

## ارزیابی معادلات مختلف به منظور مدل‌سازی لوله‌های ارتباطی در فرآیند پر شدن

### سریع مخزن خودرو

جواد خادم

دانشیار دانشکده مهندسی دانشگاه بیرجند  
jkhadem@birjand.ac.ir

مرتضی سعادت طرقي

استادیار مجتمع آموزش عالی فنی و مهندسی اسفراین  
Msaadat.targhi@yahoo.com

محمود فرزانه‌گرد

استاد دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه صنعتی شاهرود  
Mgord@shahroodut.ac.ir

#### چکیده

گاز طبیعی همواره به عنوان یکی از پاک‌ترین و ارزان‌ترین سوخت‌های فسیلی مورد توجه می‌باشد. به منظور بررسی دقیق‌تر جایگاه‌های سوخت‌رسانی، مدل‌سازی فرآیند پر شدن سریع بسیار پر اهمیت می‌باشد. هدف اصلی تحقیق حاضر ارائه یک مدل دقیق‌تر جهت مدل‌سازی فرآیند پر شدن سریع می‌باشد. در مقاله حاضر جریان گاز طبیعی به صورت جریان یک بعدی، شبه دائم، دما ثابت و با فرض گاز واقعی در نظر گرفته شده است. به منظور مشاهده بهبود نتایج کار یک جایگاه سوخت‌رسانی واقعی مورد بررسی تجربی قرار گرفته و از نتایج حاصل از اندازه‌گیری در انتخاب بهترین معادله جهت مدل‌سازی، استفاده گردیده است. مقایسه نتایج نشان از بهبود نتایج نسبت به تحقیقات قبلی دارد. نتایج شبیه‌سازی نشان می‌دهد که به ازای افزایش دمای محیط از ۲۸۰ تا ۳۲۰ کلوین، دمای نهایی درون مخزن خودرو حدود ۵۷ کلوین افزایش می‌یابد. از دیگر نتایج مهم تحقیق حاضر انتخاب معادله اسپیتگلز فشار متوسط، به عنوان بهترین معادله جهت تعیین ضریب اصطکاک در مدل‌سازی فرآیند پر شدن سریع می‌باشد.

**کلمات کلیدی:** پر شدن سریع، گاز طبیعی فشرده، معادله اسپیتگلز.

#### فهرست علائم (در صورت لزوم)

$A$	مساحت	$\dot{m}$	دبی جرمی	$w$	سرعت
$c_p$	ظرفیت گرمایی ویژه فشار ثابت	$P$	فشار	<b>علائم یونانی</b>	
$c_v$	ظرفیت گرمایی ویژه حجم ثابت	$\dot{Q}$	نرخ انتقال حرارت	$\rho$	چگالی
$d$	قطر	$R$	ثابت گاز	<b>زیر نویس</b>	
$f$	ضریب اصطکاک	$T$	دما	$\tau$	مخزن ذخیره
$g$	شتاب جاذبه زمین	$u$	انرژی داخلی	$c$	مخزن خودرو
$h$	آنتالپی مخصوص	$V$	حجم	$cv$	حجم کنترل
$L$	طول			$i$	شرایط ورودی

#### ۱- مقدمه

امروزه خطوط لوله‌های انتقال سیال تراکم‌پذیر در بخش‌های مختلف صنعت، مورد استفاده قرار می‌گیرد. نمونه‌هایی از این استفاده را می‌توان در پالایشگاه‌ها، خطوط انتقال گاز طبیعی، نیروگاه‌ها و جایگاه‌های سوخت‌رسانی گاز طبیعی فشرده

(CNG)<sup>۱</sup> مشاهده نمود. بنابراین بررسی و تحلیل جریان سیال تراکم‌پذیر (مانند گاز طبیعی، هوا، هیدروژن و ...) در لوله‌ها مهم می‌باشد. گاز طبیعی همواره به عنوان یکی از پاک‌ترین و ارزان‌ترین سوخت‌های فسیلی مورد توجه می‌باشد. لذا بررسی جریان این سیال در خطوط لوله‌های انتقال، مورد توجه بسیاری از محققین قرار گرفته است. جریان یک بعدی گاز طبیعی درون لوله‌های ارتباطی را می‌توان به دو دسته جریان حالت دائم و جریان گذرا تقسیم‌بندی نمود.

معادلات زیادی جهت مدل‌سازی لوله‌های ارتباطی جریان گاز طبیعی تحت شرایط حالت دائم و یک بعدی، ارائه گردیده است. وجه مشترک این معادلات صرفنظر کردن از بخش انرژی جنبشی معادله ممنتوم می‌باشد. تفاوت اصلی این معادلات در نحوه محاسبه ضریب اصطکاک می‌باشد. این معادلات را می‌توان در تحقیقات متعددی مشاهده نمود [۴-۲].

جریان گذرا گاز طبیعی درون لوله‌های ارتباطی را می‌توان با حل عددی معادلات بقاء جرم، ممنتوم و انرژی، مدل‌سازی نمود. تولی و تیلی [۵] در یک مقاله مروری، انواع روش‌های حل عددی معادلات مذکور را بررسی نمودند. این روش‌ها شامل روش‌های تفاضلات محدود، حجم محدود، اجزاء محدود و روش مشخصه‌ها می‌باشد. تحقیقاتی که با روش تفاضلات محدود به مدل‌سازی لوله‌های ارتباطی گاز طبیعی پرداخته است، نشان می‌دهد که روش‌های ضمنی به دلیل پایداری در تمامی بازه‌های زمانی بر روش‌های صریح، برتری دارند [۸-۶]. کیوچی [۹] نیز به حل معادلات بقاء جرم و ممنتوم تحت شرایط گذرا و دما ثابت پرداخت. اسپاداکز [۱۰] معادلات بقاء را تحت شرایط غیر دما ثابت و حالت گذرا، حل نمود. اثرات مربوط به ضریب اصطکاک، معادله حالت و نحوه مدل‌سازی انتقال حرارت توسط هلگاکر [۱۱] صورت گرفته است.

نوعی از جریان گذرا که در آن تغییر پارامترها با زمان کوچک می‌باشد (مانند پر و خالی شدن مخازن)، جریان شبه دائم<sup>۲</sup> نامیده می‌شود. در این نحوه مدل‌سازی جریان گذرا، معادلات جریان دائم در بازه‌های زمانی کوچک در حالی که پارامترهای جریان نیز با زمان تغییر می‌کنند، حل می‌گردند. جریان شبه دائم برای جریان گاز بین دو مخزن که یکی در حال خالی شدن و دیگری در حال پر شدن است، برقرار می‌باشد. این فرآیند در جایگاه‌های سوخت‌رسانی گاز طبیعی فشرده رخ می‌دهد که به آن فرآیند پر شدن سریع<sup>۳</sup> گفته می‌شود. این فرآیند در زمان کمتر از ۵ دقیقه و به علت اتصال مخزن خودرو به مخزن پر فشار ذخیره جایگاه، رخ می‌دهد. به منظور بررسی چالش‌های پیش رو در بهره‌برداری از این جایگاه‌ها، مدل‌سازی این فرآیند می‌تواند بسیار پر اهمیت باشد. مدل‌سازی فرآیند پر شدن سریع با در نظر گرفتن جریان شبه دائم، در تحقیقات مختلفی صورت گرفته است [۱۲] و [۱۳]. در تمامی این تحقیقات، فرآیند پر شدن سریع تنها با در نظر گرفتن مخزن خودرو و مخازن جایگاه و با صرفنظر کردن از لوله‌های ارتباطی، مدل‌سازی گردیده است. به همین دلیل نتایج مدل‌سازی با نتایج تجربی مقایسه نشده است چرا که مدل‌سازی لوله‌های ارتباطی در صحت نتایج بسیار تاثیرگذار است. تنها تحقیقی که در آن لوله‌های ارتباطی فرآیند پر شدن سریع، مدل‌سازی گردیده است، مدل ارائه شده توسط خادم و همکاران [۱۴] می‌باشد. در تحقیق مذکور یک مدل ریاضی با فرض جریان آدیاباتیک همراه با اصطکاک برای مدل‌سازی لوله‌های ارتباطی ارائه گردیده است. خواص گاز طبیعی نیز بر مبنای مدل گاز ایده‌آل تعیین گردیده است. همچنین در تحقیق آنها شرایط مخزن ذخیره جایگاه، ثابت می‌باشد و با افزایش زمان کاهش نمی‌یابد. دبی جرمی گاز طبیعی در زمان‌های مختلف توسط یک فرآیند سعی و خطا که پیچیده و زمان‌بر هم می‌باشد تعیین گردیده است.

جمع‌بندی مروری بر تحقیقات گذشته نشان می‌دهد تحقیقی که در آن فرآیند پر شدن سریع با در نظر گرفتن جریان شبه دائم، وجود لوله‌های ارتباطی و استفاده از مدل گاز واقعی، مدل‌سازی گردیده باشد گزارش نشده است. از طرفی در تمامی تحقیقات مرتبط به مدل‌سازی فرآیند پر شدن سریع، شرایط مخازن ذخیره جایگاه، ثابت در نظر گرفته شده است که خلاف واقعیت است و با گذشت زمان به واسطه خروج گاز از مخزن، شرایط مخزن تغییر می‌کند. همچنین تا کنون تحقیقی که در آن مشخص کند که بهترین معادله جهت محاسبه ضریب اصطکاک کدام است، ارائه نگردیده است.

با توجه به مروری بر تحقیقات پیشین، هدف اصلی تحقیق حاضر را می‌توان ارائه نمودن یک مدل دقیق‌تر جهت مدل‌سازی فرآیند پر شدن سریع دانست. این مهم با بهبود مدل‌سازی در سه بخش صورت گرفته است: مدل‌سازی لوله‌های ارتباطی با

<sup>۱</sup> . Compressed Natural Gas

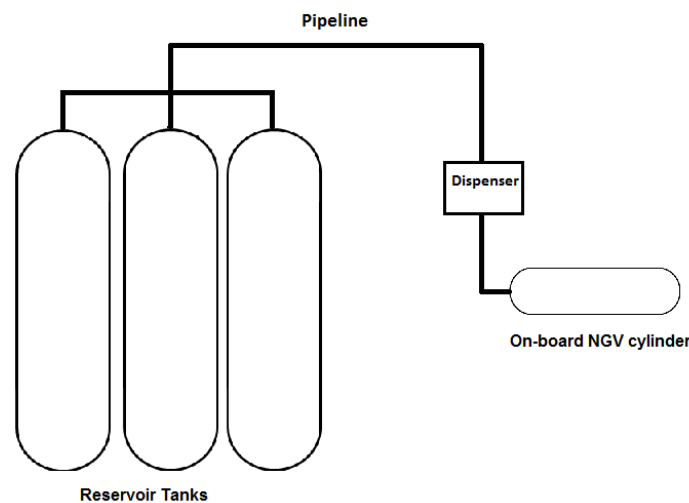
<sup>۲</sup> . Quasi-Steady-State

<sup>۳</sup> . Fast Filling Process

فرض جریان شبه دائم که مهم‌ترین بخش آن تعیین بهترین معادله جهت تعیین ضریب اصطکاک است. استفاده از معادله حالت گاز واقعی (ای-جی-ای-۸) جهت تعیین خواص گاز طبیعی و نهایتاً فرض متغیر بودن شرایط مخازن ذخیره جایگاه. لازم به ذکر است که انتخاب بهترین معادله جهت تعیین ضریب اصطکاک برای فرآیند پر شدن سریع تا کنون در هیچ تحقیقی گزارش نگردیده است که خود یکی از مهم‌ترین نوآوری‌های کار حاضر می‌باشد. در تحقیق حاضر جریان گاز طبیعی به صورت جریان یک بعدی، شبه دائم، دما ثابت و با فرض گاز واقعی در نظر گرفته شده است. به منظور مشاهده بهبود نتایج کار حاضر نسبت به تحقیق قبلی [۱۴] یک جایگاه سوخت‌رسانی واقعی مورد بررسی تجربی قرار گرفته و از نتایج حاصل از اندازه‌گیری در انتخاب بهترین معادله جهت مدل‌سازی، استفاده گردیده است که خود از دیگر نوآوری‌های این تحقیق به شمار می‌رود. تغییرات فشار و دمای مخازن جایگاه و مخزن خودرو نیز برای شرایط مختلف دمای اولیه، گزارش گردیده است.

## ۲- مدل ترمودینامیکی

نمایی از یک جایگاه سوخت‌رسانی گاز طبیعی در شکل ۱ نشان داده شده است. همانطور که مشاهده می‌گردد گاز طبیعی فشرده ابتدا درون مخازن ذخیره جایگاه در فشار ۱۲۰ بار ذخیره گردیده است. گاز طبیعی از طریق لوله‌های ارتباطی و گذر از توزیع‌کننده وارد مخزن خودرو می‌گردد. به مرور زمان فشار درون مخزن خودرو افزایش و فشار مخازن ذخیره کاهش می‌یابد. این فرآیند پر شدن سریع نامیده می‌شود. جهت مدل‌سازی این فرآیند، سه بخش لوله‌های ارتباطی، مخازن ذخیره جایگاه و مخزن ذخیره خودرو به طور جداگانه مدل‌سازی و سپس توسط بخش چهارمی به نام فرآیند حل، به یکدیگر مرتبط گردیده است. این چهار بخش در ادامه تشریح گردیده‌اند.



شکل ۱: نمایی از یک جایگاه سوخت‌رسانی گاز طبیعی فشرده

## ۲-۱- لوله‌های ارتباطی

جهت مدل‌سازی لوله‌های ارتباطی با فرض جریان تراکم‌پذیر یک بعدی و هم دما، معادلات پیوستگی، مومنوم و معادله حالت به شکل زیر می‌باشد:

$$\frac{d(\rho w)}{dx} = 0 \quad (1)$$

4. AGA8

$$\frac{d(\rho w)}{dx} + \frac{dP}{dx} + \frac{f}{2D} \rho w^2 = 0 \quad (2)$$

$$P = \rho ZRT \quad (3)$$

که در آن  $\rho$  چگالی سیال، و  $w$  سرعت سیال،  $D$  قطر داخلی لوله،  $f$  ضریب اصطکاک و  $Z$  ضریب تراکم‌پذیری گاز می‌باشند.  
 با ترکیب معادلات (۱) و (۲) داریم:

$$\rho w \frac{dw}{dx} + \frac{dP}{dx} + \frac{f}{2D} \rho w^2 = 0 \quad (4)$$

از طرفی داریم:

$$\rho w = \frac{\dot{m}}{A} \quad (5)$$

با جایگذاری معادله (۵) در معادله (۴) و مرتب کردن خواهیم داشت:

$$\underbrace{\rho^2 w dw}_I + \underbrace{\rho dP}_{II} + \underbrace{\frac{f \dot{m}^2}{2A^2 D} dx}_{III} = 0 \quad (6)$$

برای ساده‌تر شدن حل معادله فوق، می‌توان از عبارت مربوط به انرژی جنبشی ( $I$ ) در مقایسه با دو عبارت دیگر ( $II$ ) و ( $III$ ) صرف‌نظر کرد [۲]. با در نظر گرفتن عبارت ( $II$ ) معادله (۶) و جایگزینی مقدار  $\rho$  را از معادله (۳) و سپس انتگرال‌گیری داریم:

$$\int_{P_1}^{P_2} \rho dP = \int_{P_1}^{P_2} \frac{P}{ZRT} dP = \frac{1}{Z_{avg} RT_{avg}} \int_{P_1}^{P_2} P dP = \frac{(P_2^2 - P_1^2)}{2Z_{avg} RT_{avg}} \quad (7)$$

که در آن  $P_1$  فشار ورودی،  $P_2$  فشار انتهای لوله و همچنین روش محاسبه مقادیر فشار، دما و ضریب تراکم‌پذیری میانگین در مرجع [۲] اشاره گردیده است.  
 عبارت ( $III$ ) معادله (۶) را در نظر گرفته و با انتگرال‌گیری داریم:

$$\int_{x_1}^{x_2} \frac{f \dot{m}^2}{2A^2 D} dx = \frac{f \dot{m}^2}{2A^2 D} (x_2 - x_1) = \frac{f \dot{m}^2}{2A^2 D} (L) \quad (8)$$

که در آن  $L$  طول لوله بین مخازن ذخیره جایگاه و مخزن خودرو می‌باشد.  
 با جایگذاری معادلات (۷) و (۸) در معادله (۶) و پس از مرتب کردن، داریم:

$$\dot{m} = A \frac{1}{\sqrt{f}} \left[ \frac{D(P_1^2 - P_2^2)}{LRT_{avg} Z_{avg}} \right]^{0.5} \quad (9)$$

به این ترتیب رابطه‌ای بین اختلاف فشار ابتدا و انتهای لوله و مقدار دبی جرمی گاز تعیین گردیده است. سایر پارامترهای موجود در معادله (۹) مشخص می‌باشند به جز مقدار ضریب اصطکاک  $f$ . برای تعیین مقدار ضریب اصطکاک، معادلات متفاوتی توسط محققان مختلف، ارائه گردیده است [۴-۲]. همانطور که در مقدمه نیز اشاره گردید یکی از مهمترین نوآوری‌های تحقیق حاضر انتخاب بهترین معادله جهت تعیین ضریب اصطکاک برای فرآیند پر شدن سریع می‌باشد. این معادلات در جدول ۱ ارائه گردیده است. بررسی تحقیقات گذشته حاکی از این امر می‌باشد که معادله مناسب جهت فرآیندهای پر شدن سریع، مشخص نگردیده است.

جدول ۱: معادلات مختلف پیشنهاد شده جهت محاسبه مقدار ضریب اصطکاک [۲]

Panhandle A equation	$\frac{1}{\sqrt{f}} = 3.436 Re^{0.07305}$
Panhandle B equation	$\frac{1}{\sqrt{f}} = 8.245 Re^{0.01961}$
White equation	$\frac{1}{\sqrt{f}} = \frac{1}{\sqrt{1.02}} (\log_{10} Re)^{1.25}$
Weymouth equation	$\frac{1}{\sqrt{f}} = 10.3196 D^{\frac{1}{6}}$
AGA fully turbulent equation	$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log_{10} \left( \frac{\epsilon/D}{3.7} \right)$
IGT distribution equation	$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2.3095 Re^{0.100}$
Mueller equation	$\frac{1}{\sqrt{f}} = 1.675 Re^{0.130}$
Fritzsche equation	$\frac{1}{\sqrt{f}} = 3.3390 (Re D)^{0.071}$
Spitzglass (medium pressure) equation	$\frac{1}{\sqrt{f}} = \left( \frac{88.5}{1 + 0.09144/D + 1.1811 D} \right)^{0.500}$
Renouard (medium pressure) equation	$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2.4112 Re^{0.09}$

لذا انتخاب بهترین معادله از بین معادلات مطرح شده در جدول ۱، جهت مدل‌سازی فرآیند پر شدن سریع، به عنوان یکی از اهداف تحقیق حاضر مطرح شده که این امر از طریق مقایسه با نتایج تجربی، حاصل گردیده است که در بخش نتایج به آن اشاره گردیده است. بدین منظور یک جایگاه در حال بهره‌برداری (جایگاه اختصاصی سوخت‌رسانی گاز طبیعی باغدار، شماره ۱۰۴۳ واقع در شهر مشهد) به عنوان مطالعه موردی در نظر گرفته شده است. لازم به ذکر است نتایج در ساعت ۰۴:۰۰ روز ۱۳۹۳/۰۹/۰۱ اندازه‌گیری و ثبت گردیده‌اند. دمای محیط در این روز ۲۸۳ کلوین گزارش گردیده است. برخی مشخصات فیزیکی جایگاه و خودرو که در نتایج مدل‌سازی با اهمیت می‌باشند در جدول ۲ ارائه گردیده است. ترکیبات گاز مورد استفاده قرار گرفته در جایگاه مذکور گاز منطقه خانگیران می‌باشد که درصد ترکیبات اجزای آن مشخص می‌باشد.

## ۲-۲- مخزن ذخیره خودرو

جهت مدل‌سازی مخزن خودرو، مخزن خودرو به عنوان یک حجم کنترل در نظر گرفته شده است. معادله بقا جرم برای حجم کنترل انتخابی مطابق زیر است.

$$\frac{dm_c}{dt} = \dot{m}_i \quad (10)$$

که در آن  $\dot{m}_i$  دبی جرمی ورودی به حجم کنترل است که با استفاده از نتایج مدل‌سازی لوله‌های ارتباطی، محاسبه می‌شود. با توجه به عدم تبادل کار و همچنین صرف‌نظر کردن از تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل داخل حجم کنترل داریم:

$$\frac{dU_c}{dt} = \dot{Q}_{cv} + \dot{m}_i \left( h_i + \frac{V_i^2}{2} \right) \quad (11)$$

معادله فوق را می‌توان با وارد کردن عبارت مربوط به آنتالپی مخازن ذخیره، ساده تر نمود.

$$\frac{dU_c}{dt} = \dot{Q}_{cv} + \dot{m}_i h_r \quad (12)$$

به منظور ساده سازی بیشتر، از انتقال حرارت میان مخزن خودرو و محیط صرفنظر می‌شود. سرانجام قانون بقاء انرژی برای حجم کنترل مخزن خودرو به شکل زیر می‌باشد.

$$m_c \frac{du_c}{dt} + u_c \frac{dm_c}{dt} = \dot{m}_i h_r \quad (13)$$

جدول ۲: مشخصات مربوط به جایگاه انتخاب شده جهت مطالعه موردی و خودرو

حجم مخزن خودرو	۱۰۱ لیتر
حجم مخازن ذخیره فشار پایین	۲۸۸۰ لیتر
حجم مخازن ذخیره فشار متوسط	۱۹۲۰ لیتر
حجم مخازن ذخیره فشار بالا	۹۶۰ لیتر
تعداد خط‌های فشار	۳ خط
طول لوله‌های ارتباطی	۴۰ متر
قطر داخلی لوله‌های ارتباطی	۰/۰۰۹ متر
فشار اولیه مخزن خودرو	۱ بار
فشار اولیه مخزن ذخیره جایگاه	۲۳۵ بار

### ۲-۳- مخازن ذخیره جایگاه

روند مدل‌سازی مخازن ذخیره جایگاه تا حدودی شبیه به روند مدل‌سازی مخزن خودرو می‌باشد. معادله بقاء جرم برای حجم کنترل انتخابی مطابق زیر است.

$$\frac{dm_r}{dt} = -\dot{m}_e \quad (14)$$

که در آن  $\dot{m}_e$  دبی جرمی خروجی از حجم کنترل است که با استفاده از نتایج مدل‌سازی لوله‌های ارتباطی، در هر زمان محاسبه می‌شود. مشابه بخش قبلی قانون بقاء انرژی برای حجم کنترل مخازن ذخیره جایگاه برابر است با:

$$m_r \frac{du_r}{dt} + u_r \frac{dm_r}{dt} = -\dot{m}_e h_r \quad (15)$$

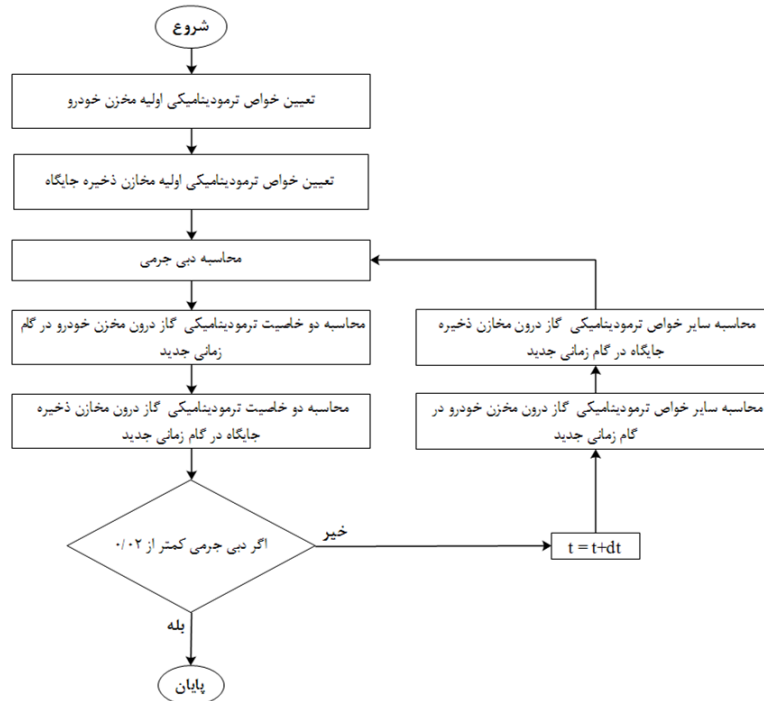
### ۲-۳- فرآیند حل

در این بخش، یک فرآیند حل جهت استفاده از معادلات مطرح شده در قبل و نهایتاً مدل‌سازی فرآیند پر شدن سریع، ارائه گردیده است. فشار و دمای اولیه مخازن ذخیره جایگاه و مخزن خودرو، معلوم هستند. با دانستن این خواص ترمودینامیکی می‌توان مقدار دبی جرمی در گام اول زمانی را با استفاده از معادله ۹ تعیین نمود. طول گام زمانی در طی فرآیند حل مقدار ۰/۰۲ در نظر گرفته شده است. با حل دستگاه معادله دیفرانسیل معادلات ۱۴ و ۱۵، مربوط به مخازن ذخیره جایگاه، مقادیر

جرم و انرژی داخلی گاز در گام زمانی بعدی، مشخص می‌گردند. با معلوم بودن جرم، می‌توان حجم مخصوص گاز در گام زمانی جدید را تعیین نمود. با داشتن دو خاصیت ترمودینامیکی مستقل حجم مخصوص و انرژی داخلی، می‌توان سایر خواص از جمله فشار و دما را در گام زمانی جدید، تعیین نمود. مشابه روند تشریح شده را می‌توان جهت مخزن خودرو، یعنی معادلات ۱۰ و ۱۳، بکار برد. جهت تعیین خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی در مراحل مختلف مدل‌سازی از استاندارد AGA8 استفاده شده است. با استفاده از این روش می‌توان ضریب تراکم پذیری و چگالی گاز طبیعی را محاسبه نمود. در این روش فرض شده است که گاز طبیعی مخلوطی از عناصر مختلف بوده که محدوده کسر مولی هر جزء در مخلوط گاز طبیعی مشخص می‌باشد. معادله مربوط به ضریب تراکم پذیری  $Z$  در این روش به صورت زیر ارائه گردیده است:

$$Z = 1 + B\rho_m - \rho_r \sum_{n=13}^{18} C_n^* + \sum_{n=13}^{58} C_n^* D_n^* \quad (16)$$

در معادله فوق،  $Z$  ضریب تراکم پذیری،  $B$  ضریب دوم ویریل،  $\rho_r$  دانسیته کاهیده،  $C_n^*$  و  $D_n^*$  ضرایبی که تابع دما و ترکیبات گاز طبیعی هستند، می‌باشند. مقادیر پارامترهای ذکر شده در مرجع [۱۵] آمده است. این فرآیند تا زمانی که دبی جرمی به مقدار کمتر از ۰/۰۲ کیلوگرم بر ثانیه برسد، ادامه پیدا می‌کند. فلوجارت فرآیند حل در شکل ۲ نشان داده شده است. برنامه‌نویسی این فلوجارت با نرم افزار متلب صورت گرفته است.



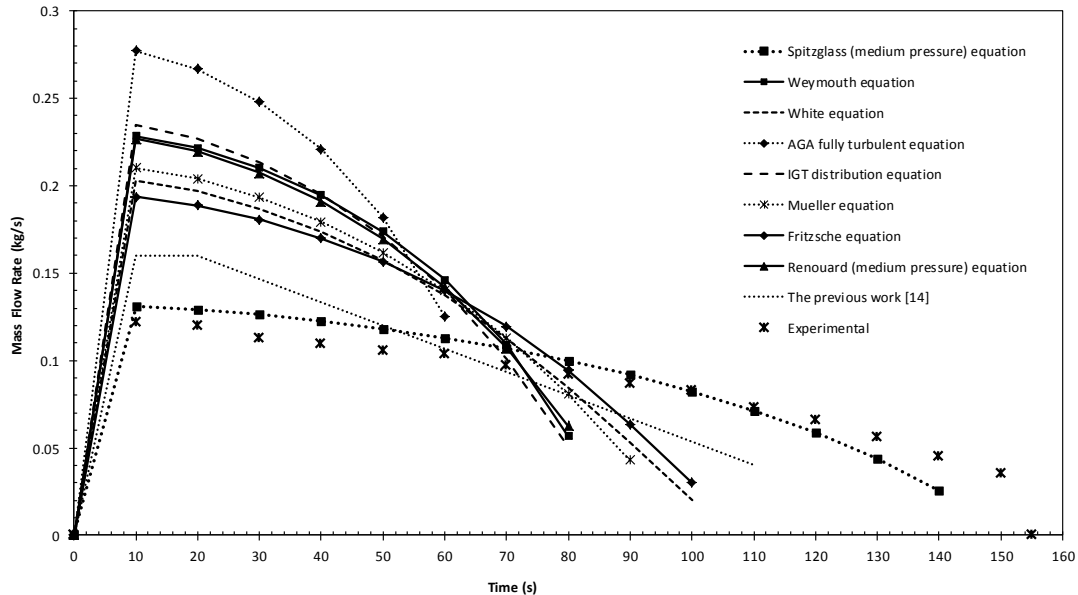
شکل ۲: فلوجارت فرآیند حل

## ۲-۴- نتایج

همانطور که عنوان شد، برای تعیین مقدار ضریب اصطکاک، معادلات مختلفی وجود دارد که در بخش قبل معرفی گردیده است. برای انتخاب بهترین معادله از بین معادلات مطرح شده، مدل‌سازی فرآیند پر شدن سریع انجام گرفته است. این مدل‌سازی به ازای معادلات مختلف جهت تعیین ضریب اصطکاک، انجام و نتایج با نتایج تجربی مقایسه و بهترین معادله انتخاب گردیده است. مشخصات و شرایط اندازه‌گیری تجربی پیشتر آمده است. مقایسه نتایج جهت انتخاب بهترین معادله، در شکل ۳ ارائه گردیده است. همانطور که در نتایج مشاهده می‌گردد، نزدیکترین معادله به نتایج تجربی، معادله اسپیتگلز فشار متوسط<sup>۵</sup> می‌باشد. لذا می‌توان بیان نمود که استفاده از معادله اسپیتگلز فشار متوسط، بهترین نتایج را در مدل‌سازی فرآیند

<sup>۵</sup> . Spitzglass (medium pressure)

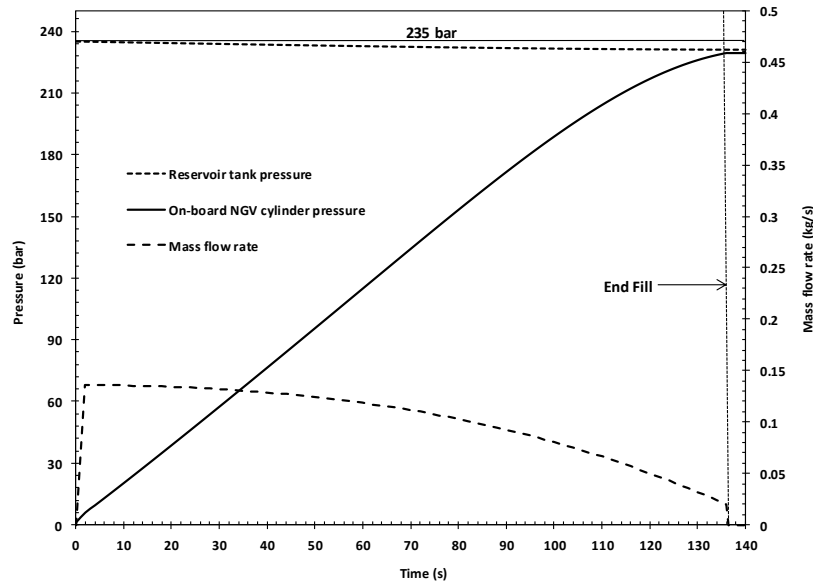
پس از اعتبارسنجی نتایج مدل‌سازی، در ادامه نتایج مربوط به شبیه‌سازی یک جایگاه با مشخصات ذکر شده در جدول ۲، ارائه گردیده است. در شکل ۴ نتایج مربوط به تغییرات فشار مخزن خودرو، فشار مخزن جایگاه و دبی جرمی برای یک سیستم ذخیره بافر نشان داده شده است. همانطور که مشاهده می‌گردد به ازای افزایش فشار مخزن خودرو از ۱ بار تا ۲۳۰ بار، فشار مخزن ذخیره تنها ۵ بار افت و از ۲۳۵ بار به ۲۳۰ بار رسیده است. دبی جرمی گاز یکی از مهمترین پارامترها در فرآیند پر شدن سریع می‌باشد. نتایج مربوط به تغییرات دبی جرمی گاز در طی زمان برای سیستم ذخیره بافر در شکل ۴ نشان داده شده است. بر اساس الگوریتم تعریف شده در توزیع‌کننده‌ها، زمانی که دبی جرمی اندازه‌گیری شده کمتر از ۰/۰۲ کیلوگرم بر ثانیه شود، فرآیند سوخت‌گیری خاتمه داده می‌شود.



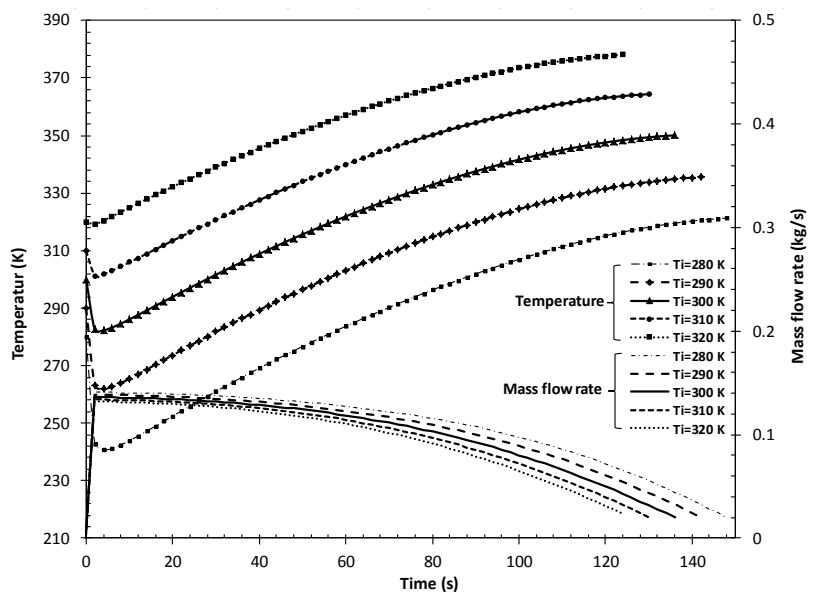
شکل ۳: مقایسه نتایج مدل‌سازی با نتایج تجربی و نتایج تحقیقات پیشین جهت تعیین بهترین معادله برای ضریب اصطکاک

نتایج مربوط به تأثیر دمای محیط بر تغییرات دمای گاز درون مخزن خودرو و تغییرات دبی جرمی در شکل ۵ نشان داده شده است. همانطور که در شکل مشاهده می‌شود به ازای افزایش دمای محیط از ۲۸۰ کلوین تا ۳۲۰ کلوین (۴۰ کلوین افزایش)، دمای نهایی درون مخزن خودرو حدود ۵۷ کلوین افزایش می‌یابد. همچنین برای دماهای کمتر از ۳۲۰ کلوین، در شروع فرآیند کاهش دما مشاهده می‌گردد که دلایل آن پیشتر بیان گردید. نکته حائز اهمیت این است که در دماهای بالاتر از این مقدار، کاهش دما مشاهده نمی‌گردد. دلیل آنرا می‌توان در عدم توانایی غلبه تأثیر خنک‌کنندگی ژول-تامسون بر پارامتر افزایش دما دانست. همانطور که در نتایج مربوط به تغییرات فشار هم عنوان گردید، با افزایش دمای محیط، زمان سوخت‌گیری کاهش می‌یابد. این موضوع را در نتایج مربوط به تغییرات دما نیز قابل مشاهده است. در حقیقت همانطور که در شکل ۵ مشاهده می‌گردد، افزایش دمای محیط سبب افزایش دمای نهایی گاز درون مخزن می‌گردد. افزایش دمای نهایی سبب می‌شود که جرم کمتری درون مخزن ذخیره شود چرا که زودتر به فشار ماکزیمم خواهد رسید. پس هر چه دمای محیط بیشتر باشد، جرم نهایی ذخیره شده در مخزن خودرو، کمتر می‌باشد.





شکل ۴: تغییرات فشار مخزن خودرو، فشار مخزن جایگاه و دبی جرمی برای سیستم ذخیره بافر



شکل ۵: تأثیر دمای محیط بر تغییرات دمای گاز درون مخزن خودرو و تغییرات دبی جرمی

### ۳- نتیجه گیری

در تحقیق حاضر جریان گاز طبیعی به صورت جریان یک بعدی، شبه دائم، دما ثابت و با فرض گاز واقعی در نظر گرفته شده است. به منظور مشاهده بهبود نتایج کار حاضر نسبت به تحقیق قبلی یک جایگاه سوخت‌رسانی واقعی مورد بررسی تجربی قرار گرفته و از نتایج حاصل از اندازه‌گیری در انتخاب بهترین معادله جهت مدل‌سازی، استفاده گردیده است که از نوآوری‌های این تحقیق به شمار می‌رود. نتایج نشان می‌دهد که استفاده از معادله اسپیتگلز فشار متوسط، بهترین نتایج را در مدل‌سازی فرآیند پر شدن سریع ارائه می‌نماید. همچنین بهبود نتایج مدل‌سازی نسبت به تحقیق پیشین نیز مشهود می‌باشد که دلایل این امر را می‌توان در مدل‌سازی دقیق‌تر لوله‌های ارتباطی، استفاده از معادله حالت گاز واقعی جهت تعیین خواص و در نظر گرفتن تغییرات شرایط مخازن ذخیره جایگاه دانست. همچنین نتایج شبیه‌سازی نشان می‌دهد که به ازای افزایش دمای محیط

از ۲۸۰ کلوین تا ۳۲۰ کلوین (۴۰ کلوین افزایش)، دمای نهایی درون مخزن خودرو حدود ۵۷ کلوین افزایش می‌یابد. از دیگر نتایج مهم می‌توان به کاهش جرم ذخیره شده درون مخزن خودرو با افزایش دمای محیط اشاره نمود.

## مراجع

- [1] S. Tavakoli, D. Domiri Ganji, M. Gorji, A. Rasekh, and S. Naejee, 2015, Different camshaft profile analyses for natural gas engine performance and emission. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, vol.: pp 1-10.
- [2] E.S. Menon, 2014, *Transmission Pipeline Calculations and Simulations Manual*: Elsevier Science.
- [3] E.S. Menon, 2005, *Gas Pipeline Hydraulics*: CRC Press.
- [4] P.M. Coelho and C. Pinho, 2007, Considerations about equations for steady state flow in natural gas pipelines. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, pp 262-273.
- [5] A.R.D. Thorley and C.H. Tiley, 1987, Unsteady and transient flow of compressible fluids in pipelines—a review of theoretical and some experimental studies. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. (1): pp 3-15.
- [6] M. Chaczykowski, 2010, Transient flow in natural gas pipeline – The effect of pipeline thermal model. *Applied Mathematical Modelling*, vol. (4): pp 1051-1067.
- [7] M. Abbaspour and K.S. Chapman, 2008, Nonisothermal Transient Flow in Natural Gas Pipeline. *Journal of Applied Mechanics*, vol. (3): pp 031018-031018.
- [8] J.F. Helgaker and T. Ytrehus, 2012, Coupling between Continuity/Momentum and Energy Equation in 1D Gas Flow. *Energy Procedia*, vol.: pp 82-89.
- [9] T. Kiuchi, 1994, An implicit method for transient gas flows in pipe networks. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. (5): pp 378-383.
- [10] A.J. Osiaacz and M. Chaczykowski, 2001, Comparison of isothermal and non-isothermal pipeline gas flow models. *Chemical Engineering Journal*, vol. (1-3): pp 41-51.
- [11] J.F. Helgaker, A. Oosterkamp, L.I. Langelandsvik, and T. Ytrehus, 2014, Validation of 1D flow model for high pressure offshore natural gas pipelines. *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, vol.: pp 44-56.
- [12] M. Deymi-Dashtebayaz, M. Farzaneh-Gord, and H.R. Rahbari, 2012, Studying Transmission of Fuel Storage Bank to NGV Cylinder in CNG Fast Filling Station. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, vol. (2): pp 429-435.
- [13] K. Kountz, 1994, Modeling The Fast Fill Process in Natural Gas Vehicle Storage Cylinders. *American Chemical Society Paper at 207th National ACS Meeting*, vol.
- [14] J. Khadem, M. Saadat-Targhi, and M. Farzaneh-Gord, 2015, Mathematical modeling of fast filling process at CNG refueling stations considering connecting pipes. *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, vol. (0): pp 176-184.
- [15] ISO12213-2:2006(E), 2006, Natural gas Calculation of compression factor. Part 2: Calculation using molar-composition analysis.