

راهنمای ساده طراحی مخازن هوا برای محافظت خطوط لوله تحت فشار از ضربه قوچ

ترجمه: سید محمد رضا ناجیان

چکیده

مخازن هوا ابزاری موثر برای کاهش فشارهای بیش از حد ضربه قوچ و فشارهای منفی ناشی از قطع ناگهانی پمپ^۱ خطوط لوله کشی می‌باشند. فرایند تعیین ابعاد مخازن هوا به‌وسیله نمودارهای محاسباتی موجود بسیار ساده شده است و هر دو، حجم هوا و ابعاد کلی مخزن به‌وسیله این نمودارها مورد محاسبه قرار می‌گیرند و همچنین ابعاد مخازن را می‌توان به‌وسیله انتخاب صحیح قطر لوله ورودی و خروجی کمینه ساخت و دستورالعمل‌هایی نیز برای اجرای چنین انتخاب صحیحی در دسترس می‌باشند.

کلمات کلیدی: ضربه قوچ، فشار، خطوط لوله، مخازن تحت فشار

۱- مقدمه

ضربه قوچ ایجاد شده به دلیل توقف ناگهانی پمپ می‌تواند موجب ایجاد فشار بیش از حد گردد، که برای جلوگیری از نتایج نامطلوب آن یا باید ضخامت لوله‌ها را به بیش از مقادیر مورد نیاز افزایش داد و یا از شیوه‌های محافظتی ضربه قوچ استفاده کرد. مناسب‌ترین شیوه حفاظت ضربه قوچی به پروفیل خطوط لوله و همچنین به مشخصات جریان خط لوله وابسته است. در صورت قابل قبول بودن فشارهای منفی، خطوط لوله کم‌هد را می‌توان به‌وسیله مخازن ضربه‌گیر^۲ و یا مخازن تخلیه یک‌طرفه^۳ و یا حتی شیرهای یک‌طرفه^۴ محافظت کرد. با این وجود، موثرترین روش جلوگیری از فشارهای منفی و همچنین کاهش فشارهای بیش از حد، استفاده از مخازن تحت فشار (همچنین به نام‌های مخازن هوا، مخازن ضربه‌گیر تحت فشار، مخازن پنوماتیک و یا انبساط‌گر (اکومولاتور) نیز نامیده می‌شوند) می‌باشد.

ضربه قوچ ناشی از توقف ناگهانی پمپ معمولاً در خطوطی که مقاومت اصطکاکی پایینی دارند بیشترین اثر را دارد. توقف ناگهانی پمپ عملاً به‌طور لحظه‌ای و به‌ویژه برای خطوطی با اینرسی چرخشی ناچیز پمپ رخ می‌دهد. شکل دیگری از ضربه قوچ، ناشی از بستن شیر انتهای تخلیه خط لوله می‌باشد و معمولاً به دلیل آن که بستن شیر چندین دقیقه به طول می‌انجامد و در طول این زمان فشارهای بیش از حد ضربه قوچ کاهش می‌یابند، این نوع از شکل‌گیری ضربه قوچ اثرات کمتری را به دنبال دارد. در این نوع از شکل‌گیری ضربه قوچ، به دلیل پراکندگی و گسترش موج ضربه‌ای در دوره زمانی بلندتر، افزایش انرژی

فشاری دارای شدت کمتری است.

همچنین توقف ناگهانی پمپ می‌تواند به دلیل ایجاد فشارهای منفی منجر به تفکیک ستون آب گردد. موج اولیه، یک موج فشاری منفی و یا فشاری کاهش‌یافته است که از انتهای خروجی پمپ به سمت انتهای مسیر تخلیه یا انتهای مخزن آب حرکت می‌کند و به‌صورت یک موج فشاری مثبت برمی‌گردد.

موج فشاری منفی، در صورت افت فشار مایع و رسیدن فشار مایع به فشار تبخیر که برای آب این فشار حدود ۸ متر زیر فشار اتمسفری قرار دارد (یعنی ۲ متر بالای فشار صفر مطلق برای دماهای آب نوعی (یعنی ۲۰ درجه سانتی‌گراد)، که همچنین موجب خروج برخی از گازها نیز می‌گردد) می‌تواند سبب تبخیر آب (یا مایعات

- 1- pump trip
- 2- surge shafts
- 3- one-way discharge tanks
- 4- nonreturn valves

خارجی می تواند حلقه را به درون لوله فشرده سازد، خطوط لوله ای با اتصالات فراوان می تواند به طور معکوسی تحت تاثیر فشارهای منفی قرار گیرد. آب بندهای لاستیکی V شکل به کار رفته بر روی اتصالات فشاری یکی از چنین نمونه هایی هستند. اختلاف فشار، به علاوه حرکت لوله ناشی از دما یا تنش می تواند سبب نشتی اتصال گردد. همچنین افت فشار می تواند سبب جوشش (تولید حباب) و یا خروج هوا از محلول و جمع شدن آن بر روی سقف یا تاج داخلی لوله گردد. حباب ها ممکن است متعاقبا به سمت بالای لوله حرکت کرده و به ویژه در اتصالات فشاری و هنگامی که ستون های آب بر روی هر دو سمت پاکت هوایی نوسان می کنند و یا هنگامی که پاکت هوایی از شیرهای هوایی یا اتصالات خارج می گردد، سبب موج های ضربه ای شوند (استفنسون^۲، ۱۹۹۷).

مخازن هوایی عموماً فشارهای منفی را به طور بسیار موثرتری از روش های حفاظتی دیگر ضربه قوچ تعدیل می سازند و می توانند فشار مثبت ثابتی را در تمامی مراحل توقف ناگهانی پمپ در خط لوله برقرار کنند. این عمل به وسیله تخلیه آب به خارج از مخزن و به داخل فضای خالی انجام می گیرد و در صورت عدم انجام این عمل، توقف ناگهانی پمپ و یا توقف جریان در انتهای بالادست جریان رخ خواهد داد. هوای متراکم، آب را از مخزن هوا به داخل خط لوله هل می دهد، و امکان حرکت ستون آب به بالای خط لوله و حفظ مومنتوم آن را میسر می سازد. اصطکاک و دیگر تلفات هد فشاری منجر به کاهش سرعت آب و در نتیجه نوسانات بعدی آن خواهند شد. بنابراین غالباً از تنظیم جریان^۳ (کاهش مقطع جریان) به همراه اثر استهلاکی (بالشتک هوایی) مخازن هوایی استفاده می شود به ویژه تنظیم جریان خروجی از مخزن (با تغییر مقطع جریان) می تواند بسیار سریع تر از یک مخزن هوایی با اثر مستهلک کننده (بالشتک هوایی) خالص، به کاهش سرعت های آب کمک کند (گریز و هورلاچر^۴، ۱۹۸۹). با این وجود تنظیم جریان برگشتی به داخل مخزن از تنظیم جریان خروجی مخزن متداول تر است (شکل ۱ را ببینید). در این مورد، نه تنها در انتهای چرخه تراکمی گاز، بلکه در ستون آب برگشتی نیز کاهش سرعت پیوسته ای ایجاد می گردد. در واقع اگر هوا (یا گاز دیگر) اساساً به عنوان یک بالشتک هوایی (میراکننده) مورد استفاده قرار گیرد، بالشتک هوایی تنها روی جریان برگشتی به داخل مخزن هوا و برای میراسازی فشارهای بیش از حد به کار می رود. در صورت عدم وجود تنظیم جریان (به وسیله تغییر مقطع جریان) و یا اصطکاک خط لوله، اثر میراسازی



دیگر) داخل لوله گردد. جدایش ستون آب^۱ موجب بروز ستون های آب نوسانی شده و بعد از بازگشت مخلوط بخار/ هوای متلاشی شده به محلول، سپس با پیوست مجدد ستون های آب، سبب فشارهای بیش از حد می گردد. با توجه به این که حلقه های اتصالی که برای مقاومت در برابر فشارهای مثبت طراحی می شوند لزوماً قادر به مقاومت در برابر فشارهای منفی نیستند (درجایی که فشار اتمسفر

۱- جدایش ستون آب پدیده ای است که در طول ضربه قوچ رخ می دهد و بر این اساس هنگام افت فشار داخلی خطوط لوله به میزان فشار بخار مایع، مایع بخار شده و حبابی از بخار را در داخل خطوط لوله ایجاد می کند، که عموماً در مکان های خاصی نظیر انتهای مسدود خط لوله، زانویی ها و نقاط تغییر شیب لوله ایجاد می گردد. سپس هنگامی که فشار به بالای فشار تبخیر مایع افزایش می یابد، بخار داخلی حباب به حالت مایع بر می گردد و خلای را در فضا ایجاد می کند که قبلاً توسط بخار اشغال شده بود. سپس مایع هر دو سمت خلای به دلیل اختلاف فشار، با سرعت به داخل فضای مذکور وارد می گردند. برخورد دو ستون مایع موجب کاونتاسیون و سبب افزایش شدید و تقریباً آنی فشار می گردد و این افزایش فشار می تواند منجر به خرابی وسیع لوله ها، سازه های تکیه گاهی و غیره گردد (Water column separation).

- 2- Stephenson
3- flow throttling
4- Graze and Horlacher



ساده محاسباتی موجود، برای مهندسان کم تجربه بسیار مفید می باشند، زیرا در غیر این صورت، این مهندسان باید برای رسیدن به سامانه محافظتی قابل قبول و مورد نظرشان از طریق سعی و خطا، زمان غیر ضروری و بی موردی را برای راه اندازی برنامه های کامپوتری صرف کنند.

تعداد متغیرهای مورد نیاز برای تجزیه و تحلیل دقیق این سامانه ها می توانند بسیار زیاد باشند و همچنین برخی از این متغیرها دارای اثر کمتری نسبت به متغیرهای دیگر هستند. معادلات الاستیک حرکت برای محاسبه تغییرات هد در نقاطی در راستای خط لوله، مستلزم شکل های عددی و زیربخش های تفاضل متناهی خط لوله می باشند. در تحلیل عددی، اصطکاک خط، جدایش یا تبخیر ستون، تغییرات قطر و سرعت موج ضربه قوچ، شیرهای هوا، و اینرسی چرخشی پمپ و همچنین سامانه های مختلف محافظتی مورد بررسی و محاسبه قرار می گیرند. کینو^۱، (۱۹۶۸) اثر اینرسی پمپ را مورد بررسی قرار داده است. همچنین می توان از شیرهای خلاء شکن به طور انتخابی و موردی برای کاهش و تعدیل فشارهای منفی ناشی از ضربه قوچ استفاده کرد اما استفاده یکسره از این شیرها می تواند موجب افزایش فشارهای ضربه ای گردد (برای مثال، استفنسسون^۲، ۱۹۹۷). به دلیل تعداد زیاد متغیرهای موثر در فرایند تجزیه و تحلیل مذکور، تعمیم نتایج چنین تحلیل هایی بسیار مشکل بوده و تحلیل گر باید قبل از دست یابی به یک طرح رضایت بخش، بازتحلیل های بسیاری را تقبل کرده و به انجام برساند.

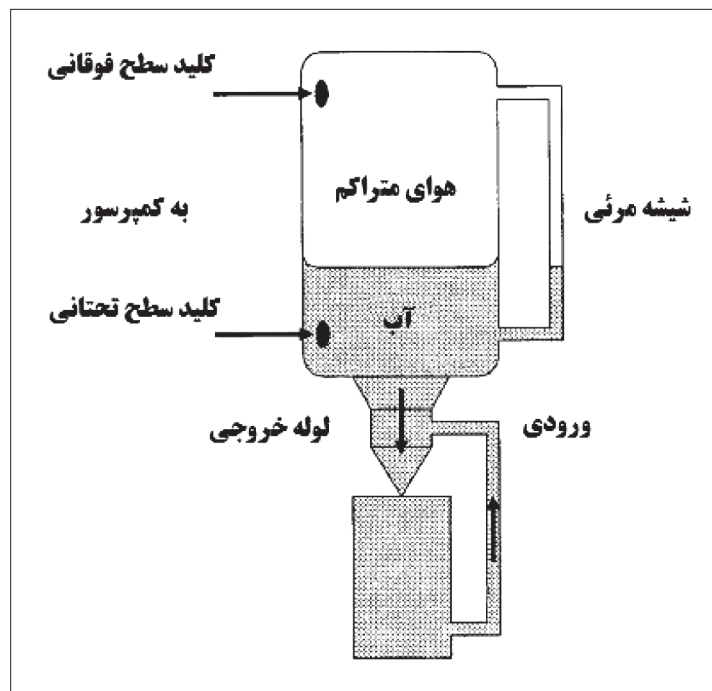
بالشتک هوا می تواند ناچیز باشد و در نتیجه موجب ورود جریان برگشتی بزرگی به داخل مخزن و فشارهای بیش از حد ناشی از آن گردد.

عموما نصب یک شیر یک طرفه یا غیر برگشتی درست در پایین دست جریان پمپ ها (یعنی بین پمپ ها و مخزن هوا) روشی بسیار مناسب برای جلوگیری از برگشت جریان از میان پمپ ها می باشد. این وضعیت در تحلیل انجام گرفته در این مقاله در نظر گرفته شده است. از آنجایی که انفجار مخازن حاوی هوا بسیار خطرناک تر از مخازن حاوی مایعات می باشد، مخازن هوای فشرده باید مطابق با استانداردهای کیفی سختگیرانه مناسبی طراحی و ساخته شوند. هوا با نیروی انفجاری بالایی منبسط می گردد، درحالی که فشار آب به محض وجود هر سوراخ و رخنه کوچکی سریعاً افت می کند.

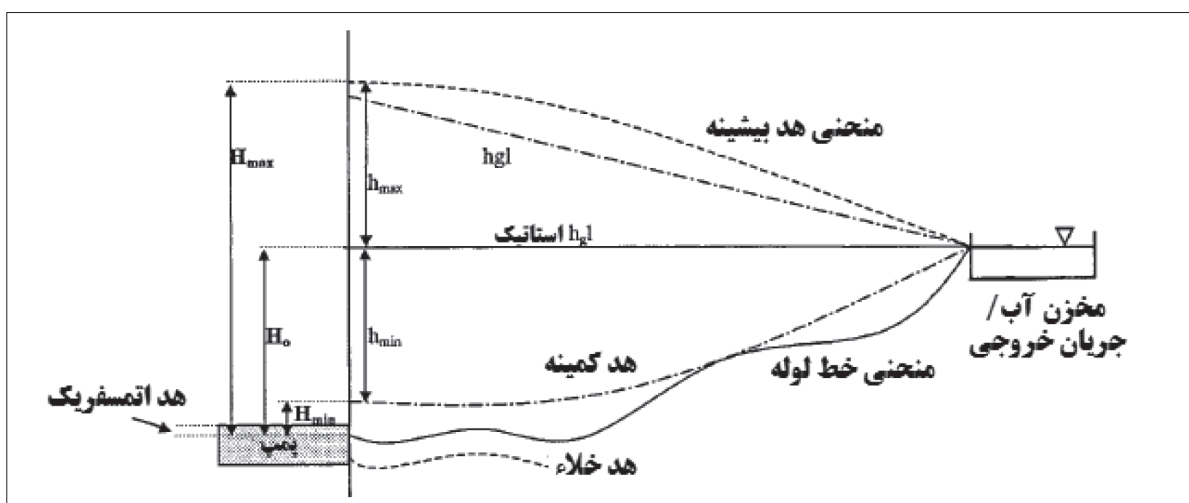
۲- تحلیل ضربه قوچ

برنامه های کامپیوتری مختلفی برای تحلیل سامانه های خطوط لوله (چه خطوط دارای حفاظت ضربه قوچ و چه خطوط بدون حفاظت ضربه قوچ) وجود دارند. امروزه این برنامه ها تقریباً شرط لازم و اولیه کسب پاسخ های دقیق و همچنین بهینه سازی ابعاد سامانه های محافظتی ضربه قوچ هستند. ولی با این وجود هنوز هم شم (بینش) مهندسی و راهنماهای ساده طراحی، بزرگترین شیوه عملی به کار رفته در انتخاب طرح مناسب حفاظت ضربه قوچ و در صورت نیاز، برای تعیین ابعاد اولیه و طرح ریزی سامانه تنظیم جریان (در صورت نصب) به شمار می روند. همچنین نمودارهای

1- Kinno
2- Stephenson



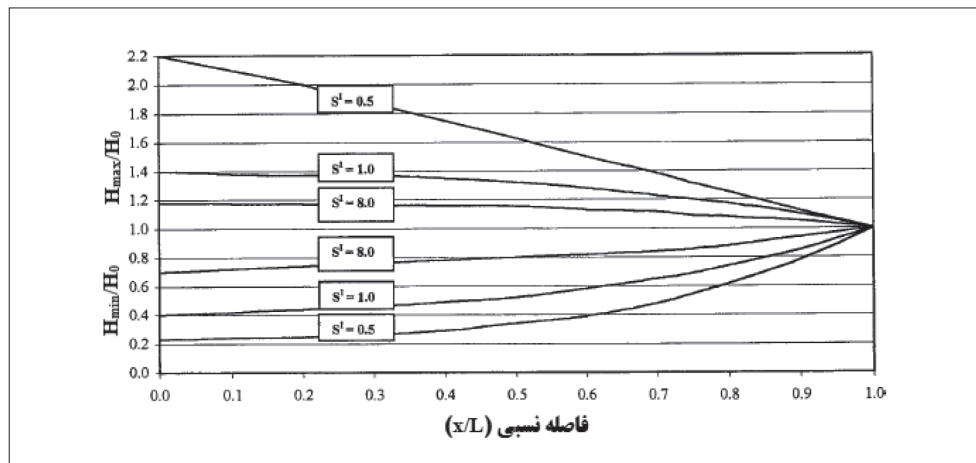
شکل ۱: طرح کلی مخزن تحت فشار



شکل ۲: منحنی خط لوله

جریان داخلی لوله آرام تر اتفاق می افتد. بنابراین با توجه به این موضوع در برخی از موارد فرضیه موج یا جریان تراکم ناپذیر برای این تحلیل کافی به نظر می رسد. با استفاده از این نظریه، تعداد متغیرها به طور قابل توجهی کاهش می یابند و برای برآورد سریع نمودارهای محاسباتی، تحلیل بسیار عمومی تری را در قالب بی بعد فراهم می سازند.

شکل ساده ای از تحلیل مذکور در شکل معادلات دیفرانسیلی حرکت جریان تراکم ناپذیر در دسترس می باشند. با این که توقف ناگهانی پمپ یک خط لوله محافظت نشده می تواند منجر به افت سریع فشار و همچنین انتقال و جابه جایی یک موج الاستیک به سمت بالا و پایین خط لوله گردد، در خطوط لوله محافظت شده (برای مثال به وسیله مخزن هوا)، افزایش و کاهش سرعت



شکل ۳: منحنی‌های هد بیشینه و کمینه ترسیم شده با استفاده از نظریه جریان تراکم‌ناپذیر



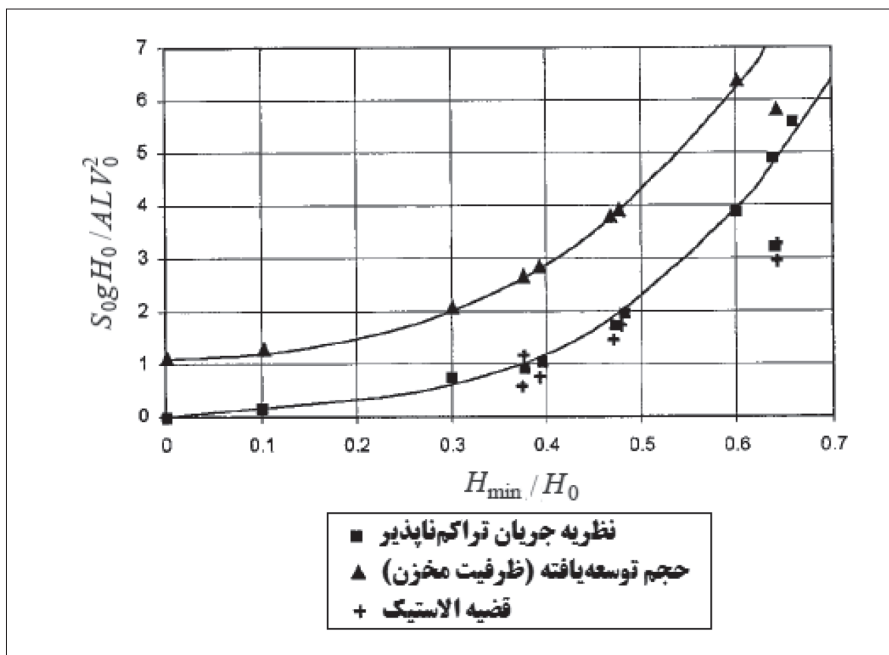
لوله) نشان می‌دهد.

با استفاده از نتایج این تحلیل که در شکل ۳ خلاصه شده است، هد کمینه را می‌توان به‌عنوان تابعی از هد پمپاژ اولیه محاسبه کرد. علایم به کار رفته شامل موارد ذیل می‌باشند:

حجم بی‌بعد گاز: $S' = S_0 g H_0 / ALV_0^2$ ؛ حجم مخزن هوا: $S = S_0 + S_w$ ؛ حجم گاز در فشار کاری حالت پایدار: S_0 ؛ حجم آب مخزن در فشار کاری حالت پایدار: S_w ؛ شتاب گرانشی: g ؛ هد اولیه

۳- تعیین ابعاد مخازن هوا

معادلات حرکت دیفرانسیلی جریان تراکم‌ناپذیر برای موارد معینی و به قصد دستیابی به حجم مخزن هوای عمومی (تعمیم‌یافته برای تمامی مخازن)، به‌عنوان تابعی از هد نسبی کمینه ایستگاه پمپاژ مورد تحلیل قرار گرفتند. شکل ۲، مجموعه‌ای از علایم و اختصارات و منحنی‌های هد بیشینه و کمینه را برای یک خط لوله معمول (تعمیم یافته و قابل استفاده برای تمامی خطوط



شکل ۴: حجم مخزن و هوا

$$h = - \frac{L}{g} \frac{dV}{dt} \quad (1)$$

که می‌توان از معادله بالا برای کسب حجم فضای خالی بیشینه باقی مانده در بالادست جریان، قبل از برگشت ستون آب انتگرال گیری کرد:

$$S_w = \frac{ALV_0^2}{2gh} \quad (2)$$

که S_w برابر حجم آب مخزن هوا می‌باشد که بر خط لوله پشت ستون آب نیرو وارد می‌کند و A مساحت سطح مقطع لوله، L طول لوله، V_0 سرعت اولیه آب، g شتاب گرانش، و h هد متوسط کاهشی می‌باشند.

برای انبساط سریع (مخازن هوای کوچک)، قانون انبساط گاز می‌تواند بی‌دررو (آدیاباتیک، بدون اتلاف گرما) باشد، اما برای انبساط آرام‌تر و در نتیجه وجود تلفات گرمایی، دما تقریباً ثابت می‌ماند (یعنی هم‌دما) (گریز و هورلاچر، ۱۹۸۶).

از قانون بویل برای انبساط گاز هم‌دما در مخزن هوا داریم:

$$S_0 H_0 = (S_0 + S_w)(H_0 - h_{\min}) \quad (3)$$

که H_0 برابر هد اولیه (مطلق) گازی با حجم S_0 و $h_{\min}$

پمپاژ حالت پایدار بالای سطح پمپ: H_0 ؛ طول خط لوله: L ؛ سرعت اولیه حالت پایدار آب خط لوله: V_0 ؛ فاصله از پمپ انتهایی خط لوله: x ؛ مساحت سطح مقطع لوله: A .

شکل ۴ مقایسه نتایج مربوط به حجم مخزن هوا (S) را بعد از انجام تحلیل‌هایی با استفاده از معادلات کامل ضربه کوچ، و معادله ساده شده جریان تراکم ناپذیر ارائه می‌دهد. در معادله نظری جریان تراکم ناپذیر، حجم خالی توسط رابطه $ALV_0^2/2gh$ تعریف می‌شود که h اختلاف هد در سراسر ستون آب می‌باشد. همچنین در شکل ۴ نمودار حجم هوای بی‌بعد و حجم هوای منبسط شده (یعنی حجم مخزن هوا برای الزامات هد کمینه نسبی مطلوب مختلف در ایستگاه پمپاژ) ارائه شده است. مقادیر محاسبه شده برای رسم خط مربوط به نظریه جریان تراکم ناپذیر به صورت مربع نمایش داده شده است، در حالی که علامت + برای نمایش مقادیر مربوط به تحلیل کامل الاستیک به کار رفته است. تحلیل الاستیک به وسیله شبیه سازی کامپیوتری و با استفاده از تفاضل متناهی (استفنسون، ۱۹۶۶) انجام گرفته بود که سرعت موج الاستیک در آن در لحاظ شده است. با این وجود نتایج این تحلیل پیچیده تر و پیشرفته تر به طور قابل توجهی با نتایج تحلیل ساده زیر مطابقت داشتند.

نظریه جریان تراکم ناپذیر، رابطه ذیل را بین اختلاف هد ستون آب و نرخ کاهش سرعت ارائه می‌دهد:



شدیدترین افت هد فشاری گاز در مخزن می‌باشد. با حل معادله برای S_0 و جایگزینی S_w در معادله (۲) داریم:

$$(S_0 + S_w) \left/ \left(\frac{ALV_0^2}{gH_0} \right) \right. \quad (۶)$$

که از قانون بویل (معادله ۳) به دست آمده است.

در محاسبات مذکور هیچ تنظیم جریان خروجی و یا اصطکاک خط لوله‌ای در نظر گرفته نشده بود و با وجود این که برای مخازن کوچک، انبساط هوا نزدیک به شرایط آدیاباتیک می‌باشد، در محاسبات مذکور انبساط هوا به صورت هم‌دم در نظر گرفته شده بود. بنابراین معادله عمومی تر و کلی تر انبساط به صورت نوشته می‌شود:

$$S_0 P_0^k = SP^k \quad (۷)$$

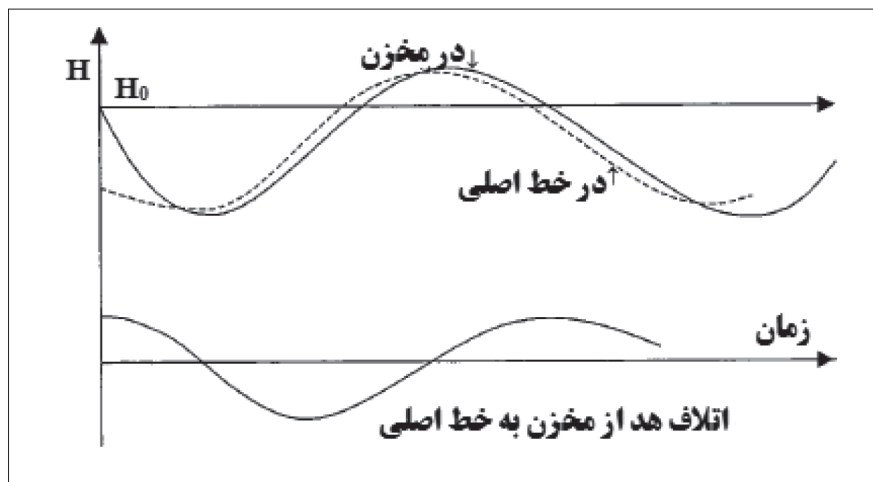
که P برابر فشار و k ثابتی بین ۱ (هم‌دم) و ۱/۴ (آدیاباتیک) می‌باشد. به عنوان یک تقریب اولیه، شرایط به صورت هم‌دم در نظر گرفته شدند، ولی در هر صورت نتایج کسب شده حساسیت زیادی به مقدار در نظر گرفته شده برای ثابت k ندارند.

$$S_0 = \left(\frac{H_0}{h_{\min}} - 1 \right) \left(\frac{ALV_0^2}{2gH_0 \frac{h_{\min}}{2H_0}} \right) \quad (۴)$$

یا

$$S_0 \left/ \left(\frac{ALV_0^2}{gH_0} \right) \right. = \frac{H_0}{h_{\min}} \left(\frac{H_0}{h_{\min}} - 1 \right) \quad (۵)$$

که به شکل مربع‌هایی در شکل ۴ نمایش داده شده است (حجم هوای اولیه، مایع تراکم‌ناپذیر). از سوی دیگر خط مذکور (شکل ۴، منحنی پایینی) حجم بی‌بعد گاز را به عنوان تابعی از هد کمینه نسبی در ایستگاه پمپاژ ارایه می‌دهد و همچنین منحنی پایینی شکل، نقاطی از تحلیل‌های مختلف ضربه قوچ الاستیک کامل را ارایه می‌دهد و خط بالایی، نموداری از حجم بی‌بعد کلی مخزن است، یعنی:



شکل ۵: هدهای مخزن و خط اصلی لوله، بعد از توقف ناگهانی پمپ

بیانگر لوله خروجی بوده و زیرنویس p به لوله اصلی اشاره می کند و D قطر داخلی لوله مربوطه است. افت هد مجاز خط اصلی باید کمتر از هد استاتیک (H_0) باشد، و برای جلوگیری از هدهای منفی اضافی در طول خط لوله باید افت هد مجاز خط اصلی تنها کسر کوچکی از H_0 باشد. افت هد مجاز واقعی باید از منحنی (پروفیل) خط لوله تعیین گردد. نوعا منحنی افت هد دارای تحدب رو به پایین و منحنی خط لوله دارای تحدب رو به بالا می باشد، بنابراین اتلاف هدی برابر $H_0/2$ معمول تر و بارزتر است. سپس با حل معادله ۱۰ برای D_e/D_p داریم:

$$D_e / D_p = (2V_0^2 / gH_0)^{1/4} \quad (11)$$

به طور کلی مشخص شده است که قطر خروجی (D_e) برابر ۰/۲۵ - ۰/۴۵ برابر قطر لوله D_p می باشد، برای مثال:

$$D_e / D_p = (2 \times 1^2 / 10 \times 50)^{1/4} = 0.25 \quad (12)$$

این مقدار محتملا حد پایینی و کران تحتانی اندازه لوله خروجی را نشان می دهد و از آن جایی که به طور کلی هدهای کمینه راستای خط لوله بحرانی می باشند، بنابراین لوله خروجی باید بزرگ تر باشد و این مقدار به اهمیت قطر ورودی نیست. برای جلوگیری از خرابی سایشی اتصال مخزن هوایی، V_e باید تقریبا کمتر از ۱۰ m/s باشد. مثالی در پیوست این مقاله برای شرح بیشتر ارائه شده است.

۴-۲- لوله ورودی

۴- ابعاد لوله خروجی و ورودی

۴-۱- لوله خروجی

قطر لوله خروجی از مخزن هوا را می توان برای کاهش حجم جریان خروجی و برای کاهش سریع تر سرعت ستون آب داخل خط لوله کاهش داد. جریان خروجی از مخزن ناهم فاز بوده و دارای فشار کمینه است (شکل ۵)، بنابراین مقادیر بیشینه دو افت فشار (انبساط هوا و تلفات هد جریان خروجی) را نمی توان جمع کرد.

نرخ بیشینه جریان خروجی دقیقا بعد از توقف ناگهانی پمپ و در هنگامی که هوای داخل مخزن هنوز در فشار کاری قرار دارد، به وجود می آید و سپس قبل از این که هر کاهش سرعتی در ستون آب ایجاد شود، تلفات هد خط اصلی برابر است با:

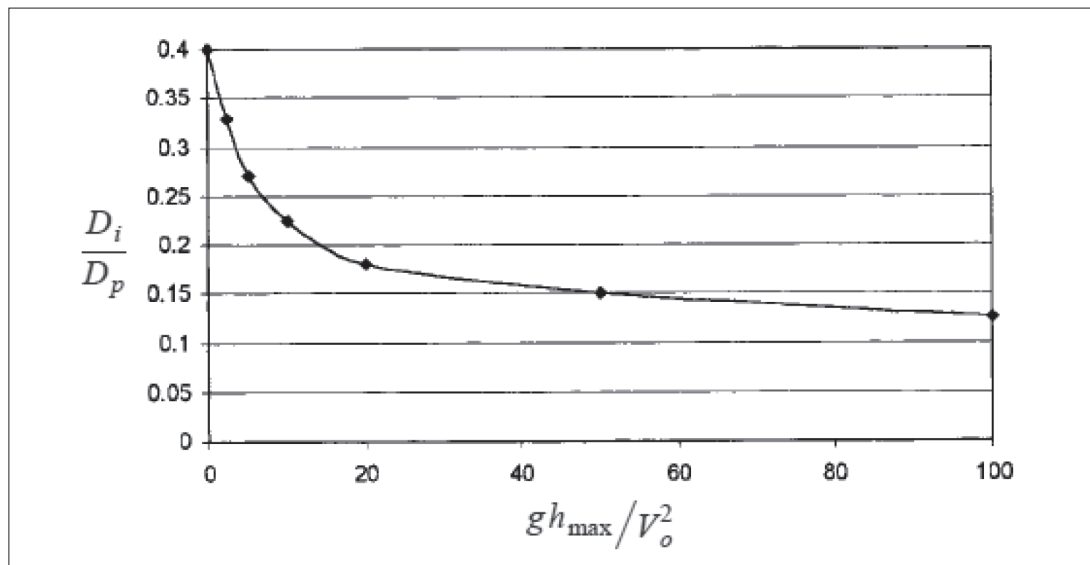
$$h_l = KV_e^2 / 2g \quad (8)$$

و با استفاده از معادله پیوستگی داریم:

$$V_e D_e^2 = V_p D_p^2 \quad (9)$$

$$h_l = 2V_0^2 (D_p / D_e)^4 / 2g \quad (10)$$

که K ضریب اتلاف و دربرگیرنده انقباض مقطع ورودی و تلفات انبساطی، به علاوه تلفات اجزای لوله کشی می باشد و نوعا برابر ۲ است که V علامت اختصاری سرعت می باشد و در روابط بالا زیرنویس e



شکل ۶: قطر ورودی مخزن تحت فشار به عنوان تابعی از افزایش هد به جریان اولیه

به عنوان یک قانون کلی، در صورتی که حجم مخزن بزرگتر از دو برابر حجم هوا باشد و از آن جایی که فشار نصف شده و برگشت جریان نیز محتمل می باشد، حجم مخزن هوای اضافه ای مورد نیاز نخواهد بود.

برای مثال، برای محاسبه ساده ای از قطر لوله ورودی می توان فرض کرد که حجم هوا در انبساط کامل دو برابر حجم عملیاتی می باشد و همچنین میرایی سرعت جریان خروجی به دلیل تلفات هد است. از معادله (۱) معادله (۱۳) را نتیجه می گیریم:

$$h = -\frac{L}{g} \frac{dV}{dt} \quad (1)$$

$$dV = \frac{gh_{min}T}{2L} \quad (13)$$

از آن جایی که هد متوسط کاهش سرعت برابر $h_{min}/2$ است، در صورتی زمان (T) وقوع کاهش سرعت وابسته به حجم انبساط هوا است که:

$$S \approx 2S_0 \approx 1/2 Q_0 T \quad (14)$$

سپس:

$$T = 2S / Q_0 \approx 4S_0 / Q_0 \quad (15)$$

که S برابر حجم هوا، S_0 حجم اولیه، و Q_0 برابر نرخ جریان اولیه می باشد.

موج ضربه ای برگشتی (یعنی برگشت (واژگونی) ستون آب در خط اصلی) با تراکم و فشردگی هوا در مخزن هوا، به طور تدریجی سرعت ستون آب را کاهش می دهد. تراکم بیشینه هوا که با افت فشار بیشینه در خط لوله همراه می باشد، هنگامی رخ می دهد که ستون آب متوقف شده باشد. از سوی دیگر، اتلاف هد بیشینه در مخزن هوا هنگامی رخ می دهد که ستون آب در سرعت بیشینه باشد (یعنی ناهمفازی ستون آب به همراه تراکم گاز)، بنابراین طراحی را می توان به گونه ای انجام داد که سرعت ستون آب در سرعت بیشینه باشد، به شرطی که از هد تراکمی گاز تجاوز نکند. متعاقباً می توان از این اتلاف هد برای کاهش سرعت ستون آب استفاده کرد و به هوای کمتری برای استهلاك بیشترین حد موج ضربه ای نیاز خواهد بود.

از آن جایی که اکثر انرژی ستون آب در تلفات خط لوله و خروجی مخزن هوا صرف می گردد و فشارهای بیش از حد عموماً به مشکل سازی فشارهای منفی نیستند، لوله ورودی مخزن هوا می تواند نسبتاً کوچک باشد. استفنسون^۱ (۱۹۸۹) اندازه لوله ورودی برابر یک دهم قطر لوله اصلی را پیشنهاد داده است و پارماکیان^۲ (۱۹۶۳) مقدار تلفات هد ورودی را ۲/۵ برابر تلفات هد خروجی برآورد کرده است. سورلی^۳ (۱۹۹۱) با استفاده از نتایج گریز و هورلاچر^۴ نتایج ابعاد مختلف ورودی را به صورت نموداری ترسیم کرده است.

- 1- Stephenson
- 2- Parmakian
- 3- Thorley
- 4- Graze and Horlacher



۵- سامانه های کمهد

یکی از مشکلات مربوط به مخازن هوا، حل شدن آرام هوا در داخل آب در تماس با هوا (به ویژه هنگام تحت فشار بودن آن) می باشد. بنابراین استفاده از یک کمپرسور در بالای مخزن هوا به همراه کلیدهای حد تحتانی و فوقانی برای حفظ و نگهداری سطح نسبتاً ثابتی از آب تحت شرایط کاری الزامی می باشد. مشکل دیگر مخازن هوا در واقع پر کردن اولیه مخزن هوا است. حجم هوا در فشار استاندارد اتمسفری ممکن نیست برای تامین حجم مورد نیاز تحت فشار کافی باشد. برای حل این مشکل می توان مخزن را بزرگتر از اندازه مورد نیاز آن ساخت و یا می توان از یک کمپرسور در بالای مخزن استفاده کرد.

مخازن هوای کیسه ای^۱ یک راه حل رایج برای حل این مشکل هستند (شارلت^۲، ۱۹۹۷). هوا در داخل کیسه هوا بند داخل مخزن محصور می گردد و هنگام انبساط هوا، کیسه هوا نیز منبسط می گردد. با وجود هزینه تعویض کیسه هوایی، این طرح موجب صرفه جویی هزینه های نصب کمپرسور و هزینه های تعمیر و نگهداری آن می گردد. به دلیل الزامات نگهداری پایین مخازن هوای کیسه ای، این مخازن به ویژه برای مکان های دوردست بسیار مناسب می باشند. امکان دیگری برای سامانه های کمهدی که دارای فشارهای منفی قابل قبولی می باشند وجود دارد. یک شیر یک طرفه بر روی نوک مخزن می تواند بعد از توقف ناگهانی پمپ، هوا را به

در طول این زمان، $dV = gh_{\min} 2S_0 / Q_0 L$ ، بنابراین سرعت برگشت در خط اصلی برابر است با:

$$V_r = V_0 - 2gh_{\min} S_0 / Q_0 L \quad (16)$$

و برای این مثال، محدوده هد بیشینه تا $0.1H_0$ افزایش می یابد:

$$h_{\max} = 0.1H_0 = \frac{2V_0^2}{2g} \left(\frac{D_p}{D_i} \right)^4 \quad (17)$$

$$\frac{D_i}{D_p} = \left[\frac{10V_0^2}{gH_0} \right]^{1/4} = \left(\frac{10}{gH_0} \right)^{1/4} (V_0 - 2gh_{\min} S_0 / Q_0 L)^{1/2} \quad (18)$$

یا اگر $h_{\max}$ یک متغیر باشد،

$$T = 2S / Q_0 \quad (19)$$

$$dV = \frac{gh_{\max} S}{LQ_0} \quad (20)$$

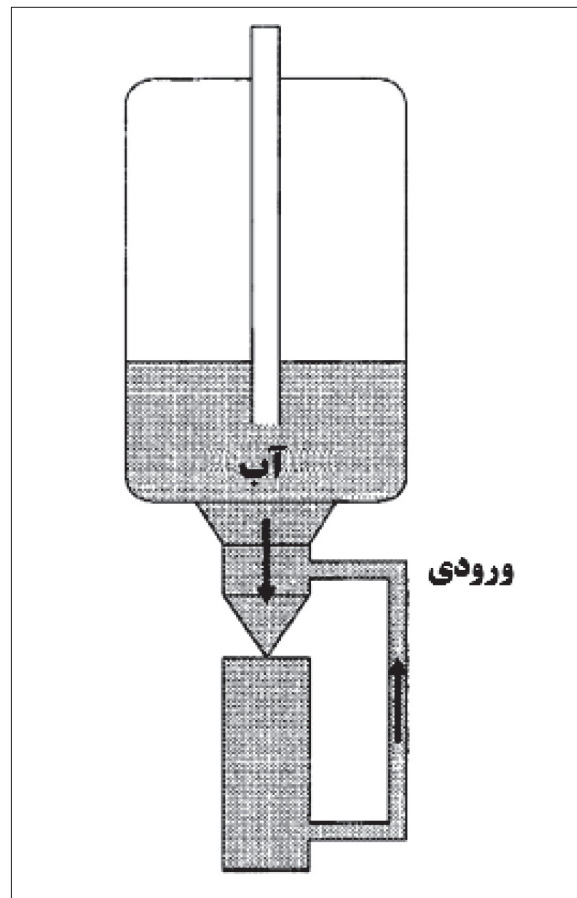
$$S = \frac{ALV_0^2}{2gh_{\max} / 2} \quad (21)$$

سپس:

$$\frac{D_i}{D_p} = \left(\frac{V_0^2}{gh_{\max}} \right)^{1/4} \frac{1}{\sqrt{2}} \quad (22)$$

که معادله مذکور در شکل ۶ رسم شده است.

1- Bladder air vessels
2- Charlante



شکل ۷: طرح کلی مخزن هوا با لوله دودکشی (مخزن هوای خودتغذیه)

منحنی‌های ساده طراحی این امکان را فراهم می‌سازند که بعد از تعیین هدهای بیشینه و کمینه قابل قبول، بتوان ابعاد مخزن هوا را محاسبه کرد. به علاوه قطر لوله‌های ورودی و خروجی را نیز می‌توان برای کمینه‌سازی ابعاد مخزن هوا، بهینه ساخت.

همچنین یک شبیه‌سازی کامپیوتری نهایی برای مطالعه اثرات وابسته و مشترک اصطکاک خط لوله، اینرسی چرخشی پمپ و تغییرات قطر، برداشت آب و عوامل دیگر بسیار مناسب می‌باشد. با این وجود بدون راهنماهای طراحی مستقیمی نظیر آنچه در این مقاله ارائه شده است، فرایند طراحی سعی و خطا بسیار دشوار و طاقت‌فرسا خواهد بود.

پیوست: مثال

یک خط لوله پمپاژ با قطر لوله ۹۰۰ mm و طول ۱۸۰۰۰ m، با هد استاتیک ۴۱۰ m، آب را در یک سرعت اولیه ۱/۴ m/s منتقل می‌کند. مشخصات مخزن هوا برای محدودسازی هد کمینه به

داخل مخزن تحت خلاء بمکد و هوای مذکور متعاقباً هنگام برگشت ستون آب، متراکم می‌گردد (شکل ۷). در صورت لزوم، برای این که سطح مورد نظر بالاتر از سطح هد کمینه قرار گیرد می‌توان از یک لوله (لوله دودکشی)^۱ استفاده کرد. این طرح به عنوان مخزن هوای خودتغذیه^۲ شناخته می‌شود.

۶- نتیجه‌گیری

مخازن هوا ابزار مناسبی برای محافظت خطوط لوله در مقابل ضربه قوچ می‌باشند. بر اساس منحنی‌های ارائه شده در این مقاله، مهندسان می‌توانند اندازه مخازن هوا و قطرهای لوله ورودی و خروجی را انتخاب کنند. تصمیمات مناسبی در مورد فشار بیش از حد و فشار کمتر از حد قابل تحمل در طول خط لوله و همچنین تصمیمات مناسبی در باب حجم هوای متناظر مورد نیاز برای استهلاک ضربه قوچ ناشی از توقف ناگهانی پمپ باید اتخاذ گردند.

- 1- chimney
2- selfcharging air vessel



می باشد: $0/15 \text{ m}$

$$D_e = 0/9 (2 \times 1/4^2 / 2 \times 9/8 \times 0/6 \times 410)^{1/25} = 0/15$$

این مقدار نسبتاً کوچک است و سرعت آب تئوری تقریباً m/s

۴۰ را نتیجه می دهد و بنابراین با استفاده از یک قطر بزرگ تر مثلاً 250 mm می توان هدهای بیشینه را افزایش داد.

و همچنین قطر لوله ورودی از شکل ۶ برای $gh_{\max}/V_0^2 = 816$

برابر است با:

$$D_i = 0/1 \times 0/9 = 0/09 \text{ m}$$

و در نتیجه قطر 100 mm برای لوله ورودی انتخاب می گردد.

میزان ۴۰ درصد هد استاتیک و همچنین محدودسازی هد بیشینه به ۴۰ درصد بالاتر از هد استاتیک و بدون لحاظ کردن اصطکاک محاسبه شده است.

از شکل ۳ داریم $S' = S_0 g H_0 / ALV_0^2 = 1$ بنابراین S_0 از معادله بی بعد مذکور برابر $5/6 \text{ m}^3$ هوا می باشد:

$$S_0 = 1 \times 0/788 \times 0/9^2 \times 18000 \times 1/4^2 / 9/8 \times 410 = 5/6$$

از شکل ۴ داریم $SgH_0 / ALV_0^2 = 3$ ، بنابراین حجم مخزن (S)

برابر با $16/8 \text{ m}^3$ می باشد.

قطر لوله خروجی از معادله $De/Dp = 2V_0^2 / (2gh_{\min})^{0.25}$ برابر

- 2- Graze, H. R., and Horlacher, H. B. ~1986!. "Design charts for throttled bypass air chamber." Proc., 5th Int. Conf. Pressure Surges, BHRA Cranfield, Hannover, 309-322.
- 3- Graze, H. R., and Horlacher, H. B. (1989). "Design of optimum sized air cushion surge chambers." Proc., 6th Int. Conf. Pressure Surges, BHRA, Cambridge, 383-397.
- 4- Kinno, H. (1968). "Water hammer control in centrifugal pump systems." Proc. ASCE, 94(HY3), 619-639.
- 5- Parmakian, J. (1963). Water hammer analysis, Dover, New York.
- 6- Stephenson, D. (1966). "Water hammer charts including fluid friction." Proc. ASCE, 92(HY5), 71-94.
- 7- Stephenson, D. (1989). Pipeline design for water engineers, 3rd Ed., Elsevier, Amsterdam.
- 8- Stephenson, D. (1997). "Effects of air valves and pipe-work on water hammer pressures." J. Transp. Eng., 123(2), 101-106.
- 9- Thorley, A. R. D. (1991). Fluid transients in pipeline systems, D. L. George, U.K.

شرح علائم

A	مساحت سطح مقطع لوله؛
D_e	قطر لوله خروجی (قطر داخلی)؛
D_i	قطر لوله ورودی؛
D_p	قطر خط لوله اصلی؛
g	شتاب گرانشی؛
H	هد بالای سطح پمپ به اضافه هد اتمسفری بر مبنای متر مایع (هد مطلق)؛
H_{max}	هد بیشینه بالای سطح پمپ به اضافه هد اتمسفری؛
H_{min}	هد کمینه بالای سطح پمپ به اضافه هد اتمسفری؛
H_0	هد استاتیک بالای سطح پمپ به اضافه هد اتمسفری؛
h	اختلاف هد راستای خط لوله و در نقطه زمانی معین؛
h_{max}	هد بیشینه بالای H_0 ($H_{max}=H_0+h_{max}$)؛
h_{min}	هد کمینه زیر H_0 ($H_{min}=H_0-h_{min}$)؛
K	ضریب افت هد؛
k	ضریب انبساط گاز؛
L	طول خط لوله؛
P	فشار؛
Q_0	نرخ جریان اولیه؛
S	حجم مخزن هوا (S_0+S_w)؛
'S	پارامتر بی بعد ($S_0 g H_0 / ALV_0^2$)؛
S_w	حجم آب اولیه در مخزن؛
S_0	حجم گاز اولیه در مخزن؛
T	زمان کاهش سرعت ستون آب؛
t	زمان؛
V_e	سرعت مایع (آب) در لوله خروجی مخزن؛
V_r	سرعت برگشت در خط لوله؛
V_0	سرعت اولیه آب خط لوله؛
x	فاصله راستای خط لوله از پمپ.

منابع

- 1- Charlatte. ~1997!. Hydrochoc anti water hammer units, Migennes.