

اثر جریان گردابی در داخل لوله‌ی مکش یک توربین فرانسسیس افقی بر کارکرد آن

امیرفرهاد نجفی (استادیار)

دانشکده‌ی مهندسی انرژی، دانشگاه صنعت آب و برق

محمدحسن سعیدی (استاد)

دانشکده‌ی مهندسی مکانیک، قطب علمی تبدیل انرژی، دانشگاه صنعتی شریف

در این پژوهش عملکرد لوله‌ی مکش یک توربین فرانسسیس افقی تحت تأثیر جریان گردابی شکل‌گرفته در خروجی چرخ توربین، که هنگام کارکرد توربین در خارج از نقطه‌ی طراحی روی می‌دهد، به صورت عددی مورد بررسی قرار گرفته است. برای اطمینان از بالا بودن قابلیت تحلیل عددی، اولین گام داشتن داده‌های تجربی بود. از این رو پس از طراحی و ساخت یک پراب (probe) سه‌حفره‌ی فشاری، توزیع سرعت‌های محوری و دورانی در دو مقطع، در داخل لوله‌ی مکش اندازه‌گیری شد. از مقادیر به دست آمده در ورودی لوله‌ی مکش (مقطع نخست) به عنوان شرایط مرزی در تحلیل عددی سه‌بعدی استفاده شد. از آنجا که در جریان‌های گردابی، گرانروی (ویسکوزیته‌ی) جریان معشوش غیرایزوتروپ است، برای اطمینان یافتن از دقت پاسخ‌ها از روش RSM برای مدل‌سازی تنش‌های رینولدزی استفاده شده است. نتایج تجربی و عددی برای مؤلفه‌های سرعت محوری و دورانی در مقطع دوم، با هم هماهنگی قابل قبولی داشتند. بررسی اثر جریان گردابی بر عملکرد لوله‌ی مکش که برای سه نقطه‌ی کارکرد توربین به روش عددی صورت گرفت، نشان از کاهش کارایی لوله‌ی مکش در اثر وجود چنین جریانی داشت. بدیهی است که در این صورت توان تولیدی توربین نیز کاهش می‌یابد.

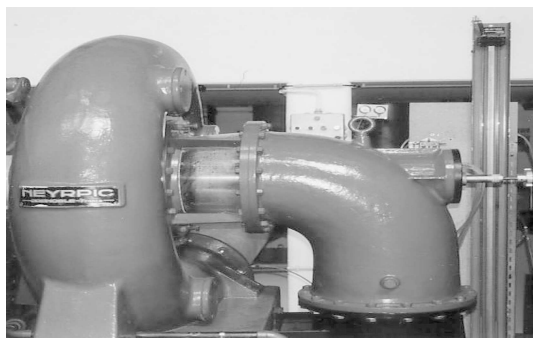
واژگان کلیدی: توربین فرانسسیس افقی، لوله‌ی مکش، پراب فشاری، جریان گردابی، حل عددی، مطالعه‌ی تجربی.

afnajafi@pwut.ac.ir
saman@sharif.edu

مقدمه

در نیروگاه‌های آبی انرژی پتانسیل ذخیره‌شده در پشت سدها با استفاده از توربین‌های آبی که مستقیماً به ژنراتورها متصل‌اند، به انرژی الکتریکی تبدیل می‌شود. از این رو هرگونه افزایش در کارایی توربین به عنوان بخشی مؤثر در این گونه نیروگاه‌ها، ممکن است به افزایش قابل توجه تولید انرژی الکتریکی به دست آمده بینجامد. توربین‌های آبی از اجزاء مختلفی تشکیل شده‌اند که هر یک از آن‌ها سهم به‌سزایی در کارکرد مجموعه‌ی توربین دارند. در توربین‌های عکس‌العملی و مشخصاً نوع فرانسسیس آن که از انواع شناخته شده و بسیار مورد استفاده‌ی توربین‌های آبی است، می‌توان از لوله‌ی مکش^۱ به عنوان یکی از اجزاء مهم و اثرگذار پس از چرخ توربین^۲ نام برد. از وظایف اصلی لوله‌ی مکش که به صورت یک مجرای واگرا بعد از چرخ توربین قرار دارد، می‌توان به تبدیل هد جنبشی خارج‌شده از چرخ توربین به هد فشاری و استقرار توربین در ارتفاعی بالاتر از پایین دست -- که استفاده از هد موجود بین خروجی چرخ توربین و سطح آب پایین دست را ممکن می‌سازد -- اشاره کرد. واگرایی مسیر عبور جریان آب در داخل لوله‌ی مکش همچنین باعث تشدید کاهش فشار در خروجی چرخ توربین و در نتیجه جذب بیشتر انرژی پتانسیل موجود آب، توسط آن می‌شود. در تمامی تجهیزات هیدرولیکی از جمله لوله‌های مکش، افت‌هایی روی می‌دهند

که ممکن است ناشی از عوامل گوناگونی همچون اصطکاک دیواره‌ها، جریان‌های ثانویه، جدایش جریان و غیره باشند. هدف از طراحی بهینه‌ی این تجهیزات کاهش حداکثر تلفات یادشده است. به نظر می‌رسد که وجود این گونه تلفات در مسیر جریان عبوری از داخل لوله‌ی مکش ممکن است به کاهش دبی جریان و در نتیجه کاهش پیشینه‌ی توان قابل دسترسی از هد موجود بینجامد. از این رو توجه به طراحی مناسب لوله‌ی مکش به عنوان یک بخش تأثیرگذار در ساختار توربین آبی، در راستای افزایش کارایی این نوع توربین‌ها از اهمیت فراوانی برخوردار است. در این رابطه شناخت کامل رفتار جریان در داخل لوله‌ی مکش می‌تواند بسیار مفید باشد. بدیهی است که با توجه به هندسه‌ی نسبتاً پیچیده‌ی لوله‌ی مکش، و پیچیدگی جریان عبوری از آن، استفاده از روش‌های تحلیلی -- جز در مواردی بسیار محدود نظیر آنچه در تحقیق رزیک^[۱] ذکر شده -- تقریباً غیرممکن است و استفاده‌ی صرف از روش‌های تجربی و همچنین نیاز به تکرار آن‌ها در بررسی‌های دقیق هیدرولیکی لوله‌ی مکش، نیز بسیار پرهزینه و زمان‌بر خواهد بود. در سال‌های اخیر تلاش‌های بسیاری برای توسعه‌ی روش‌های عددی در راستای حل میدان جریان در داخل توربین‌های آبی، از طریق حل معادلات ناویر-استوکس



شکل ۱. شمای کلی توربین فرانسسیس افقی.



شکل ۲. چرخ توربین فرانسسیس افقی.

جدول ۱. مشخصات توربین مورد بررسی.

قدرت (نقطه‌ی طراحی)	۶۷ Kw
هد خالص	۴٫۵ m
دور (نقطه‌ی طراحی)	۵۴۰ rpm
قطر چرخ توربین	۰٫۳۰۸ m
تعداد پره‌های چرخ توربین	۱۷

سیستم اندازه‌گیری

دستگاه آزمایشگاهی در آزمایشگاه تحقیقاتی سیالات «انستیتو ناسیونال پلی تکنیک» لورن، واقع در نانسی فرانسه، مستقر است. با طراحی و ساخت یک پراب سه‌حفره‌ی فشاری و نیز تجهیزات جانبی که تغییر محل استقرار پراب در داخل لوله‌ی مکش را ممکن می‌ساخت، مقادیر سرعت محوری و دورانی اندازه‌گیری شد (شکل ۳ الف). پراب یادشده شامل یک قسمت کروی است که بر روی آن سه حفره‌ی ریز که نسبت به یکدیگر با زاویه‌ی ۴۵° روی صفحه‌ی افقی قرار گرفته‌اند، تعبیه شده است. هر کدام از این حفره‌ها به‌طور جداگانه و در انتهای پراب به بارومترهایی متصل‌اند (شکل ۳ ب). نظر به اهمیت پراب، در اینجا به‌اختصار به نحوه‌ی کاربرد آن اشاره می‌شود. با توجه به بالا بودن عدد رینولدز جریان عبوری از قسمت کروی پراب، ضخامت لایه‌ی مرزی جریان در ناحیه‌ی پیشانی پراب اندک است که در این صورت فرض جریان غیر لزج یا پتانسیل در این ناحیه از پراب می‌تواند منطقی باشد. در این حالت برای محاسبه‌ی توزیع سرعت در صفحه‌ی افقی و برای هر نقطه‌ی دلخواه بر روی پیشانی پراب از رابطه‌ی ۱ استفاده می‌شود:

$$W(\theta) = \frac{3}{4} W_{\infty} \sin(\alpha_0 + \theta) \quad (1)$$

صورت پذیرفته است. این روش‌های عددی به‌منظور تحلیل میدان‌های دوبعدی و سه‌بعدی در اجزاء مختلف توربین مورد استفاده قرار گرفته‌اند.^[۶-۲] در این زمینه می‌توان مشخصاً به مطالعات انجام شده برای بررسی عددی جریان دائمی سه‌بعدی در داخل یک لوله‌ی مکش با شرایط مختلف در ورودی آن^[۷] اشاره کرد. دیگر محققین نیز به بررسی جریان غیر دائمی سه‌بعدی در لوله‌ی مکش پرداختند.^[۸] اگرچه به علت غیر ایزوتروپ بودن تنش‌های رینولدزی در میدان جریان داخل لوله‌ی مکش، استفاده از روش RSM برای مدل‌سازی تنش‌های رینولدزی توصیه شده،^[۹] اما مدل $(k - \epsilon)$ نیز در بعضی از موارد، در مقایسه با سایر مدل‌های اغتشاش، نتایج نسبتاً قابل قبولی ارائه می‌دهد.^[۱۰]

یکی از موضوعاتی که در رابطه با لوله‌ی مکش اهمیت فراوانی دارد، اثر جریان گردابی شکل گرفته در خروجی چرخ توربین و در ورودی لوله‌ی مکش، هنگام کارکرد توربین در خارج از نقطه‌ی طراحی است. با توجه به هندسه‌ی لوله‌ی مکش که در تمامی انواع آن به‌طور تقریبی انحنایی ۹۰° دارد و همچنین واگرا است، احتمال پیدایش جریان‌های ثانویه و جدایش وجود دارد. اصولاً وجود مؤلفه‌ی دورانی سرعت در جریان‌های داخلی می‌تواند باعث کاهش ضخامت لایه‌ی مرزی^[۱۱] و نیز تأخیر در پدیده‌ی جدایش در توزیع‌کننده‌ها (افشانه‌ها) شود.^[۱۲] تحقیقات انجام‌گرفته نیز نشان می‌دهند که وجود مؤلفه‌های کوچک سرعت دورانی در ورودی لوله‌ی مکش، گاهی باعث افزایش کارایی آن از طریق جلوگیری یا تخفیف پدیده‌های یادشده می‌شود، اما اثرات منفی وجود جریان گردابی در ورودی لوله‌ی مکش را -- به‌ویژه هنگامی که مقدار آن زیاد باشد -- نمی‌توان از نظر دور داشت. این اثرات منفی گاهی به ایجاد لرزش و ارتعاش، انسداد مسیر جریان که باعث کاهش دبی عبوری و در نتیجه جذب توان کم‌تر از هد موجود می‌شود، و در بعضی موارد بروز حفره‌های ناشی از وجود جریان‌های گردابی که حفره‌های گردابی^۳ نامیده می‌شوند، می‌انجامند. در این خصوص می‌توان به بررسی ضربات پالسی فشار ناشی از وجود گردابه‌های بزرگ، از طریق شبیه‌سازی عددی جریان درون لوله‌ی مکش^[۱۳] اشاره کرد.

در طی این تحقیق پس از طراحی و ساخت یک پراب سه‌حفره‌ی فشاری^۴، ابتدا میدان سرعت جریان در داخل لوله‌ی مکش یک توربین فرانسسیس افقی^۵ اندازه‌گیری شده است. با استفاده از داده‌های تجربی به دست آمده، میدان جریان به‌صورت عددی شبیه‌سازی و با نتایج تجربی مقایسه شده‌اند. پس از انجام این مقایسه در سه نقطه‌ی کارکرد توربین و اطمینان از صحت عملکرد روش عددی، اثر جریان گردابی بر کارایی لوله‌ی مکش به‌صورت عددی بررسی شده است که این بخش از کار وجه تمایز تحقیق صورت گرفته با کارهای انجام شده‌ی قبلی است.

مشخصات توربین فرانسسیس

در انجام این تحقیق از توربین فرانسسیس افقی با سرعت مخصوص $N_s = N\sqrt{P}/H^{5/4} \approx 212$ هد لازم برای گردش توربین توسط یک پمپ بزرگ که دائماً آب را از پایین دست توربین به مخزن بالادست آن منتقل می‌کند، تأمین می‌شود. میزان هد بالادست توربین را می‌توان با استفاده از یک شیر که در مسیر جریان آب، قبل از حلزونی توربین قرار دارد کنترل کرد. این توربین همچنین دارای پره‌های راهنما است و با استفاده از ترمزهای کشکی موجود بر روی محور آن نیز می‌توان بر روی توربین بارگذاری کرد. چنان که در شکل ۱ مشاهده می‌شود لوله‌ی مکش این توربین مقطعی دایره‌ی دارد. در شکل ۲ نیز می‌توان چرخ توربین را ملاحظه کرد. توربین مورد بررسی از نوع افقی با دور بالا بوده که مشخصات آن در جدول ۱ آمده است.

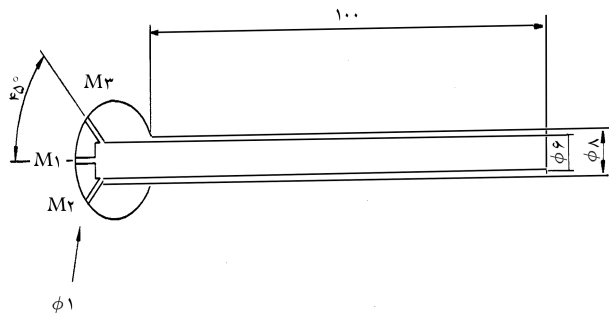
برای اطمینان از صحت کارکرد پراب، باید حفره‌ها در ناحیه‌ی جدایش جریان عبوری از روی پراب قرار نگیرند. رابطه‌ی ۵ مقدار زاویه‌ی جدایش جریان عبوری از یک کره را برای اعداد رینولدز مختلف نشان می‌دهد.^[۱۴] چنان که ملاحظه می‌شود کم‌ترین زاویه‌ی جدایش جریان در حدود 80° بوده که با توجه به زاویه‌ی قرارگیری حفره‌ها می‌توان به نتایج آزمایشگاهی برای مقادیر α در محدوده‌ی تقریبی $35^\circ \pm$ ، با دقت بالایی اعتماد داشت.

$$\theta_s = 180^\circ - 42.5 \left[\ln \left[\frac{Re}{2} \right] \right]^{0.483} \quad 20 \leq Re \leq 400 \quad (5)$$

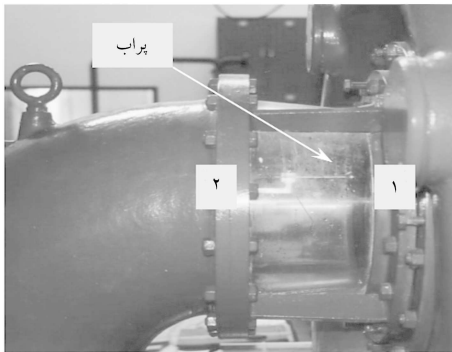
$$\theta_s = 78^\circ + 275 Re^{-0.275} \quad 400 \leq Re \leq 3 \times 10^5$$

با استفاده از مدار شکل ۳ ب، مقادیر فشار M_1 با استفاده از بارومتر جیوه‌یی (در این تحقیق مورد استفاده قرار نگرفته) و اختلاف فشار M_1 ، M_2 و M_3 با استفاده از بارومتر آبی قابل اندازه‌گیری اند. علت استفاده از بارومتر آبی در دو مورد اخیر، بالا بردن دقت اندازه‌گیری برای مقادیر کوچک اختلاف فشار M_1 ، M_2 و M_3 است. با جایگذاری مقادیر اندازه‌گیری شده در روابط ۳ و ۴ می‌توان مقادیر سرعت و جهت جریان در صفحه‌ی افق را به دست آورد. در شکل‌های ۵ و ۶ به ترتیب جزئیات پراب مورد استفاده و نیز محل استقرار آن در ابتدای لوله‌ی مکش دیده می‌شود. نکته‌ی که در هنگام استفاده از این پراب باید بدان توجه داشت، هواگیری سیستم آن است.^[۱۴، ۱۵] چنان که قبلاً نیز اشاره شد با توجه به فرم چرخ توربین (شکل ۲)، سرعت شعاعی در ورودی لوله‌ی مکش ناچیز است و لذا مقادیر اندازه‌گیری شده در ورودی لوله‌ی مکش برای استفاده در تحلیل عددی به‌عنوان شرایط مرزی قابل اعتماد بوده‌اند.

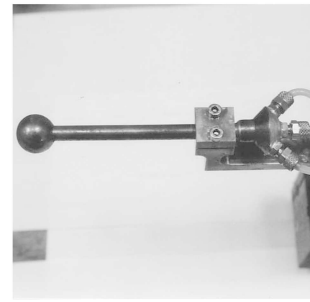
قطر کره $\phi 20$



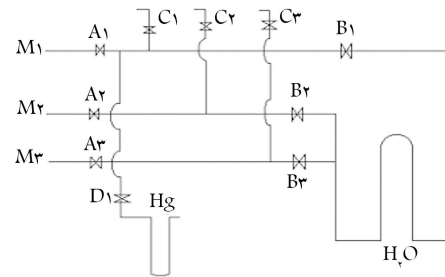
شکل ۵. شماتیک پراب سه حفره‌یی، ابعاد برحسب میلی‌متر.



شکل ۶. محل نصب پراب سه حفره‌یی فشاری در ابتدای لوله‌ی مکش.

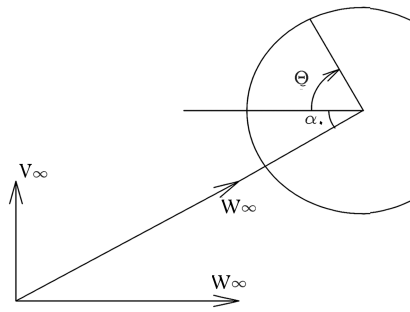


الف) پراب سه حفره‌یی فشاری؛



ب) مدار متصل به پراب برای اندازه‌گیری مقادیر فشار.

شکل ۳. سیستم اندازه‌گیری فشار.



شکل ۴. شماتیک پراب و جریان عبوری از آن.

که در آن α زاویه‌ی جریان سیال در صفحه‌ی افق، و θ مکانی بر روی پراب در همان صفحه است (شکل ۴). با استفاده از معادله‌ی برنولی، مقدار فشار کل در هر زاویه‌ی دلخواه بر روی پراب نیز طبق رابطه‌ی ۲ قابل محاسبه است:

$$P(\theta) = P_\infty + \rho \frac{W_\infty^2}{2} \left[1 - \frac{9}{4} \sin^2(\alpha_0 + \theta) \right] \quad (2)$$

که در آن P_∞ و W_∞ فشار و سرعت جریان سیال‌اند. با در نظر گرفتن سه حفره بر روی پراب در مکان‌هایی با زوایای θ_1 و θ_2 و جایگذاری آن‌ها در معادله‌ی ۲، می‌توان مقادیر فشار کل برای هر یک از حفره‌ها را به دست آورد. این فشارها به ترتیب M_1 ، M_2 و M_3 در نظر گرفته می‌شوند. با انجام یک سری عملیات جبری و با فرض $\theta_1 = \pi/4$ و $\theta_2 = 0$ ، مقادیر α_0 و W_∞ طبق رابطه‌های ۳ و ۴ به دست می‌آیند:

$$W_\infty = \left[\frac{8\sqrt{2}}{9\rho} \left[(M_1 - M_2)^2 + (M_1 - M_3)^2 \right]^{1/2} \right]^{1/2} \quad (3)$$

$$\alpha_0 = \frac{1}{2} \text{Arc sin} \left[\frac{M_2 - M_3}{\sqrt{2}} \right] \left[(M_1 - M_2)^2 + (M_1 - M_3)^2 \right]^{-1/2} \quad (4)$$

معادلات و شرایط حاکم بر مسئله

الف) اندازه حرکت و پیوستگی: جریان عبوری از لوله مکش به صورت دائمی، سه بعدی و غیرقابل تراکم فرض می‌شود. فرض دائمی بودن جریان برای بعضی از موارد صادق نیست، اما برای مسائل مهندسی به اندازه کافی می‌تواند دقیق باشد. [۱۸، ۱۷] چون عدد رینولدز جریان بسیار بالاست، رژیم آن کاملاً مغشوش بوده که در نتیجه معادلات پیوستگی و اندازه حرکت سه بعدی چنین خواهند بود:

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (6)$$

$$\rho \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\rho \nu \left[\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right] - \tau_{ij} \right] \quad (7)$$

در روابط فوق \bar{u}_i ، \bar{p} ، ρ ، ν به ترتیب مؤلفه‌های سرعت متوسط، مختصات، فشار متوسط، جرم حجمی، گرانروی (ویسکوزیته) سینماتیکی و تانسور تنش‌های رینولدزی هستند.

ب) مدل‌سازی اغتشاش: با توجه به وجود عبارات تنش رینولدزی در معادله ۷، انتخاب روشی مناسب برای مدل‌سازی آن‌ها از بخش‌های مهم و ضروری در شبیه‌سازی دقیق جریان‌های مغشوش است. از آنجا که ممکن است در لوله مکش جریان‌های ثانویه و گردابی وجود داشته باشند و این‌که در این نوع از جریان‌ها گرانروی جریان مغشوش غیرایزوتروپ است، لذا مطمئن‌ترین راه برای مدل‌کردن تنش‌های رینولدزی استفاده از روش RSM است. [۲۰، ۱۹، ۹] با استفاده از متوسط‌گیری در معادلات ناوبری-استوکس، معادله انتقال تنش رینولدز چنین خواهد بود:

$$\bar{u}_k \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_k} = -\tau_{ik} \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_k} - \tau_{jk} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_k} + \prod_{ij} - \varepsilon_{ij} - D_{ij} + \nu \nabla^2 \tau_{ij} \quad (8)$$

که در آن \prod_{ij} ، ε_{ij} و D_{ij} به ترتیب نماینده تانسورهای فشار-گرانش، تلفات و پخش جریان مغشوش هستند. برای مدل‌کردن \prod_{ij} در جریان چرخشی، مدل SSG براساس فرم مرتبه ۲ توصیه شده است. [۲۱] ε_{ij} با فرض همگن [۲۲] و D_{ij} براساس مدل دالی و هارلو [۲۳] مدل می‌شوند.

شرایط مرزی ورودی، دیوار و خروجی

الف) ورودی: با استفاده از پراب ساخته شده و به صورت غیر مستقیم، مقادیر سرعت در ورودی لوله مکش اندازه‌گیری شد. این کار با ثابت نگه داشتن هد و سرعت دورانی چرخ توربین، برای سه دبی جرمی مختلف (مطابق جدول ۲) صورت گرفت. در شکل ۷ توزیع این سرعت‌ها در ورودی لوله مکش دیده می‌شود. این اندازه‌گیری‌ها همچنین در نیمه‌ی فوقانی مقطع ۲ شکل ۶ نیز انجام گرفت. با توجه به عدم وجود نتایج آزمایشگاهی برای مقادیر k_{in} و ε_{in} (انرژی جنبشی و تلفات جریان مغشوش در ورودی لوله مکش)، از روابط تجربی ۹ و ۱۰ برای تقریب پارامترهای یادشده استفاده شده است: [۲۴]

$$k_{in} = c_1 \bar{U}_{in}^2 \quad (9)$$

$$\varepsilon_{in} = \frac{k_{in}^{3/2}}{c_2 D} \quad (10)$$

که در آن‌ها \bar{U}_{in} سرعت متوسط جریان ورودی به لوله مکش، D قطر خروجی چرخ توربین، و در نهایت c_1 و c_2 ثابت‌هایی به ترتیب برابر با مقادیر ۰/۰۲ و ۰/۳ هستند. رابطه ۹ نشان می‌دهد که شدت اغتشاش ۷ در نظر گرفته شده برای جریان

مغشوش در ابتدای لوله مکش در حدود ۶/۴ درصد بوده که در مقایسه با میزان اغتشاش جریان داخلی کاملاً مغشوش، انتخاب مناسبی است. [۲۵] همچنین استفاده از رابطه ۱۰ بدان معنی است که طول مشخصه به صورت:

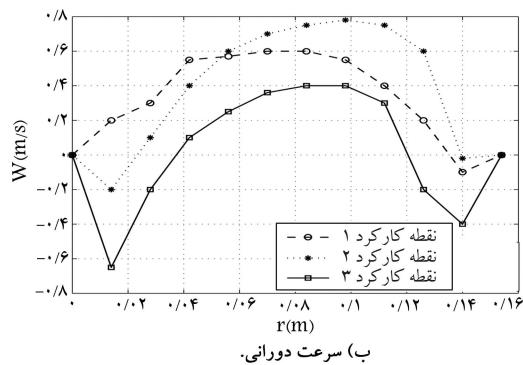
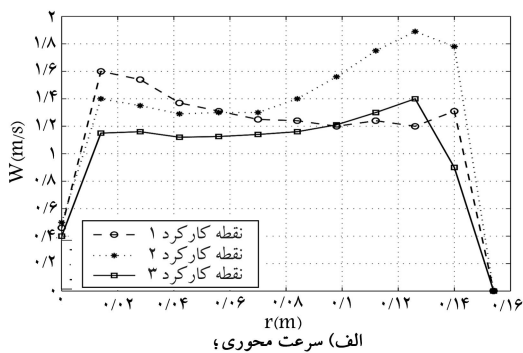
$$l_t = C_\mu \frac{k_{in}^{3/2}}{\varepsilon_{in}} \approx 0.7025D \quad (11)$$

لحاظ شده که صحت به‌کارگیری آن در تحقیقات مختلف دیگری نیز مورد تأیید قرار گرفته است [۲۷، ۲۶]. میزان اثرگذاری پارامترهای اغتشاش، که از روابط ۹ تا ۱۱ بر حل میدان جریان پایین دست حاصل شده است، موضوع تحقیقات متعددی بوده که با تغییر مقادیر آن‌ها در محدوده‌های مختلفی همچون $\pm 20\%$ مقادیر لحاظ شده، انجام گرفته است. [۲۸-۲۶، ۹] نتایج حاصله نشان داده‌اند که این تغییرات بر جواب نهایی تأثیر قابل توجهی نداشته است، و این نکته تأیید مجددی است بر درستی انتخاب روابط یادشده. بررسی این موضوع در تحقیق حاضر مد نظر قرار گرفته است.

ب) دیوار: وجود دیواره بر جریان مغشوش بسیار اثرگذار است. در این حالت علاوه بر وجود شرط عدم لغزش بر روی دیواره، شرایط اغتشاش نیز تغییر می‌کنند. در نواحی بسیار نزدیک به دیواره، لزجت باعث استهلاک اغتشاشات مماسی و همچنین دیواره باعث کاهش اغتشاشات عمودی می‌شود. مدل‌سازی مناسب در این ناحیه، از آنجا که گرادینان‌های شدیدی در نزدیکی دیواره وجود دارند، بسیار مهم است. از آنجا که مدل‌های جریان مغشوش اغلب برای نواحی دور از دیواره‌ها (ناحیه‌ی کاملاً مغشوش) کاربرد دارند، در نزدیکی دیواره‌ها که گرانروی مولکولی نسبت به گرانروی

جدول ۲. مشخصات نقاط کارکرد.

نقطه‌ی کارکرد	کارکرد ۱	کارکرد ۲	کارکرد ۳
دبی حجمی (لیتر بر ثانیه)	۸۴/۸	۱۰۶/۵	۷۸/۳



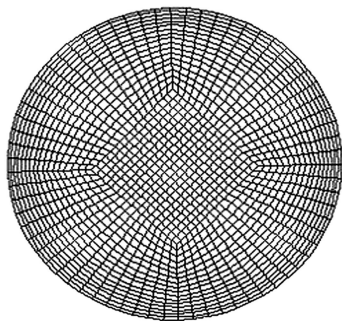
شکل ۷. توزیع شعاعی مؤلفه‌های در ورودی لوله مکش.

برای بررسی عدم وابستگی نتایج عددی به تعداد نقاط شبکه‌ی محاسباتی، حل عددی میدان جریان برای یک نقطه از ۳ نقطه‌ی کارکرد و در چهار حالت مختلف (از لحاظ تعداد نقاط) انجام گرفت. چنان که در جدول ۳ دیده می‌شود با افزایش تعداد نقاط شبکه، مقدار ضریب بازیاب فشار نیز تغییر می‌کند که البته برای شبکه‌های ۲ تا ۴ این اختلاف کم‌تر است. با توجه به نتایج حاصله، برای انجام محاسبات از شبکه‌ی شماره ۳ استفاده شده است. برای شبکه‌بندی میدان جریان، شبکه‌ی منظم چندبخشی^{۱۴} مورد استفاده قرار گرفته است. شکل ۸ الف شبکه‌ی یادشده را در ورودی و شکل ۸ ب نیز شبکه‌بندی قسمت ابتدایی لوله‌ی مکش را نشان می‌دهد.

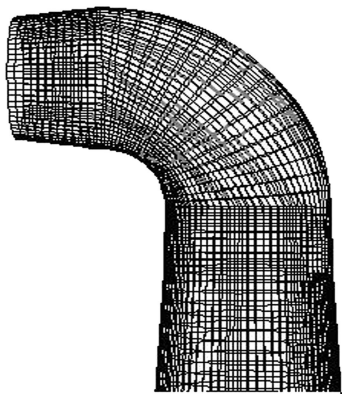
در شکل ۹ نتایج تجربی و عددی برای سرعت‌های محوری و دورانی در نیمه‌ی بالایی مقطع ۲ (نشان داده شده در شکل ۶) و برای سه نقطه‌ی کارکرد توربین دیده می‌شود. هم‌خوانی نتایج تجربی و عددی با یکدیگر نسبتاً مناسب است. شکل ۱۰ نیز مقادیر تجربی زاویه‌ی جریان در صفحه‌ی افقی را برای ورودی لوله‌ی مکش و نیمه‌ی بالایی مقطع ۲ نشان می‌دهد. چنان که دیده می‌شود مقدار این زاویه در

جدول ۳. مقایسه‌ی شبکه‌ها از نظر تعداد نقاط آن‌ها.

ضریب بازیاب فشار	تعداد نقاط شبکه	شماره‌ی شبکه
۰٫۶۸	۲۴۶۸۴	۱
۰٫۷۵	۵۱۵۹۳	۲
۰٫۷۹	۱۲۳۴۷۷	۳
۰٫۷۸۵	۱۶۸۰۵۱	۴



الف) ورودی،



ب) قسمت ابتدایی لوله‌ی مکش.

شکل ۸. شبکه‌ی محاسباتی در لوله‌ی مکش.

جریان مغشوش قابل توجه است، از رابطه‌ی به نام «قانون دیوار» استفاده می‌شود. در این مدل‌سازی میدان جریان در مناطقی که گران‌روی مولکولی اثرگذار است حل نشده و به جای آن از رابطه‌ی یادشده استفاده می‌شود. قانون دیوار به بیان ساده مانند پلی است که دیواره را به ناحیه‌ی کاملاً مغشوش متصل می‌کند و پارامترهای جریان در این فاصله با استفاده از آن محاسبه می‌شوند. به‌کارگیری این روش ما را از داشتن مش‌بندی ریز در نزدیک مرزها بی‌نیاز می‌کند.^[۲۵]

ج) خروجی: در خروج از لوله‌ی مکش، فشار ثابت در نظر گرفته شد. اگرچه با توجه به وجود گردابه‌های جریان این فرض حقیقی نیست، از دید کاربردی منطقی به نظر می‌رسد.^[۲۴]

حل عددی و تحلیل نتایج

برای تحلیل عددی از کد تجاری «فلونت» استفاده شده است. در این کد رایانه‌ی که براساس روش حجم محدود^۸ کار می‌کند، متغیرهای میدان جریان در میان هر حجم کنترل^۹، در نظر گرفته می‌شوند. از روش سیمپل^{۱۰} برای ارتباط فشار-سرعت استفاده می‌شود. همچنین برای درون‌یابی عبارات جابه‌جایی بر روی سطوح حجم کنترل از روش کوپیک^{۱۱} و برای عبارت‌های گران‌روی از روش اختلاف‌مرکزی مرتبه ۲، استفاده می‌شود.^[۲۵] برای قانون دیوار نیز از دیدگاه لاندرو اسپالدینگ^[۲۹] استفاده شده است. علاوه بر آنچه که در بخش‌های پیشین به آن‌ها اشاره شد، دو موضوع مهمی که در هنگام تحلیل مسائل به روش عددی باید مورد توجه و دقت کافی باشند عبارت‌اند از: شبکه‌بندی مناسب و تعیین معیاری برای بررسی هم‌گرایی حل عددی. در رابطه با شبکه‌بندی میدان جریان مورد بررسی، توجه به دو نکته حائز اهمیت است:

الف) در هنگام استفاده از قانون دیوار، باید فاصله‌ی نزدیک‌ترین شبکه به دیوار به‌گونه‌ی باشد که مقدار $y^+ = u_\tau y / \nu$ در محدوده‌ی ۳۰ تا ۳۰۰ قرار گیرد.^[۲۶،۲۵] نرم‌افزار مورد استفاده این امکان را برای ما فراهم می‌کند که برای تأمین شرط فوق در صورت لزوم شبکه‌های نزدیک دیواره‌ها را اصلاح کنیم.

ب) نتایج عددی وابسته به تعداد نقاط شبکه نباشند. به این صورت که با زیاد یا کم کردن تعداد نقاط، جواب‌های حاصله تغییری نکنند.

در رابطه با تعیین معیاری برای سنجش هم‌گرایی حل عددی، در اولین گام می‌توان به مقدار باقی‌مانده‌ی^{۱۲} متغیرها اشاره کرد. اما از آنجا که این مقادیر در مسائل متفاوت و حتی در شرایط مختلف یک مسئله می‌توانند بسیار متفاوت باشند، هم‌گراشدن مقادیر متوسط جریان در مقاطع خاص به یک کمیت مشخص، می‌تواند معیار مناسبی برای سنجش هم‌گرایی باشد.^[۲۵] در این تحقیق ضریب بازیاب فشار^{۱۳} که پارامتر شناخته‌شده‌ی برای بیان عملکرد لوله‌ی مکش توربین‌های آبی است^[۲۶،۲۴] به‌عنوان این معیار در نظر گرفته شده است:

$$C_{pr} = \frac{P_{out} - P_{in}}{\frac{1}{2} \rho (\overline{W}_{in}^2 + \overline{V}_{in}^2)} \quad (12)$$

که در آن P_{out} فشار استاتیکی در خروج از لوله‌ی مکش (شرط مرزی در نظر گرفته شده برای حل عددی)، P_{in} فشار متوسط در ورودی (حاصل از تحلیل عددی)، و مقادیر \overline{W}_{in} و \overline{V}_{in} به ترتیب متوسط سرعت‌های محوری و دورانی جریان در ورود به لوله‌ی مکش هستند. از آنجا که P_{in} نتیجه‌ی مستقیم حل همه‌ی متغیرهای میدان جریان است، انتخاب ضریب بازیاب فشار برای بررسی هم‌گرایی تحلیل عددی، مناسب به نظر می‌رسد.^[۲۴]

جدول ۴. ضریب بازیاب فشار.

شرایط جریان ورودی	با گردابه	بدون گردابه
	(واقعی)	(فرضی)
شرایط کارکرد ۱	۰٫۷۹	۰٫۸۳
شرایط کارکرد ۲	۰٫۶۸	۰٫۷۳
شرایط کارکرد ۳	۰٫۷۱	۰٫۷۵

ورودی کم‌تر از 35° بوده که با پیش‌فرض اشاره‌شده در بخش ۳ هماهنگی دارد. در مقطع ۲ نیز این رفتار به‌جز در نزدیک دیوار دیده می‌شود. بنابراین می‌توان به قابلیت پراب طراحی‌شده برای اندازه‌گیری میدان جریان اطمینان داشت.

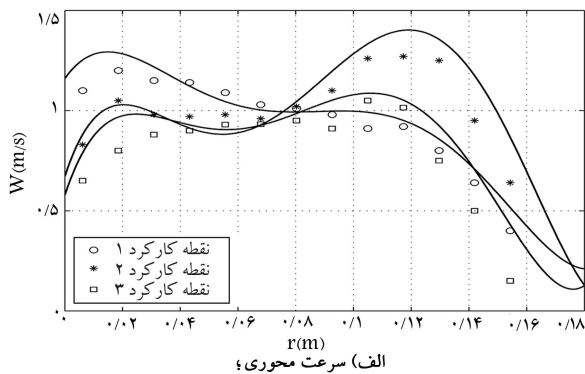
با این مقدمه درخصوص شبیه‌سازی عددی میدان جریان و مقایسه‌ی آن با نتایج تجربی، عملکرد لوله‌ی مکش تحت تأثیر وجود جریان‌های گردابی، به‌صورت عددی مورد بررسی و تحلیل قرار می‌گیرد. بدین‌منظور مقادیر ضریب بازیاب فشار حاصل از تحلیل عددی برای دو حالت واقعی (وجود مؤلفه‌ی سرعت دورانی) و فرضی (عدم وجود مؤلفه‌ی سرعت دورانی) در ورودی لوله‌ی مکش (برای هر سه نقطه‌ی کارکرد) در جدول ۴ با یکدیگر مقایسه شده‌اند. چنان‌که ملاحظه می‌شود عدم وجود جریان گردابی باعث افزایش ۵ تا ۷ درصدی ضریب بازیاب فشار شده که این موضوع بیان‌گر کاهش کارایی لوله‌ی مکش تحت تأثیر جریان‌های گردابی شکل‌گرفته در ورودی آن است.

رابطه‌ی ۱۲ نشان می‌دهد که بخشی از افزایش مورد اشاره درخصوص ضریب بازیاب فشار می‌تواند به‌معنای افزایش در اختلاف فشار ورودی و خروجی لوله‌ی مکش باشد. این رفتار با توجه به کاهش میزان افت انرژی در میدان جریان فرضی (بدون وجود گردابه در ورودی) نسبت به جریان واقعی، منطقی به نظر می‌رسد. از آنجا که فشار در خروجی لوله‌ی مکش ثابت است، هرگونه افزایشی در اختلاف فشار یادشده منجر به کاهش فشار خروجی چرخ توربین می‌شود. در این صورت زمینه‌ی افزایش جذب انرژی آب توسط چرخ توربین بیشتر شده و در نهایت تولید توربین بالا می‌رود.

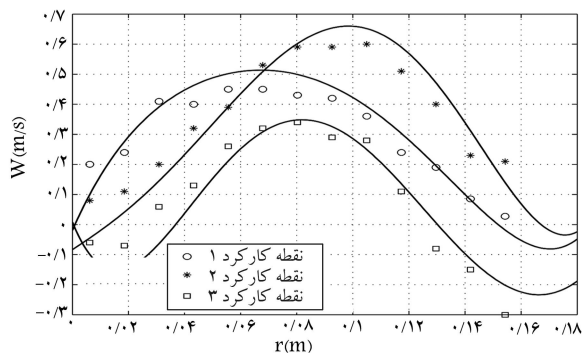
نتیجه‌گیری

اثر جریان گردابی در ورودی لوله‌ی مکش توربین فرانسسیس افقی بر کارکرد آن به‌صورت عددی مورد مطالعه قرار گرفت. تعداد محدودی از نتایج آزمایشگاهی در ورودی لوله‌ی مکش به‌عنوان شرایط مرزی در تحلیل عددی مورد استفاده قرار گرفتند. نتایج حاصل از تحلیل عددی و آزمایشگاهی در تعداد محدودی نقاط در مقطع دیگری از لوله‌ی مکش که در محدوده‌ی بخشی از لوله‌ی مکش با تقارن محوری قرار دارد، با هم مقایسه شدند که مجموعاً با یکدیگر تطابق کلی دارند. با توجه به وجود جریان گردابی، تنش‌های رینولدزی غیرایزوتروپ است که بدین‌جهت تنش‌های مزبور با استفاده از روش RSM مدل‌سازی شدند. به‌منظور تأمین دقت مناسب برای تحلیل عددی جریان، اثر تغییرات پارامترهای اغتشاش در ورودی لوله‌ی مکش مورد بررسی قرار گرفت. با توجه به محدوده‌ی کارکرد پراب (به‌لحاظ جدایش جریان از روی پراب) برای اندازه‌گیری سرعت‌های محوری و دورانی، بررسی صحت مقادیر اندازه‌گیری‌شده از طریق رسم مقدار زاویه‌ی جریان در صفحه‌ی افق صورت گرفت که نتایج رضایت‌بخش بودند.

پس از اطمینان از صحت کارکرد تحلیل عددی به بررسی اثر جریان گردابی

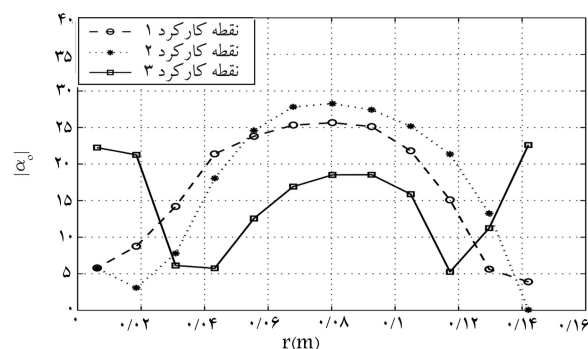


الف) سرعت محوری؛

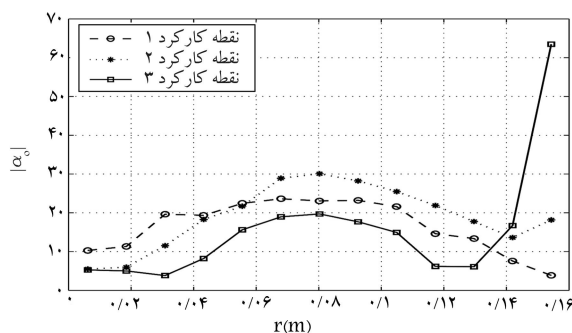


ب) سرعت دورانی.

شکل ۹. توزیع شعاعی مؤلفه‌های سرعت حاصل از نتایج تجربی (نقاط) و عددی (خطوط).



الف) ورودی لوله‌ی مکش؛



ب) نیمه‌ی بالایی مقطع ۲.

شکل ۱۰. توزیع تجربی زاویه‌ی جریان در سطح افق.

کاویتاسیون نیز همراه خواهد بود، انجام کارهای تجربی تکمیلی و البته بسیار دقیق، و مقایسه‌ی آن‌ها با نتایج عددی در شرایط مختلف متضمن درستی بیش از پیش به‌کارگیری روش‌های عددی در این‌گونه از جریان‌ها خواهد بود. بدیهی است که در این صورت استفاده از شبیه‌سازی عددی به‌عنوان ابزاری مناسب و ارزان در بررسی و شناخت رفتار جریان در داخل لوله‌ی مکش در شرایط مختلف کاری می‌تواند به طراحان این امکان را دهد که با طراحی مناسب، زمینه‌ی افزایش کارایی آن و در نهایت توربین‌های آبی را فراهم آورند.

بر عملکرد لوله‌ی مکش پرداخته شد. چنان که در نتایج مندرج در جدول ۴ دیده شد، عدم وجود گردابه باعث افزایش در ضریب بازتاب فشار تا حدود ۷٪ شد. بنابراین می‌توان چنین نتیجه گرفت که جلوگیری یا کاهش این پدیده، باعث افزایش اختلاف فشار میان ورودی و خروجی لوله‌ی مکش و در نهایت قابلیت جذب توان بیشتر توسط چرخ توربین و افزایش تولید توربین می‌شود. علی‌رغم نتایج به دست آمده در این تحقیق، به نظر می‌رسد که با توجه به پیچیدگی جریان عبوری از داخل لوله‌ی مکش که به‌صورت کاملاً مغشوش بوده و در مواردی با احتمال بروز پدیده‌ی

پانویس

1. draft tube
2. runner
3. vortex cavitation
4. three-hole pressure probe
5. horizontal francis turbine
6. quadratic
7. turbulence intensity
8. finite volume
9. collocated
10. simple
11. quick
12. residual
13. pressure recovery factor
14. multiblock structures grid

منابع

1. Susan-Resige, R.F.; Avellan, F.; Ciacan, G.D. and Muntean, S. "Mathematical and numerical modeling of swirling flow in francis turbine draft tube cone," Workshop on Vortex Dominated Flows-Achievements and Open Problems, Timisoara, Romania, (June 10-11, 2005).
2. Shyy, W.; Tong, S.S and Correa, S.M. "Numerical recirculating flow calculation using a body fitted coordinate system," *Numerical Heat Transfer*, **8**, pp. 99-113 (1985).
3. Shyy, W. and Bratten, M.E. "Three dimensional analysis of the flow in a curved hydraulic turbine draft tube," *Int. J. Num. Meth. Fluids*, **6**, pp. 861-882 (1986).
4. Shyy, W. and Vu, T.C. "A numerical study of incompressible navier-stokes flow through rectilinear and radial cascade of turbine blades," *Comp. Mech.*, **1**, pp. 269-279 (1986).
5. Vu, T.C.; Shyy, W.; Bratten, M.E. and Reggio, M. "Recent development in viscous flow analysis for hydraulic turbine components," *IAHR Symposium*, **2**, Montreal, Canada, (1986).
6. Vu, T.C. and Shyy, W. "Navier-stokes computation of radial inflow turbine distributor," *Trans. of ASME, Journal of Fluids Engineering*, **110**, pp. 29-32 (1988).
7. Vu, T.C. and Shyy, W. "Viscous flow analysis for hydraulic turbine draft tube," *IAHR Symposium*, **2**, Trondheim (1988).
8. Combes, J.F.; Verry, A.; Philibert, R.; Delorme, M. and Vanel, J.M. "Numerical and experimental analysis of the flow inside an elbow draft tube," *IAHR Symposium*, **1**, Belgrade, (1990).
9. Spall, R.E. and Ashby, B.M. "A numerical study of vortex breakdown in turbulent swirling flows," *Trans ASME J. Fluids Eng.*, **122**, pp. 179-183 (1974).
10. Mauri, S.; Kueny, J.L. and Avellan, F. "Flow simulation in an elbow diffuser: verification and validation," *Proceeding of the Hydraulic Machinery and Systems*, 21st IAHR Symposium, Sept. 9-12, Lausanne, (2002).
11. Najafi, A.F.; Saidi, M.H.; Sadeghipour, M.S. and Souhar, M. "Boundary layer solution for the turbulent swirling decay flow through a fixed pipe: SBR at the inlet," *Int. Journal of Engineering Science*, ELSEVIER Publisher, **43**, pp. 107-120 (2005).
12. Armfield, S. W. and Fletcher, C. A. J. "Comparison of and k-ε algebraic reynolds stress models for swirling diffuser flow," *Int. Journal for Numerical Methods in Fluids*, **9**, pp. 987-1009 (1989).
13. Ruprecht, A. "Simulation of vortex rope in a turbine draft tube," *Proceeding of the Hydraulic Machinery and Systems*, 21st IAHR Symposium, Sept. 9-12, Lausanne, (2002).
14. Clif, R.; Grace, J.R. and Weber, M.E. "Bubbles, drops, and particles," Academic Press, pp. 103-109 (1978).
15. *The Handbook of Fluid Dynamics*, Section 33.3, Pitots Tubes, CRC Press, (1998).
16. Gundogdu, M.Y. and Carpinlioglu, M.O. "A multi-tube pressure probe calibration method for measurements of mean flow parameters in swirling flows," *Flow Measurement and Instrument*, **9**, pp. 243-248 (1998).
17. Bernard, M. "Industrial application of CFD in the field of hydraulic turbines," *Computational Fluid Dynamics Conference*, pp. 230-239 (1994).
18. Hellstrom, G. "Redesign of an existing hydropower draft tube," Lulea Univ. of Technology, Dep. of Applied Physics and Mechanical Engineering, Division of Fluid Mechanics, *Master Thesis* 2005:067 CIV.
19. Magaud, F.; Najafi, A.F.; Angilella, J.R. and Souhar, M. "Modeling and qualitative experiments on swirling bubbly flow: single bubble with rossby number of order 1," *Journal of Fluids Eng.*, **125**, ASME, March (2003).
20. Najafi, A.F.; Saidi, M.H.; Sadeghipour, M.S. and Souhar, M. "Numerical analysis of turbulent swirling decay pipe flow," *Int. Comm. In Heat and Mass Transfer*, ELSEVIER Publisher, **32**, pp. 627-638 (2005).

21. Speziale, C.G.; Younis, B.A. and Berger, S.A. "Analysis and modeling of turbulent flow in an axially rotating pipe," *Journal of Fluid Mech.*, **407**, pp. 1-26 (2000).
22. Hinze, J.O. *Turbulence*, 2nd ed. McGraw-Hill, (1975).
23. Daly, B.J. and Harlow, F.H. "Transport equations in turbulence," *Phys. of Fluids*, **13**, pp. 2634- 2649 (1970).
24. Bergstrom, J. and Gebart, R. "Estimation of numerical accuracy for the flow field in a draft tube," *Int. Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*, **9**(4), pp.472-486 (1999).
25. *Fluent User's Guide*,**2**, (1998).
26. Avellan, F. "Flow investigation in a francis draft tube: the flindt project," *Proceeding of the Hydraulic Machinery and Systems*, 20st IAHR Symposium, August 7-9, Charlotte, (2000).
27. Smirov, A. and Chomik, J. "Turbulent swirl flow modeling," Dept. Thermo and Fluid Dynamics, Chalmers University of technology, Goteborg, SWEDEN, (1997).
28. Mauri, S.; Kueny, J.L. and Avellan, F. "Numerical prediction of the flow in a turbine draft tube, influence of the boundary conditions," FEDSM'00-11084, *Proceedings of FEDSM'00, ASME 2000 Fluids Engineering Division Summer Meeting*, June 11-15, 2000, Boston, Massachusetts, USA.
29. Launder, B.E. and Spalding, D.B. "The numerical computation of turbulent flows," *Computer Methods In Applied Mechanics and Engineering*, **3**, pp. 269-289 (1974).