

## توربین بانکی - چشم انداز آینده آن

### دکتر غفار جهانگیری

عضو هیئت علمی دانشکده فنی - دانشگاه تهران

### مهندس علیرضا انتظاری

مهندس مکانیک - دانشکده فنی - دانشگاه تهران

### چکیده

در این مقاله ضمن اشاره به سابقه مطالعاتی توربین آبی بانکی که به اختصار ارائه شده است، نارسائی تئوری موجود در پیش‌بینی عملکرد آن از طریق مقایسه مقادیر تئوریک کمیات واحد با داده‌های منتشره و آزمایشگاهی که در آزمایشگاه هیدرولیک دانشکده فنی دانشگاه تهران انجام گرفته، روشن گردیده است. عوامل دخیل در افتراق تئوری موجود از عملکرد توربین، مورد بحث قرار گرفته، الگویی برای تدوین تئوری مناسب و روند ادامه تحقیقات پیش‌بینی شده است.

### مقدمه

نیروگاهها وجود دارد، بالا بودن قیمت کیلووات نصب و مشکلات مربوط به ورود تکنولوژی به نواحی دور افتاده بوده است.

تجارب عملی سالهای اخیر نشان داده‌اند که با تشخیص، طبقه‌بندی، و استاندارد کردن انواع مناسبی از این نیروگاهها که با شرایط جغرافیائی و امکانات صنعتی هر کشور مطابقت دارند، و تکیه بر امکانات داخلی در ساخت اجزاء آنها، هزینه‌های اولیه تا حد زیادی کاهش یافته و نیروگاه توجیه اقتصادی می‌یابد.

توربین اصلی‌ترین عضو یک نیروگاه است و ساختمان بعضی از انواع توربینهای آبی کوچک نیز چنان است که با سرمایه‌گذاری نسبتاً محدود و امکانات نه چندان زیاد می‌توان

فقدان برق در مناطق روستایی بعضی از کشورهای جهان مانع بزرگی در راه پیشرفت آنها بوده، و کوششهایی را که برای توسعه کشاورزی و بهبود شرایط زندگی افراد آن سامان انجام می‌شود، بی‌اثر می‌نماید. گسترش سراسری توزیع برق، بویژه هنگامی که مصارف صنعتی و کشاورزی برای جذب انرژی وجود نداشته باشد، اقتصادی نبوده و تقاضای توان الکتریکی برای فقط مصارف خانگی، اتصال به شبکه‌های سراسری را توجیه نمی‌کند.

از طرف دیگر نواحی کوهستانی کشورهای فوق‌الذکر اکثراً دارای پتانسیلهای آبی مناسبی هستند که با ایجاد نیروگاههای برق آبی کوچک می‌توان روستاهای مجاور آنها را برقرار نمود. عمده‌ترین موانعی که در توسعه این

توربین از اجزاء زیر تشکیل شده است. (شکل ۱):

۱- نازل که از پروفیل‌های هیدرولیکی مناسب با مقاطع مستطیلی تشکیل شده، آب را تحت زاویه کوچکی به طرف چرخ هدایت می‌کند.

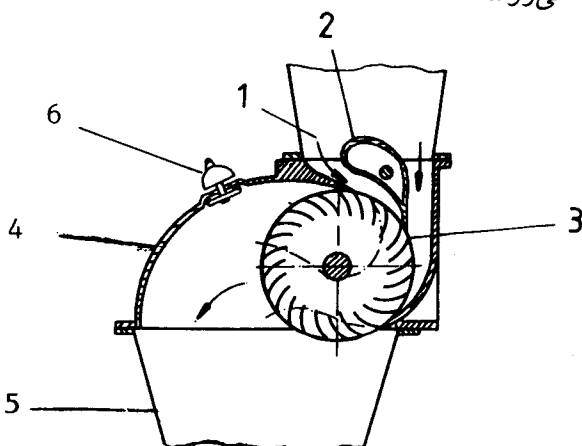
۲- پره هادی با داشتن وظیفه کنترل دبی، هدایت مناسب جریان، به طرف چرخ را عهده‌دار است. مقطع جریان در عبور از روی پره هادی مرتباً کاهش یافته، در محدوده وسیعی از بازشدگی‌ها باعث شتاب گرفتن سیال می‌شود.

۳- چرخ توربین بانکی از تعدادی پره دوبعدی تشکیل شده که بین دو دیسک دایره‌ای و به موازات محور قرار گرفته‌اند.

۴- محفظه توربین که معمولاً از پروفیل‌های فولادی ساخته می‌شود.

۵- لوله تخلیه که سیال خروجی از چرخ را با مقطعی مناسب به پایاب واگذار می‌نماید.

۶- سوپاپ هوا که برای کنترل خلاء نسبی داخلی محفظه و جلوگیری از صعود بیش از حد سطح آب در لوله تخلیه به کار می‌رود.



(شکل ۱)

مبادرت به تولید آنها کرد. در این میان ویژگیهای ممتاز توربین بانکی از جمله پوشش محدوده بالنسبه وسیعی از ارتفاع ریزشها و دبی‌ها و پایین بودن قیمت و سهولت نگهداری جلب توجه می‌کند. خصوصیات فنی توربین بانکی، علیرغم موقعیت ویژه آن در بین سایر توربینها کمتر مورد پژوهش قرار گرفته است.

در مقاله حاضر با استفاده از نتایج مطالعات تئوریک و تجربی روی توربین بانکی، نارسائیهای تئوری موجود که تاکنون مبنای تحلیلها و طراحیها بوده است به کمک مقایسه کمیات بی‌بعد با داده‌های آزمایشی روشن می‌گردد. در این بحث علل انحراف چشمگیر تئوری موجود از عملکرد توربین، برخی ملاحظات تئوریک که قبلاً مورد توجه قرار نگرفته است مطرح و در پایان پیشنهادات و پیش‌بینی‌های لازم برای ادامه تحقیقات عرضه خواهد شد که طبق تجارب حاصل از مطالعات انجام شده در دانشکده فنی دانشگاه تهران در سالهای اخیر، به نتایج بهتری نیز خواهد انجامید.

#### اصول کارکرد و ساختمان توربین بانکی:

اساس کار توربین بانکی بر مبنای تبادل مومنتم بین یک جت آب با مقطع مستطیلی و یک چرخ شعاعی متکی است. جت آب در دو مرحله پره‌های چرخ را قطع می‌کند، مرحله اول در حین ورود آب به چرخ و مرحله دوم پس از گذر از فضای میانی و در حین خروج آب از آن. بدین جهت از نظر طبقه‌بندی توربینها بر مبنای مسیر جریان در چرخ، این توربین، تنها توربین با جریان متقاطع<sup>۱</sup> می‌باشد. جت آب در هر مرحله عبور از بین پره‌ها به صورت متباعد درآمده، با سرعت کمتری چرخ را ترک می‌کند. تغییر مطلق راستای جت در دو مرحله تقریباً ۹۰ درجه است.

**نقدی بر مطالعات انجام شده:**

غرض از طرح چنین عنوانی بیان این مطلب است که مطالعات بالنسبه محدودی روی توربین غیرکلاسیک بانکی انجام گرفته و با وجود تغییراتی که گاهاً روی ساختمان آن اعمال شده است مبانی تئوری تغییر چشم‌گیری نکرده است. گرچه اختراع توربین در سال ۱۹۰۳ توسط مهندس استرالیائی، میشل<sup>۱</sup> به ثبت رسید، ولیکن سالها بعد عرضه آن به جهان بدنبال مطالعات پروفیسور مجارستانی، دونات بانکی<sup>۲</sup> انجام گرفت. بانکی با توجه به محدودیت پوشش طیف وسیع سرعت‌های مخصوص توسط توربینهای کلاسیک در جستجوی طرح بود که در تمام سرعت‌های مخصوص، راندمان حداکثر ارائه نماید و نشان داد که این امر مشروط به استقلال قطر چرخ توربین از دبی آن است. بانکی پیش‌بینی می‌کرد طرح وی «که قطر آن حتی المقدور به دبی وابسته نیست، بویژه به دلیل اینکه هدایت آب از ابتدای ورود به پرها، تا هنگام تخلیه در ساده‌ترین مسیرها با کمترین انحراف و در صفحه مستوی انجام می‌شود، قاعدتاً باید آینده خوبی داشته باشد» [۱]

تئوری بانکی بر این فرض استوار است که پاساژ پرها در مقاطع ورود و خروج توسط سیال پر می‌شود، اما هیچ تغییر فشاری در جریان عبوری بوجود نمی‌آید. گرچه این فرض که در واقع معیار مرزی بودن توربین در بین توربینهای ضربه‌ای و عکس‌العملی است، و نیز برخی از جنبه‌های طرح، بعدها با تفصیل بیشتری مورد بررسی قرار گرفت، اما مطالعات دکتر بانکی از حیث جامعیت موضوعی اهمیت بیشتری دارد.

در طرح بانکی قوس فعالیت چرخ کوچک است. به همین دلیل پذیرش دبی در واحد پهنای آن کم می‌باشد. موشونی<sup>۳</sup> بدون ذکر مرجع با اشاره به آزمایشاتی که توسط فیتور<sup>۴</sup> انجام شده، بیان میکند که قوس فعالیت می‌تواند مقادیر بیش از مقدار پیشنهادی دکتر بانکی داشته باشد، بدون اینکه راندمان توربین کاهش یابد [۲]. با نگاهی به گذشته دیده می‌شود که افزایش قوس فعالیت همراه با کاربرد نوعی پره هادی است که در میان مجرای عبور آب قرار داشته، جت آب را به دو قسمت تفکیک می‌کند. این تغییر در ساختمان نازل یکی از اصلاحات مهم در طرح توربین بانکی به شمار می‌رود.

ویرث<sup>۵</sup> طی مقاله‌ای به اصلاحاتی اشاره نمود که از آن جمله می‌توان تجهیز توربین بانکی به لوله تخلیه و طرح دو قسمتی کردن پره هادی را نام برد [۳]. در طرح اخیر پهنای جت ورودی به دو قسمت  $\frac{1}{3}$  و  $\frac{2}{3}$  تفکیک می‌شود که به اقتضای دبی موجود (یا تقاضای توان) می‌توان از هر یک از دو قسمت و یا هر دوی آنها بطور همزمان استفاده نمود. با این کار منحنی راندمان توربین باز هم بهبود می‌یابد.

تجهیز توربین بانکی به لوله تخلیه گام تکامل دیگری است که به ارتفاع مؤثر قابل بهره‌گیری توربین افزوده و از هزینه‌گزارف عملیات ساختمانی در مواردی که فضای نصب کافی در دسترس نیست، می‌کاهد.

موک مور<sup>۶</sup> و مری فیلد<sup>۷</sup> نتایج آزمایشاتی که بر روی یک مدل از توربین انجام گرفته بود عرضه کردند. این مدل بر مبنای تئوری بانکی طرح شده بود. در مدل مزبور کنترل دبی از طریق تغییر پهنای جت صورت گرفته و لذا زاویه ورودی سیال به چرخ در تمام بازشدگی‌ها یکسان بوده است [۴]. از

1 - A.G. Mitchel

2- Donat Banki

3 - Mosonyi

4 - Z. Fintor

5- y. Wirth

6- C.A.Mockmore

7- F.Merry field

اینرو در تعمیم نتایج حاصله به توربینهای صنعتی باید احتیاط نمود.

ورگا<sup>۱</sup> طی مقاله‌ای که بخش عمده آن به بررسی مسئله مرزی بودن توربین اختصاص یافته است اظهار می‌دارد که توربین بانکی صرفاً در محدوده مشخصی از سرعتها بصورت یک توربین ضربه‌ای کار می‌کند. بطور ثنوریک حد فوقانی این محدوده مربوط به نقطه حداکثر راندمان است و در سرعتهای محیطی بیشتر، کارکرد توربین عکس‌العملی خواهد بود. ورگا همچنین دقت ثنوری جریان پتانسیل برای نازل را از طریق ترسیم شبکه جریان آزموده، پیشنهاد می‌کند که در تعیین گشتاور لازم برای تنظیم از این روش استفاده شود [۵].

هالموس<sup>۲</sup> تعیین ضخامت جت و عمق شعاعی پره‌ها را که با خصوصیات مرزی بودن توربین ارتباط دارد مورد بررسی قرار می‌دهد. وی به فرضیات بانکی از جمله تطبیق زوایای جریان با مقادیر فرضی و مقاطع جریان با مقاطع هندسی چرخ توجه نموده، معتقد است که رابطه عمق شعاعی پره‌ها که توسط بانکی به دست آمده نمی‌تواند شرط مرزی بودن توربین را برقرار نماید [۶].

هایمرل<sup>۳</sup> با اتکا به آزمایشات اولر<sup>۴</sup> اشاره می‌کند که دبی ماشین در حالتیکه چرخ آن پیاده شده باشد، در ارتفاع ریزش یکسان بیش از هنگامی است که چرخ وجود دارد و نتیجه می‌گیرد که در کارکرد عادی توربین به علت فاصله کم بین چرخ و نازل، فشار استاتیک در ورودی چرخ صفر نبوده و از اینرو توربین نمی‌تواند ضربه‌ای باشد [۷].

شفرده<sup>۵</sup> نشان داده که با فرض عدم وجود عکس‌العمل، ۷۲٪ از کل انرژی موجود در اختیار مرحله اول قرار می‌گیرد.

[۸] این مقدار با عددی که بر مبنای میزان تباعد جت، توسط بانکی ارائه شده بود، یکسان است. هایمرل سهم مرحله اول از کل تبادل مومنتم را ۸۲٪ به دست آورده بود.

و اما آرتر<sup>۶</sup> توربینی به نام اسپلیت فلو<sup>۷</sup> اختراع کرد که اساساً بر مبنای طرح بانکی است، ولیکن برای هر مرحله، چرخ مجزائی دارد. وی توربین مزبور را با حذف چرخ مربوط به مرحله دوم نیز مورد آزمایش قرار داده و به اتکا نتایج حاصله اعلام کرد که سهم مرحله دوم تبادل مومنتم در توربین بانکی بیش از مقادیری است که تاکنون پیش‌بینی می‌گردید، و علاوه بر آن نسبت مشارکت مراحل اول و دوم در تولید توان با تغییر دبی توربین تغییر می‌نماید [۹].

ناکازا<sup>۸</sup> و همکاران تأثیر هندسه نازل بر عملکرد توربین را بطور تجربی بررسی کردند. در تحقیقات ایشان آزمایشهای متعددی برای بهینه‌سازی پارامترهای هندسی نازل انجام گرفت، لیکن فقدان پره هادی در مدل مورد آزمایش حوزه کاربرد نتایج حاصله را محدود می‌نماید. محققین مزبور معتقد به جریان غیر متقاطع در فضای میانی چرخ هستند [۱۰].

محقق ایرانی دکتر خسرو پناه و همکاران در سال ۱۹۸۴ در دانشگاه ایالت کلرادو آمریکا برای بررسی تأثیر ضریب شکل، قوس فعالیت و تعداد پره‌ها چند مدل را مورد آزمایش قرار دادند. از جمله نتایج بدست آمده، حساسیت راندمان توربین به تعداد پره‌ها و استقلال سرعت واحد آن از قوس فعالیت، قطر چرخ، و تغییرات هد و دبی را می‌توان نام برد [۱۱].

1 - J.Varga

2 - L.Halmos

3 - L.A.Haimerl

4 - F.Euler

5 - D.G.shepherd

6 - A.Arter

7-Splitflow

8 - Y.Nakase

همراه با ضرورت توسعه بهره گیر از پتانسیل‌های آبی کوچک از یک طرف، و موقعیت ویژه این توربین «تیپ مرزی» در بین سایر توربینها از طرف دیگر، حاکی از لزوم گسترش مطالعات تا دوین یک تئوری معتبر و آزمایش بر روی مدل‌های تشابهی با نمونه‌های صنعتی برای اهداف عملی و آموزشی است.

### اندیسها

### علائم و نشانه‌ها

1 ورودی چرخ	H ارتفاع مؤثر (m)
2 خروجی مرحله اول	H" ارتفاع اولریک (m)
3 ورودی مرحله دوم	Q دبی حجمی (m <sup>3</sup> /s)
4 خروجی از چرخ	n سرعت دورانی (r.p.m)
U مولفه محیطی	$n_{11} = \frac{nD}{\sqrt{H}}$ سرعت واحد
r مولفه شعاعی	$Q_{11} = \frac{Q}{D^2\sqrt{H}}$ دبی واحد
h هیدرولیکی	$n s_q = n \frac{\sqrt{Q}}{H^{0.75}}$ سرعت مخصوص
	$\psi = \frac{gH}{U^2}$ ضریب هد
	$\varphi = \frac{V_r}{U}$ ضریب دبی
	V سرعت مطلق (m/s)
	U سرعت محیطی (m/s)
	W سرعت نسبی (m/s)

$\alpha$  زاویه مطلق

$\beta$  زاویه نسبی

$\eta$  راندمان

$\lambda$  قوس فعالیت

g شتاب ثقل (m/s<sup>2</sup>)

C<sub>v</sub> ضریب سرعت

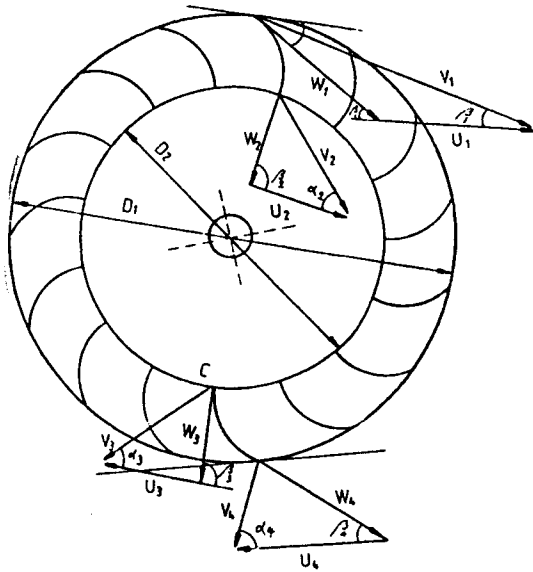
### تحلیل تئوریک:

هر تحلیلی در بدو امر متکی به فرضهای ساده کننده‌ای است که سپس برای تطبیق با شرایط واقعی، باید اثرات آنها

هاترسول<sup>۱</sup> با الهام از ایده کاربرد پره هادی داخلی که در دمنده‌های کراس فلو<sup>۲</sup> به کار برده شده است، مدل خود را به چنین پره‌ای تجهیز نمود. این امر به منظور جلوگیری از تلفات شوک در ورود به مرحله دوم چرخ بود که حدس زده می‌شود اثر قابل توجهی داشته باشد. با این وجود آزمایشات نشان دادند که این عمل راندمان توربین در بازشدگی کامل را بهبود نمی‌بخشد [۱۲].

به دنبال گسترش تحقیقات و لزوم مطالعه تفصیلی‌تر اجزاء توربین، برکل<sup>۳</sup> با استفاده از مطالعات سارپ‌کایا<sup>۴</sup> در مورد جریان داخل شیر پروانه‌ای، مدل ساده‌ای از پره هادی را بطور تئوری و تجربی مورد بررسی قرار داد. وی برای مدل تئوریک خود به جای تئوری خطوط جریان آزاد که تعمیمی از تئوری جریان پتانسیل است و صرفاً برای هندسه‌های ساده قابل کاربرد می‌باشد، روشی را در پیش گرفت که در آن هندسه خطوط جریان آزاد و الگوی جریان بطور جداگانه محاسبه می‌شود. گشتاور لازم برای دوران پره هادی که از این طریق به دست آمده است توافق خوبی با نتایج آزمایش نشان می‌دهد [۱۳].

بدین ترتیب ملاحظه می‌شود که توربین بانکی در تاریخ خود مطالعات محدودی را تجربه کرده و در این مدت گرچه تغییراتی در طراحی اجزاء توربین بجز چرخ آن به عمل آمده، اما مبانی تئوریک از زمان بانکی تغییر نیافته است. کلیه مطالعات بر مبنای جریان غیر لزج یک بعدی و فرض تبیعت آن از آرایش هندسی نازل و چرخ صورت گرفته و در اکثر تحقیقات تجربی ساختمان مدل خصوصاً از نظر قوس فعالیت، پره هادی با توربینهای صنعتی امروزی متفاوت بوده است. وسعت قلمرو کاربرد و خصوصیات فنی توربین بانکی



(شکل ۲)

این معادله با توجه به شرایط  $U_1=U_4$ ،  $U_2=U_3$ ،  $\beta_1=\beta_4$ ،  $\beta_2=\beta_3$  مربوط به ساختمان توربین و نیز به کمک روابط مثلثهای مربوطه به صورت زیر در می آید:

(۲)

$$gH'' = U_1 \cos \beta_1 (W_1 + W_4) - U_2 \cos \beta_2 (W_2 + W_3)$$

از رابطه فوق می توان دید که چون اهمیت جمله اول بیشتر است الزامی است که  $\beta_1$  حاده باشد، ضمناً  $\beta_2$  حاده از ارتفاع قابل بهره گیری می کاهد و  $\beta_2$  منفرجه به آن می افزاید. اما سؤالی که مطرح می شود این است که به ازای چه مقداری از  $\beta_2$  ورود سیال به مرحله دوم بدون شوک انجام خواهد گرفت.

توجه داریم که توربین بانکی تنها توربینی است که در آن از یک چرخ دو بار برای تبادل انرژی استفاده می شود. امتیاز این ویژگی فعلاً چندان آشکار نیست خاصه آنکه در تئوری موجود مثلثهای داخلی آثار یکدیگر را خنثی می کنند، زیرا فرض می شود که مسیر جریان در فضای میانی یک خط مستقیم باشد ( $\alpha_2 = \alpha_3$ ) و نیز از اثر اختلاف ارتفاع هندسی و تلفات در این ناحیه صرف نظر می شود ( $V_2 = V_3$ ). با این همه

منظور نظر قرار بگیرند. فرضیات مربوطه گر چه سهولت زیادی در انجام تحلیل بوجود می آورند اما میزان انطباق نتایج حاصله با واقعیت منوط به انتخاب صحیح تر آنهاست. از این رو روشی بیان فرضیات و آزمون درستی انتخاب آنها حائز اهمیت قطعی است.

نقش اصلی معادله اولر در تحلیل رفتار توربو ماشینها و اتکای آن به مثلث سرعتها و به بیان بهتر، نحوه جریان خصوصاً در محلهای ورود و خروج چرخ اهمیت اساسی هر فرضی را که در مورد الگوئی جریان انجام شود، آشکار می نماید.

اولین فرض که از تقارن هندسی توربین بانکی نسبت به صفحه عمود بر محور ناشی می شود، فرض یکسان بودن الگوی جریان در مقاطع عرضی مختلف است (جریان دوبعدی). بدیهی است که با این فرض از آثار توزیع غیر یکنواخت سرعت در عرض جت و نیز اثرات دیسکهای طرفین چرخ چشم پوشی می شود.

فرم متداول معادله اولر مبتنی بر فرض توزیع یکنواخت سرعت در نقاط مختلف مقاطع ورود و خروج (اصطلاحاً تئوری یک بعدی) بوده و این امکان را فراهم می آورد تا بتوان بر اساس یک خط جریان میانی که فرض می شود از هندسه پرها تبعیت نماید، میزان تبادل قدرت (مشخصه هیدرولیکی ماشین) را به ساده ترین وجه، بر حسب ابعاد توربین (مشخصات هندسی ماشین) بیان کرد.

شکل (۲) مثلثهای سرعت را در دو مرحله ورود و خروج

نشان می دهد. بر اساس معادله اولر می توان نوشت:

(۱)

$$gH'' = (U_1 V_{U1} - U_2 V_{U2}) + (U_3 V_{U3} - U_4 V_{U4})$$

از مثلث سرعت خروجی داریم:

$$V_{u4} = U_4 - W_4 \cos\beta_4$$

معادله پیوستگی همراه با فرضهای مربوط به جریان در فضای میانی چرخ منجر به برابری  $W_1 = W_4$  می شود. لذا پس از قرار دادن جمله  $W_4 \cos\beta_4 = W_1 \cos\beta_1$  از مثلث سرعت ورودی به نتیجه زیر می رسیم:

$$gH^* = 2U_1(V_1 \cos\alpha_1 - U_1) \quad (۳)$$

از طرف دیگر سرعت مطلق در ورود به چرخ با رابطه

$$V_1 = C_v \sqrt{2gH} \quad \text{بنابراین:}$$

$$gH = \frac{V_1^2}{2C_v^2} \quad (۴)$$

و لذا برای راندمان هیدرولیکی داریم:

$$\eta_h = \frac{H^*}{H} = 4C_v^2 \frac{U_1}{V_1} (\cos\alpha_1 - \frac{U_1}{V_1}) \quad (۵)$$

برای راندمان حداکثر بایستی داشته باشیم:

$$\frac{U_1}{V_1} = \frac{\cos\alpha_1}{2} \quad (۶)$$

و در این حالت:

$$\eta_{hmax} = C_v^2 \cos^2 \alpha_1 \quad (۷)$$

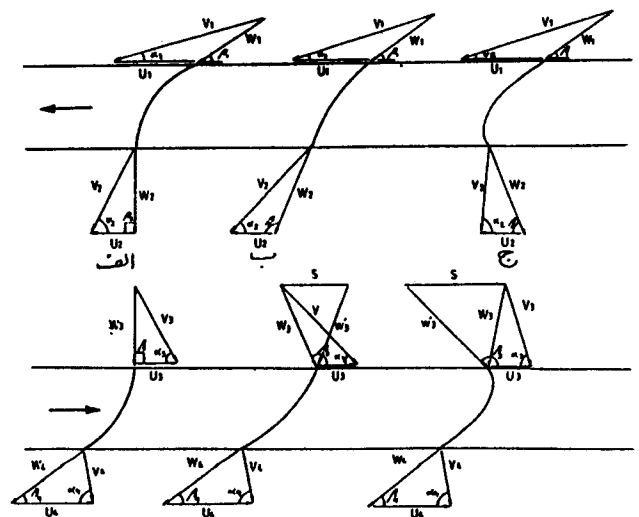
رابطه فوق مبین اهمیت انتخاب مقدار  $\alpha_1$  است. این زاویه توسط بانکی برابر  $16^\circ$  انتخاب شده و به نظر می رسد که تاکنون محققین از وی تبعیت کرده اند. روابط بانکی برای راندمان توربین که تلفات در چرخ را با ضریبی تجربی برای  $\frac{W_4/W_1}$  به حساب آورده است دارای ضریب اضافی  $\frac{1+W_4/W_1}{2}$  می باشد. مقادیر بهینه پیشنهادی وی برای  $C_v$  و  $W_4/W_1$  برابر  $0.98$  است.

بدون ورود به سایر جزئیات طرح توربین بانکی و صرفاً با اتکاء به روابط فوق می توان کمیات واحد توربین را محاسبه نمود. از جایگذاری  $U_1 = \frac{\pi D_1 n}{60}$  و  $V_1 = C_v \sqrt{2gH}$  در رابطه نسبت سرعت بهینه [رابطه (۶)] سرعت واحد را به صورت زیر به دست می آوریم.

ویژگی فوق الذکر این محدودیت را به وجود می آورد که برای دو ردیف پره متوالی موجود، زاویه نسبی جریان ورودی به مرحله دوم، ضرورتاً همان زاویه جریان خروجی از مرحله اول باشد. همین محدودیت است که زاویه داخلی پره های چرخ توربین بانکی را تثبیت می کند.

شکل (۳) هر دو مرحله سرعت را نشان می دهد که برای سادگی در آن دو ردیف پره به صورت مستقیم رسم شده اند. بطوریکه مشاهده می شود تنها حالت ممکن برای کارکرد بدون شوک، هنگامی است که زاویه داخلی پره ها قائمه باشد (شکل ۳-الف) و در غیر اینصورت در ورود به مرحله دوم یک مؤلفه شوک وجود خواهد داشت (شکل ۳-ب و ج) از اینروست که  $\beta_2 = \beta_3 = 90^\circ$  انتخاب می شود. نتایج مطالعات مرجع [۱۴] که در مقاله هاترسول [۱۲] ارائه شده است نیز، نشان می دهد که انتخاب مقادیر بزرگتر برای  $\beta_2$  موجب کاهش راندمان می شود. پس با فرض  $\beta_2 = 90^\circ$  معادله (۱) به صورت زیر در می آید.

$$gH^* = U_1(V_{u1} - V_{u4})$$



(شکل ۳)

مقادیری که بر مبنای رابطه (۱۲) به دست می آید نزدیکتر است با این همه اختلاف چشمگیر مقادیر تئوری و تجربی خصوصاً در مورد  $Q_{11}$  اعتبار روابط موجود برای تعیین ابعاد توربین را زیر سؤال می برد، و از آنجا که بدون وجود مبنای تئوریک صحیح، آزمایشات متعدد بر روی مدل‌های مختلف غیر از انبوه شدن داده‌های تجربی حاصلی ندارد بازنگری مبنای تئوری ضروری است. در این زمینه نکات زیر قابل توجه‌اند.

بیان سرعت مطلق در ورود به چرخ با رابطه  $V_1 = C_v \sqrt{2gH}$  که در آن ضریب سرعت  $C_v$  تقریباً ثابت فرض شده و گاهی صرفاً به تلفات در نازل نسبت داده می شود هنگامی صحیح است که فشار استاتیک در ورود به چرخ صفر باشد. این امر دقیقاً به شرط «مرزی بودن» توربین وابسته است که خود علاوه بر آنکه متأثر از ساختمان توربین بویژه قوس فعالیت، عمق شعاعی پره‌ها و تعداد آنهاست، تنها در محدوده خاصی از کارکرد توربین برقرار می شود. در طرح بانکی «جت آب در هر مرحله فقط با یک پره برخورد می کند» [۱] و توربین می تواند در محدوده وسیعی از سرعت‌های دورانی فاقد عکس‌العمل باشد اما با افزایش قوس فعالیت حد فوقانی محدوده کارکرد ضربه‌ای توربین کاهش می یابد و به علت فقدان وجود شرطی مبنی بر اینکه توربین حداکثر راندمان خود را در عکس‌العمل صفر ارائه دهد ملاک نسبت سرعت بهینه که بر اساس چنین فرضی به دست آمده اعتبار خود را از دست می دهد.

نسبت  $\frac{U}{V}$  که در ابتدا برای توربین‌های ضربه‌ای (بخار) به کار برده شد، معرف نسبت سرعت محیطی چرخ به سرعت مطلق جت بود. برای تعمیم کاربرد این کمیت بی بعد به

$$n_{11} = \frac{30\sqrt{2g}}{\pi} C_v \cos\alpha_1 \quad (۸)$$

برای بدست آوردن دبی واحد نیز می توان نوشت:

$$Q = V_{r1} A_1$$

که در آن  $A_1$  سطح مقطع ورودی بوده به صورت  $\frac{D_1}{2} \frac{2\pi\lambda}{360} B_1$  قابل بیان است.  $\lambda$  قوس فعالیت چرخ بر حسب درجه می باشد. با جایگزین کردن  $A_1$  و نیز  $V_{r1} = C_v \sqrt{2gH} \sin\alpha_1$  برای دبی واحد بدست می آوریم:

$$Q_{11} = \frac{\pi\sqrt{2g}}{360} C_v \lambda \frac{B_1}{D_1} \sin\alpha_1 \quad (۹)$$

سرعت مخصوص بر مبنای دبی نیز از رابطه زیر به دست می آید:

$$ns_q = \frac{5(2g)^{0.75}}{\sqrt{10\pi}} C_v^{1.5} \cos\alpha_1 (\sin\alpha_1)^{0.5} \sqrt{\frac{B_1}{D_1} \lambda} \quad (۱۰)$$

در جدول (۱) داده‌های آزمایشی مراجع با روابط فوق مورد مقایسه قرار گرفته است. تفاوت مقادیر تئوری و تجربی و افزایش آن با افزایش قوس فعالیت و تغییر تعداد پره‌ها قابل توجه است.

برخی از مؤلفین مانند سونک [۱۵] و گلزروف [۱۶]

نسبت سرعت بهینه را مطابق رابطه ؛

$$\frac{U_1}{V_1} = \frac{1}{2\cos\alpha_1} \quad (۱۱)$$

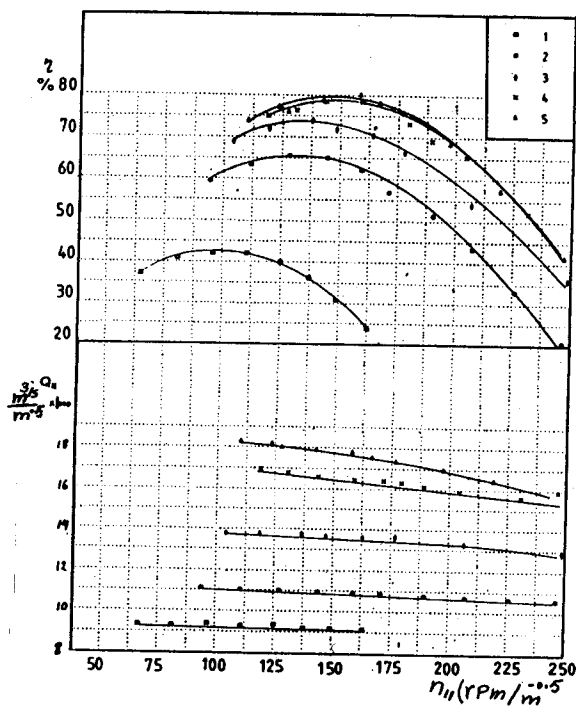
پیشنهاد کرده‌اند. به نظر می رسد که ملاک مؤلفین مزبور در تدوین رابطه فوق، شرط متساوی‌الساقین بودن مثلث و سرعتها ( $U=W$ ) در توربین‌های ضربه‌ای برای بازیابی حداکثر توان (حداقل نمودن انرژی جنبشی، خروجی) بوده است. به علت کوچک بودن زاویه  $\alpha_1$  اختلاف مقادیر عددی نسبت سرعت حاصل از روابط (۶) و (۱۱) زیاد نیست اما با قبول رابطه اخیر سرعت واحد به صورت زیر بیان می شود:

$$n_{11} = \frac{30\sqrt{2g}}{\pi} \frac{C_v}{\cos\alpha_1} \quad (۱۲)$$

از جدول (۱) مشاهده می شود که داده‌های آزمایشی به







(شکل ۴)

**نتیجه گیری:**

از ملاحظات فوق در می یابیم که رابطه (۴) برای ارتفاع ریزش مؤثر و رابطه (۷) برای راندمان عمومیت ندارد. تعدد عوامل مؤثر در راندمان توربین، وقوع حداکثر آن را در محدوده‌ای از ارتفاع ریزشها، دبی‌ها، سرعت‌های دورانی و بازشدگی‌ها محتمل می‌نماید و از آنجا که شناخت کمی و کیفی عوامل مزبور پس از انجام آزمایش امکان‌پذیر می‌شود، اکتفا به مشخصات نقطه حداکثر راندمان در آزمایشات که لزوماً صحت فرضیات انجام شده را گواهی نمی‌نماید، می‌تواند گمراه‌کننده باشد. بنابراین برای تأیید تئوری از طریق تجربی، بایستی رفتار توربین در شرایط متغیر را مورد بررسی قرار داد. در حالت کلی تر معادله اولر رابطه بین پارامترهای کاری توربین را بیان می‌نماید. برای به دست آوردن مشخصات ماشین ابتدا باید فرض مناسبی در مورد نحوه تغییر مثلث سرعتها با تغییر شرایط انجام بگیرد. از اینجاست

توربینهای عکس‌العملی،  $V$  به عنوان سرعت سیال در انتهای یک فرآیند بدون اصطکاک فرضی انبساط تا فشار محیط تعریف می‌شود. در توربین بانکی که کارکرد ضربه‌ای آن منوط به وجود شرایط خاصی است باید از تعریف اخیر استفاده کرد. توجه داریم که در این صورت:

$$\frac{U}{V} = \frac{U}{\sqrt{2gH}} = \frac{\pi}{60\sqrt{2g}} n_{11}$$

و

$$\left(\frac{U}{V}\right)^2 = \frac{U^2}{2gH} = \frac{1}{2\psi}$$

لذا، نسبت سرعت مفهومی مستقل از سرعت واحد  $n_{11}$  و

یا ضریب هد  $\psi$  نداشته، واجد اطلاعات اضافی نمی‌باشد.

نزدیکی مقادیر آزمایشی کمیات فوق با نتایج تئوری ضربه‌ای، دال بر خروج جریان از نازل به صورت جت آزاد نمی‌باشد. در شکل (۴) رفتار مدلی از توربین دارای پره هادی نشان داده شده است. مشاهده میشود که صرفاً در بازشدگیهای جزئی که ضخامت جتها باریک است، دبی واحد مستقل از دور آن است. این امر به معنای ایجاد فشار استاتیک در ورودی چرخ و تغییر آن با سرعت دورانی می‌باشد. کاهش  $V$  از مقدار  $V_1 = C_v \sqrt{2gH}$  منجر به کاهش دبی از مقدار پیش‌بینی شده و نیز انحراف زاویه ورودی سیال در راندمان حداکثر از مقدار فرضی  $\alpha_1$  می‌گردد.

فهرست منابع

- 1- Banki, D. "Neue Wasserturbine" Z., Ges., Turbierenwesen, Nos 21-24, 1918.
- 2- Mosonyi, E. "Water Power Development", Hungarian Academy of Sciences. Budapest, Vol 2, 1965.
- 3- Wirth, J, Die Durchstr "Omturbine in der Bauart Michell- Ossberger", Energi No.4.1955.
- 4- Mockmore, C.A., and Merryfield, F. "The Banki Water Turbine", Bulletin Series No.25, Engineering Experiment Station, Oregon State System of Higher Education, Oregon State College, Corvallis, Oreg. 1949
- 5- Varga, J., "Tests With The Banki Water Turbine", Acta Technica Academicae Scientiarum Hungaricae, 27 (1/2), 79-102. 1959.
- 6- Halmos, L., "Jet Thickness and Radial Blading With of Banki Turbine", Acta Technica Scientiarum Hungaricae, 27, 147-156, 1959.
- 7- Haimerl, L "The Cross - Flow Turbine", Water Power, 1-10, January, 1960.
- 8- Shepherd, D.G "Principles of Turbomachinery", The Mac Millan Company, New York, N.Y. 1965.
- 9- Arter, A, "The Splitflow Turbine: Crossflow Development Results in a New Design" .
- 10- Nakase, Y., Fukutomi, J, and Watanabe, T., "A Study of Cross- Flow Turbine, Effects of Nozzle Shspe on its Performance. "Small Hydro - Power

که مثلاً با فرض تبعیت سیال از مرزهای ساکن و متحرک ماشین رابطه هد و دبی (در دور و بازشدگی ثابت) به صورت خطی و رابطه دبی و دور (در هد و بازشدگی ثابت) به صورت هذلولی در می آید. فضای خالی بین نتایج حاصل از معادله اولر و رفتار واقعی را تلفات پر می کند. در توربین بانکی علاوه بر تلفات در نازل، تلفات ناشی از انرژی جنبشی خروجی و نیز شوک در ورودی دو مرحله ای عمده ترین افتها می باشند. اگر چه اندازه گیری تلفات مختلف به تفکیک عملی نیست، اما انتخاب مدل های منطقی برای بیان آنها و آزمون نتیجه کلی حاصله با رفتار واقعی نهایتاً به تدوین تئوری صحیح خواهد انجامید. در این زمینه مقایسه رفتار واقعی و تئوریک توربین در دستگاه مختصات  $\psi-\varphi$  که ترجمان نحوه تغییر مثلث سرعتها، اصلی ترین عامل در رفتار توربین است، در ادامه پژوهش مورد توجه قرار خواهد گرفت.

Fluid Machinery (Annual Winter Meeting)  
American Society of Mechanical Engineers, New  
York, N.Y., 129-133. 1982.

11- Khosropanah , S., Albertson, M., and Fiuzat,  
A."Experimental Study of Cross- Flow  
Turbine,"Journal of Hydraulic Engineering No.3.  
1987.

12- Hothersall, R A Review of the Cross- flow  
Turbine." Water Power 85. vol. 2. Proceeding of an  
International Conference on Hydropower , las  
Vegas, Nevada, Sept. 25-27, 1985.

13- Berkel , J. "Modelling an Adjustable Nozzle of  
The Cross- Flow Turbine". Water Power and Dam  
Construction April 1988.

14- Gautschi, C. Gloor, W. and Wong,  
T.M."Expermentelle Untersuchung einer Durchstr  
Ömturbine des Types Banki, "SATA Publication  
1980.

15- Sonnek, E."Theorie der Durchstr  
Ömturbine",Berlin Verlag Von Julius  
Springer,1932.

16-Glezerov, B.E."Dvukratnaia Turbina I Yeye  
Primenenie na Malih Gidrđ electrits heskih  
Stanciah", Trudi ViGM,VIP, 1.Masgiz-1954.

