S型サンドポンプの設計について

山　根　信　太　郎

1. はしがき

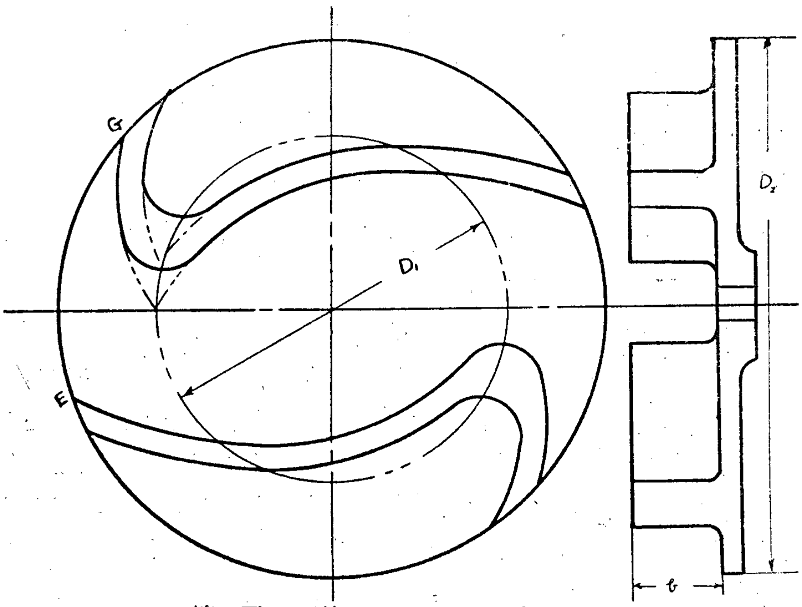
S型オープンサンドポンプは羽根の形が少しく異様なるため、如何なる設計法に従つて製作されるのか、ちよつと見当がつかないように思われる。しかしこれをし細に観察すれば、普通に用いられるポンプの設計法と大して変るところはない。すなわち従来の設計法に準ずることができるのである。

よつてここではpfleiderer[1][2]の方法に従い、S型サンドポンプに適用しうる揚程減少数を求め、S型サンドポンプの一般的設計法について述べてみた。

2. 仮　定

S型のオープン，サンドポンプの解析を試みるに際して、次のような仮定をする。

(i) オープン型ではあるがサイドクリアランスによる逆流の影響は一応ないものと考える。(もつとも揚程減少数Pを求めるばあいは側間隙を考慮して計算した)

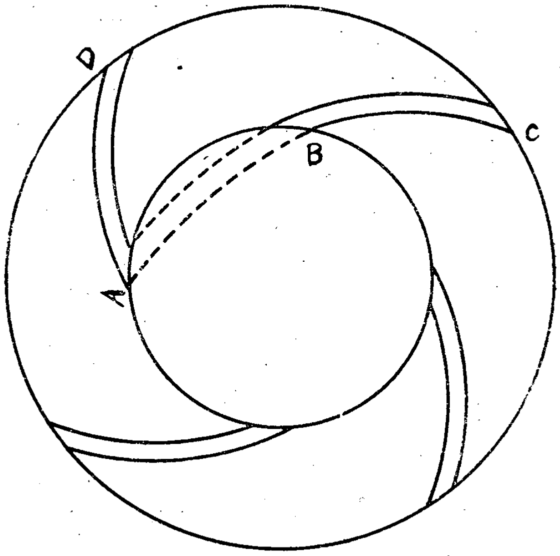


第1図　S型サンドポンプ　イムペラ

(ii) S型のポンプを第2図の如く4枚羽根の羽根車の入口を、点線の如く閉してできたものとする。故にこのばあいの背圧はそのままBC部分に作用するものと考える。

(iii) 羽根に流入する水は渦をつくらず、羽根の水に与うるエネルギーはモーメンタム理論による。ただしこのばあい流入水は周速の方向にの方向対して90°とする。従つて

$$H_{th\infty}=\frac{1}{g}u_2v_2\cos\alpha_2=\frac{1}{g}u_2v_{2u}$$



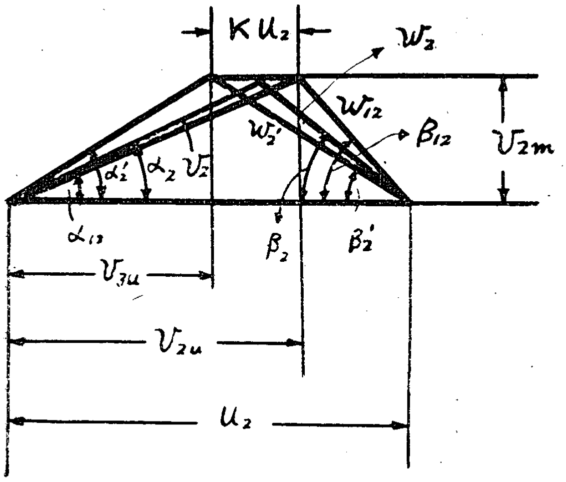
第2図　S型ポンプを4枚羽根ランナーの入口を点線の如く閉じして出来たものと考える

3. 揚程減少數

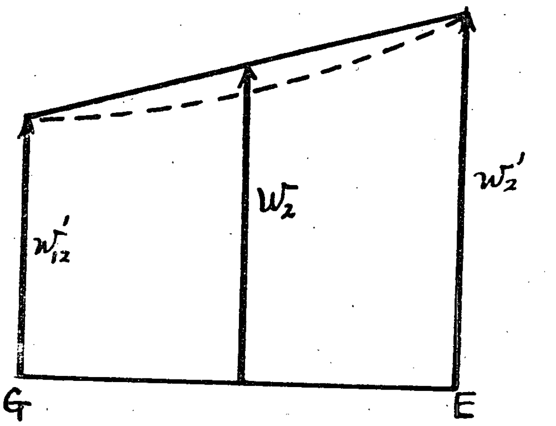
上述の仮定に従いS型ポンプの羽根車を設計するのであるが、このような羽根は如何なる揚程減少数Pをもつかを知らねばならない。無限羽根を有するばあいの理論揚程$H_{th\infty}$は

$$H_{th\infty}=\frac{1}{g}u_2v_{2u} \qquad (1)$$

しかるに実際には有限個の羽根をもつて揚程H_{th}を作る。もとよりH_{th}は$H_{th\infty}$より小さい値である。これは羽根数が有限なため無限羽根の水の相対流出角β_2より若干小さい角β_2'の方向に流出するためで、第3図の速度三角形に於てv_{2u}をv_{3u}に減少させ、ひいて$H_{th\infty}$をこれより小さい値



第3図　出口速度線図



第4図　羽根表面から裏面に及ぶ間の速度分布

$$H_{th}=\frac{1}{g}u_2 v_{3u} \qquad (2)$$

とするからである。ここに H_{th} は有限羽根のばあいの理論揚程で水力効率を η_h とすると $H_{th}=\triangle H/\eta_h$ であらわせる。そこで今

$$H_{th\infty}=(1+P)H_{th} \qquad (3)$$

とおけば無限羽根のもつ揚程と有限羽根のもつ揚程との比 1＋P を求めることができる。ここにPは揚程減少数と呼ばれるもので普通のポンプではこれを求める一般式が得られているのであるが、S型ポンプにそのまま適用できるものはない。そこでS型ポンプについて仮定（ii）に従いPを求めてみる。$\triangle h$ を羽根の表（第2図のAD部）と裏（第2図のBC部）との圧力差とすれば任意の半径上における、羽根に及ぼす圧力は

$$K=\gamma\triangle hb \qquad (4)$$

ただし b は羽根の幅　γ は単位容積の水の重さである。従つて羽根車が水に傳えるモーメントは羽根数は2枚であるから

$$M=Z\int_{r_1}^{r_2}\gamma\triangle hbr\,dr$$

$$=2K\int_{r_1}^{r_2}r\,dr=K(r_2^2-r_1^2) \qquad (5)$$

今流量をQとすれば流路ピッチを t_2 として

$$Q=Zt_2 b_2 v_{2m}=\frac{2}{n}\pi r_2 Z b_2 v_{2m} \qquad (6)$$

v_{2m}＝出口放射流出速度

$$t_2=\frac{\pi D_2}{n}$$

nはピッチを羽根数に換算して考えた相当数。モーメントは角速度との積であるから

$$M=\frac{\gamma Q H_{th}}{\omega}=\frac{\gamma Q u_2 v_{3u}}{g\omega}=\frac{\gamma 2Z\pi r_2^2 v_{2m} v_{3u}}{ng} \qquad (7)$$

（5）と（7）とを使つて

$$g\cdot\triangle h_2=\frac{\pi v_{3u} v_{2m}'}{\{1-(r_1/r_2)^2} \qquad (8)$$

Pfleiderer によれば羽根表裏の速度差が圧力になるものと考えるから

$$w_2'^2-w_{12}^2=2g\tau\triangle h_2$$

ただし τ は経験によつて定められる常数。

これより

$$w_2'^2-w_{12}^2=2\tau\pi\frac{v_{2m}'v_{3u}}{1-\left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2}=2a v_{2m}'v_{3u} \qquad (9)$$

$$a=\frac{\tau\pi}{1-(r_1/r_2)^2} \qquad (10)$$

$$v_{2m}'=\frac{2Z}{n}v_{2m} \qquad (11)$$

このばあい羽根が少ないからここを通過する実効流量は羽根を普通にもつものに比べて、減少する傾向があり関係速度のGE上の分布は直線ではない。恐らく点線のように上に凹であるはずである。しかし便宜上第4図のように直線とみなせば

$$w_{12}+w_2'=2w_2$$

故に（9）式は

$$w_2(w_2'-w_{12})=a v_{2m}' v_{3u}$$

速度三角形第3図より

$$v_{2m}'=w_2\sin\beta_2$$

であるから上式は

$$w_2'-w_{12}=a\,v_{3u}\sin\beta_2=v_{2m} \qquad (12)$$

しかるに速度三角形より

$$v'^2_{2m}+(u_2-v_{2u})^2=w_2'^2$$

$$v'^{2}_{2m}+(u_2-v_{3u})^2=w_{12}^2$$

であるからこれを(12)式に入れて整理すれば

$$(u_2-v_{3u})^2-(u_2-v_{3u})^2=2av'_{2m}v_{3u}+av_{3u}\sin\beta_2^2 \qquad (13)$$

これよりv_{3u}を求めれば

$$v_{3u}=\frac{(u_2+a\,v_{2m}')\pm\sqrt{(u_2+a\,v'_{2m})^2-(1-a\,\sin\beta_2^2)(2v_{2u}u_2-v_{2u})^2}}{1-a\,\sin\beta_2^2} \qquad (14)$$

一方w'_2-w_{12}は速度三角形より

$$w'_2-w_{12}=a\,v_{3u}\sin\beta_2=(v_{2u}-v_{3u})\cos\beta'_2 \qquad (15)$$

これをとけば

$$v_{2u}=v_{3u}(1+\frac{a}{\cos\beta'_2}\sin\beta_2) \qquad (16)$$

$$=v_{3u}(1+P) \qquad (17)$$

ただし

$$\left.\begin{aligned}P&=\frac{a\sin\beta_2}{\cos\beta'_2}\\&=\frac{\tau\,\pi\sin\beta_2}{\{1-(r_1/r_2)^2\}\cos\beta'_2}\end{aligned}\right\} \qquad (18)$$

(14)式によれば

$$v^3{}_u=f(a\,v'_{2m}\,u_2\,\beta_2\,v_{2u})$$

でβ_2 u_2 v'_{2m} aが与えられればv_{3u}は求まる。そこでa v'_{2m} u_2 β_2を種々に変化させてv_{3u}を求め1+Pを求めておけば、$H_{th\infty}$の値を求めることが極めて容易となり羽根車の設計をたやすくすることができる。

4. τの値

以上の式より1+Pを求めるのであるが、この際τを与うる必要がある。Pfleidererはこれを経験によるものとしたが、ここでは実際の資料に基きほゞ妥当と思われる値を用うることとした。(14)式を変形すれば

$$a=\frac{-v'_{2m}\,v_{3u}\pm\sqrt{v'_{2m}v_{3u}^2+v_{3u}\sin\beta_2^2(u_2-v_{3u}^2-u_2-v_{2u}^2)}}{v_{3u}\sin\beta_2^2} \qquad (19)$$

これよりaを求め(10)式より

$$\tau=\frac{a}{\pi}\{1-(r_1/r_2)^2\} \qquad (20)$$

よりτを求める。次の如き諸元をもつS型サンドポンプのカタログよりaを計算する。

$D_2=350$mm $D_1=200$mm n=1200r.p.m

H=20m Q=100l/sec b=147mm

$\beta_2=30°$ 側間隙=4.5mm

しからば$a=3.9$ 従て$\tau=0.77$をうる。これはここの水の流れが流線を形造る性質のものでなく、実際には渦となつており、かなりの損失をもつことを思えばさして妥当を欠くものとは思われない。

よつてτは0.77を採用することとする。

5. Pの値

v'_{2m} u_2 $D_2/D_1=m$ β_2の4つの値を広い範囲に変えることにより、これに対する1+Pの変化を(14)式より求めてみた。ただし側間隙は4mmである。計算の結果によるとv'_{2m}による1+Pの変化は周速度u_2によるPの変化と同様に、実用の範囲では僅少である。たとえば一例としてm=1.5 u_2=15m/secのばあいのv'_{2m}と1+Pの関係を揭げると

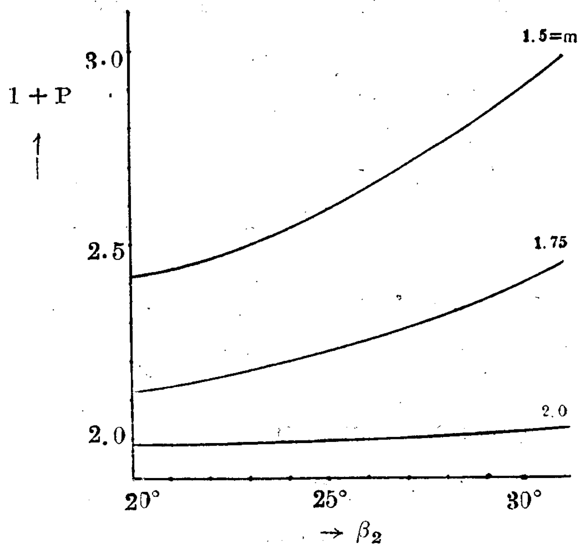
v'_{2m} m/secと1+P

	0.5	0.75	1.0	1.25	1.5
$\beta_2=20°$	2.13	2.24	2.25	2.27	2.14
$\beta_2=30°$	2.43	2.47	2.45	2.52	2.55
$\beta_2=40°$	2.82	2.84	2.84	2.88	2.92

又u_2と1+Pとの関係はm=1.5 v'_{2m}=1.0m/secとして

u_2 m/sec	15	20	25	30
$\beta_2=20°$	2.25	2.24	2.22	2.29
$\beta_2=25°$	2.45	2.54	2.45	2.54
$\beta_2=30°$	2.84	2.87	2.76	2.82

これらの信じうべき有効数字は第二位までであることを考えればu_2及びv'_{2m}に対する1+Pの値は殆んど無視できるものである。従つてv'_{2m}=0.5～1.5m/sec u_2=15～30m/secの範囲では1+Pは変化しないものとみて、β_2とm=D_2/D_1と1+Pとの関係を求めてみると第5図の如くである。図をみるとmが2以上になるとβ_2の変化に対する1+Pの値の変化が殆んど認められない。



第　5　図
滑り係数1＋Pと直径比$\frac{D_2}{D_1}=m$，とβ_2との関係

これは直径比が大となるにつれて羽根の重り合う部分が多くなり滑りの影響がβ_2によつて著しく揚程に響かないためと考えられる。

6. 設計公式

1＋Pを第5図によつて求めることができれば羽根車の設計は従来の公式によつてもよいのであるが，寸法の決定は従来のように入口部から行わず出口部分から行う方が便利である。これを考慮して従来の面倒なu_2の決定法を避け，きわめて単純化された設計方法について述べる。速度線図によれば

$$u_2(u_2-\frac{v_{2m}'}{\tan\beta_2})=g\,H_{th\infty}$$

故に $u_2=v_{2m}'/2\tan\beta_2+\sqrt{\{(v_{2m}'/2\tan\beta_2)^2+gH_{th\infty}\}}$　　(21)

しかるに$v_{2m}'/2\tan\beta_2$は$gH_{th\infty}$に比べきわめて小さい値であるから，(21)式は大略

$$u_2=\kappa\sqrt{gH_{th\infty}} \tag{22a}$$

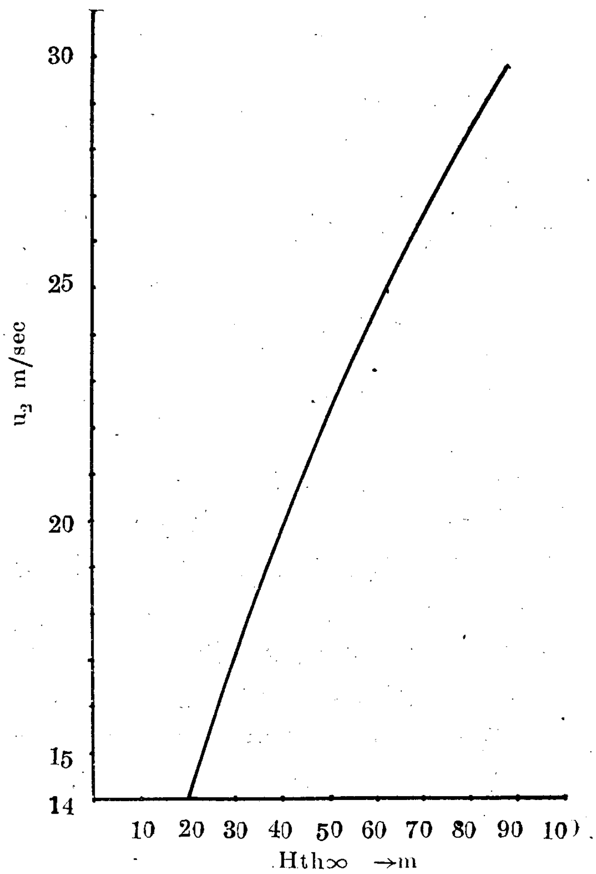
とおける。

そこでこれに従つて$H_{th\infty}$に対するu_2を求める図表を作れば直ち$H_{th\infty}$よりu_2を求めうる。これを第6図に示した。

これによれば$H_{th\infty}$を

$$H_{th\infty}=(1+P)\frac{\Delta H}{\eta_h} \tag{23}$$

で求めれば直ちに図表よりu_2をうる。幅b_2は



第6図　$H_{th\infty}$とu_2との関係

$$b_2=Q'/t_2v_{2m}=Q'/\pi r_2v_{2m}' \tag{24}$$
$$t_2=\pi D_2/n \tag{25}$$

t_2は出口通路ピッチで一般には$\pi D_2/4$附近にとられている。v_{2m}'はあまり大きくとるとb_2が小さ過ぎるから適切な値を選ばねばならない。

S型サンドポンプでは0.8〜1.5m/secが普通であるが，回転数が大きいばあいはこれより大きくとる必要がある。しかし回転数を余り大きくすることは入口の周速度を大きくすることであり，従つて流入角β_1を小さくする。これは羽根に流入する水が羽根に沿つて流れず，衝突する傾向をつよくもつことを意味し，羽根の磨滅に重大な影響を及ぼすものである。よつて大なる回転数は，できるだけ避くべきであつて大体1000r.p.m附近の値をとるのが，もつとも良いように思われる。β_2は一般のポンプと同じ様に考えてもよいと思われるからなるべく25°〜33°の範囲を取る。これはこの範囲がポンプに最良の効率を与うるからである。

1＋Pを決める際$D_2/D_1=m$を仮定する。多く

のS型サンドポンプでは$m=2\sim1.5$の範囲にある。

そこで$1+P$を決める際にmが定つているから入口直径D_1は

$$D_1=D_2/m \tag{26}$$

で決まる。又入口角β_1は

$$\beta_1=\tan^{-1}\frac{v_{1m}}{u_1} \tag{27}$$

で決るが、従来のS型サンドポンプではこれで得られるβ_1では小さすぎる。これは従来のS型サンドポンプはmを小さく、従てu_1を大きくなるように選んで作つてあるからである。

しかしmが大きいほど$1+P$は小さく又u_1も小さくなるのであるから、これはなるべく大きく取るべきである。

そうすればβ_1が大きくなり水が羽根に衝突する傾向は少なくなる。よつてS型サンドポンプでは、差支えない限り$m=2$附近を採用すべきであると考える。従来サンドポンプでは1.75～1.5の範囲が多い。

7　設計例

設計例として次の如き仕様のポンプを設計する。

$Q=250\text{ton/h}=70l/\text{sec}$

$H=25\text{m/sec}$

$n=1200\text{r.p.m.}$

(1)　軸馬力

$$\text{水馬力}=W.HP=\frac{\gamma QH}{75}=13.3QH$$

$\eta=45\sim55\%$にとる。$\eta=0.5$とすれば

$$BHP=\frac{WHP}{\eta}=46.6 \quad \text{よつて}BHP=50\text{採用}$$

(2)　比較回転度　$n_s=\dfrac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}}=28.3$

(3)　設計流量　Q'

S型ポンプはオープンであるから、逆流を考えて設計流量を大きくとらねばならない。

流量効率$\eta_v=70\%\sim80\%$とすれば

$$Q'=(1.4\sim1.1)Q \tag{28}$$

$1.3Q$とすれば$Q'=91l/\text{sec}$

(4)　D_2の決定

$\beta_2=25°$　$m=1.75$とすれば$1+P$は第5図より

$1+P=2.25$　$\eta_h=0.85$　とすれば

$H_{th\infty}=66$しからば第6図より$u_2=25.1\text{m/sec}$をうる。故に　$D_2=60u_2/\pi n=0.4=400\text{mm}$

(5)　他の諸元

公式(26)より$D_1=D_2/m=228\text{mm}$

$v'_{2m}=1.5/\text{sec}$とし$t_2=\pi D_2/4$とすれば

$$b_2=\frac{2Q'}{\pi D_2 v'_{2m}}=0.0965=97\text{mm}$$

$b_1=b_2$

$v_{1m}=2.6\text{m/sec}$

$$u_1=\frac{\pi D_1 n}{60}=14.3\text{m/sec}$$

$\tan\beta_1=v_1m/u_1=0.182$　$\beta_1=10°20'$

$\beta_1=16°$附近を取ることにする。

厚さは磨耗上の考慮から決められる。

以上で羽根の諸元は全部決定される。

7.　結　語

以上を要するに、S型サンドポンプの滑り率$1+P$を求める公式を導き、これよりu_2, β_2, m, v'_{2m}の種々な値に対する$1+P$の変化を調べたのであるが、v'_{2m}とu_2の変化に対する$1+P$の変化は殆んど無視しうることがわかつた。

そこでβ_2, mに対する$1+P$のカーブを求めこれを用いてS型サンドポンプの設計を簡易化することを試み、S型サンドポンプ設計に対する資料を提供したものである。

文　献

(1)　Pfleiderer: Kreiselpumpen・
(2)　生源寺順: 渦巻ポンプ講義