

ارزیابی افت اصطکاک غیرماندگار در جریان گذرا

منوچهر فتحی مقدم^۱، صادق حقیقی پور^۲، سجاد کیانی^۳

تاریخ دریافت: ۱۳۹۵/۰۶/۰۴

تاریخ پذیرش: ۱۳۹۵/۰۹/۰۱

چکیده

جریان گذرا با کاهش آنی دبی جریان ناشی از بسته شدن سریع شیر یا از کار افتادن پمپ در شبکه‌های آبرسانی ایجاد می‌شود. جریان گذرا با ایجاد کردن موج‌های فشاری زیاد و کم، ممکن است به خطوط لوله آسیب برساند. مقایسه نتایج آزمایشگاهی و عددی در مطالعات پیشین نشان می‌دهد که مدل‌های اصطکاک شبه‌ماندگار با فرض یکنواخت و یک‌بعدی بودن پروفیل سرعت، قادر به پیش‌بینی صحیح فرآیند اتلاف انرژی امواج فشاری نیستند. بنابراین، هدف از این تحقیق، بررسی پروفیل سرعت در مقطع انتهایی لوله برای رسیدن به درک صحیح از جریان گذرا می‌باشد. به‌علاوه، این پژوهش با استفاده از روش خطوط مشخصه، توانایی مدل‌های اصطکاک غیرماندگار بر پایه‌ای شتاب لحظه‌ای در پیش‌بینی نمودن تاریخچه فشاری حاصل از جریان گذرا را ارزیابی می‌کند. به‌منظور رسیدن به این اهداف، از یک خط لوله PVC با قطر داخلی ۶۳ میلی‌متر در دو طول مختلف ۴۰ و ۸۰ متر استفاده شده است. همچنین، یک شیر توپی برای ایجاد جریان گذرا در انتهای خط لوله نصب شده است. در مدت زمان عبور جریان گذرا از خط لوله، داده‌های پروفیل سرعت و نوسانات فشار دینامیکی توسط دستگاه سرعت‌سنج الکتروسونیک داپلر و ترانس‌دیوسرهای فشار جمع‌آوری می‌شدند. نتایج آزمایش‌ها نشان از وجود جریان برگشتی در پروفیل سرعت و گرادیان بزرگ سرعت در نزدیکی جدار لوله می‌باشد. به‌علاوه، نتایج نشان داد که مدل‌های تجربی با دو ضریب اصلاحی، تطابق بهتری با نتایج آزمایشگاهی ایجاد می‌کند. ترم $\partial V / \partial t$ در مدل‌های اصطکاک غیرماندگار بر فاز زمانی امواج فشاری و ترم $\partial V / \partial x$ بر میزان افت امواج مؤثر می‌باشد. به‌علاوه، ضریب ترم شتاب زمانی k_t در محدوده ۰/۰۰۳۷ تا ۰/۰۰۰۶ متغیر بوده در حالی که مقدار ضریب ترم شتاب مکانی k_x در محدوده ۰/۰۳۲۵ تا ۰/۰۵۲ تغییر می‌کند.

واژه‌های کلیدی: افت انرژی، امواج فشاری، پروفیل سرعت، ترم‌های شتاب.

^۱ استاد، گروه سازه‌های آبی دانشکده مهندسی علوم آب دانشگاه شهید چمران، اهواز، ایران. ۰۶۱-۳۳۷۳۸۳۵۹. fathi49@gmail.com (مسئول مکاتبه).

^۲ استادیار، گروه عمران، موسسه آموزش عالی جهاد دانشگاهی خوزستان، اهواز، ایران. s.haghighi.p@gmail.com

^۳ کارشناسی ارشد، دانشجوی دکتری، گروه سازه‌های آبی دانشکده مهندسی علوم آب دانشگاه شهید چمران، اهواز، ایران. اصفهان- بلوار کشاورزی، محله چهل توت، کوچه شهید موسویان. ۰۹۱۳۸۰۳۰۶۷۱. Sajad.kiani508@gmail.com

مقدمه

با نگاهی اجمالی به گذشته، چنین استنباط می‌شود که از دهه ۷۰ میلادی به بعد، بررسی افت اصطکاک جریان گذرا در طرح‌های انتقال آب، پروژه‌های مربوط به نیروگاه‌های آبی و سیستم‌های انتقال تحت فشار سیالات دیگر مورد توجه خاص قرار گرفت و به صورت گسترده‌ای در طرح‌ها مطرح گردید که در ادامه به اهم کارهای تجربی و آزمایشگاهی که توسط محققین انجام پذیرفته است اشاره می‌شود. Holmboe and Rouleau (1967) آزمایش‌های جریان گذرا را در یک لوله فلزی انجام دادند. هنگامی که نتایج محاسباتی با نتایج اندازه‌گیری‌ها مقایسه شد، مغایرت‌های قابل توجهی در جابجایی دوره نوسان نمودار فشار مشاهده گردید. این مغایرت‌ها عمدتاً ناشی از معکوس شدن پروفیل سرعت و اغتشاش جریان است به طوری که فرض بر این بود که ارتباط تنش برشی جداره با سرعت متوسط در سطح مقطع لوله برای جریان پایدار، در حالت ناپایدار نیز صادق می‌باشد. بدین معنا که روابط بیان‌کننده تنش برشی جداره مربوط به جریان پایدار برای هر گام زمانی از جریان گذرا نیز صادق می‌باشد. (Zielke (1968) مدل تنش برشی غیرماندگار خود را بر پایه حل تحلیلی معادلات یک‌بعدی جریان آرام با استفاده از تبدیل لاپلاس ارائه داد. این مدل، مقدار افت غیر ماندگار در یک مقطع محاسباتی را به شتاب موضعی و یک تابع وزنی ($W(t)$) مرتبط می‌سازد:

$$J_u = \frac{16\nu}{gD^2} \int_0^t \frac{\partial V}{\partial t}(t')W(t-t')dt' \quad (1)$$

که J_u میزان افت غیر ماندگار در واحد طول، ν ویسکوزیته سینماتیک، g شتاب ثقل، D قطر لوله، t زمان و V سرعت جریان می‌باشد. همچنین تابع وزنی به شکل زیر بیان می‌گردد:

شناخت خصوصیات جریان گذرا^۱ از مهم‌ترین و اساسی‌ترین تحقیقات پایه در حوزه مکانیک سیالات است. پدیده هیدرولیکی جریان گذرا، شرایطی از جریان است که در آن تغییرات سرعت و فشار جریان با زمان بسیار سریع می‌باشد. در سیستم‌های خطوط لوله، هرگونه اغتشاش می‌تواند باعث تغییر شرایط حالت ماندگار و ایجاد جریان گذرا شود. معمولاً تغییراتی که در جریان گذرا در یک خط لوله پیش می‌آید به علت تغییرات در شرایط مرزی لوله است. از آن جمله می‌توان به باز کردن و بستن ناگهانی شیرها و از کار افتادن ناگهانی پمپ‌ها اشاره کرد که می‌تواند به تولید فشارهای بزرگی منجر شود که امنیت و عملکرد معمول سیستم را به مخاطره می‌اندازد. از سویی دیگر، فشارهای کم به وجود آمده از جریان گذرا باعث آزادسازی هوای محلول سیال می‌شوند و اگر فشار به فشار بخار سیال برسد، به تبخیر شدید سیال و پدیده خلاءزایی منجر می‌شود به طوری که موجب ایجاد مشکلاتی از جمله صدا، کاهش دبی، شل شدن پیچ‌ها، خستگی اتصالات، شل شدن و یا شکستن کمربندها و خرابی لوله‌ها می‌شود. بنابراین، مطالعه جریان‌های گذرا و تخمین بیشینه و کمینه نوسانات فشار به کمک حل عددی معادلات غیرخطی سنت - ونانت در پروژه‌های مهندسی خط لوله و ایستگاه‌های پمپاژ از اهمیت خاصی برخوردار می‌باشند.

از آنجا که استفاده از روابط مربوط به جریان پایدار مانند روابط دارسی - ویسباخ یا هیزن - ویلیامز جهت محاسبه تنش برشی در جریان گذرا باعث ایجاد خطا در پیش‌بینی نوسانات امواج فشاری حاصل و نحوه استهلاک آن می‌گردد. بنابراین، در طول چند سال گذشته، افت اصطکاک غیرماندگار به طور گسترده‌ای مورد مطالعه و بررسی قرار گرفت که موضوع اصلی این پژوهش را نیز تشکیل می‌دهد.

¹Transient flow

رابطه تجربی ارائه شده توسط آن‌ها به صورت زیر ارائه شد:

$$J_u = \frac{k_0}{g} \frac{\partial V}{\partial t} \quad (۴)$$

که در آن k_0 ضریبی است که تابع زمان و مکان می‌باشد. به دلیل وجود اختلاف زیاد بین نتایج شبیه‌سازی و مشاهداتی، در ادامه مدل Brunone et al. (1991) برای شبیه‌سازی تنش برشی جریان‌گذرای سریع ارائه شد. دلیل این موضوع، سادگی و توانایی آن در ایجاد هماهنگی منطقی با نتایج هد فشار اندازه‌گیری شده در آزمایشگاه است. این مدل با در نظر گرفتن ترم شتاب جابجایی به شکل زیر ارائه می‌شود:

$$J_u = \frac{k}{g} \left(\frac{\partial V}{\partial t} - a \frac{\partial V}{\partial x} \right) \quad (۵)$$

در رابطه (۵)، a سرعت موج فشاری در جریان گذرا می‌باشد. اما از سوی دیگر، این رابطه با وجود اینکه هر دو ترم شتاب مکانی و زمانی را در فرمول خود لحاظ نموده است اما تأثیر هر دو ترم یکسان می‌باشد. برای برطرف نمودن این نقیصه رابطه اصلاح شده زیر ارائه شد (Ramos et al., Loureiro and Ramos (2003)) (2004)، (Vitkovsky et al. (2000)):

$$J_u = \frac{1}{g} \left(k_t \frac{\partial V}{\partial t} + k_x \text{Sign}(V) a \left| \frac{\partial V}{\partial x} \right| \right) \quad (۶)$$

که در آن، k_t و k_x به ترتیب ضرایب ترم شتاب زمانی و مکانی می‌باشند. در ادامه این مطالعات می‌توان به تلاش‌های (Vitkovský et al. (2006))، (Reddy et al. (2011))، (Mrokowska et al. (2015))، (Kim et al. (2014)) در زمینه بررسی افت اصطکاک در جریان میرا با استفاده از روش تفاضل محدود و حل معادلات دوبعدی جریان اشاره کرد. همچنین

$$\text{برای } \frac{Vt}{R^2} > 0.02$$

$$W(t) = e^{-26.3744(Vt/R^2)} + e^{-70.8493(Vt/R^2)} + e^{-135.0198(Vt/R^2)} \quad (۲)$$

$$\text{و برای } \frac{Vt}{R^2} < 0.02$$

$$W(t) = 0.282095 \left(\frac{Vt}{R^2} \right)^{-1/2} - 1.25000 + 1.057855 \left(\frac{Vt}{R^2} \right)^{1/2} + 0.937500 \left(\frac{Vt}{R^2} \right) + \dots \quad (۳)$$

به طوری که R شعاع لوله می‌باشد. از آنجا که، انتگرال‌گیری عددی از معادله (۱) نیازمند به حافظه بالا و یک کامپیوتر با $C.P.U$ قوی می‌باشد محققینی همچون (Triखा (1975))، (Vatrdy et al. (1993)) تلاش نمودند که علاوه بر ساده‌سازی تابع وزنی (Zielke (1968)) معادله آن را برای جریان‌های توربولانت نیز بسط دهند. (Storli and Nielsen (2010)) با استفاده از مدل تحلیلی (Zielke (1968)) نحوه توزیع افت غیرماندگار در امتداد لوله را مورد بررسی و تحلیل قرار دادند. همچنین آن‌ها نتیجه گرفتند که متوسط قدر مطلق افت غیرماندگار در هر مقطع اندازه‌گیری با افزایش طول لوله کاهش می‌یابد. از طرفی، محققین می‌کوشیدند تا برای محاسبه افت جریان گذرا، مدل‌های تجربی بر پایه شتاب لحظه‌ای^۱ ارائه نمایند. (Daily et al. (1965)) بر اساس نتایج آزمایشگاهی دریافتند که مقدار تنش برشی جداره در حالت جریان تندشونده، مثبت و در حالت جریان کندشونده، این مقدار منفی می‌باشد. آن‌ها استدلال کردند که در حین جریان تندشونده، قسمت مرکزی خطوط جریان مقداری حرکت می‌کند، در نتیجه پروفیل سرعت دارای شیب تندتری می‌گردد، لذا تنش برشی بزرگ‌تری ایجاد می‌نماید. بنابراین

^۱Instantaneous accelerated base models

در روابط بالا، H هد پیزومتریک، Q دبی جریان، A سطح مقطع لوله و J_s افت اصطکاک در حالت ماندگار می‌باشد که برابر است:

$$J_s = \frac{f}{D} \frac{Q |Q|}{2gA^2} \quad (9)$$

لازم به ذکر است که Q به‌عنوان دومین متغیر بجای سرعت V در معادلات بالا در نظر گرفته می‌شود ($V = Q/A$). همچنین، سرعت موج فشاری (a) در رابطه (۷) به‌صورت زیر بیان می‌شود: (کوچک زاده و پرورش‌ریزی، ۱۳۹۲)

$$a = \frac{\sqrt{K/\rho}}{\sqrt{1 + \frac{K D}{E e} (c)}} \quad (10)$$

که در آن e : ضخامت جدار لوله، K : مدول کشسانی حجمی سیال، E : مدول الاستیسیته مجرا و c : ضریبی است که به چگونگی مهار لوله وابسته می‌باشد.

روابط (۷) و (۸)، معادله‌های دیفرانسیل غیرخطی با متغیرهای جزئی هستند که جزء معادله‌های هذلولوی طبقه‌بندی می‌شوند. این معادله‌ها حل تحلیلی ندارند لذا برای حل این معادله‌ها از روش‌های مختلف عددی استفاده می‌شود. روش‌های مختلفی از قبیل روش خطوط مشخصه (MOC^1)، روش تفاضل‌های محدود و روش اجزای محدود، برای حل معادله‌های حاکم بر جریان گذرا به کار رفته‌اند (کوچک‌زاده و پرورش‌ریزی، ۱۳۹۲).

با ترکیبی از روش‌های خطوط مشخصه و تفاضل محدود، معادلات نهایی در امتداد خطوط مشخصه مثبت (C^+) و منفی (C^-) به ترتیب به شرح زیر می‌باشد (شکل ۱):

(Bousso and Fuamba, 2013) مبادرت به شبیه‌سازی عددی جریان‌های دوفازی گذرا با مدل‌های تجربی افت غیرماندگار نمودند و به نتایج قابل قبولی دست یافتند.

با وجود آنکه در حال حاضر مکانیسم تشکیل ضربه قوچ امری شناخته شده می‌باشد، اما به دلیل وسعت و گستردگی ابعاد مسئله ضربه قوچ و وجود شرایط گوناگون مکانی و زمانی در این فرآیند، دامنه تحقیقات در این زمینه ادامه داشته و هنوز دنیای وسیعی از مجهولات و مشکلات ناشی از ضربه قوچ در برابر محققین قرار دارد و کوشش برای حل و فصل آن‌ها می‌تواند زمینه مناسبی را برای تحقیقات ایجاد نماید. از آنجا که می‌توان علت ناکارآمدی روابط افت اصطکاک ماندگار در پیش‌بینی نوسانات موج فشاری را با توضیح و تشریح وضعیت پروفیل سرعت در یک مقطع لوله در هنگام عبور موج فشاری جریان گذرا روشن نمود بنابراین هدف اصلی این تحقیق، اندازه‌گیری پروفیل سرعت در جریان گذرا و مقایسه با پروفیل متناظر آن در شرایط جریان پایدار است. همچنین، میزان دقت مدل‌های تجربی در تخمین موج فشاری اندازه‌گیری شده در آزمایشگاه به‌وسیله برنامه‌نویسی عددی ارزیابی می‌شود و در ادامه هم، دامنه تغییرات ضرایب k در این مدل‌ها بررسی می‌گردد.

مواد و روش‌ها

روابط حاکم

معادله‌های حاکم بر جریان گذرا که شامل معادلات پیوستگی و مومنتم می‌باشد به شکل ذیل بیان می‌گردد (Chaudhry, 2014):

$$\frac{\partial H}{\partial t} + \frac{a^2}{gA} \frac{\partial Q}{\partial x} = 0 \quad (7)$$

$$\frac{\partial Q}{\partial t} + gA \frac{\partial H}{\partial x} + gA(J_s + J_u) = 0 \quad (8)$$

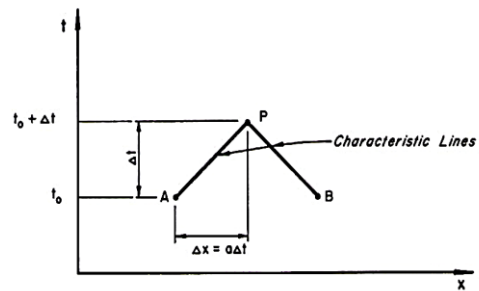
¹Method of characteristics

$$\left. \frac{\partial Q}{\partial t} \right|_{c^{\pm}} = \frac{\theta(Q_{i,j} - Q_{i,j-1}) + (1-\theta)(Q_{i-1,j-i} - Q_{i-1,j-2})}{\Delta t} \quad (16)$$

θ ضریب تعدیل^۱ بوده که مقدار آن در این پژوهش با توجه به توصیه Karney and McInnis (1992) در مدل‌سازی جریان گذرا، ۰/۸۵ در نظر گرفته شده است.

به‌منظور محاسبه ضرایب مجهول در این پژوهش، از روش تحلیل معکوس جریان گذرا^۲ (ITA) استفاده شده است به‌طوری‌که، با معلوم بودن مقادیر فشار و دبی جریان، پارامترهای مجهول همچون ضریب افت غیرماندگار و سرعت موج بدست می‌آیند. حل این نوع مسائل، بخصوص در مدل‌هایی با تعداد بالایی از پارامترهای غیرقطعی همچون شبکه‌های آبرسانی و اسکوالاستیک، به روش‌های عددی و الگوریتم‌های قوی بهینه‌سازی نیازمند است. فرایند بهینه‌سازی توسط یک تابع هدف هدایت می‌شود که در ساده‌ترین حالت می‌تواند به‌صورت مربع اختلاف بین پارامترهای مشاهداتی و محاسباتی بیان شود که در این پژوهش از همین تابع هدف استفاده شده است. بدیهی است که به‌منظور تعیین دقیق ضرایب مجهول باید مقدار تابع هدف کمینه شود یعنی مقادیر محاسبه شده توسط مدل ریاضی باید اختلاف ناچیزی با مقادیر برداشته‌شده از آزمایشگاه داشته باشند.

در این پژوهش، برای محاسبه سرعت موج (a)، مدت زمان (T) تشکیل یک چرخه^۳ کامل موج فشاری اندازه‌گیری شده در آزمایشگاه محاسبه شده و از رابطه $a = 2L/T$ ، سرعت موج بدست می‌آید. بنابراین، تنها مجهول مسئله، ضرایب افت مدل‌های تجربی می‌باشد.



شکل (۱): خطوط مشخصه در صفحه x-t

$$Q_P - Q_A + \frac{gA}{a}(H_P - H_A) + gA \int_A^P (J_s + J_u) dt = 0$$

$$\frac{dx}{dt} = +a \quad (11)$$

$$Q_P - Q_B - \frac{gA}{a}(H_P - H_B) + gA \int_B^P (J_s + J_u) dt = 0$$

$$\frac{dx}{dt} = -a \quad (12)$$

و

$$gA \int_A^P J_s dt = \frac{f}{2DA} Q_A |Q_A| \Delta t \quad (13)$$

$$gA \int_B^P J_s dt = \frac{f}{2DA} Q_B |Q_B| \Delta t \quad (14)$$

همچنین با یک تقریب ساده تفاضل محدود برای محاسبه مشتق دبی-مکان ($\partial Q / \partial x$) و از رویکرد کاملاً صریح مرتبه اول و برای محاسبه مشتق دبی-زمان ($\partial Q / \partial t$) از رویکرد کاملاً ضمنی مرتبه اول استفاده شده است. بنابراین، مشتقات جزئی در مدل‌های تجربی افت غیرماندگار برای هر یک از خطوط مشخصه مثبت و منفی به‌صورت زیر تعریف می‌شوند:

$$\left. \frac{\partial Q}{\partial x} \right|_{c^{\pm}} = \frac{Q_{i,j} - Q_{i-1,j}}{\Delta x} \quad (15)$$

¹Relaxation factor

²Inverse transient analysis

³Cycle

مدل فیزیکی

جهت بررسی و اندازه‌گیری پروفیل سرعت حین وقوع جریان گذرا در سیستم‌های انتقال آب، تصمیم بر ساخت مدلی فیزیکی در آزمایشگاه هیدرولیک دانشکده مهندسی علوم آب دانشگاه شهید چمران اهواز گرفته شد تا ضمن بررسی چگونگی تغییر شکل پروفیل سرعت، از نتایج آن جهت تعیین رابطه‌ای مناسب برای تخمین تنش برشی و همچنین واسنجی نمودن بعضی از روابط برآورد تنش موجود در شرایط گذرا استفاده گردد.

در تحقیق حاضر از دستگاه سرعت‌سنج الکتروسونیک داپلر^۱ (UDV) استفاده شده است که مزیت عمده آن نسبت به سایر دستگاه‌ها، توانایی اندازه‌گیری پروفیل سرعت به صورت لحظه‌ای در کل مقطع عرضی لوله بدون دخالت در جریان می‌باشد. جهت مطمئن شدن از عملکرد صحیح و دقت دستگاه UDV، نتایج دستگاه را با بعضی از داده‌های جمع‌آوری شده توسط مراجع معتبر (Nikuradse, 1932; Den Toonder and Nieuwastadt, 1997) که برای جریان ماندگار منتشر شده است، مقایسه و داده‌های خروجی از دستگاه نیز اصلاح گردید. به دلیل عبور امواج UDV از محیط‌های با خصوصیات اکوستیکی متفاوت و عدم دقت کافی در اندازه‌گیری پروفیل سرعت در نواحی نزدیک دیواره‌های لوله جریان، از روش ارائه شده توسط Wunderlich and Brunn (2000) جهت تصحیح داده‌ها استفاده شده است.

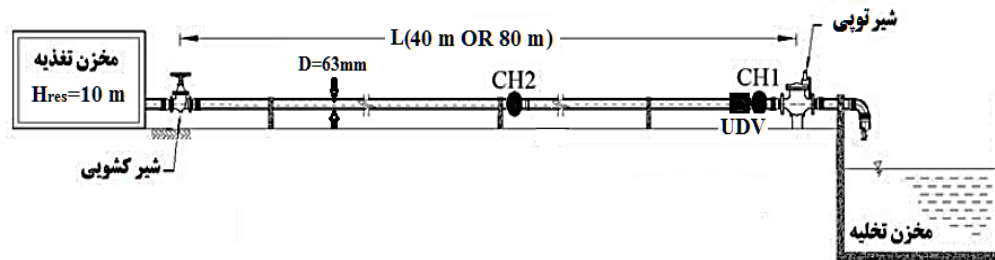
با توجه به امکانات موجود و محدودیت‌های مربوط به نوع پدیده در نهایت تصمیم گرفته شد که مدلی مرکب از یک مخزن، لوله انعطاف‌پذیر و شیر قطع و وصل جریان ساخته شود که طرح کلی آن در شکل (۲) نمایش داده شده است. لوله‌ها از جنس PVC بوده و شیرآلات چدنی می‌باشد.

در این تحقیق، اندازه‌گیری فشار دینامیکی در دو نقطه (پشت شیر خروجی CH1، اواسط لوله جریان CH2) توسط مبدل‌های فشاری انجام می‌گیرد.

مبدل‌های فشار مورد استفاده در این تحقیق، مدل WIKA S-11 دارای دامنه اندازه‌گیری صفر تا ۱۶ بار و با خروجی ۴ تا ۲۰ میلی‌آمپر می‌باشد. همچنین برای تنظیم دبی از یک شیر قطع و وصل در ورودی به سیستم و برای اندازه‌گیری دبی از فلومتر آلتراسونیک UF6000 استفاده شد. برای ایجاد جریان گذرا در خط لوله، یک شیر توپی^۲ در انتهای خط لوله تعبیه شده است. جهت ثبت داده‌های مربوط به فشار در هنگام وقوع جریان میرا، یک دستگاه دیتالاگر طراحی شد. این دستگاه مجهز به هشت کانال مبدل آنالوگ به دیجیتال مجزا بوده و قابلیت برداشت ۱۰ هزار داده در ثانیه را دارد. لازم به ذکر است که در این آزمایش‌ها، فرکانس نمونه‌برداری متناسب با نیاز تحقیق و محدودیت‌های مبدل‌های فشار برابر ۱۰۰۰ داده در ثانیه بوده است. آزمایش‌ها در لوله‌ای با قطر ۶۳ میلی‌متر و به طول‌های ۴۰ و ۸۰ متر در پنج دبی اولیه مختلف ۱/۲، ۲/۴، ۳/۸، ۴/۸ و ۶/۲ لیتر بر ثانیه انجام شده است.

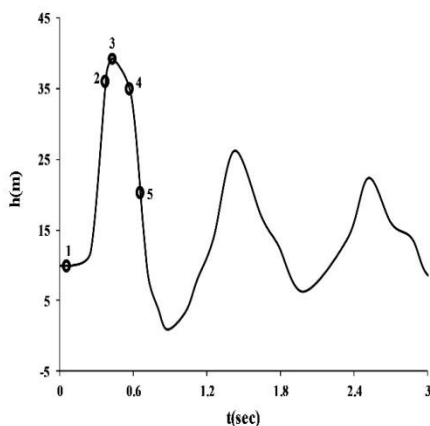
مراحل انجام آزمایش‌ها بدین‌گونه است که پس از روشن نمودن پمپ آزمایشگاه و تثبیت بار آبی مخزن تغذیه، مقدار دبی ورودی به خط لوله توسط شیر ابتدایی و دبی سنج التراسونیک تنظیم می‌گردد. سپس با ایجاد جریان گذرا به کمک شیر انتهایی، فشارهای دینامیکی و پروفیل‌های سرعت جریان به وسیله ترانسدیوسرهای فشار و دستگاه سرعت‌سنج الکتروسونیک داپلر برای زمان‌های مختلف برداشت می‌شود. پس از اتمام آزمایش مورد نظر، برداشت داده‌ها برای دبی‌های جدید تکرار می‌گردد.

²Ball valve⁴Ultrasonic Doppler Velocimetry



شکل (۲): نمای کلی سیستم جریان

جهت متفاوت می‌باشد. لذا گرادیان سرعت ایجاد شده در نزدیکی جدار، باعث ایجاد تنش‌هایی که به مراتب بزرگ‌تر از حالت شبه ماندگار می‌باشد ایجاد می‌گردد. در زمان‌های t_4 و t_5 ، حرکت جریان برعکس شده است و آب از لوله به سمت مخزن جریان پیدا می‌کند. این پروفیل‌ها مربوط به زمانی می‌باشند که موج فشاری ناشی از بسته شده شیر به مخزن رسیده و توسط مخزن منعکس شده است. با توجه به پروفیل سرعت اندازه‌گیری شده در زمان t_4 ، مشاهده می‌گردد که جهت جریان در میانه مجرا نسبت به نزدیک جداره مجرا حالت عکس داشته است. البته با گذر زمان پروفیل سرعت جریان گذرا به پروفیل ماندگار نزدیک‌تر و تطابق بیشتری پیدا می‌کنند.



شکل (۳): نتایج آزمایشگاهی نوسانات هد موج فشاری با دبی ۲/۴ لیتر بر ثانیه

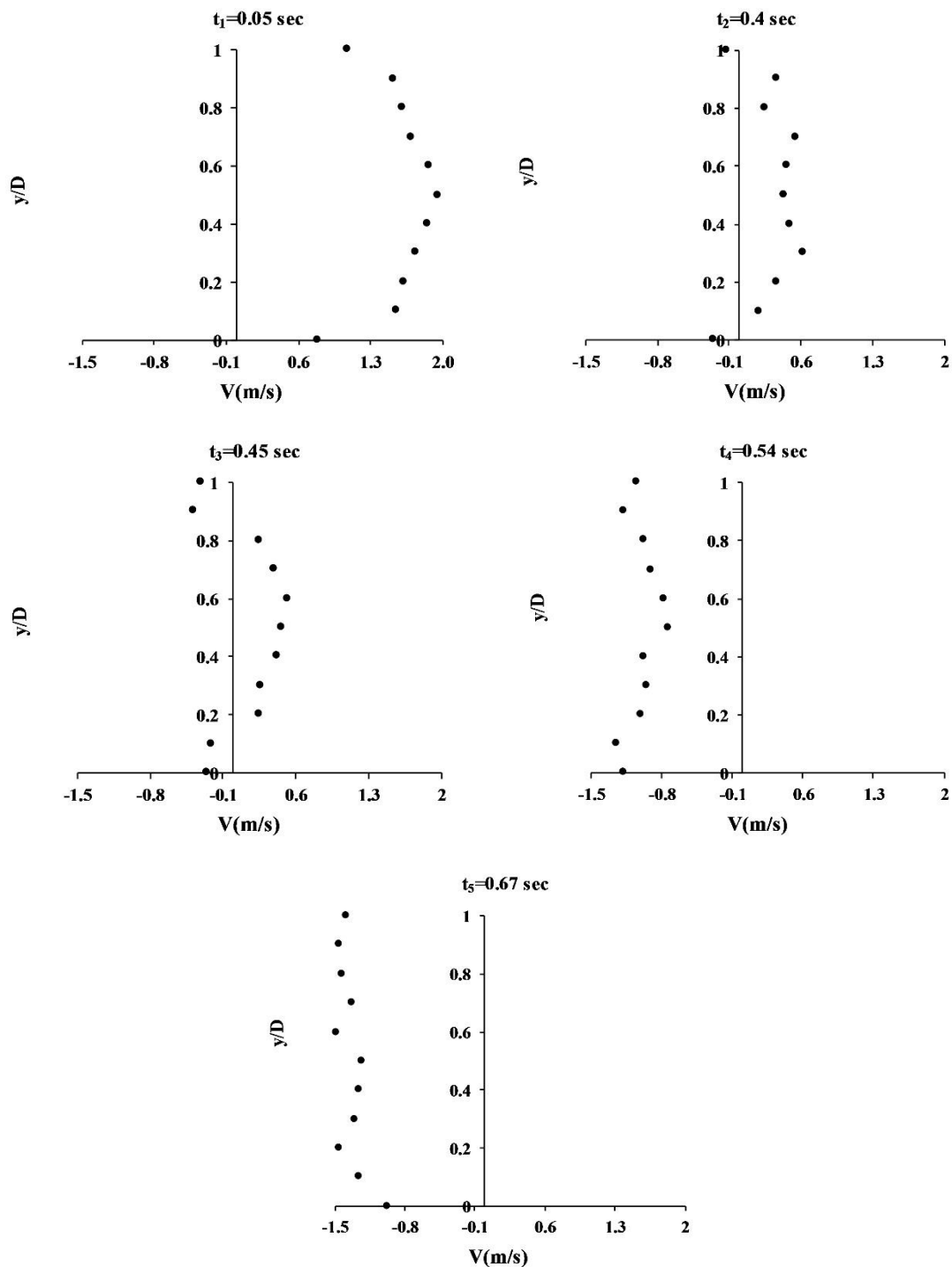
نتایج و بحث

پروفیل سرعت در جریان گذرا

به منظور نشان دادن ناکارآمدی معادلات افت ماندگار در محاسبه تنش برشی جریان گذرا، باید تغییرات پروفیل سرعت به تصویر کشیده شود (Brunone et al., 2000). بنابراین، اندازه‌گیری پروفیل سرعت و فشار جریان گذرا در نزدیک به بخش انتهایی لوله پیش از شیر خروجی (CH1) به طور هم‌زمان انجام می‌گیرد. آزمایش در سیستم انتقال آب به طول ۸۰ متر و در عدد رینولدز اولیه ۵۰۰۰۰ (دبی ۲/۴ لیتر بر ثانیه) انجام شده است. همچنین فرکانس دستگاه داپلر التراسونیک تقریباً ۶۰ مگاهرتز می‌باشد. شکل‌های (۳) و (۴)، به ترتیب نمودار تغییرات فشار و پروفیل‌های سرعت لحظه‌ای را در زمان‌های ۰/۰۵، $t_1 = 0/4$ (پیش از بسته شدن شیر خروجی)، $t_2 = 0/4$ ، $t_3 = 0/45$ ، $t_4 = 0/54$ و $t_5 = 0/67$ ثانیه نشان می‌دهد.

مطابق شکل (۴)، پس از بسته شدن شیر خروجی (زمان‌های t_2 و t_3)، دبی جریان با گذشت زمان کاهش می‌یابد که ناشی از رسیدن موج فشاری به مقطع اندازه‌گیری سرعت می‌باشد. همچنین عدم تقارن محوری و جریان برگشتی^۱ از نکات مهم این پروفیل می‌باشد در حالی که در پروفیل سرعت شبه ماندگار این موارد مشاهده نمی‌گردد. بنابراین، منطقه مرکزی پروفیل و مناطق نزدیک جداره، دارای دو

^۱Flow reversal

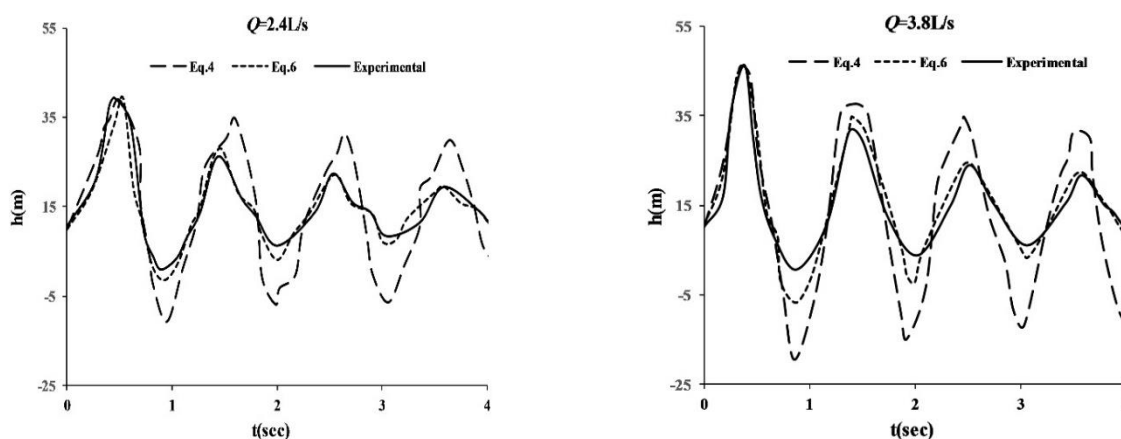


شکل (۴): تغییرات پروفیل سرعت موج جریان گذرا با زمان با دبی ۲/۴ لیتر بر ثانیه

مدل‌های تجربی بر پایه شتاب لحظه‌ای

مدل‌های غیرماندگار تنش برشی، بیانگر تغییرات ناشی از جریان‌های میرا در شکل پروفیل سرعت می‌باشد که این تغییرات در برگرنده جریان معکوس و یک گرادیان بزرگ در نزدیک جدار لوله می‌باشد. بنابراین، هدف از این بخش، بررسی مدل‌های تجربی در تخمین موج فشاری آزمایشگاهی با روش تحلیل معکوس جریان گذرا (ITA) و همچنین، محاسبه ضرایب مدل‌های تجربی k ، k_r و k_x (روابط ۵ و ۶) می‌باشد. بنابراین، در ابتدا، به منظور اعتبار بخشیدن به

کد رایانه‌ای تهیه شده در این پژوهش و همچنین تفکیک نحوه تأثیر ترم‌های شتاب مکانی و زمانی در مدل‌های تجربی بر پیش‌بینی موج فشاری جریان گذرا، نتایج حاصل از مدل ریاضی به همراه داده‌های آزمایشگاهی مربوط به مدل فیزیکی ۸۰ متری برای دو دبی مختلف (۲/۴ و ۳/۸ لیتر بر ثانیه) در شکل (۶) آورده شده است. بنابراین، مدل ریاضی برای روابط ۴ (دارای ترم شتاب زمانی) و ۶ (دارای هر دو ترم شتاب مکانی و زمانی) ارائه شده است.



شکل (۶): مقایسه نتایج آزمایشگاهی و مدل‌های تجربی بر پایه شتاب لحظه‌ای

مربعات خطا^۱ (RMSE) استفاده شده است. نتایج حاصل از تجزیه و تحلیل آماری بین مقادیر پیش‌بینی شده توسط مدل‌ها و مشاهداتی نشان می‌دهد که متوسط ریشه میانگین مربعات خطا برای روابط (۴) و (۶) به ترتیب برابر ۷/۹ و ۲/۵ می‌باشد. بنابراین می‌توان این‌گونه نتیجه گرفت که ترم $\partial V / \partial t$ بر شکل و فاز زمانی امواج فشاری و ترم $\partial V / \partial x$ بر دامنه نوسانات امواج مؤثر می‌باشد. در صورتی که مقدار کوچک‌تری برای ضریب اصلاحی k_t انتخاب شود موج فشاری محاسباتی سریع‌تر از موج فشاری آزمایشگاهی حرکت خواهد کرد و بالعکس، در صورت انتخاب مقدار

مطابق با شکل (۶)، نتایج حاصل از شبیه‌سازی عددی مدل‌های تجربی با دو ترم شتاب مکانی و زمانی (رابطه ۶)، تطابق خوبی با داده‌های آزمایشگاهی دارد به طوری که رابطه (۶) نسبت به مدل‌های تجربی با یک ترم شتاب (رابطه ۴)، شکل نوسانات موج فشاری و هم مقدار میرا شدن آن را به خوبی پیش‌بینی می‌نماید. همچنین نتایج نشان می‌دهد که رابطه (۴) در پیش‌بینی شکل موج فشاری و فاز آن، عملکرد خوبی داشته است اما میزان افت اصطکاک را در نقاط بیشینه فشار، کم برآورد می‌کند. به منظور تجزیه و تحلیل آماری از تابع آماری ریشه میانگین

^۱ Root-mean-square-error

است. با توجه به تغییرات محدود ضرایب k_x و k_t نسبت به ضریب $k_{V,B}$ می‌توان نتیجه گرفت که این دو ضریب تقریباً مستقل از عدد رینولدز می‌باشد. لازم به ذکر است که مقدار این ضرایب با طول خط لوله دارای رابطه معکوس می‌باشد.

نتیجه‌گیری کلی

حرکت موج فشاری به سمت بالادست در اثر بسته شدن سریع یک شیر واقع در پایین دست یک خط لوله، دبی و سرعت متوسط در پشت جبهه موج صفر می‌گردد. در نتیجه با استفاده از معادله حاکم بر جریان ماندگار، مقدار تنش برشی جداره دیوار صفر می‌گردد که کاملاً نادرست می‌باشد. عبور موج، باعث ایجاد جریان معکوسی در نزدیک جداره لوله می‌گردد که ترکیب این جریان معکوس با شرط عدم لغزش در جداره لوله، منجر به تنش برشی بزرگی می‌گردد. در واقع، تفاوت بین نتایج عددی و داده‌های آزمایشگاهی مربوط به شبیه‌سازی ضربه قوچ به علت استفاده از روابط تنش برشی جداره در حالت پایدار در معادله‌های مربوط به ضربه قوچ می‌باشد. بنابراین، تعیین تنش برشی جریان گذرا از اهمیت بالایی برخوردار است.

$$k_{V,B} = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{7.41}{\text{Re}^{\log(14.3/\text{Re}^{0.05})}}} \quad (17)$$

نتایج آزمایش نشان داد که به کارگیری مدل‌های تجربی بر پایه شتاب لحظه‌ای با دو ضریب اصلاحی قابلیت بالایی در پیش‌بینی موج فشاری دارد. همچنین، نتیجه گرفته شد که ترم $\partial V / \partial t$ بر شکل و فاز زمانی امواج فشاری و ترم $\partial V / \partial x$ بر دامنه نوسانات امواج مؤثر می‌باشد. بعلاوه، مقدار ضریب ترم $\partial V / \partial t$ در محدوده 0.0037 تا 0.006 متغیر بوده در حالی که مقدار ضریب ترم $\partial V / \partial x$ در محدوده 0.0325 تا 0.052 تغییر می‌کند.

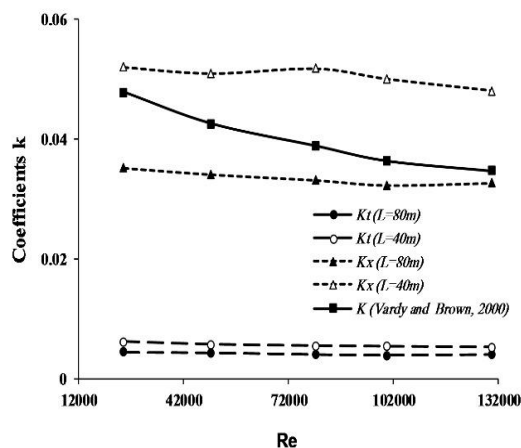
بزرگ‌تری برای این ضریب، انتشار موج فشاری محاسباتی نسبت به موج مشاهده‌ای به تأخیر می‌افتد. لازم به ذکر است که شکل، دامنه و تغییر شکل موج‌های فشاری در جریان‌های گذرا در لوله‌های پلیمری به غیر از اینکه به افت اصطکاک غیرماندگار وابسته است تحت تأثیر رفتار ویسکوالاستیک جداره مجرای جریان نیز می‌باشد.

با توجه به نقش ترم‌های شتاب محلی و مکانی در پیش‌بینی موج فشاری اندازه‌گیری شده، تعیین ضرایب مدل‌های تجربی در روابط (۵) و (۶) نیز از اهمیت بسزایی برخوردار است.

Vardy and Brown (1995) با یک تحقیق

آزمایشگاهی، محدوده تغییرات ضریب k در معادله (۵) را برای جریان توربولانت به صورت ذیل نشان دادند:

در شکل (۵)، میزان تغییرات ضرایب تجربی k_t و k_x در اعداد رینولدز اولیه مختلف ارائه شده است.



شکل (۵): دامنه تغییرات ضرایب مدل‌های تجربی جریان گذرا

با توجه به شکل بالا، از نتایج آزمایش‌ها مشخص گردید که مقدار ضریب k_t در محدوده 0.0037 تا 0.006 متغیر بوده در حالی که مقدار ضریب تجربی k_x در محدوده 0.0325 تا 0.052 تغییر می‌کند به طوری که مقدار آن به مراتب بزرگ‌تر از ضریب

منابع

- کوچک‌زاده، ص. و ع. پرورش‌ریزی. ۱۳۹۲. مقدمه‌ای بر هیدرولیک جریان ناپایدار. انتشارات دانشگاه تهران.
- Bousoo, S. and M. Fuamba. 2013. Numerical simulation of unsteady friction in transient two-phase flow with Godunov method. *Journal of Water Resource and Protection*, 5(11): 1048.
- Brunone, B., U. M. Golia and M. Greco. 1991. Modelling of fast transients by numerical methods. In *Proc. Int. Conf. on Hydraulic Transients with Water Column Separation*, pp. 273-280.
- Brunone, B., B. W. Karney, M. Mecarelli and M. Ferrante. 2000. Velocity profiles and unsteady pipe friction in transient flow. *Journal of water resources planning and management*, 126(4): 236-244.
- Chaudhry, M. H. 2014. *Applied Hydraulic Transients*. Springer New York, pp. 503.
- Daily, J. W., W. L. Hankey, R. W. Olive and J. M. Jordaan. 1956. Resistance Coefficients for Accelerated and Decelerated Flows through Smooth Tubes and Orifices. *Trans. ASME*, 78: 1071-1077.
- Den Toonder, J. M. J. and F. T. M. Nieuwastadt. 1997. Reynolds effects in a turbulent pipe flow for low to moderate Re. *Physics of Fluids*, 9(11): 3398-3409.
- Holmboe, E. L. and W. T. Rouleau. 1967. The effect of viscous shear on transients in liquid lines. *Journal of Basic Engineering*, 89(1): 174-180.
- Karney, B. W. and D. McInnis. 1992. Efficient calculation of transient flow in simple pipe networks. *Journal of hydraulic engineering*, 118(7): 1014-1030.
- Kim, S. H., A. Zecchin and L. Choi. 2014. Diagnosis of a pipeline system for transient flow in low Reynolds number with impedance method. *Journal of Hydraulic Engineering*, 140(12): p.04014063.
- Loureiro, D. and H. Ramos. 2003. A modified formulation for estimating the dissipative effect of 1-D transient pipe flow. *Proc., Conf. on Pumps, Electromechanical Devices and Systems Applied to Urban Water Management, Madrid, Spain*, 755-763.
- Mrokowska, M. M., P. M. Rowiński and M. B. Kalinowska. 2015. Evaluation of friction velocity in unsteady flow experiments. *Journal of Hydraulic Research*, 53(5): 659-669.
- Nikuradse, J. 1932. Regularities of turbulent flow in smooth pipes. *VDI-Forschungsheft*, 356.
- Ramos, H., D. Covas, A. Borga and D. Lourerio. 2004. Surge Damping Analysis in Pipe Systems: Modeling and Experiments. *Journal of Hydraulic Research*, 42(4): 413-425.
- Reddy, H. P., W. F. Silva-Araya and M. H. Chaudhry. 2011. Estimation of Decay Coefficients for Unsteady Friction for Instantaneous, Acceleration-Based Models. *Journal of Hydraulic Engineering*, 138(3): 260-271.
- Storli, P. T. and T. K. Nielsen. 2010. Transient friction in pressurized pipes. I: Investigation of Zielke's model. *Journal of Hydraulic Engineering*, 137(5): 577-584.
- Trikha, A. K. 1975. An efficient method for simulating frequency-dependent friction in transient liquid flow. *Journal of Fluids Engineering*, 97(1): 97-105.
- Vardy, A. E. and J. M. B. Brown. 1995. Transient, turbulent, smooth pipe friction. *Journal of Hydraulic Research*, 33(4): 435-456.
- Vardy, A. E., K. L. Hwang and J. M. B. Brown. 1993. A weighting function model of transient turbulent pipe friction. *Journal of Hydraulics Research*, 31: 533-544.
- Vitkovsky, J. P., A. Bergant, A. R. Simpson and M. F. Lambert. 2006. Systematic Evaluation of One-dimensional Unsteady Friction Models in Simple Pipelines. *Journal of Hydraulic Engineering*, 132(7): 696-708.

Vitkovsky, J. P., M. F. Lambert, A. R. Simpson and A. Bergant. 2000. Advances in Unsteady Friction Modeling in Transient Pipe Flow. Proc., 8th Int. Conf. on Pressure Surges, BHR Group, Bedford, UK, pp. 471-482.

Wunderlich, T. and P. O. Brunn. 2000. A wall layer correction for ultrasound measurement in tube flow: comparison between theory and experiment. Flow Measurement and Instrumentation, 11(2): 63-69.

Zielke, W. 1968. Frequency-dependent friction in transient pipe flow. Journal of Fluids Engineering, 90(1): 109-115.

Evaluation of Unsteady Friction in Transient Flow

M. Fathi Moghadam^۱, S. Haghhighipour^۲, S. Kiani^۳

Abstract

Transient flow is generated by an instantaneous reduction in flow rate due to rapid valve closure or pump failure in a water network. Transient flow creates high and low pressure waves that may be to damage pipelines. Comparison of experimental and numerical results in previous studies revealed that quasi-steady models with assumption of uniform and 1D velocity profile could not correctly predict the damping process of the pressure waves. So, the aims of this study are investigation of velocity profile at the downstream end section of pipeline to give a correct understanding of transient flow dynamics. Also, this paper evaluates the ability of the instantaneous acceleration-based (IAB) unsteady friction models to estimate pressure history in transient flow using the method of characteristics. To achieve this goal, a pipeline, made of PVC, with a nominal diameter of 63 mm in the two different lengths of 40 m and 80 m was used. In addition, a ball valve at the downstream end was installed to create transient flow. The data of velocity distribution and dynamic pressure oscillation during these transient events were collected by Ultrasonic Doppler Velocimetry and Pressure transducers. Results of experiments indicate existence of inflection points in the base flow velocity profile and the large velocity gradient near the pipe wall. Furthermore, the results show that two-coefficient models produce a better match with the experimental measurements. The terms $\partial V / \partial t$ and $\partial V / \partial x$ in unsteady friction models affect the phase shift and the damping of transient pressure waves, respectively. Moreover, the coefficients of acceleration terms vary from 0.0037 to 0.006 for k_t and from 0.0325 to 0.052 for k_x .

Keyword: Acceleration terms, Energy dissipation, Pressure waves, Velocity profile.

¹ Professor, Department of Hydraulic Structures, Faculty of Water Science Engineering, Shahid Chamran University of Ahvaz, Iran, Telephone: 061-33738359, E-mail: fathi49@gmail.com (Corresponding author)

² Assistant Professor, Civil Engineering Department, Jahad Daneshgahi Academic Institute Of Ahwaz, Iran, E-mail: s.haghghi.p@gmail.com

³ M.Sc. Graduate, PhD Student at Department of Hydraulic Structures, Faculty of Water Science Engineering, Shahid Chamran University of Ahvaz, Iran, Mobile: +98 913 803 0671, E-mail: sajad.kiani508@gmail.com