نشریه بین‌المللی علوم مهندسی دانشگاه علم و صنعت ایران
ویژه‌نامه مهندسی مواد و متالورژی، جلد ۱۹، شماره ۵، سال ۱۳۸۷، صفحه ۳۰-۲۳

شبیه‌سازی سامانه روان‌کاری موتورهای درون‌سوز به روش خطی شده تصحیح هد

امید رزبانی، سید علی جزایری و رضا ابراهیمی

چکیده: سامانه روان‌کاری موتورهای احتراق داخلی یکی از مهم‌ترین اجزایی است که کارکرد مطمئن و دوام موتورها را تضمین می‌کند. استفاده از شبیه‌سازی رایانه‌ای در طراحی و تحلیل مدار روان‌کاری نسبت به روش‌های آزمایشگاهی و سعی و خطا مقرون به صرفه‌تر است. در این راستا ابتدا تک تک اجزای سامانه روان‌کاری مورد بررسی قرار گرفته و روابط افت فشار هرکدام از آن‌ها ارایه شده است. سپس کد کامپیوتری EngineLubSim تهیه شده است که توسط آن می‌توان به تحلیل و طراحی سامانه روان‌کاری موتورهای احتراق داخلی پرداخت. این کد از روش خطی شده تصحیح هد برای تشریح سیستم معادلات سامانه روان‌کاری سود می‌برد و با استفاده از روش SOR معادلات مذکور را حل می‌کند. همچنین کد کامپیوتری دیگری برای محاسبات دینامیکی مربوط به خروج از مرکز یاتاقان‌ها توسعه یافته (BearLoad) که در کنار کد EngineLubSim ابزار قدرتمندی در تحلیل سامانه روان‌کاری موتور تشکیل می‌دهند. درنهایت یک موتور نمونه مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج نشان می‌دهند که مقدار تغذیه روغن به یاتاقان‌ها مناسب نیست و باید تغییراتی در طراحی صورت گیرد تا مشکل برطرف شود.

واژه‌های کلیدی: موتورهای درون‌سوز، روان‌کاری، یاتاقان، پالایه روغن

۱. مقدمه

مدار روان‌کاری یکی از حیاتی‌ترین سامانه‌های موتورهای درون سوز است. طراحی درست و بهینه این سامانه علاوه بر حفاظت از قطعات موتور در مقابل سایش و خوردگی، در کاهش مصرف سوخت و افزایش راندمان موتورها بسیار مؤثر است.

شبیه سازی رایانه‌ای، یکی از مراحل طراحی این سامانه است که نسبت به روش‌های تجربی و آزمایشگاهی بسیار مقرون به صرفه است. امروزه استفاده از نرم افزارهای شبیه‌سازی در صنعت خودرو بسیار فراگیر شده است. در صورت در اختیار داشتن نرم‌افزار شبیه‌سازی سامانه روان‌کاری علاوه بر طراحی می‌توان به بررسی و بهینه کردن سامانه‌های موجود نیز پرداخت.

تاریخ وصول: ۸۴/۱۰/۲۰
تاریخ تصویب: ۸۶/۲/۳

امید رزبانی، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، razbani.omid@gmail.com
دکتر سید علی جزایری، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، jazayeri@kntu.ac.ir
رضا ابراهیمی، دانشکده مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، بلوار وفادار شرقی. rebrahimi@kntu.ac.ir

تحقیقات در مورد سامانه روان‌کاری و کوشش در راستای شبیه‌سازی رایانه‌ای آن در سال ۱۹۷۱ توسط Robert S. Lo از کارخانه Ford آغاز گردید [۱]. در سال ۱۹۷۵، K. H. Heubner روشی برای حل معادلات غیر خطی سامانه روان‌کاری پیشنهاد کرد [۲]. وی در مقاله خود مدل‌هایی برای یاتاقان‌های شیار دار و بدون شیار ارائه نمود.

E. A. Neu و همکارانش در سال ۱۹۷۷، سامانه روان‌کاری موتور دیزل را مورد بررسی قرار دادند [۳]. در این تحقیق نیز مدل یاتاقان به صورت حالت دائمی در نظر گرفته شده است. مقایسه نتایج حاصل از این تحقیق با آزمایش در حدود ۱۰ درصد خطا نشان می‌دهد.

در ۱۹۸۶، Charles E. Kluck و Paul W. Olsen مراحل طراحی و بهینه‌سازی سامانه روان‌کاری یک موتور دیزل را تشریح کردند [۴]. آن‌ها قسمتی از مقاله خود را به شبیه سازی مدار روان‌کاری اختصاص دادند و مدل سازی سامانه روان‌کاری را به صورت جریان حالت پایا و با مدل‌های خطی اجزا، انجام دادند.

Phuoc Tran و Takashi Yamamoto در ۱۹۸۷، اثر دبی جریان و دمای روغن را بر تلفات اصطکاکی موتور بررسی کردند [۵].

در سال ۱۹۹۱، A. Hass و همکارانش به روش‌های صرفه جویی در مصرف انرژی و بهینه‌سازی سامانه روان‌کاری پرداختند[۶]. آنها در این

[Downloaded from ijiepm.iust.ac.ir on 2024-07-27]

راستا کد کامپیوتری برای شبیه‌سازی سامانه روانکاری موتور نوشته‌اند که متأسفانه هیچ توضیحی راجع به این کد ارائه نشده است.

M. A. Mian، از شرکت Ricardo در سال ۱۹۹۷ به طراحی و تحلیل سامانه روان‌کاری یک موتور دیزل پر دور و تزریق مستقیم پرداخت[۷]. وی سیستم روان‌کاری را به صورت حالت پایدار، بدون در نظر گرفتن انتقال حرارت و یک بعدی فرض کرد. روغن را به عنوان یک سیال نیوتنی با دانسیته ثابت در نظر گرفت. او همچنین مدل‌هایی را نیز برای اجزاء سامانه روانکاری معرفی کرد.

در سال ۲۰۰۰، S. M. Chun مطالعاتی بر روی سامانه روان‌کاری موتور انجام داد و اثرات حل شدن هوا را نیز در نظر گرفت [۸و۹]. در همین سال F. Klingebiel و U. Kahlstorf به شبیه سازی سامانه روانکاری موتور توسط نرم افزار FLOWMASTER2 پرداختند [۱۰]. آنها در مقاله خود ابعاد مختلف شبیه سازی یک بعدی را تشریح کردند.

در کشور ما تا کنون سامانه روان‌کاری موتور به دقت مورد توجه قرار نگرفته و در این زمینه اطلاعات و دانش فنی لازم برای شبیه‌سازی و طراحی سامانه روان‌کاری موتورهای احتراق داخلی موجود نبوده است.

در این مقاله روش حل تصحیح هد گره برای تشریح سیستم معادلات سامانه روان‌کاری موتور ارائه شده است. از برتری‌های این روش نسبت به روش‌هایی که در گذشته مورد استفاده قرار گرفته‌اند، سرعت بیش‌تر و ساده‌تر بودن برنامه نویسی آن است.

۲. افت فشار در اجزای مختلف سامانه روان‌کاری

به منظور حل شبکه روان‌کاری لازم است که ابتدا افت فشار در لوله‌ها و اجزای مختلف شبکه به صورت تابعی از مشخصات هندسی جزء مورد نظر و دبی عبوری از آن، استخراج گردد. در ادامه، این دو مورد بررسی خواهند شد.

۲-۱. افت فشار در اثر اصطکاک

مهمترین روش در محاسبه تلفات یک مدار هیدرولیکی معادله دارسی- وایسباخ (۱) است که برای تعیین افت در لوله ها استفاده می‌شود.

$$h_f = \frac{\Delta p}{\gamma} = f\,\frac{L}{D}\frac{V^2}{2g} \qquad (۱)$$

معمولاً شبکه‌های هیدرولیکی به جز لوله مشتمل بر متعلقاتی است از قبیل دهانه‌ها، زانوها، خم‌ها، تبدیل‌های کاهنده و افزاینده و برخی اجزای دیگر. این گونه وسایل روند جریان را بر هم می‌زنند و تلاطم بیشتری در جریان ایجاد می‌کنند، که در نتیجه باعث بروز افت‌های جدیدی می‌شوند. اصول حاکم بر دینامیک سیالات و همچنین شواهد تجربی دلالت بر این دارد که این تلفات تقریباً متناسب با مجذور سرعت است. به این دلیل مرسوم است که اکثر افت‌های جزئی را به صورت زیر نشان می‌دهند.

$$h_l = k_l\,\frac{V^2}{2g} \qquad (۲)$$

اکنون می‌توانیم با استفاده از معادله دارسی- وایسباخ معادله افت فشار را بین دو گره متوالی از مدار هیدرولیکی که شامل تلفات اصطکاکی لوله و تلفات جزئی باشد بنویسیم. به این معادله، معادله فانینگ نیز گفته می‌شود [۲].

$$p_i - p_j - \rho\, f(Q,D)\frac{8Q^2}{\pi^2 D^4}\left[\frac{L}{D} + \frac{k_l}{f(Q,D)}\right] - \gamma(z_j - z_i) = 0 \qquad (۳)$$

در رابطه فوق فرض شده است که سطح مقطع عبور سیال ثابت است.

۲-۲. اجزای سامانه روان‌کاری موتور و مدل‌های ریاضی آن‌ها

برای تعیین k_l در معادله (۳) مربوط به اجزای مختلف مدار روان‌کاری موتور، باید شناخت دقیقی از اجزای این سامانه و معادلات حاکم بر هر کدام داشته باشیم. در ادامه شرح کوتاهی از وظایف و عملکرد اجزای سامانه روان‌کاری موتورهای درون‌سوز به همراه معادلات آنها ارائه شده است.

الف) پالایه

اهمیت این جزء آن گاه درک می‌شود که بدانیم حدود ۴۳ درصد خرابی‌های یاتاقان‌های موتورهای درون‌سوز به خاطر ذرات و ناخالصی-های موجود در روغن است [۱۱]. این ذرات باعث سایش سطوح می-شوند و ذرات ساینده جدیدی تولید می‌کنند. در صورت تکرار این چرخه، موتور به سرعت فرسوده می‌شود.

افت فشار در پالایه را می‌توان توسط معادله زیر بیان کرد [۸].

$$\Delta p - \alpha_f Q^{K_f} = 0 \qquad (۴)$$

در معادله فوق، α_f و K_f ثوابتی هستند که از راه آزمون بر روی پالایه و برای لزجت مشخص روغن، تعیین می‌گردند.

ب) یاتاقان

یاتاقان به وسیله ای گفته می‌شود که بتواند به عنوان تکیه گاه یک محور در حال دوران مورد استفاده قرار بگیرد و در صورت وارد آمدن نیروها به محور، به پایداری سیستم کمک نماید.

معمولاً یاتاقان‌های موتورهای درون‌سوز از نوع لغزشی (ژورنال) انتخاب می‌شوند. این یاتاقان‌ها ممکن است دارای شیار نیز باشند. در ادامه به معادلاتی که افت فشار روغن در گذر از یاتاقان را به دبی روغن و مشخصات هندسی یاتاقان مرتبط می‌سازد پرداخته می‌شود.

- یاتاقان با یک سوراخ بدون شیار

برای این نوع یاتاقان دو معادله زیر پیشنهاد شده است [۲و۷].

$$Q = 0.675\left(\frac{c^3}{\mu}\right)(1+\varepsilon\cos\theta)^3\left(\frac{d}{L}+0.4\right)^{1.75}\Delta P \qquad (۵)$$

$$Q = \frac{c^3 \pi R}{6\mu l}\left[1.2 + 11\frac{d}{L}\right]\Delta p \qquad (۶)$$

در رابطه (۵)، θ، موقعیت سوراخ روغن نسبت به نقطه بیشینه خروج از مرکز است.

[Downloaded from ijiepm.iust.ac.ir on 2024-07-27]

- یاتاقان با شیار محیطی

برای یاتاقانهای با شیار محیطی بیشتر از ۲۷۰ درجه، و بر حسب افت فشار در گذر از یاتاقان، فرمول (۷) توسعه یافته است [۷]. شکل(۱) مشخصات هندسی یک یاتاقان شیاردار را نشان می‌دهد.

$$Q=\left(\frac{c^3}{\mu}\right)\left(\frac{1.25-0.25\frac{a}{L}}{6\left(\frac{L}{a}-1\right)^{0.333}}\right)f_1\Delta p+\left(\frac{c^3}{\mu}\right)\left(\frac{\frac{D}{L}}{6\left(1-\frac{a}{L}\right)}\right)\left(f_2(\theta_2)-f_2(\theta_1)\right)\Delta p \qquad (۷)$$

در رابطه بالا:

$$f_1=(1+\varepsilon\cos\theta_1)^3+(1+\varepsilon\cos\theta_2)^3 \qquad (۸)$$

$$f_2(\theta)=\theta+3\varepsilon^2\left(\frac{\theta}{2}+\frac{1}{4}\sin 2\theta\right)+\varepsilon^3\left(\sin\theta-\frac{1}{3}\sin^3\theta\right) \qquad (۹)$$

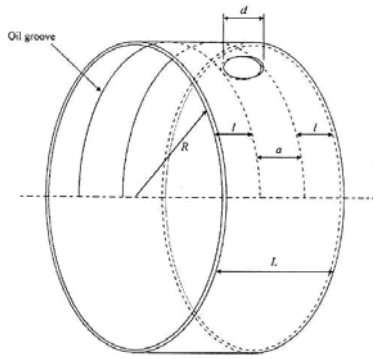
و D، قطر یاتاقان بر حسب متر؛ θ، موقعیت سوراخ روغن نسبت به نقطه بیشینه خروج از مرکز؛ θ_1، زاویه شروع شیار از نقطه ماکزیمم ضخامت فیلم در جهت چرخش شافت بر حسب درجه، (شکل۲) و θ_2، مجموع θ_1 و زاویه شیار می‌باشد. در مورد یاتاقان‌های با شیار ۳۶۰ درجه، جریان در یاتاقان تنها توسط جمله دوم رابطه (۷) بیان می‌شود. با در نظر گرفتن $\theta_1=0$ و $\theta_2=2\pi$ نرخ جریان روغن به صورت رابطه زیر در می‌آید [۷].

$$Q=\frac{\pi c^3 D}{6\mu(L-a)}\left(2+3\varepsilon^2\right)\Delta p \qquad (۱۰)$$

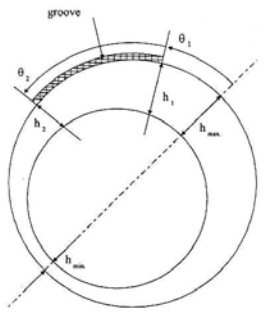
از آن جا که اندازه و راستای نیروهای وارد به یاتاقان‌های میل‌لنگ همواره در حال تغییر است، نسبت خروج از مرکز، مقدار ثابت و یکنواختی ندارد. در تحلیل حالت دایم مدار، از مقدار متوسط خروج از مرکز یاتاقان در طول یک سیکل، استفاده می‌شود. در هر زاویه لنگ، مقدار خروج از مرکز از رابطه (۱۱) که به حل دوبویث و اکویرک مشهور است محاسبه می‌شود.[۱۲].

$$W=\frac{\mu_e\omega_b RL^3}{4c^2}\frac{\varepsilon}{\left(1-\varepsilon^2\right)^2}\left[16\varepsilon^2+\pi^2\left(1-\varepsilon^2\right)\right]^{1/2} \qquad (۱۱)$$

در این رابطه W بار وارده به یاتاقان است که با توجه به داده‌های آزمایشگاهی فشار درون سیلندر و روابط دینامیکی، در هر زاویه لنگ مشخص، تعیین می‌گردد. برای اطلاع بیشتر از بارهای وارد به یاتاقان و نحوه محاسبه، به مرجع [۱۳] مراجعه کنید.



شکل ۱. یاتاقان با شیار محیطی [۷]



شکل ۲. مشخصات هندسی یاتاقان با شیار محیطی [۷]

برای محاسبه مقدار متوسط خروج از مرکز یاتاقان‌ها کد کامپیوتری BearLoad توسعه داده شده که با در اختیار داشتن مشخصات هندسی موتور، یاتاقان‌ها و منحنی فشار درون سیلندر و پس از محاسبات دینامیکی، متوسط خروج از مرکز یاتاقان‌ها را مشخص می‌کند[۱۳].

ج) پمپ روغن

بررسی‌های انجام گرفته توسط شرکت FEV نشان می‌دهد که پمپ روغن به دلایل ایمنی معمولاً بزرگ‌تر از حد مورد نیاز در نظر گرفته شده‌اند که موجب هدر رفتن بی‌مورد انرژی می‌گردد [۶]. تعیین دقیق نیازهای تک تک اجزا به روغن، شبیه سازی دقیق مدار روان‌کاری و در نظر گرفتن فرسایش موتور که باعث افزایش لقی‌ها می‌شود؛ منجر به انتخاب پمپ بهینه می‌گردد. مدل ریاضی پمپ روغن که در مدل‌سازی سامانه روان‌کاری به کار می‌رود و ارتباط بین دبی و اختلاف فشار را مشخص می‌کند به صورت زیر است[۸].

$$\Delta p-\beta_{1p}+\beta_{2p}Q^{k_p}=0 \qquad (۱۲)$$

۳. سیستم معادلات و روش حل

اکنون که معادلات و مدل های تک تک اجزای مدار روان‌کاری مشخص شد، می‌توان برای کل شبکه سیستم معادلاتی استخراج نمود. چگونگی به دست آوردن سیستم معادلات و روش‌هایی که برای حل آن وجود دارد در این بخش بررسی خواهند شد.

برای حل شبکه‌هایی که دارای انشعابات و مخازن متعدد باشند، مناسب است که هد در هر گره به عنوان مجهول اصلی معادلات در نظر گرفته شود. پس از تعیین دقیق هد در هر گره، دبی هر لوله با استفاده از اختلاف هد گره‌های دو انتهای لوله مشخص می‌شود. در این روش، ابتدا حدس اولیه‌ای برای هد گره‌های مختلف زده می‌شود و سپس با استفاده از معادلات حاکم و به روش جایگذاری متوالی، هد گره‌های مختلف تصحیح می‌شود. در مواردی که افت هد لوله‌های متصل به یک گره با هم تفاوت زیادی داشته باشد، روش تصحیح هد گره می‌تواند دچار ناپایداری گردد. در حالت کلی برای پایداری این روش لازم است

[Downloaded from ijiepm.iust.ac.ir on 2024-07-27]

که میزان تصحیح هد گره از کم‌ترین افت هد لوله‌های متصل به آن، کوچک‌تر باشد. با وجود این مشکل، روش فوق دارای چندین برتری می‌باشد.

الف- اطلاعات ورودی بسیار ساده است.

ب- هیچ حلقه ای فرض نشده است.

ج- شناسایی هر لوله توسط گره های دو انتهای آن ساده تر از شناسایی آن‌ها توسط حلقه‌های مجزا است.

د- بر خلاف روش حلقه که در انتهای محاسبات افت هر لوله مشخص می‌شود، در این روش هد هر گره معین می‌شود.

ه- وجود مخازن و نقاط هد ثابت متعدد پیچیدگی خاصی در محاسبات ایجاد نمی‌کند.

به سبب ماهیت غیرخطی رابطه هد و جریان، حل معادلات حاکم بر جریان سیال در شبکه هیدرولیکی دشوار می‌باشد. در این حالت می‌توان از روش نیوتن - رافسون برای حل این معادلات غیرخطی استفاده نمود.

در سال ۱۹۷۲ روشی برای خطی‌سازی این معادلات توسط وود و چارلز ارایه گردید [۱۴]. خطی‌سازی این معادلات موجب ساده‌تر شدن حل ماتریس معادلات حاکم می‌شود. با این وجود، در مواردی ممکن است که روش خطی باعث ایجاد نوساناتی در حل شود. در چنین مواردی استفاده از یک روش متوسط‌گیری برای پایدار سازی و افزایش سرعت همگرایی استفاده می‌شود. در این روش برای ساده‌سازی محاسبات از معادله توانی (۱۳) استفاده می‌شود.

$$h_f = kQ^2 \qquad (۱۳)$$

از رابطه فوق مشخص است که جریان عبوری بین هر دو گره i و j را می‌توان به صورت زیر محاسبه کرد.

$$Q_{ij}\left|Q_{ij}\right| = h_{ij}/k_{ij} \qquad (۱۴)$$

در رابطه (۱۴)، Q_{ij} دبی از گره i به گره j، k_{ij} مجموع ضرایب افت و h_{ij} تفاوت هد بین این دو گره می‌باشد. برای تشخیص جهت جریان، Q_{ij}^2 با عبارت $Q_{ij}\left|Q_{ij}\right|$ جایگزین شده است. در صورتی که Q_{ij} مثبت باشد، جریان از گره i به گره j می‌باشد. اگر Q_{ij0} تقریبی از حل Q_{ij} باشد (این کمیت از تکرار قبلی و یا از تخمین اولیه تعیین می‌شود) و از تعریف $C_{ij} = 1/\left(k_{ij}\left|Q_{ij0}\right|\right)$، استفاده شود؛ معادله (۱۴) به صورت زیر در می‌آید.

$$Q_{ij} = C_{ij}h_{ij} \qquad (۱۵)$$

در صورتی که خروجی خالص جرم از گره j، q_j باشد، بقای جرم در این گره به شکل زیر می‌شود.

$$\sum_{i=1}^{I} Q_{ij} = \sum_{i=1}^{I} C_{ij}h_{ij} = q_j \qquad j = 1,2,\ldots,J \qquad (۱۶)$$

با جایگذاری h_{ij} با $H_i - H_j$ که H معرف هد در هر گره می‌باشد، خواهیم داشت:

$$\sum_{i=1}^{I}\left(C_{ij}H_i - C_{ij}H_j\right) = q_j \qquad j = 1,2,\ldots,J \qquad (۱۷)$$

و در نهایت هد گره j به صورت زیر محاسبه می‌شود.

$$H_j = \frac{\sum_{i=1}^{I} C_{ij}H_i - q_j}{\sum_{i=1}^{I} C_{ij}} \qquad j = 1,2,\ldots,J \qquad (۱۸)$$

اکنون می‌توان J معادله خطی فوق را برای J هد مجهول حل نمود. برای این منظور، روش‌های مختلفی همچون حذف گوسی و تکرار گوس سایدل به کار گرفته می‌شود. در نرم‌افزار EngineLubSim، به منظور کاهش حافظه مورد نیاز از روش SOR استفاده شده است [۱۵]. در این روش برای جلوگیری از تغییرات ناگهانی و غیر فیزیکی جواب، بعد از هر گام محاسباتی، متوسط گیری زیر صورت می‌گیرد.

$$H_j^{(n)} = \omega H_j^{(n)} + (1-\omega)H_j^{(n-1)} \qquad (۱۹)$$

که در آن $0 \le \omega \le 2$ و $H_j^{(n-1)}$ مقدار هد هر گره در تکرار قبلی است. تکرارهای متوالی هنگامی به پایان می‌رسند که تفاوت هد هر گره با مقدار محاسبه شده در تکرار قبلی، از مقدار تعریف شده، ε_H، کوچک‌تر باشد.

روند برنامه کامپیوتری EngineLubSim در شکل (۳) نشان داده شده است. داده‌های ورودی به برنامه می‌بایست قبل از اجرای برنامه در یک فایل ذخیره گردد.

با توجه به دبی عبوری و افت‌های موضعی هر لوله، ضریب افت C_{ij} در زیربرنامه LossCoefficient، تعیین شده، سپس مقدار اولیه هد در کلیه گره‌ها مشخص می‌گردد. در زیربرنامه Solver و در تکرار SOR، با فرض ثابت بودن ضرایب افت C_{ij}، هد در کلیه گره‌ها به صورتی تعیین می‌شود که قانون بقای جرم در آن‌ها ارضا شود. در تکرار Main، با تعیین Q_{ij}های جدید(میانگین تکرار جدید و تکرار قبلی)، ضرایب جدید افت C_{ij}، محاسبه می‌شود.

تکرار Main تا آن‌جا ادامه پیدا می‌کند که اختلاف Q_{ij}ها با دبی هایی که از طریق هدها محاسبه می‌شود، مینیمم شود. خطا در تکرار Main برنامه به صورت زیر تعریف می‌شود.

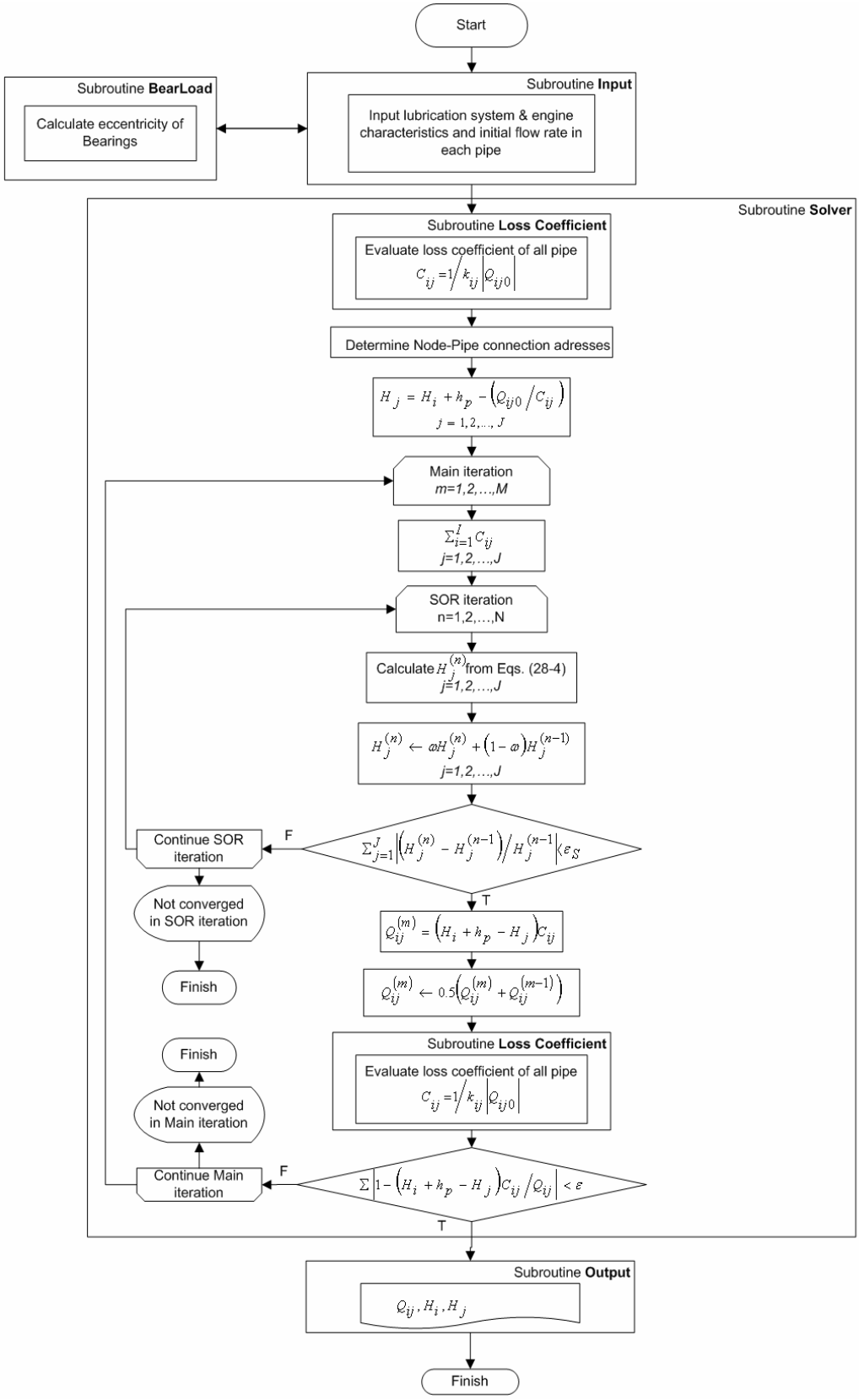
$$error = \sum\left|1 - \left(H_i - H_j\right)C_{ij}/Q_{ij}\right| \qquad (۲۰)$$

در پایان نتایج به دست آمده توسط زیربرنامه Output بر روی خروجی چاپ می‌گردد.

[Downloaded from ijiepm.iust.ac.ir on 2024-07-27]

۴. تحلیل یک مساله ساده

شبکه لوله‌کشی شکل (۴) را که در مرجع [۱۶] تحلیل شده است را در نظر می‌گیریم. اطلاعات این شبکه به صورت فایل ذخیره شده است. سپس این شبکه توسط برنامه کامپیوتری EngineLubSim تحلیل شده است. نتایج حاصل از اجرای برنامه با نتایج مرجع [۱۶] در جدول (۱) برای مقادیر دبی مقایسه شده است. برای هد گره ها نیز خطا کمتر از ۰،۱ درصد است. این مقایسه‌ها نشان می‌دهد که هماهنگی خوبی بین این دو وجود دارد و بنابراین جواب‌های این کد قابل اعتماد است.



شکل ۳. روند برنامه کامپیوتری EngineLubSim [۱۶]

[Downloaded from ijiepm.iust.ac.ir on 2024-07-27]

جدول ۱. مقایسه دبی‌ها

شماره لوله	دبی از مرجع[۱۶] (ft^3/s)	دبی از برنامه EngineLubSim (ft^3/s)
۲	۰/۸۲۰	۰/۸۱۹۳
۳	۰/۴۷۰	۰/۴۶۹۷
۴	۰/۷۸۰	۰/۷۸۰۵
۵	۰/۲۸۰	۰/۲۷۹۰
۶	۰/۲۵۰	۰/۲۵۰۷

۵. تحلیل مدار روان‌کاری یک موتور نمونه

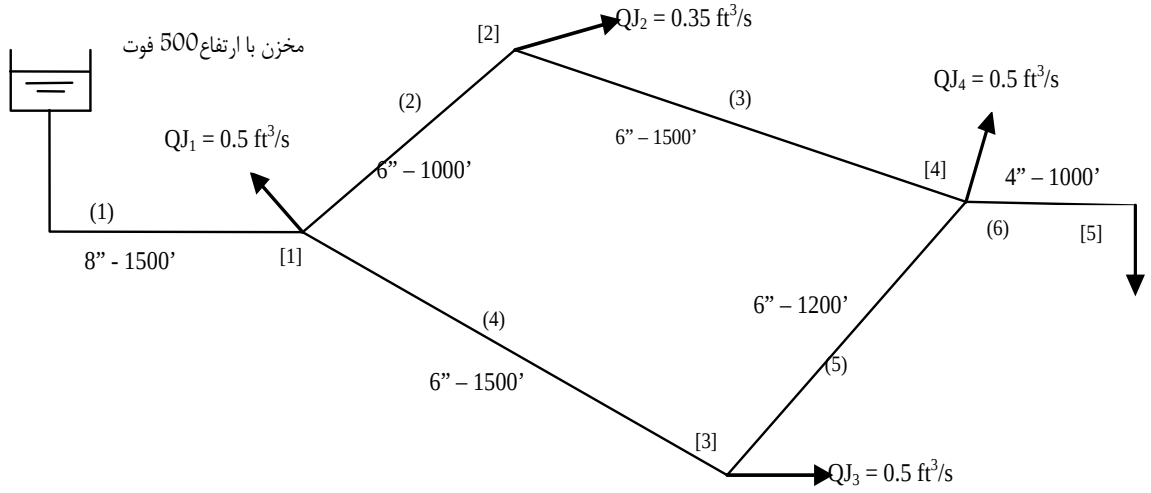
مدار روان‌کاری یک موتور ۴ سیلندر بنزینی برای شبیه‌سازی و تحلیل انتخاب شد. برای هندسه مدار از مدار موتور پیکان ۱۶۰۰ استفاده شده است اما برای ثابت‌های پالایه و پمپ روغن از مقادیر موجود در مقالات برای موتورهای مشابه استفاده شد. تمام گره‌ها و لوله‌ها شماره گذاری شدند و در نهایت فایل ورودی تهیه گردید. با وجود این که مدار با تمام جزییات مدل شده است اما برای درک بهتر مساله از نشان دادن جزییات مدار صرفنظر شد.

شکل (۵) ساده شده‌ی مدار روان‌کاری موتور نمونه را نشان می‌دهد. نحوه گردش روغن در مدار به این صورت است که ابتدا روغن توسط پمپ روغن از مخزن روغن موتور (گره۱) مکیده شده و پس از عبور از پالایه روغن (لوله شماره۲) وارد مجرای اصلی روغن می‌گردد. سپس روغن از مجرای اصلی به یاتاقان‌ها تغذیه می‌شود. یک شاخه نیز برای روان‌کاری سر سیلندر از انتهای مجرا منشعب شده است(گره۵) که یاتاقان‌های میل سوپاپ و اسبک‌ها را روان‌کاری می‌کند.

ثابت‌های پالایه از قرار $\alpha_f=5790.3, k_f=0.8844$ انتخاب شده است و ثابت های پمپ به ترتیب $A=52.9443$، $B=-8.8724E17$ و $C=5.05287$ در نظر گرفته شده است. شبیه‌سازی در سرعت ۵۰۰۰ دور بر دقیقه انجام شده است. لزجت روغن در هر قسمت از مدار به طور جداگانه و با توجه به دمای آن قسمت تعیین می‌گردد. این مساله بر دقت شبیه‌سازی می‌افزاید.

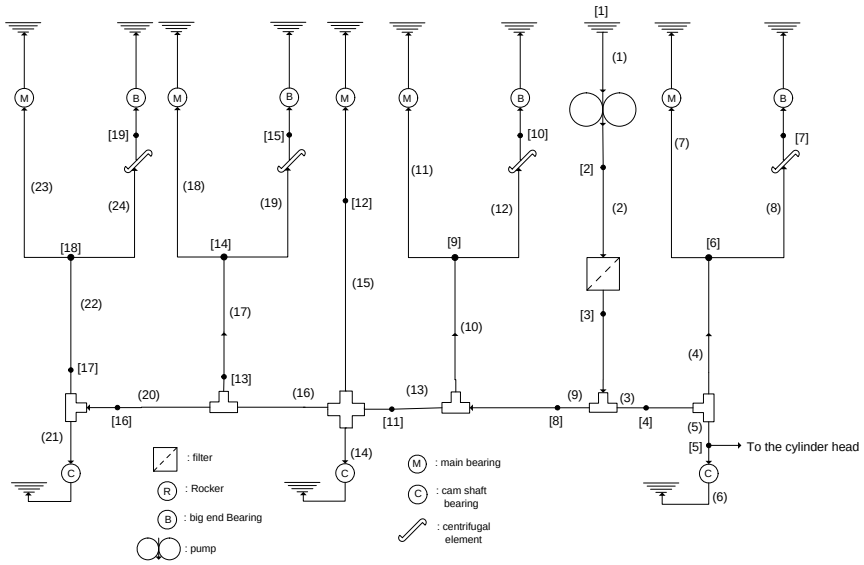
در نمونه شبیه‌سازی شده دما در تمام بخش‌ها به استثنای یاتاقان‌ها، ۱۰۰ درجه سانتی‌گراد در نظر گرفته شده است و دمای یاتاقان‌ها ۱۲۰ درجه سانتی‌گراد در نظر گرفته شده است. نتایج حاصل از اجرای برنامه شامل هد هر گره و دبی روغن در هر لوله در جداول (۲) و (۳) نشان داده شده است. در شکل(۶) تاریخچه همگرایی برنامه یا همان خطای تکرار اصلی برنامه (*error* در معادله ۲۰) که بر حسب تکرار رسم شده است، نشان از همگرایی خیلی خوب برنامه دارد. در این کد اثرات نیروی گریز از مرکز بر روغن جاری در داخل میل‌لنگ بررسی و مدل‌سازی شده است.

به عنوان مثال هد در نقطه ۷ مدار شکل (۵) در اثر نیروی گریز از مرکز از ۵۷/۲۱ به ۸۴/۹۹ متر افزایش یافته است. بیشترین عدد رینولدز در مدار، مربوط به لوله شماره ۲ می‌باشد (۱۸۸۲) که نشانگر جریان آرام روغن در مدار است. در این حالت زبری مجاری تأثیری بر افت فشار در مدار ندارند. دبی روغن پیشنهادی برای یاتاقان‌های اصلی موتورهای سبک بنزینی بین ۰/۵-۱/۰ لیتر در دقیقه و برای یاتاقان‌های متحرک میل لنگ بین ۰/۳ تا ۰/۵ لیتر در دقیقه است [۷]. همانطور که از نتایج جدول (۳) مشخص است دبی روغن مربوط به تمام یاتاقان‌ها به جز یاتاقان اصلی وسطی میل لنگ (لوله شماره۱۵) در محدوده مناسب و مطمئنی قرار دارد. بنابراین کارکرد درست و با اطمینان یاتاقان ثابت وسط میل لنگ مورد شک و تردید قرار دارد در حالی که به باقی یاتاقان‌ها روغن اضافه تغذیه می‌شود. در مورد این موتور پیشنهاد می‌گردد با بازنگری در طراحی راهگاه‌ها و انتخاب پمپ مناسب مشکل برطرف گردد.



شکل۴. مدار ساده هیدرولیکی [۱۶]

[Downloaded from ijiepm.iust.ac.ir on 2024-07-27]



شکل ۵. نمای ساده شده مدار روان‌کاری موتور نمونه

جدول ۲. هد در گره‌های مدار روان‌کاری موتور نمونه

گره	هد [متر آب]	گره	هد [متر آب]	گره	هد [متر آب]
۱	۱۰	۸	۵۷/۲۹	۱۵	۸۴/۷۳
۲	۶۲/۰۸	۹	۵۷/۰۳	۱۶	۵۷/۱۱
۳	۵۷/۶۰	۱۰	۸۴/۸۰	۱۷	۵۷/۰۸
۴	۵۷/۳۰	۱۱	۵۷/۲۱	۱۸	۵۷/۰۲
۵	۵۷/۲۷	۱۲	۵۷/۱۳	۱۹	۸۴/۸۰
۶	۵۷/۲۱	۱۳	۵۷/۰۳		
۷	۸۴/۹۹	۱۴	۵۶/۹۶		

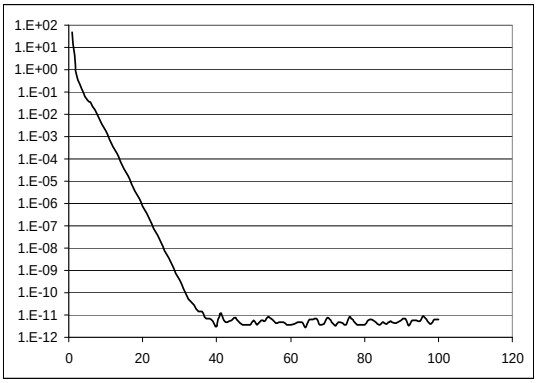
جدول ۳. دبی در مقاطع مختلف مدار روان‌کاری موتور نمونه

لوله	دبی [لیتر در دقیقه]	لوله	دبی [لیتر در دقیقه]	لوله	دبی [لیتر در دقیقه]
۱	۱۶/۰۶۰	۹	۱۲/۱۹۶	۱۷	۳/۳۳۳
۲	۱۶/۰۶۰	۱۰	۳/۳۳۷	۱۸	۱/۸۸۵
۳	۳/۸۶۳	۱۱	۱/۸۸۸	۱۹	۱/۴۴۸
۴	۳/۰۷۲	۱۲	۱/۴۴۹	۲۰	۳/۶۵۶
۵	۰/۷۹۱	۱۳	۸/۸۵۹	۲۱	۰/۵۹۴
۶	۰/۷۳۹	۱۴	۱/۳۸۲	۲۲	۳/۰۶۲
۷	۱/۷۵۹	۱۵	۰/۴۸۸	۲۳	۱/۷۵۲
۸	۱/۳۱۴	۱۶	۶/۹۸۹	۲۴	۱/۳۱۰

۶. نتیجه‌گیری

در این مقاله برای نخستین بار از روش خطی شده تصحیح هد برای تحلیل مدار روان‌کاری موتور استفاده شده است که برتری این روش بر سایر روش‌ها همانگونه که بحث شد، سریع تر بودن این روش و ساده‌تر بودن برنامه نویسی آن است. با استفاده از روش فوق کد کامپیوتری EngineLubSim به زبان فرترن نوشته شد. که قادر به تحلیل شبکه روان‌کاری موتورهای درون‌سوز است.

تردید قرار دارد در حالی که به باقی یاتاقان‌ها روغن اضافه تغذیه می‌شود. در مورد این موتور پیشنهاد می‌گردد با بازنگری در طراحی راهگاه‌ها و انتخاب پمپ مناسب مشکل برطرف گردد.



شکل ۶. تاریخچه همگرایی تکرار Main **برنامه**

[Downloaded from ijiepm.iust.ac.ir on 2024-07-27]

این دو کد قادر به تحلیل حالت پایدار مدار روان‌کاری بسیاری از موتورهای احتراق داخلی می‌باشند. در کد EngineLubSim انواع اتصالات و اجزای سیستم روان‌کاری تعریف شده است و قابل استفاده است. اما به هر صورت قابلیت افزودن مدل‌های جدید از اجزای مدار روان‌کاری نیز وجود دارد.

مراجع

[1] Lo, R.S., *"Digital Simulation of Engine Lubrication Systems"*, SAE710205, 1996.

[2] Heubner, K.H., *"A Simplified Approach to Flow Network Analysis: Application to Engine Lubrication Systems"*, SAE750080, 1995.

[3] Neu, E.A., Wade, J.A., Chu, A.C., *"Simulation the Lubrication System of a Diesel Engine"*, SAE 770032, 1989.

[4] Kluck, C., E., Olsen, P., W., *"Lubrication System Design Consideration for Heavy-Duty Diesel Engines"*, SAE861224, 1994.

[5] Tran, P., Yamamoto, T., *"An Analysis of Lubricating System of Automobile Gasoline Engine"*, SAE871659.

[6] Hass, A., Esch, T., Fahl, E., Kreuter, P., Pischinger, F., *"Optimized Design of the Lubrication System of Modern Combustion Engines"*, SAE912407, 1991.

[7] Mian, M.A., *"Design and Analysis of Engine Lubrication System"*, SAE970637, 1997, PP 219-232.

[8] Chun, S.M., Park, Y.W., Jang, S., *"A Study on Engine Lubrication System by Optimized Network Analysis, Part I: Case Study"*, SAE2000-01-2921, 1997.

[9] Chun, S.M., Park, Y.W., Jang, S., *"A Study on Engine Lubrication System by Optimized Network Analysis, Part II: Parametric Study"*, SAE2000-01-2923, 1995.

[10] Klingebiel, F., Kahlstorf, U., *"Simulating Engine Lubrication Systems with 1-D Fluid Flow Models"*, SAE2000-01-0284, 1987.

[11] Amsoil catalogue, *Motor Oil and Engine Filtration Information*, 1998.

[12] Wood, D.J., Charles, O.A., *"Network Analysis Using Linear Theory"*, Proc. ASCE, 98(HY7), PP. 1157-1170, July 1972.

[۱۳] برنارد، ج.؛ همراک، مبانی روان‌کاری فیلم سیال، انتشارات دانشگاه فردوسی مشهد، ۱۳۷۷.

[۱۴] رزبانی، امید.، *" شبیه‌سازی و تحلیل سامانه روان‌کاری موتورهای احتراق داخلی"*، پایان نامه کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، ۱۳۸۳.

[۱۵] ابراهیمی، رضا.، الحاق، علیرضا.، "بسته نرم افزاری NONAC به منظور انجام محاسبات هیدرولیکی سیستم خنک کننده هلر"، نهمین کنفرانس سالانه و پنجمین کنفرانس بین‌المللی مهندسی مکانیک، ۱۳۷۶، صص ۳۲۵-۳۱۱.

[۱۶] کهرم، محسن.، *سیستمهای انتقال آب*، انتشارات دانشگاه فردوسی مشهد، ۱۳۸۱.

فهرست علایم

a	عرض شیار یاتاقان
c	لقی شعاعی یاتاقان
d	قطر سوراخ تغذیه روغن
D	قطر یاتاقان
e	خروج از مرکز
f	ضریب اصطکاک بدون بعد
g	شتاب جاذبه زمین
H	هد
hf	هد اصطکاک
hL	هد تلفات
k	ضریب افت
kf	ثابت پالایه
k_p	ثابت پمپ روغن
L	طول یاتاقان
p	فشار
Q	دبی
R	شعاع یاتاقان
V	سرعت
α_f	ثابت فیلتر
β_{1p}	ثابت پمپ روغن
β_{2p}	ثابت پمپ روغن
ε	نسبت خروج از مرکز
θ	موقعیت سوراخ روغن نسبت به نقطه بیشینه خروج از مرکز
ω_b	سرعت چرخش یاتاقان

[Downloaded from ijiepm.iust.ac.ir on 2024-07-27]