

مدل سازی ترموهیدرولیکی میکروپمپ تغییر فازی

محمد حسن سعیدی (استاد)

بهرنگ سجادی (دانشجوی دکتری)

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف

حسین صفایی (دانشجوی کارشناسی ارشد)

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه آلبورتا کانادا

سهیل پرویز پناه (دانشجوی کارشناسی ارشد)

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف

امروزه میکروپمپ‌های غیرمکانیکی به‌عنوان محرک چرخه‌های میکروسیالی در بسیاری از صنایع، نظیر الکترونیک و پزشکی کاربرد دارد و به‌لحاظ برخورداری از ویژگی‌های مناسب مورد توجه روزافزون است. در این بررسی میکروپمپ‌های تغییر فازی به‌عنوان نوع جدیدی از میکروپمپ‌های غیرمکانیکی مورد مطالعه قرار می‌گیرد. در این راستا ابتدا با استفاده از تحلیل ابعادی، اعداد بی‌بعد مؤثر بر دبی حجمی میکروپمپ تغییر فازی مشخص شده‌اند و در ادامه برای شناسایی نحوه کارکرد پمپ، مدلی یک‌بعدی و مستقل از زمان برای پیش‌بینی گذر جریان برحسب اعداد بدون بعد حاکم ارائه شده است. نتایج حاصل از مدل فوق تطابق مناسبی با نتایج آزمایشی نشان می‌دهد. در انتها با استفاده از معادله‌ی به دست آمده اثر پارامترهای مختلف کاری بر نحوه عملکرد پمپ تشریح شده است. از این نتایج می‌توان در مطالعات بعدی به‌منظور بهینه‌سازی عملکرد پمپ استفاده کرد.

واژگان کلیدی: میکروپمپ، تغییر فازی، مدل سازی، آنالیز ابعادی، سیستم‌های میکروالکترومکانیکی.

۱. مقدمه

الکتروهیدرودینامیکی^۱، میکروپمپ‌های مگتوهیدرودینامیک^۲ و میکروپمپ‌های تغییر فازی^۳.

در ابتدا میکروپمپ‌های مکانیکی، به‌ویژه میکروپمپ‌های پیزوالکتریکی، به‌دلیل سادگی سازوکار و امکان کنترل دقیق آن بیشتر مورد توجه قرار داشتند. اما با ریزتر شدن سیستم‌های میکروسیالی، ساخت و به‌کارگیری این میکروپمپ‌ها عملاً با مشکلات مواجه شد و لذا در سال‌های اخیر میکروپمپ‌های غیر مکانیکی مورد توجه قرار گرفته‌اند. از جمله این مشکلات می‌توان به موارد زیر اشاره کرد:

۱. امکان مونتاژ بخش‌های مختلف در مقیاس میکرو وجود ندارد و میکروپمپ‌ها باید یک‌پارچه ساخته شوند. از آنجا که ساختار میکروپمپ‌های مکانیکی به‌دلیل وجود اجزای متحرک و سوپاپ پیچیده است، امکان ساخت آنها در ابعاد بسیار ریز وجود نداشته و اندازه‌ی آنها عمدتاً از سایر اجزای سیستم بزرگ‌تر خواهد بود. در مقابل، ساختار میکروپمپ‌های غیرمکانیکی ساده است و لذا ساخت آنها در ابعاد خود سیستم امکان‌پذیر است.

۲. به‌دلیل استفاده‌ی میکروپمپ‌های مکانیکی از سوپاپ، مسئله‌ی آب‌بندی آنها از اهمیت خاصی برخوردار است. با گذشت زمان و ایجاد نشتی در سیستم،

در دو دهه‌ی اخیر میکروجرایان‌ها و سیستم‌های مرتبط با آن نظیر سیستم‌های میکروالکترومکانیکی^۱ به‌دلیل کاربردهای روزافزون آن در صنایع مختلف، نظیر الکترونیک و پزشکی، مورد توجه خاص قرار گرفته‌اند. تجهیزات میکروسیالی گسترده‌ی وسیعی از وسایل نظیر پمپ‌ها، محرک‌کننده‌ها و حسگرها را دربر می‌گیرد. در این میان میکروپمپ‌ها به‌عنوان عامل به حرکت درآورنده‌ی سیال نقشی کلیدی دارند. میکروپمپ‌ها را بر اساس ساختار آنها می‌توان به دو دسته‌ی کلی تقسیم کرد:^{۱،۲}

۱. میکروپمپ‌های مکانیکی که در آنها غالباً از تغییر حجم متناوب محفظه‌ی پمپ به‌منظور پمپاژ سیال، و از سوپاپ برای جلوگیری از بازگشت آن استفاده می‌شود. براساس سازوکار تغییر حجم این میکروپمپ‌ها خود انواع گوناگون دارند؛ نظیر: میکروپمپ‌های پیزوالکتریکی^۲، میکروپمپ‌های الکترواستاتیکی^۳ و میکروپمپ‌های پنوماتیکی^۴.

۲. میکروپمپ‌های غیرمکانیکی که در آنها از خواص ویژه‌ی سیال به‌منظور پمپاژ و جلوگیری از بازگشت آن استفاده می‌شود. تاکنون انواع متعددی از این میکروپمپ‌ها ابداع شده و مورد بررسی قرار گرفته‌اند، مانند میکروپمپ‌های

به عبارت دیگر اسکن منبع حرارتی به صورت پیوسته فرض می شود.^[1]

۱.۲. تحلیل ابعادی جریان

با توجه به توصیفی که از نحوه کارکرد پمپ ارائه شده پارامترهای مؤثر بر دبی پمپ عبارتند از:

$$Q = f(U, \mu_v, \mu_l, \rho_v, \rho_l, k_v, k_l, c_v, c_l, L, L_h, D, \varepsilon, q''_h, q''_c, \sigma, h_{fg}, \Delta T, \Delta P) \quad (1)$$

از آنجا که مجموعاً ۲۰ پارامتر و چهار بعد اصلی M, L, t و T در مسئله وجود دارد، با توجه به قضیه π باکینگهام ۱۴ عدد بی بعد در مسئله وجود خواهد داشت. با انتخاب ρ_v, μ_v, k_v و D به عنوان پارامترهای اصلی می توان نوشت:

$$Q^* = f(Re, \frac{\mu_v}{\mu_l}, \frac{\rho_v}{\rho_l}, \frac{k_v}{k_l}, Pr_v, Pr_l, \frac{L}{D}, \frac{L_h}{D}, \frac{\varepsilon}{D}, St_h, St_c, We, Ja, Ec, \Delta P^*) \quad (2)$$

که در آن:

$$Q^* = \frac{Q}{AU} \text{ دبی حجمی بی بعد}$$

$$\Delta P^* = \frac{\Delta P}{\rho_l U^2} \text{ افت فشار بی بعد}$$

$$St_h = \frac{q''_h}{\rho_l U c_p \Delta T} \text{ عدد استانتون گرمایشی}$$

$$St_c = \frac{q''_c}{\rho_l U c_p \Delta T} \text{ عدد استانتون سرمایشی}$$

و سایر اعداد بی بعد بر مبنای خواص مایع و سرعت گرمکن محاسبه شده اند. باید توجه داشت که گرمکن واقعاً با سرعت ثابت حرکت نمی کند، و می توان سرعت معادل به کار گرفته شده در محاسبات را با رابطه ۳ به پارامترهای مدل واقعی ارتباط داد:

$$U = \frac{L_h}{t} \quad (3)$$

که در آن t زمان روشن بودن هر گرمکن است. از تأثیر میزان هم پوشانی گرمکن ها در این حالت صرف نظر می شود.

۲.۲. معادله ی مشخصه

همان طور که بیان شد در این مدل گرمکن با سرعت ثابت U حرکت می کند. مطابق شکل ۲ سیال در نقطه ی E تبخیر شده و در نقطه ی C چگالش می یابد. ابعاد مؤثر در حل مسئله در شکل ۲ نشان داده شده است.

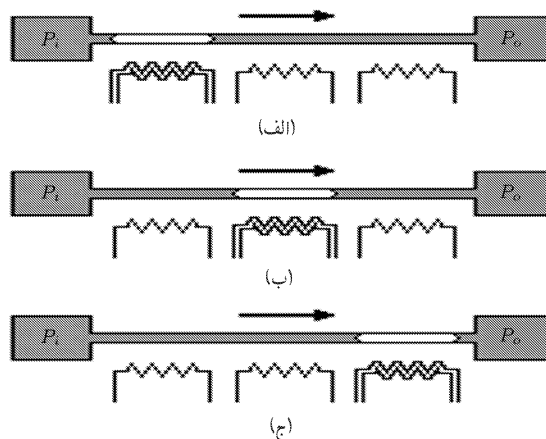
۱.۲.۲. تحلیل معادله پیوستگی

با اعمال قانون بقای جرم برای حجم کنترلی شامل کل لوله داریم:

$$Q_i A = Q_o A \Rightarrow Q_i = Q_o = Q \quad (4)$$

به علاوه، با اعمال قانون بقای جرم برای حجم کنترلی شامل مرز فازهای مایع و بخار در نقطه ی E (شکل ۳) می توان نوشت:

$$\rho_v A (V_l - U) + \rho_l A (V_v + U) \Rightarrow \rho_v Q + \rho_l Q_v - AU(\rho_v - \rho_l) = 0 \quad (5)$$



شکل ۱. ساختار میکروپمپ تغییر فازی و نحوه عملکرد آن.

کارایی این میکروپمپ ها به میزان قابل توجهی کاهش می یابد. از آنجا که در میکروپمپ های غیر مکانیکی از سوپاپ استفاده نمی شود این مشکل خود به خود برطرف خواهد شد.

۳. با کوچک شدن ابعاد میکروپمپ نیروی لازم به منظور حرکت دیافراگم و سوپاپ ها به شدت افزایش خواهد یافت و این امر به کارگیری میکروپمپ های مکانیکی را با مشکل مواجه خواهد ساخت. در صورتی که میکروپمپ های غیر مکانیکی فاقد این مسئله اند.

یکی از جدیدترین انواع میکروپمپ های غیر مکانیکی، پمپ هایی هستند که عامل حرکت در آنها تغییر فاز سیال در مجرا و تغییر خواص ناشی از آن است.^[1] مطابق شکل ۱ که ساختمان و نحوه عملکرد این پمپ را نشان می دهد^[1]، سازوکار پمپ از الف به ج در حرکت بوده و این چرخه تکرار می شود. حاصل این امر پمپاژ سیال در راستای فلش است. ساختمان پمپ بسیار ساده است و تنها از یک لوله ی موئین تشکیل می شود. قطر لوله در نمونه های ساخته شده از $150 \mu m$ تا چند میکرون^[1] متغیر است. اطراف لوله گرمکن هایی قرار دارد که مطابق شکل ۱ به ترتیب از یک سمت به سمت دیگر روشن و خاموش شده و این عمل تکرار می شود. این فرایند در حقیقت منبع حرارتی را در یک جهت اسکن کرده و حاصل آن پمپاژ سیال در همان جهت است. در برخی نمونه ها گرمکن ها به صورت سیم پیچ در داخل لوله قرار دارند^[1] و در برخی دیگر با به کارگیری لوله های فازی، از خود لوله به عنوان گرمکن استفاده شده است.^[1] زمان روشن بودن گرمکن های مجاور نیز ممکن است هم پوشانی داشته باشد.

چنان که توضیح داده شد ساختمان میکروپمپ های تغییر فازی بسیار ساده است، و سیال عامل آن نیز همان سیالی است که می بایست پمپاژ شود. به این ترتیب چنین پمپی به راحتی می تواند با سایر اجزای سیستم به صورت یک پارچه ساخته شود. همچنین دبی حجمی در این نوع پمپ ها بسیار پایین بوده و چنانچه سازوکار و پارامترهای کاری آن شناسایی شود در کاربری هایی که نیاز به دبی حجمی پایین با دقت بالا دارد (نظیر سیستم های تزریق دارو) می تواند بسیار مفید باشد.

۲. مدل سازی جریان

برای ساده شدن مدل سازی به جای در نظر گرفتن خاموش و روشن شدن تلاوبی گرمکن ها، فرض می کنیم یک گرمکن با سرعت ثابت در یک جهت حرکت کند.

از آنجا که در واقعیت حباب فوق در ابتدای مجرا تشکیل می‌شود و در انتهای آن از بین می‌رود، لذا رابطه‌ی ۱۱ چنین تصحیح می‌شود:

$$Q^* = \frac{-\Delta P^* + \left(1 - \frac{\rho_v}{\rho_l}\right) \left(\frac{v_v}{v_l}\right) \left(\frac{L_b}{L}\right)}{1 + \left(\frac{v_v}{v_l} - 1\right) \left(\frac{L_b}{L}\right)} \left(1 - \frac{L_b}{L}\right) \quad (12)$$

همان‌طور که از رابطه‌ی ۱۲ استنباط می‌شود، بالاتر رفتن نسبت v_v/v_l موجب افزایش جریان تولیدی می‌شود. در بیشتر سیالات گران‌رزی سینماتیکی فاز بخار به‌مراتب بیش از فاز مایع است و لذا با توجه به معادله‌ی ۷ افت فشار در سمت بخار (حباب) بیشتر از سمت مایع است. این ویژگی موجب می‌شود که حباب در نقش سوپاپ عمل کند و موجب ایجاد جریان خالص به سمت خروجی میکروپمپ شود. طول حباب ایجادشده تابع شرایط گرمایش گرم‌کن و سرمایش محیط بوده و لذا برای محاسبه‌ی L_b/L در رابطه‌ی ۱۲ باید از معادله‌ی انرژی استفاده شود.

۳.۲.۲. تحلیل معادله‌ی انرژی در ابتدا برای ساده‌سازی:

۱. از یخس انرژی صرف‌نظر می‌کنیم. با توجه به آرام بودن جریان و کم بودن عدد رینولدز این فرض کاملاً منطقی است.
۲. از رسانایی گرمایی محوری صرف‌نظر می‌کنیم. هرچند با توجه به پایین بودن عدد پکلت، این فرض چندان صحیح نیست ولی در این مرحله از محاسبات به‌منظور ساده‌شدن حل ضروری است.

حجم کنترلی را مطابق شکل ۴ در نظر می‌گیریم. در غیاب رسانایی محوری، دمای حجم کنترل با طی فاصله‌ی L_w از دمای ورودی به دمای جوش می‌رسد. لذا می‌توان نوشت:

$$(q_h'' P dx) \hat{t} = \rho_l c_l (A dx) \Delta T \Rightarrow q_h'' P \times \hat{t} = \rho_l c_l A \Delta T \quad (13)$$

که در آن \hat{t} زمان طی فاصله‌ی L_w ، و برابر است با:

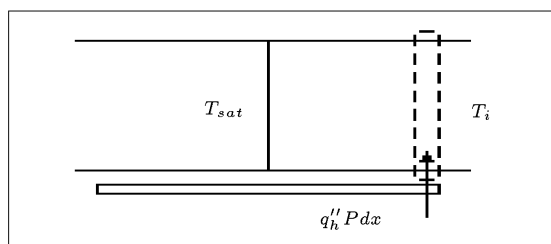
$$\hat{t} = \frac{L_w}{U - \frac{Q}{A}} \quad (14)$$

به این ترتیب می‌توان نوشت:

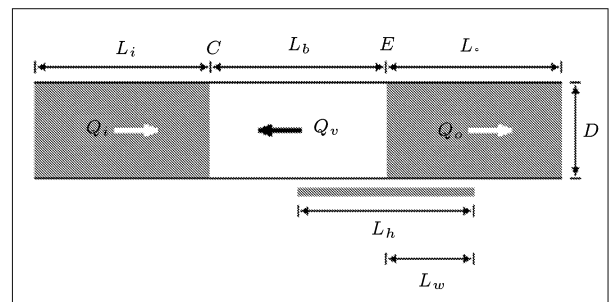
$$L_w = \frac{\rho_l c_l \Delta T}{q_h''} \left(U - \frac{Q}{A} \right) \left(\frac{A}{P} \right) \quad (15)$$

و به‌صورت بی‌بعد داریم:

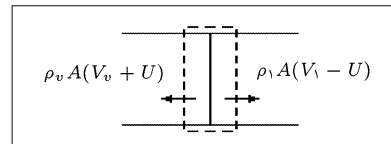
$$\frac{L_w}{L} = \frac{\lambda}{St_h} (1 - Q^*) \left(\frac{A}{PL} \right) \quad (16)$$



شکل ۴. حجم کنترل شامل المانی از سیال.



شکل ۲. مدل‌سازی جریان و ابعاد مؤثر بر دبی جریان.



شکل ۳. حجم کنترل روی مرز مایع و بخار.

که در آن V_l و V_v به‌ترتیب سرعت‌های فاز مایع و بخار است، لذا خواهیم داشت:

$$Q_v = AU \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} - 1 \right) - \frac{\rho_l}{\rho_v} Q \quad (6)$$

اعمال قانون بقای جرم روی حجم کنترلی شامل مرز فازهای مایع و بخار در نقطه‌ی C نیز نتیجه‌ی مشابه رابطه‌ی ۶ خواهد داشت.

۲.۲.۲. تحلیل معادله‌ی گشتاور

فرض می‌کنیم در هریک از سه قسمت مایع ورودی، حباب و مایع خروجی افت فشار از رابطه‌ی داریسی در جریان آرام تبعیت کند، یعنی: ^[۸]

$$\Delta P = f \frac{L}{D} \frac{\lambda}{\rho} \rho \left(\frac{Q}{A} \right)^2 \quad (الف)$$

$$f = \frac{k}{Re} \quad (ب)$$

که در آن مقدار ضریب k برای جریان آرام برابر ۶۴ است ولی برای جریان در ریزکانال‌ها مقدار ۸۵ پیشنهاد شده است. ^[۸] به این ترتیب می‌توان نوشت:

$$P_e - p_o = k \frac{\mu_l L_o Q_o}{2 D^3 A} \quad (الف)$$

$$P_e - P_c = k \frac{\mu_v L_b Q_v}{2 D^3 A} \quad (ب)$$

$$P_i - P_c = k \frac{\mu_l L_i Q_i}{2 D^3 A} \quad (ج)$$

اختلاف فشار کلی بین ورودی و خروجی لوله عبارت است از:

$$\Delta P = P_o - P_i = -(P_e - P_o) + (P_e - P_c) - (P_i - P_c) \quad (9)$$

با ترکیب روابط ۸ و ۹ می‌توان نوشت:

$$Q = \frac{-(2 D^3 / k) \Delta P + AU (\rho_l - \rho_v) L_b v_v}{\rho_l [L_i v_l + L_b (v_v - v_l)]} \quad (10)$$

رابطه‌ی ۱۰ را می‌توان طبق رابطه‌ی ۱۱ بی‌بعد کرد:

$$Q^* = \frac{-\Delta P^* + \left(1 - \frac{\rho_v}{\rho_l}\right) \left(\frac{v_v}{v_l}\right) \left(\frac{L_b}{L}\right)}{1 + \left(\frac{v_v}{v_l} - 1\right) \left(\frac{L_b}{L}\right)} \quad (11)$$

جدول ۱. مشخصات ابعادی میکروپمپ مورد آزمایش [۱]

$D_i[\mu m]$	$D_o[\mu m]$	$L[cm]$	تعداد گرمکن‌ها	$L_h[cm]$
۲۰۰	۳۰۰	۳۰	۵	۴

۱.۳. بررسی صحت نتایج

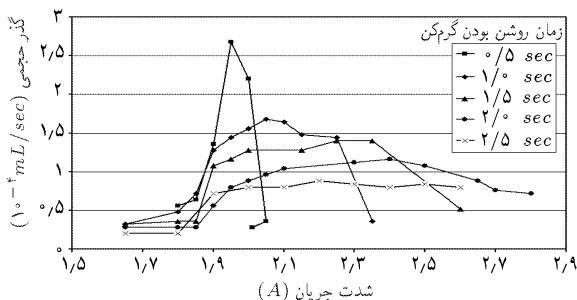
متأسفانه در رابطه با این گونه میکروپمپ‌ها داده‌های تجربی کمی وجود دارد. شکل‌های ۶ و ۷ نمودارهای آزمایشی [۱] و نظری تغییرات دبی حجمی به‌ازای شدت جریان اعمال شده به گرمکن‌ها را در اختلاف فشار صفر برای پمپی با مشخصات جدول ۱ و سیال عامل آب نشان می‌دهد.

مقدار خنک‌کنندگی حاصل از جابه‌جایی طبیعی برابر $7.75W/m$ فرض شده [۱] و برای در نظر گرفتن اثرات هدایت محوری، توان مؤثر گرمکن‌ها را به صورت $\dot{q}_{eff}'' = \dot{q}_h'' \cdot e^{-L}$ تعریف می‌کنیم.

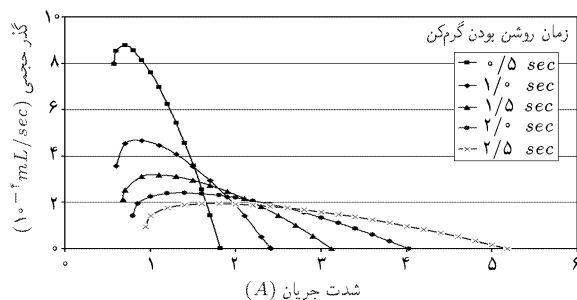
با توجه به ساده‌سازی‌های صورت‌گرفته و نیز عدم اطلاع از شرایط جزئیات و دقت آزمایشات [۱] انتظار نمی‌رود که نتایج حاصل از مدل‌سازی با داده‌های تجربی انطباق کامل داشته باشد. با این وجود با مقایسه‌ی شکل‌های ۶ و ۷ ملاحظه می‌شود که نتایج به دست آمده علاوه بر تطابق کیفی با داده‌های آزمایشی، از نظر مرتبه‌ی بزرگی نیز با نتایج فوق هم‌خوانی دارند (دبی از مرتبه‌ی 10^{-2} میلی‌لیتر بر ثانیه است). بنابراین انتظار می‌رود که مدل ارائه‌شده سازگار اجرایی پمپ را به‌دروستی شناسایی کرده و لذا بتوان از آن به‌منظور بررسی تأثیر پارامترهای کاری مختلف بر عملکرد پمپ و پیش‌بینی نحوه‌ی تغییر گذر جریان تحت شرایط مختلف استفاده کرد.

۲.۳. اثر ابعاد پمپ بر دبی جریان

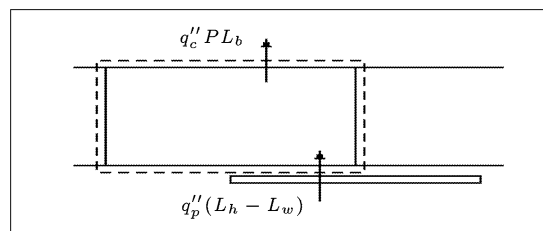
شکل‌های ۸ و ۹ نشان‌گر تغییرات دبی جریان نسبت به اعداد بی‌بعد D/L و L_h/L هستند. برای آن که سایر اعداد بی‌بعد ثابت باشند و Q^* معیار مناسبی از Q باشد،



شکل ۶. نمودار آزمایشی تغییرات گذر جریان نسبت به جریان الکتریکی [۱].



شکل ۷. نمودار نظری تغییرات گذر جریان نسبت به جریان الکتریکی.



شکل ۵. حجم کنترل شامل حباب.

از سوی دیگر مطابق شکل ۵ برای تعادل انرژی در حجم کنترلی شامل حباب خواهیم داشت:

$$q_h'' P(L_h - L_w) = q_c'' PL_b \quad (۱۷)$$

با ترکیب روابط ۱۶ و ۱۷ می‌توان نوشت:

$$\frac{L_b}{L} = \frac{q_h''}{q_c''} \left[\frac{L_h}{L} - \frac{1}{St_h} (1 - Q^*) \left(\frac{A}{PL} \right) \right] \Rightarrow \frac{L_b}{L} = \left(\frac{St_h}{St_c} \right) \left(\frac{L_h}{L} \right) - \frac{1}{St_c} (1 - Q^*) \left(\frac{A}{PL} \right) \quad (۱۸)$$

با استفاده از روابط ۱۲ و ۱۸ می‌توان معادله‌ی بی‌بعدشده‌ی زیر را برای دبی حجمی پمپ برحسب پارامترهای آن به دست آورد:

$$AQ^{*f} + BQ^* + C = 0 \quad (۱۹ الف)$$

که در آن:

$$A = \frac{1}{f} \frac{1}{St_c} \left(\frac{D}{L} \right) \left(\frac{\nu_v}{\nu_l} - 1 \right) + \frac{1}{16} \frac{1}{St_c^2} \left(\frac{D}{L} \right)^2 \left(\frac{\nu_v}{\nu_l} \right) \left(1 - \frac{\rho_v}{\rho_l} \right) \quad (۱۹ ب)$$

$$B = 1 + \frac{1}{St_c} \left(St_h \frac{L_h}{L} - \frac{1}{f} \frac{D}{L} \right) \left(\frac{\nu_v}{\nu_l} - 1 \right) + \frac{1}{f} \frac{1}{St_c^2} \left(\frac{D}{L} \right) \left(2St_h \frac{L_h}{L} - St_c - \frac{1}{f} \frac{D}{L} \right) \left(\frac{\nu_v}{\nu_l} \right) \left(1 - \frac{\rho_v}{\rho_l} \right) - \frac{1}{f} \frac{1}{St_c} \left(\frac{D}{L} \right) \Delta P^* \quad (۱۹ ج)$$

$$C = \frac{1}{St_c} \left(St_h \frac{L_h}{L} - \frac{1}{f} \frac{D}{L} \right) \left(St_h \frac{L_h}{L} - St_c - \frac{1}{f} \frac{D}{L} \right) \left(\frac{\nu_v}{\nu_l} \right) \left(1 - \frac{\rho_v}{\rho_l} \right) - \frac{1}{St_c} \left(St_h \frac{L_h}{L} - St_c - \frac{1}{f} \frac{D}{L} \right) \Delta P^* \quad (۱۹ د)$$

همان‌طور که ملاحظه می‌شود:

$$Q^* = f \left(\frac{\nu_v}{\nu_l}, \frac{\rho_v}{\rho_l}, \frac{D}{L}, \frac{L_h}{L}, St_h, St_c, \Delta P^* \right) \quad (۱۹)$$

به‌علاوه محاسبات به‌طور ضمنی وابسته به Re است. کاهش تعداد اعداد بی‌بعد توصیف‌کننده‌ی جریان نسبت به رابطه‌ی ۲ به‌دلیل فرضیاتی است که در مراحل مختلف حل اعمال شده است. بدیهی است صحت معادله‌ی فوق می‌بایست با توجه به داده‌های آزمایشی مورد بررسی قرار گیرد.

۳. نتایج

با توجه به رابطه‌ی ۱۹ می‌توان تغییرات میزان دبی جریان نسبت به پارامترهای مختلف را مورد بررسی قرار داد.

ریشه‌ی مثبت رابطه‌ی ۱۹ قابل قبول است و لذا ریشه‌ی منفی فاقد تعبیر فیزیکی است.

۲. افزایش قطر لوله به افزایش دبی حجمی بی‌بعد می‌انجامد و این افزایش در اعداد استانتون پایین‌تر است. از آنجا که طبق رابطه‌ی ۱۲ دبی حجمی بی‌بعد در حقیقت متناسب با سرعت سیال است، دبی حجمی واقعی متناسب با سطح مقطع لوله است و افزایش قطر لوله به‌طور کلی دبی حجمی را افزایش می‌دهد. بنابراین در حالت کلی استفاده از لوله‌ی بلند و قطور دبی حجمی بالاتری تولید می‌کند. باید توجه داشت که نحوه‌ی عملکرد پمپ عاملی محدودکننده برای قطر لوله به حساب می‌آید زیرا قطر باید به‌حدی کم باشد که حباب بتواند تمام سطح مقطع آن را اشغال کند، یعنی دست‌کم از مرتبه‌ی 1mm .

۳.۳. اثر نوع سیال بر دبی جریان

شکل‌های ۱۰ و ۱۱ اثر اعداد بی‌بعد ρ_v/ρ_l و ν_v/ν_l را بر میزان دبی حجمی پمپ نشان می‌دهد. با توجه به تصاویر فوق می‌توان نتیجه گرفت:

۱. کاهش نسبت ρ_v/ρ_l و به‌عبارت دیگر اختلاف بیشتر چگالی فاز مایع و بخار به‌صورت خطی موجب افزایش دبی حجمی می‌شود و لذا سازوکار این پمپ برای پمپاژ سیالاتی که چگالی بخار آنها نسبت به مایع پایین است (نظیر آب) مناسب‌تر از سیالاتی است که این نسبت در آنها بالا است (مانند مبردها).

۲. افزایش نسبت ν_v/ν_l اگرچه موجب افزایش دبی حجمی می‌شود، این افزایش به‌ویژه در قطرهای کم و اعداد استانتون بالا ناچیز است.

بنابراین هرچند عملکرد پمپ کاملاً وابسته به بالاتر بودن ν_v نسبت به ν_l است، درگستره‌ی که برای سیالات مختلف در آن قرار دارد، وابستگی دبی حجمی به پارامتر فوق کم، و بیشتر متأثر از پارامتر ρ_v/ρ_l است.

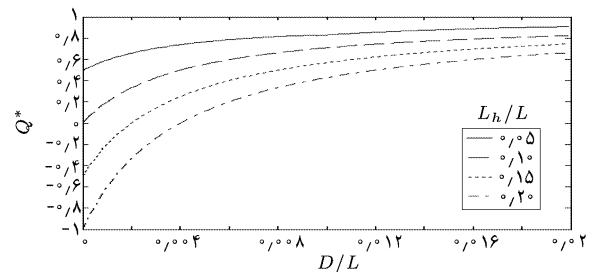
۴.۳. اثر گرمایش و سرمایش بر دبی جریان

شکل‌های ۱۲ و ۱۳ اثر اعداد بی‌بعد St_h و St_c را بر دبی حجمی بی‌بعد نشان می‌دهند. با توجه به این اشکال، نتایج حاصله در ارتباط با آثار گرمایش و سرمایش بر دبی جریان عبارت‌اند از:

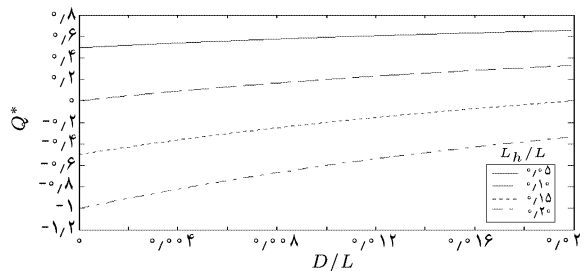
۱. در اعداد استانتون گرمایشی پایین، اعداد استانتون سرمایشی پایین دبی بالاتری تولید کرده و بالعکس در اعداد استانتون گرمایشی بالا، اعداد استانتون سرمایشی بالا دبی بالاتری تولید می‌کنند. علت این امر را می‌توان چنین توضیح داد که در گرمایش بالا طول حباب بیش از حد زیاد شده و دبی کاهش می‌یابد، لذا خنک‌شدن بیشتر طول حباب را کاهش داده و دبی افزایش می‌یابد. عکس مطالب فوق را می‌توان برای گرمایش پایین بیان کرد. به‌عنوان یک قاعده‌ی کلی، چنانچه عدد استانتون گرمایشی یک مرتبه بزرگ‌تر از عدد استانتون سرمایشی باشد پمپ کار می‌کند (جریان تولید می‌شود)، اما چنانچه هم‌مرتبه باشند کارکرد پمپ به سایر پارامترها بستگی خواهد داشت.

۲. جز مواردی که در تأثیر ابعاد پمپ بر میزان دبی مطرح شده گرایش خاصی در میزان تغییرات دبی با اعداد استانتون در ابعاد مختلف پمپ مشاهده نمی‌شود.

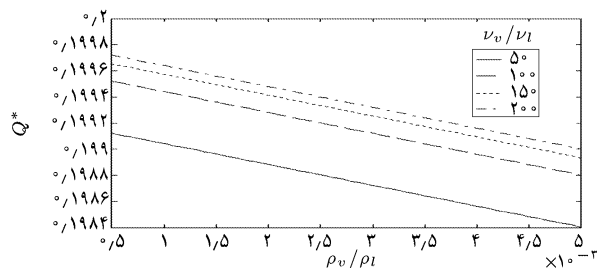
بنابراین انتخاب میزان سرمایش به مقدار گرمایش و به‌عبارت دیگر به توان گرم‌کن‌ها بستگی دارد. چنانچه توان گرم‌کن‌ها کم باشد خنک‌شدن با جابه‌جایی طبیعی، و چنانچه توان گرم‌کن‌ها زیاد باشد خنک‌شدن با جابه‌جایی اجباری نتیجه‌ی بهتری در بر خواهد داشت.



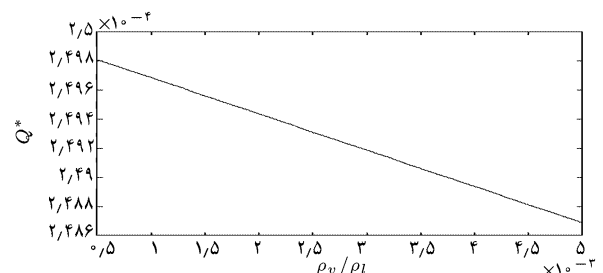
شکل ۸. نمودار تأثیر ابعاد بر گذر جریان $\rho_v/\rho_l = 0.001$ ، $\nu_v/\nu_l = 100$ ، $St_c = 0.1$ و $St_h = 0.1$



شکل ۹. نمودار تأثیر ابعاد بر گذر جریان $\rho_v/\rho_l = 0.001$ ، $\nu_v/\nu_l = 100$ ، $St_c = 0.1$ و $St_h = 0.1$



شکل ۱۰. نمودار تأثیر نوع سیال بر گذر جریان $D/L = 0.001$ ، $L_h/L = 0.1$ ، $St_c = 0.001$ ، $St_h = 0.1$



شکل ۱۱. نمودار تأثیر نوع سیال بر گذر جریان $D/L = 1e-6$ ، $L_h/L = 0.1$ ، $St_c = 0.001$ و $St_h = 0.1$

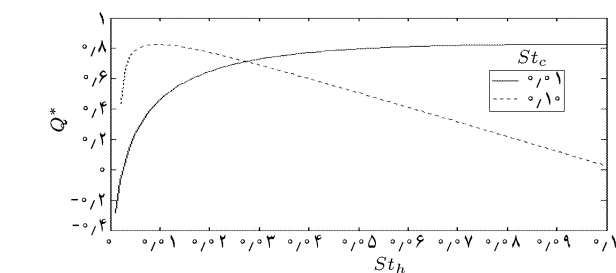
باید سرعت U ثابت باشد. به این ترتیب با توجه به رابطه‌ی ۱۳، L_h نیز ثابت است. با توجه به تصاویر فوق می‌توان این نتایج را در ارتباط با تأثیر ابعاد پمپ بر دبی جریان استنباط کرد:

۱. افزایش طول لوله منجر به افزایش دبی حجمی می‌شود و این افزایش در اعداد استانتون بالا بارزتر است. لذا همواره طولی بحرانی وجود خواهد داشت که در طول‌های کم‌تر از آن هیچ جریانی ایجاد نمی‌شود. باید توجه داشت که تنها

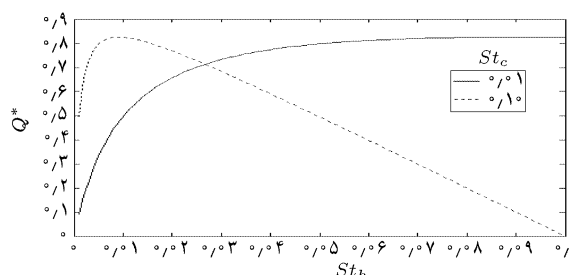
که توسعه‌ی مدل‌های ناپایا، که مستلزم مدل‌سازی کامل فرایند پیچیده‌ی رشد حباب درون ریزکانال است، در بهبود نتایج حاصل بسیار مفید خواهد بود.

فهرست علائم

- A : سطح مقطع مجرا
- D : قطر مجرا
- E_c : عدد اکرت
- f : ضریب اصطکاک داریسی
- Ja : عدد ژاکوب
- L : طول مجرا
- L_{th} : طول گرم‌کن
- \dot{m} : دبی جرمی
- Q^* : دبی حجمی بی‌بعد
- q''_h : شار حرارتی گرمایشی
- Re : عدد رینولدز
- c : گرمای ویژه‌ی سیال
- h_{fg} : گرمای نهان تبخیر
- k : ضریب رسانایی گرمایی
- L_{cb} : طول حباب
- L_{in} : طول افزایش دمای سیال تا نقطه‌ی جوش
- P_r : عدد پرانتل
- P : محیط مجرا
- Q : دبی حجمی
- q''_c : شار حرارتی سرمایشی
- St : عدد استانتون
- t_f : زمان سوئیچ گرم‌کن
- t_{in} : زمان افزایش دمای سیال تا نقطه‌ی جوش
- V : سرعت سیال
- ΔP : اختلاف فشار
- ΔT : اختلاف دمای سیال و نقطه‌ی جوش
- U : سرعت حرکت گرم‌کن
- W_e : عدد وبر
- ΔP^* : افت فشار بی‌بعد



شکل ۱۲. نمودار تغییرات گذر جریان بی‌بعد نسبت به گرمایش و سرمایش $D/L = 0.1$ ، $\nu_0/\nu_\infty = 100$ و $\rho_0/\rho_\infty = 1000$ ، $L_{th}/L = 0.1$ ، $0.1 \leq St_c \leq 1.0$



شکل ۱۳. نمودار تغییرات گذر جریان بی‌بعد نسبت به گرمایش و سرمایش $D/L = 0.1$ ، $\nu_0/\nu_\infty = 100$ و $\rho_0/\rho_\infty = 1000$ ، $L_{th}/L = 0.1$ ، $0.1 \leq St_c \leq 1.0$

۴. نتیجه‌گیری

مسئله‌ی اصلی در بررسی هر نوع سازوکار پمپاژ تعیین میزان فشار و گذر جریان تولیدشده در شرایط مختلف کاری است. در ابتدا با استفاده از تحلیل ابعادی، اعداد بی‌بعد مؤثر بر دبی حجمی میکروپمپ تغییر فازی مشخص شد. در ادامه برای شناسایی نحوه‌ی کارکرد پمپ، مدلی یک‌بعدی و مستقل از زمان برای پیش‌بینی دبی برحسب اعداد بدون بعد حاکم ارائه شد. علت اصلی تولید جریان، بیشتر بودن گراندزری سینماتیکی بخار نسبت به مایع و بالاتر بودن افت فشار ایجادشده در فاز بخار است. این خاصیت به‌صورت یک سوپاپ دینامیکی عمل می‌کند و موجب ایجاد جریان خالص در پمپ می‌شود. در خاتمه، با استفاده از معادله‌ی به دست آمده اثر پارامترهای مختلف کاری (شامل ابعاد میکروپمپ، نوع سیال و شرایط گرمایش و سرمایش) بر نحوه‌ی عملکرد پمپ تشریح شد. از نتایج این بررسی می‌توان به‌منظور شناخت بهتر نحوه‌ی عملکرد میکروپمپ و انتخاب شرایط مناسب در مطالعات آزمایشی استفاده کرد. یادآور می‌شویم که یکی از ساده‌سازی‌های اصلی در تحلیل ارائه‌شده، مدل‌سازی فرایند ناپایا رشد حباب به‌صورت پایا است. طبیعی است

پانویس

1. Micro Electro Mechanical System (MEMS)
2. Piezoelectric Micropumps
3. Electrostatic Micropumps
4. Pneumatic Micropumps
5. Electrohydrodynamic (EHD) Micropumps
6. Magnetohydrodynamic (MHD) Micropumps
7. Phase Change Micropumps

منابع

1. Laser, D.J.; Snatiago, J.G. "A review of micropumps", *Journal of micromechanics and microengineering*, **14**, pp. 35-64 (2004).
2. Nguyen, N.T.; Huang, X. and Chuan, T.K. "MEMS-micropumps: a review", *Journal of fluids engineering*, **124**, pp. 384-392 (2002).

3. Takagi, H.; Maeda, R.; Ozaki, K.; Parameswaran, M. and Mehta, M. "Phase transformation type micropump", *Proceeding of Mechatronics and Human Science*, pp.199-202 (1994).
4. Ozaki, K. "Pumping mechanism using periodic phase changes of a fluid", IEEE 8th International Workshop on MEMS (MEMS' 95), pp. 31-36 (1995).
5. Song, Y.J.; Zheo, T.S. "Modeling and test of a thermally-driven phase-change nonmechanical micropump", *Journal of Micromechanics and Microengineering*, **11**, pp. 713-719 (2001).
6. Jun, T.K.; Kim, C.J. "Valveless pumping using traversing vapor bubble in microchannels", *Journal of Applied Physics*, **83**, pp. 5658-64 (1998).
7. Li, Z.X.; Wang, M.R.; Tan, L.Y. "Experimental investigation on phase transformation type micropump", *Chinese Science Bulletin*, **47**, pp. 518-522 (2002).
8. Wang, M.R.; Li, Z.X. "Valveless thermally-driven phase-change micropump", *Tsinghua Science and Technology*, **9** (6), pp. 668-693 (2004).
9. Incropera, F.P.; DeWitt, D.P. "Introduction to heat transfer", John Wiley & Sons (1996).