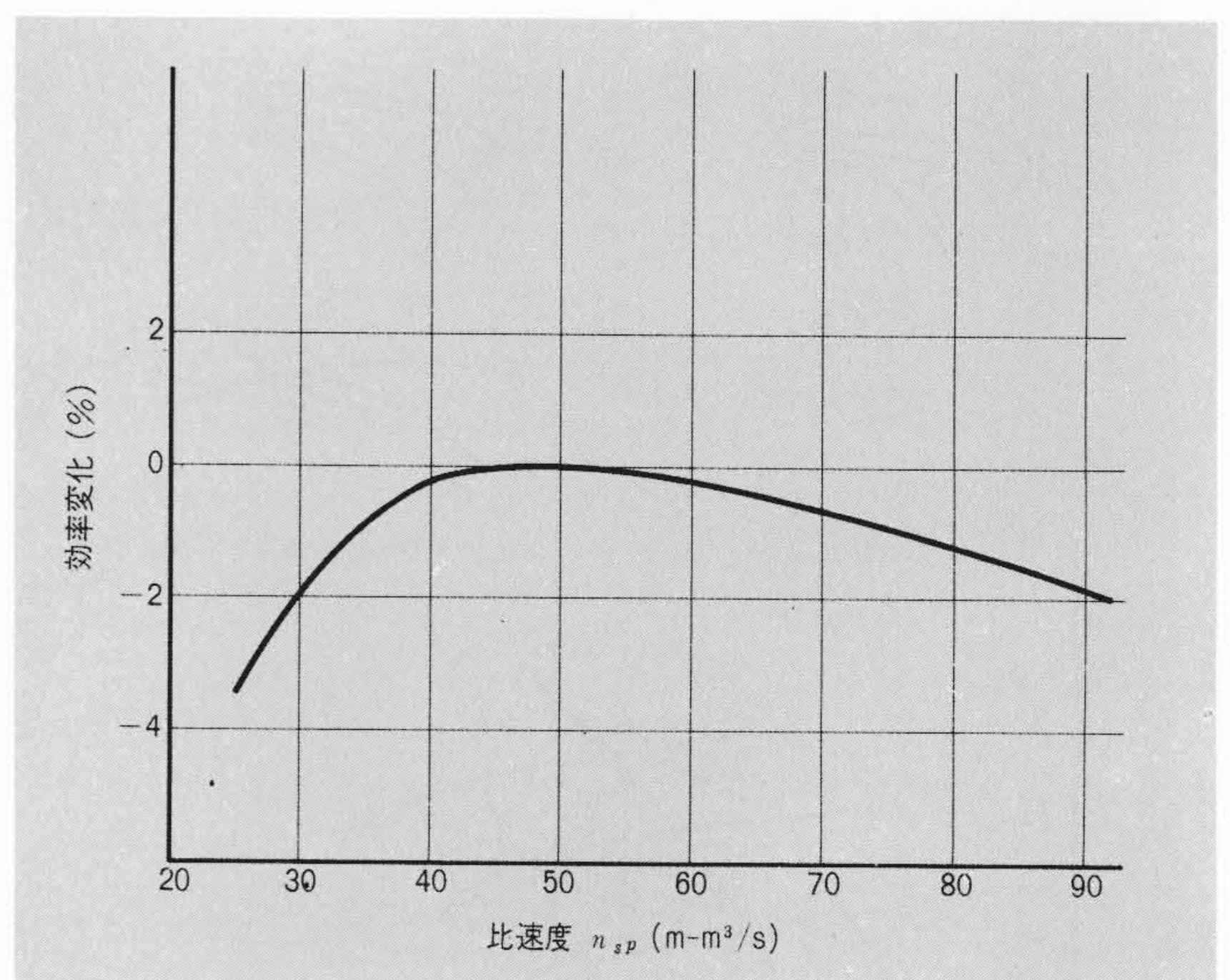


図8 比速度による効率の変化 ポンプ水車のポンプ最高効率点は比速度 $N_{sp} \approx 50 \text{ m}^3/\text{s}$ 付近にある。

Fig. 8 Relative Pump Efficiency vs Pump Specific Speed

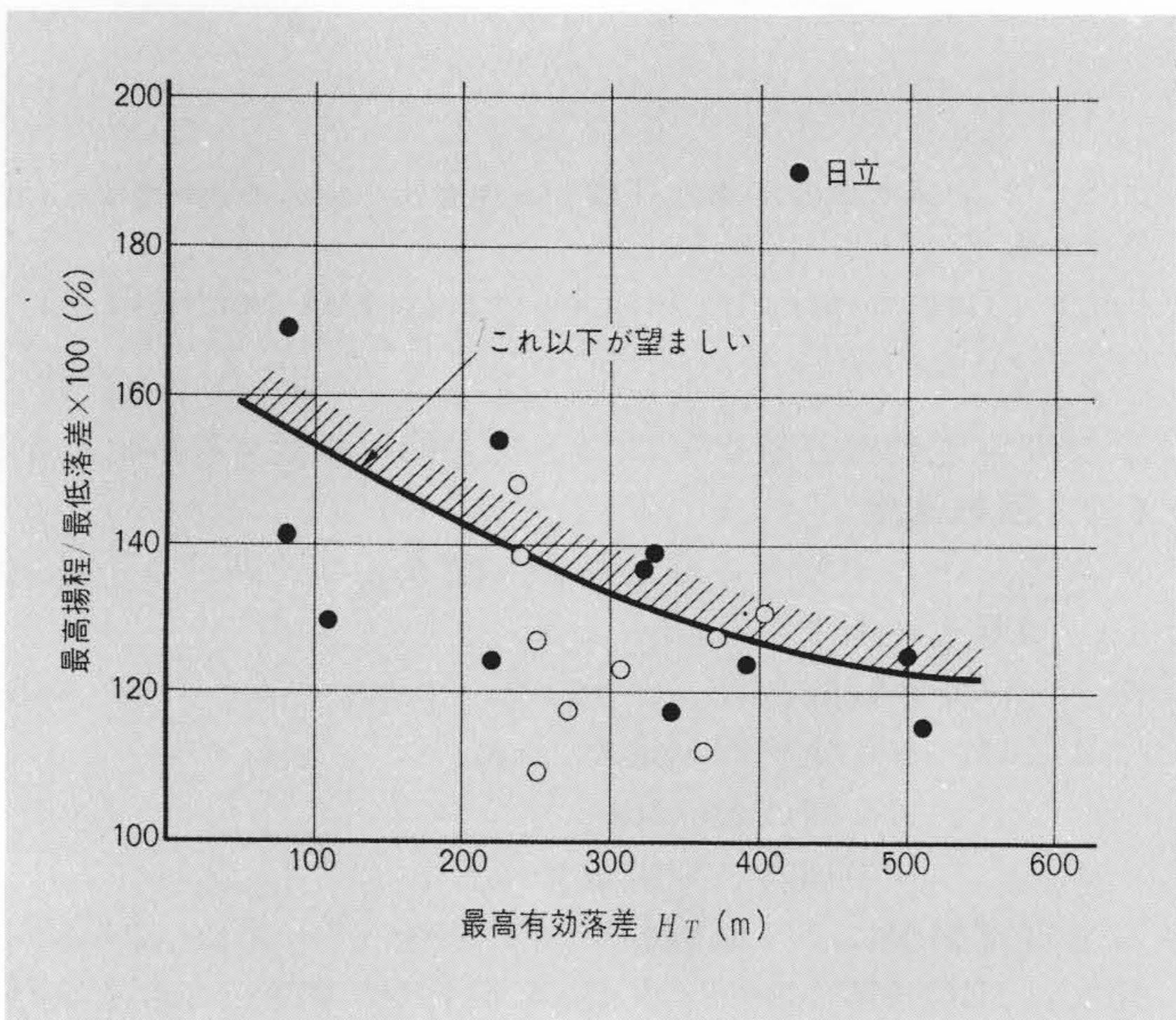


図7 落差変動範囲 落差が高くなれば落差変動範囲を小さくする必要がある。

Fig. 7 Head Variation vs Turbine Net Head

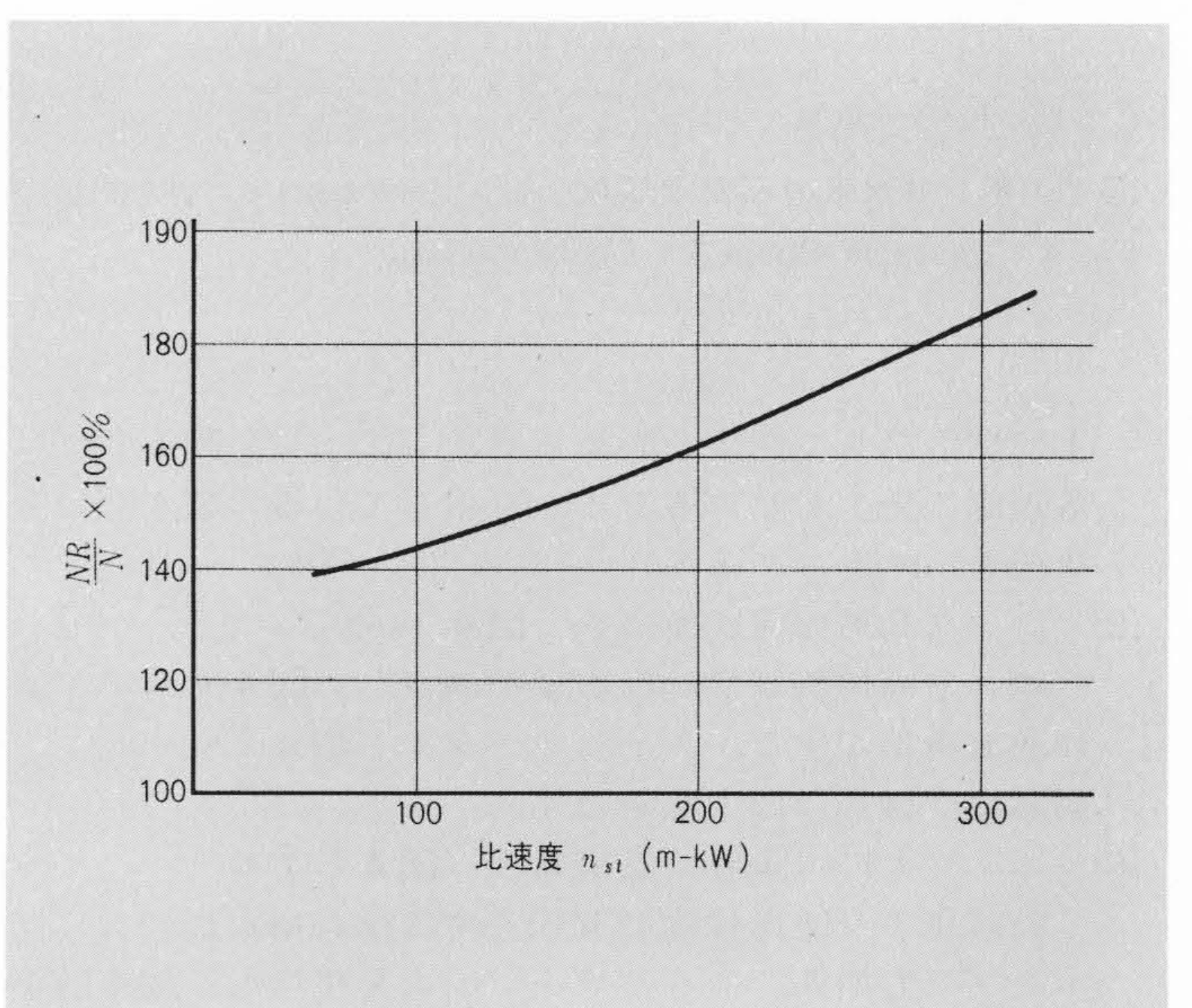


図9 N_{st} と NR の関係 比速度 n_{st} が大となれば無拘束速度 NR は大となる傾向がある。

Fig. 9 Turbine Runaway Speed vs Specific Speed

$$\eta = \alpha(1 - \eta_{m\max}) \left\{ 1 - \left(\frac{1}{MR} \right)^{1/5} \right\} + \eta_m \quad \dots\dots\dots(6)$$

ここに、 MR : 模型比

$\eta_{m\max}$: 模型最高効率

η_m : 模型効率

α は係数であり $0 \sim 1.0$ をとりうるが $\alpha = 0.5$ が国内では多く採用されているようである。

8 無拘束速度 NR

無拘束速度とは水車が無負荷で回転する速度のことを言い、模型試験より求まる。図9は比速度 n_{st} と最大無拘束速度(ガイドベーン全開時) NR の関係を示している。比速度が大となれば NR が增大することを示している。 NR はランナなど回転体の設計条件となるものである。しかし、最近の高落差

大容量ポンプ水車においては、水車負荷しゃ断時の速度変動率 Δn が NR を上回る場合があり注意を要する。

9 キャビテーション特性と吸出し高さ

9.1 キャビテーション特性

ポンプ水車のキャビテーション特性は、水車とポンプの両特性のおのにおにある。ポンプキャビテーションはランナ羽根出口先端の低圧側に発生しやすく、また水車キャビテーションはランナ羽根入口先端の高圧側に発生しやすい。結果的には低圧側、すなわち吸出し高さ H_s が小なる条件のポンプキャビテーションのほうが過酷となる。キャビテーション特性は、ポンプ効率が急変するブレーキ点を調べる性能試験からのチェックおよび吸出し管とランナシュラウドを透明なアクリル樹脂で製作し、ランナ羽根の作用面、反作用面における

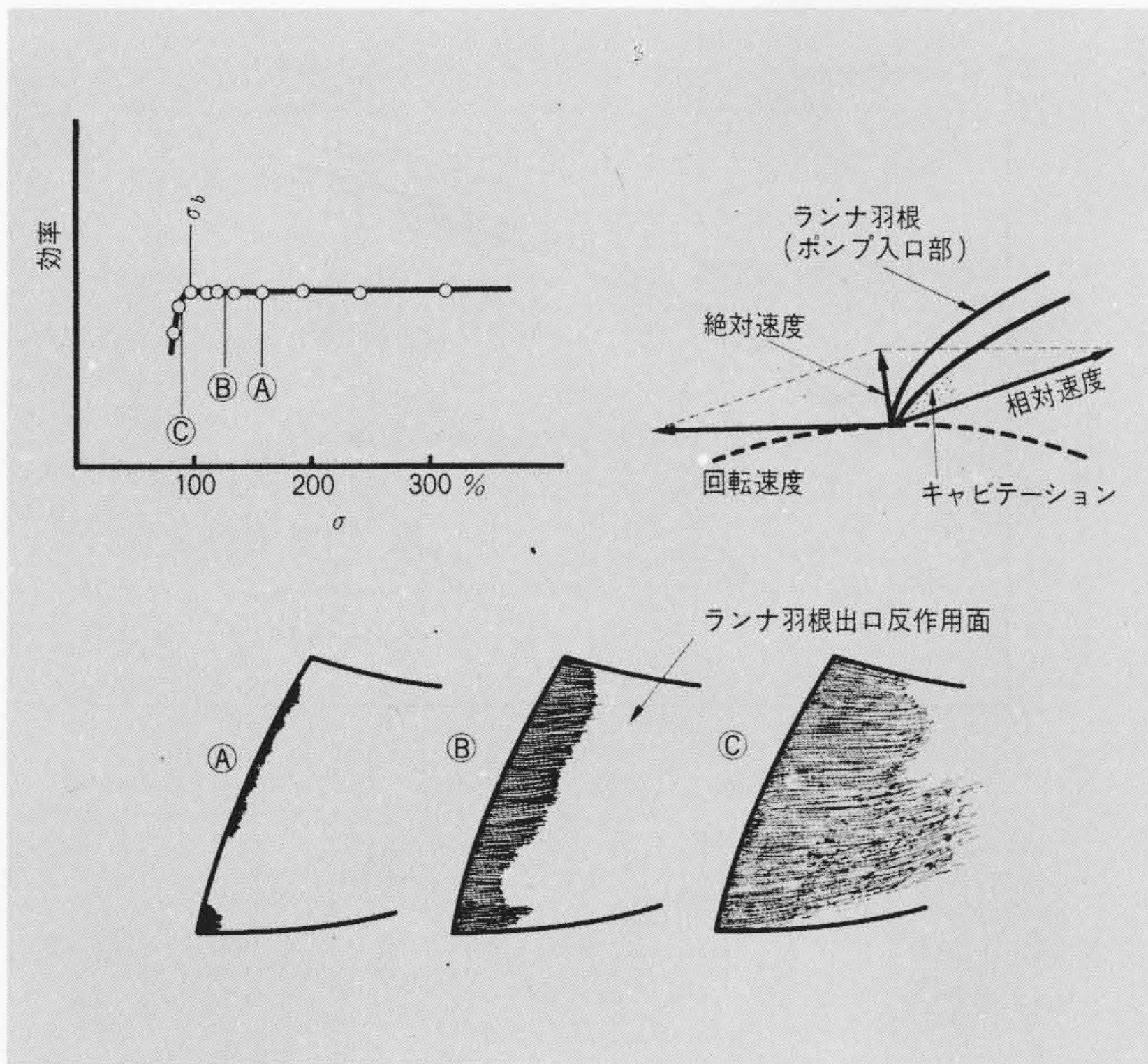


図10 ポンプ高揚程時キャビテーション発生状況例 キャビテーション発生は σ ブレーキ点より大きいので発生する。キャビテーション発生状況観察は吸出し高さ H_s を決める参考となる。

Fig. 10 Commonest Efficiency vs Cavitation and Visible Cavitation Phenomenon

キャビテーション発生状況を観察することにより調べることができる。図10はポンプ高揚程時キャビテーション発生状況の一例を示したものである。

9.2 吸出し高さの選定

一般に吸出し高さはポンプキャビテーション特性により決められるが、ポンプ起動時における吸出し管圧力降下および長放水路を有する発電所においては、水車負荷しゃ断時水柱分離現象についても検討しなければならない。

最近の揚水発電所は地下式が多く採用され、比較的吸出し高さは深くとれるが掘さく費などの増加があり、ポンプ水車の高比速度化に対しては適切なる回転速度と吸出し高さの選定がたいせつである。図11はポンプ比速度 n_{sp} と最高揚程時における設備キャビテーション係数 σ_{pl} の関係を示したもので、 n_{sp} が大となれば、すなわち回転速度を高くすればキャビテーション係数 σ_{pl} は大となる。

吸出し高さ H_s は次式により算出される。

$$H_s = H_a - H_v - \sigma_{pl} \times H_p \quad \dots\dots\dots(7)$$

ここに、 H_a ：大気圧 (m)

H_v ：水の飽和蒸気圧 (m)

H_p ：揚程 (m)

σ_{pl} ：設備吸出し高さのキャビテーション係数

なお、 H_s の決定においては図12に示す設備 H_s と H_{scr} との関係、放水路の損失と有効吸出し高さの関係、ポンプ水車中心の標高と大気圧の関係、水温と飽和蒸気圧の関係などに留意する必要がある。

9.3 ランナキャビテーション壊食量

ランナキャビテーション壊食量は落差、吸出し高さ H_s 、ランナ材質、運転頻度(ひんど)、使用水質、保証期間などを考慮して決める必要がある。たとえば、IECにおいては次式で決められようとしている。

(ポンプ水車の場合の一例)

$$V = K \times K_s \times K_A \times D^2 / 8,000 \text{hrs}$$

ここに、 K ：0.33～1.0協議のうえで決められる。

K_s ：ステンレス製 0.5 (cm)

普通鉄鋼 0.7 (cm)

K_A ：ステンレス製 240 (cm²)

普通鉄鋼 350 (cm²)

D ：ランナ出口径 (cm)

V ：キャビテーション壊食量 (cm²)

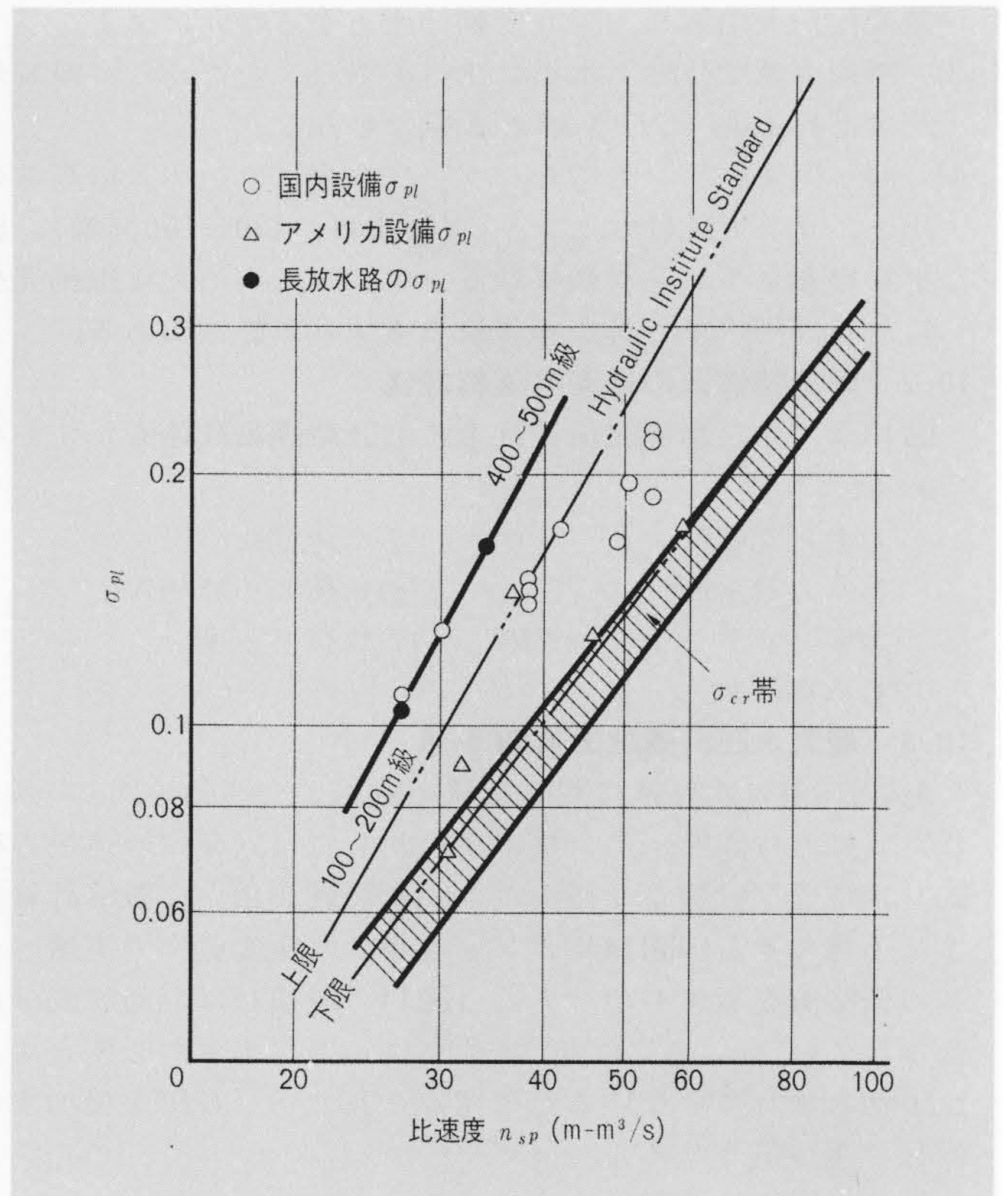


図11 N_{sp} と σ_{pl} の関係 比速度が大となれば、また同じ比速度でも落差が高くなれば設備吸出し高さ H_s を大とする必要がある。

Fig. 11 Specific Speed vs Pump Plant Sigma, σ

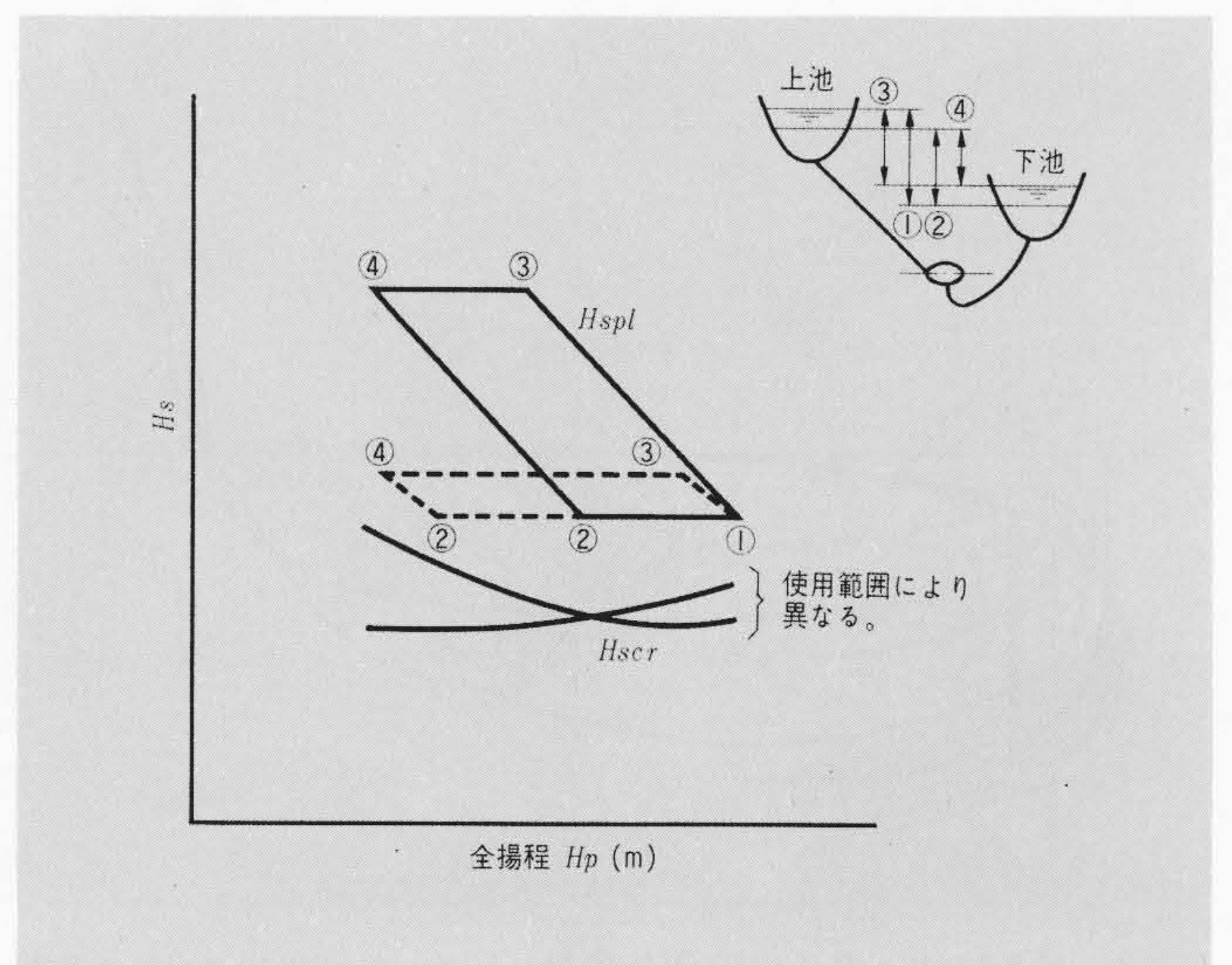


図12 設備 H_s と H_{scr} の関係 設備吸出し高さ H_s を決める場合、下池の変動範囲をも考慮する必要がある。

Fig. 12 Influence of Tailrace Level Valiation for Submergence

10 過渡現象

揚水発電所は、建設費低減の観点から流速を速くし、さらに放水路側サージタンク省略の傾向もあり、長大水路、高流速化しつつある。それに伴い過渡時における水压上昇、速度上昇が増大しつつある。

10.1 ポンプ水車の過渡現象の特長

- (1) 専用水車に比べ、ポンプ⇄水車両運転領域を有する。
- (2) ガイドベーン閉鎖方法は同じであっても、それに伴う流量変化が大であり、圧力変動は大となる傾向にある。
- (3) 無拘束速度は専用水車に比べ小さい。したがって過渡時速度上昇 Δn 値が NR を越える場合もある。
- (4) 同じ比速度ランナでも、ポンプ水車はランナ入口高さに比べ、ランナ径は大となり(専用水車の130~150%増)、扁平な形をしており羽根枚数も少ない。このことは振動発生に対し専用水車と異なる現象を生ずる可能性がある。

10.2 完全特性上の過渡時運転経路

図13はポンプ水車完全特性上の過渡時運転経路を示すものである。

- | | |
|-----------------|---------------|
| ① ポンプ起動 | ⑤ 水車停止 |
| ② 入力しゃ断 | ⑥ 負荷しゃ断→ NR |
| ③ ポンプトリップ→ NR | ⑦ 負荷しゃ断 |
| ④ 水車起動 | |

10.3 最大水压、速度上昇値予想

δp 、 Δn 値は水路系に対し連続の式および運動の式より導かれた波動方程式を、ポンプ水車に対しては回転体の運動方程式および模型試験より得られた完全特性を用いて数値計算により予想できる。図14はポンプ水車の水压変動率の実績ベースの概略値を示すものである(図14の δp 値には高周波成分が含まれている)。ここで変数の中にポンプ水車の必要とする GD^2 が含まれていないことに留意されたい(GD^2 が増加すれば δp は多少低下する)。

最大水压値の予想は次式による。

$$p_{\max} = \delta p \times H_{st} + H_0 \quad \dots\dots\dots (8)$$

ここに、 $p_{\max}$: 最大水压値 (m)

δp : 水压変動率 (%)

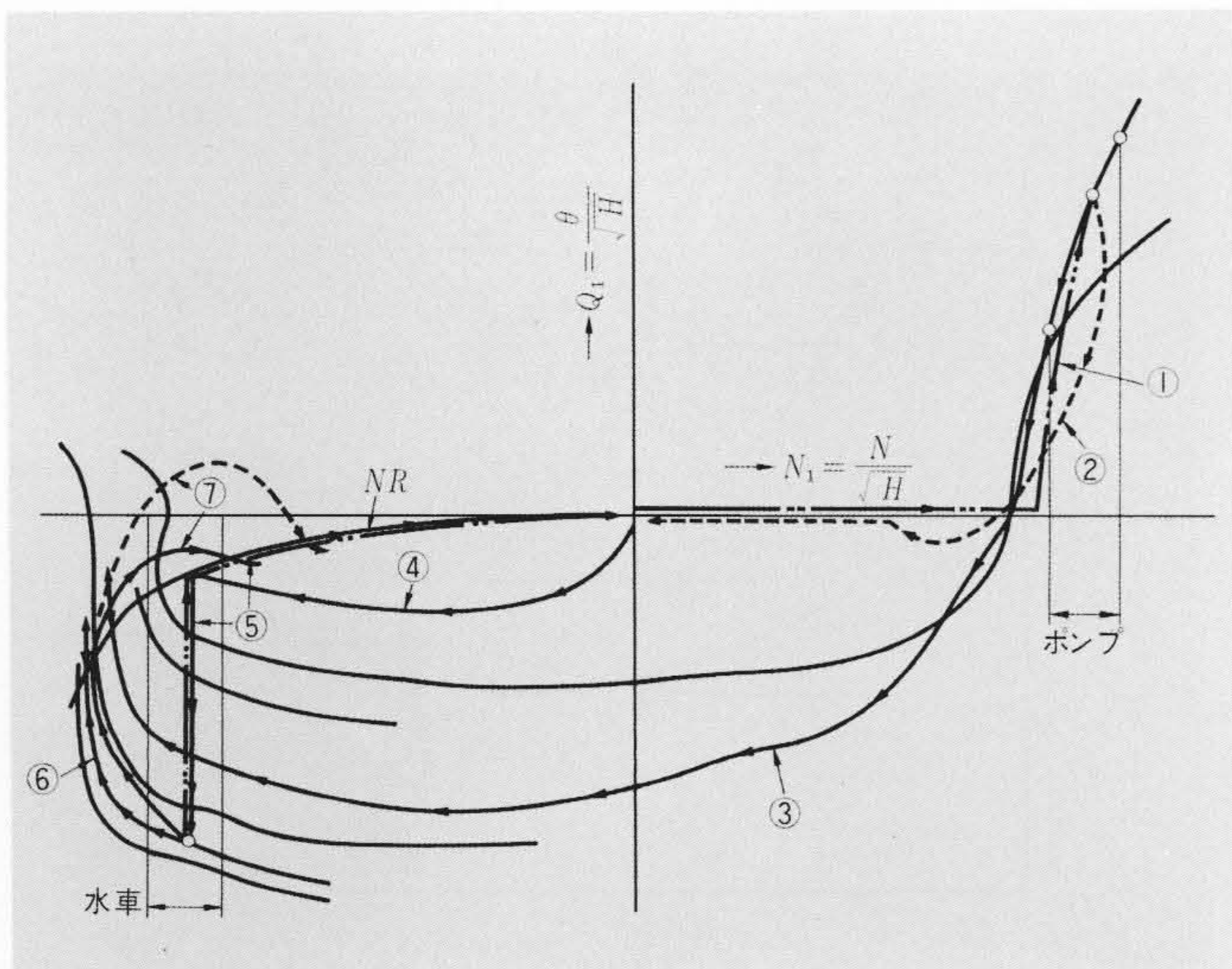


図13 完全特性上の過渡時運転経路 ポンプ水車完全特性上の過渡時運転経路を示す。

Fig. 13 Characteristics in the Four Quadrants at Pump Turbine Operating Condition

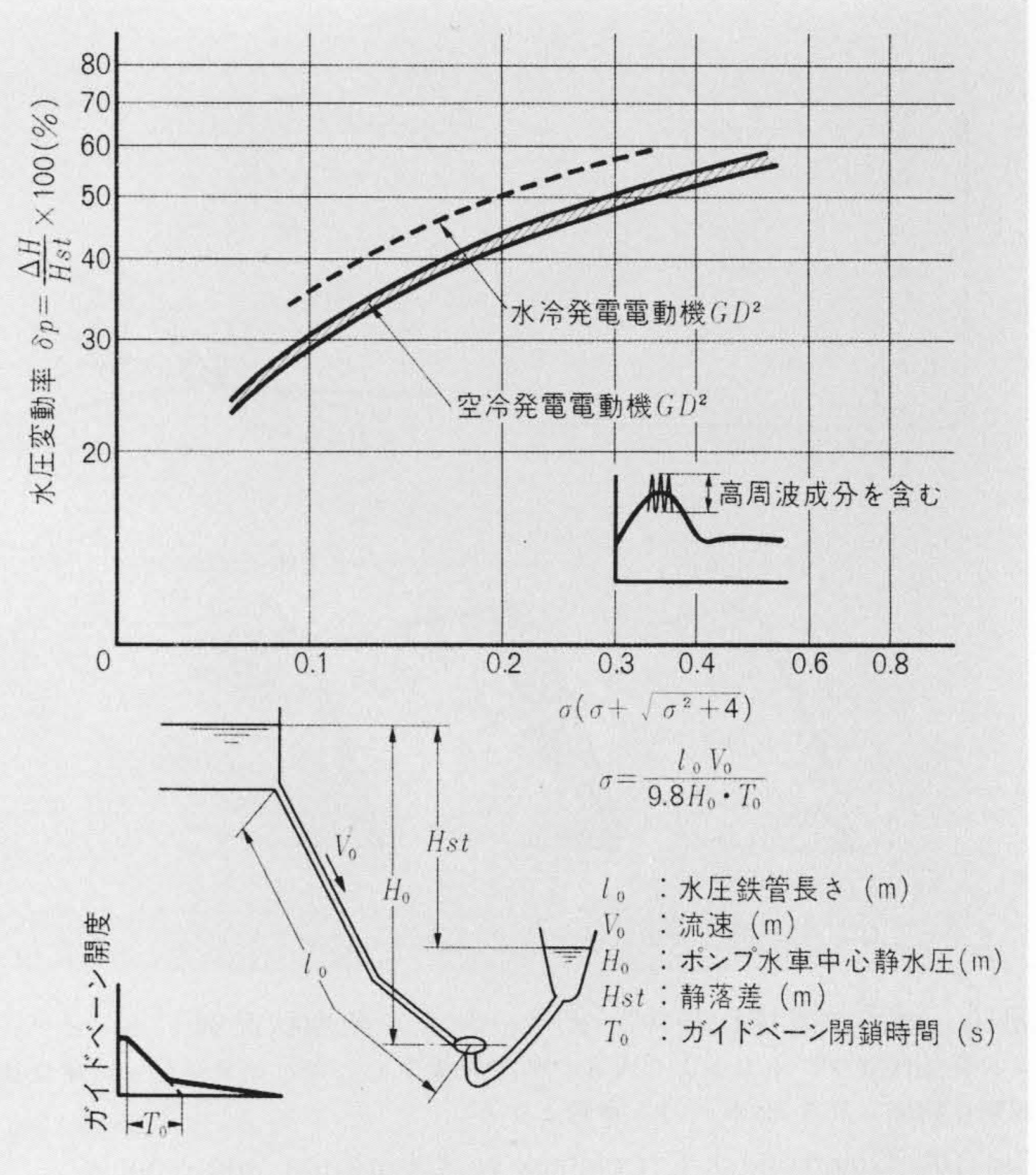


図14 負荷しゃ断時水压変動率 δp 水压鉄管長さ、流速ガイドベーン閉鎖時間が与えられる場合、概略の水压鉄管水压変動率は予想できる。

Fig. 14 Approximate Expected Penstock Pressurerise at Turbine

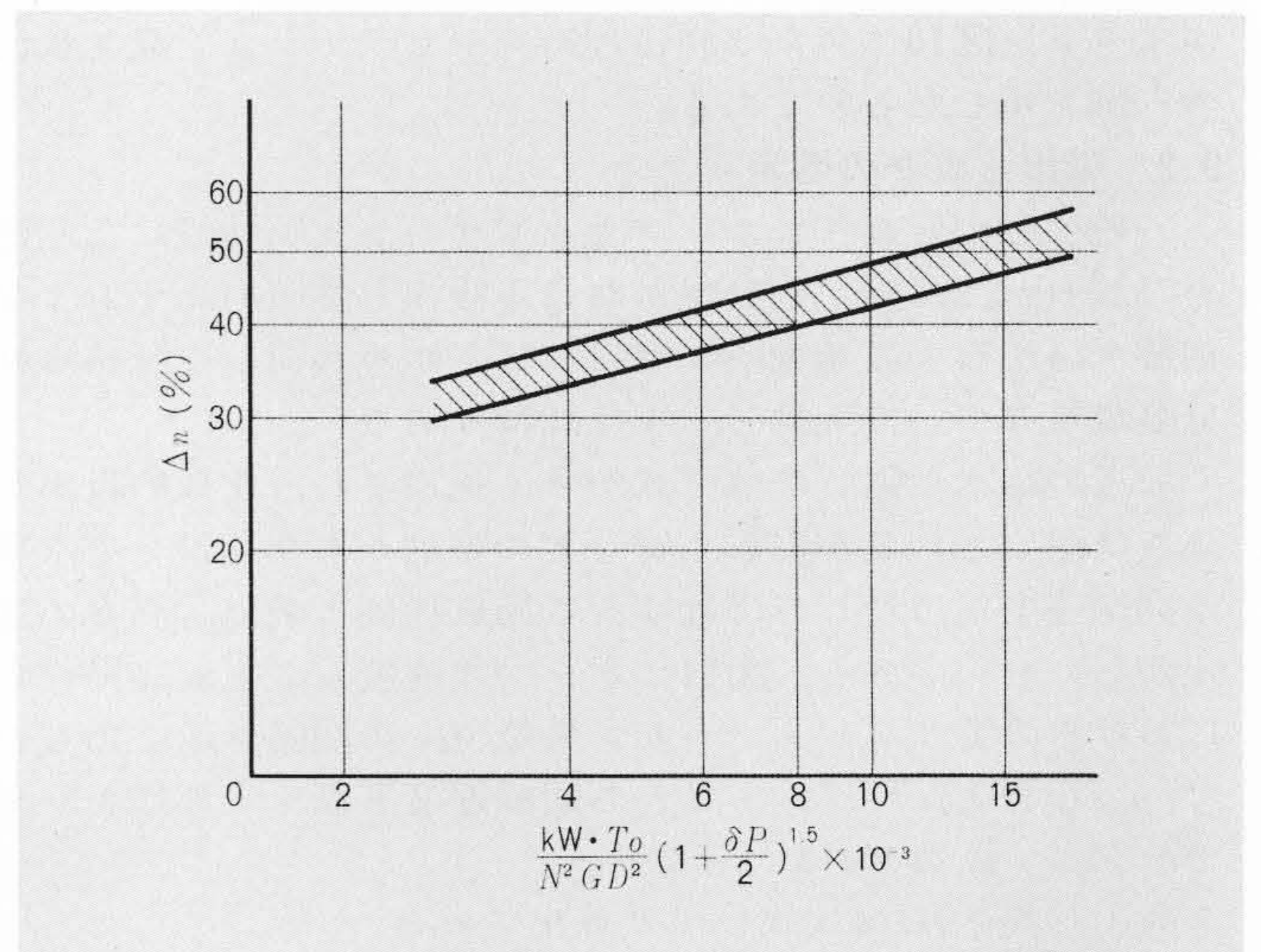


図15 負荷しゃ断時速度変動率 Δn 水压変動率、回転部の GD^2 、ガイドベーン閉鎖時間が与えられる場合、概略の速度変動率は予想できる。

Fig. 15 Approximate Expected Speedrise at Turbine Load Rejection

H_{st} : 静水压 (m)

H_0 : ポンプ水車中心における静水压 (m)

速度変動率 Δn の実績ベースの概略予想値は図15に示すとおりである。

11 結 言

本稿では、ポンプ水車の特性上の問題を主として述べ、フランシス形ポンプ水車の計画上での問題点につき述べた。ポンプ水車の特性などは定量的に整理することがむずかしく説明の不足があるが、ポンプ水車の計画に際し参考にしていただければ幸いである。