

ارایه و مقایسه دو مدل ریاضی جهت تحلیل و بررسی سیستم انتقال قدرت هیدرواستاتیک

پژمان نیک اندیش^۱

دزفول کیلومتر ۵ جاده اندیمشک دانشگاه صنعتی جندی شاپور گروه مهندسی مکانیک
nikandish@jsu.ac.ir

چکیده

برای انتقال توان از موتور به چرخها در بسیاری از ماشینهای سنگین از سیستم هیدرواستاتیک استفاده می شود. لذا با توجه به اهمیت موضوع، در این مقاله دو مدل ریاضی برای تحلیل سیستم انتقال قدرت هیدرواستاتیک ارایه شده است. در یکی از مدلها راندمان سیستم هیدرولیک ثابت و در دیگری متغیر در نظر گرفته شد. بررسی نتایج نشان می دهد که کمیت های سرعت دورانی، فشار روغن خروجی از پمپ و راندمان در دو مدل متفاوت است. همچنین مشاهده گردید که در حالتی که سیستم هیدرواستاتیک زیر بار قرار دارد درصد اختلاف کمیت های یاد شده حاصل از تحلیل دو مدل کاهش می یابد. از طرفی اختلاف بین نتایج بدست آمده حاصل از هر دو مدل در حالت پایدار کمتر از حالت ناپایدار در وضعیت اعمال بار و بی باری می باشد.

واژه های کلیدی: انتقال قدرت هیدرواستاتیک - مدل ریاضی - راندمان حجمی - راندمان مکانیکی.

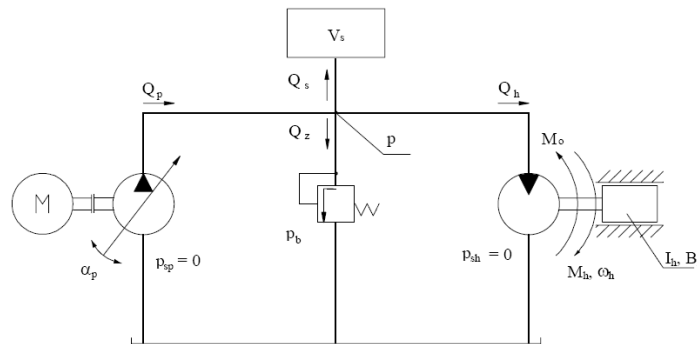
۱- مقدمه

موتورهای هیدرولیک، در سیستمهای جلوبرنده و انتقال قدرت برخی از خودروهای سنگین به کار می رود. در سیستمهای انتقال قدرت هیدرواستاتیکی، موتور احتراقی خودرو پمپ را به گردش در آورده و پمپ نیز موجب حرکت و جریان سیال می گردد. اعمال انرژی سیال به اجزای درونی موتور هیدرولیکی، موجب حرکت خودرو می شود. بررسی ها و مطالعات مختلف نشان می دهد که سیستمهای انتقال قدرت هیدرواستاتیک دارای توان خروجی یکنواخت و بالایی بوده و همچنین دارای نسبت توان به وزن بالایی می باشند [۱].

بسته به چگونگی برگشت روغن هیدرولیک به پمپ، سیستمهای انتقال قدرت هیدرواستاتیک به دو دسته مدار باز و مدار بسته تقسیم می شوند. در سیستمهای انتقال قدرت هیدرواستاتیک مدار باز که نمونه ای از آن در شکل ۱ مشاهده می گردد، روغن تحت فشار از موتور هیدرولیک به درون مخزن و از آنجا به پمپ منتقل می شود. در صورتی که در سیستم هیدرواستاتیکی مدار بسته روغن خروجی موتور مستقیماً به پمپ ارسال می گردد. اگر در یک سیستم انتقال قدرت هیدرواستاتیک، از پمپ جابجایی متغیر و موتور جابه جایی ثابت استفاده شود، سرعت موتور متغیر بوده و گشتاور خروجی در یک فشار خاص ثابت خواهد بود [۲]. به همین ترتیب اگر در سیستم انتقال قدرت هیدرواستاتیک یک پمپ جابه جایی ثابت و

موتور جابجایی متغییر استفاده شود، سرعت و گشتاور خروجی قابل تنظیم است. در این حالت با افزایش حجم جابجایی موتور، گشتاور افزایش و سرعت کاهش می یابد [۳].

شبیه سازی سیستم انتقال قدرت هیدرواستاتیک موجب شده است که عملکرد آن بهتر مورد بررسی قرار گیرد. از این رو به کمک نتایج حاصل از مدل سازی سیستم انتقال قدرت هیدرواستاتیک، بهینه سازی آن به طور مطلوبی انجام ضعف آن بر اساس شرایط کاری براحتی قابل تشخیص و رفع می باشد. همچنین عکس العمل سیستم انتقال قدرت، در دو حالت بی باری و اعمال بار و همچنین در دو حالت پایدار و ناپایدار قابل بررسی است [۴].



شکل ۱: سیستم انتقال قدرت هیدرواستاتیک مرکز باز

معمولاً در طراحی سیستم انتقال قدرت هیدرواستاتیک بازده پمپ و موتور ثابت فرض می شود. در صورتی که بازده پمپ و موتور بر حسب دوره های مختلف ثابت نبوده و بیشتر سازندگان مقدار متوسط آن را ارایه می کنند. از طرفی لازم است بازده پمپ و موتور بر حسب متغیرهای مختلف تعریف و بیان گردد [۵]. از این رو با توجه اهمیت موضوع در نظر است سیستم انتقال قدرت هیدرواستاتیک در دو حالت شبیه سازی گردد:

- مدل I: در این مدل، بازده پمپ و موتور ثابت در نظر گرفته می شود.

- مدل II: بازده پمپ و موتور در این مدل متغییر در نظر گرفته می شود.

لازم به ذکر است مدل II پیچیده تر از مدل I می باشد. در تدوین و تعریف مدل های فوق از فرضیات مختلفی جهت ساده سازی مساله و حل بهتر و راحت تر آن استفاده شده است. فرضیات مورد نظر به گونه ای در نظر گرفته شده است که به طور دقیق و قابل قبولی، عملکرد سیستم هیدرواستاتیک واقعی توصیف گردد. افزایش پیچیدگی مدل سیستم انتقال قدرت هیدرواستاتیک، موجب می شود که حل آن مشکل تر و برای تحلیل آن زمان بیشتری صرف گردد. از این رو با توجه به توضیحات فوق، مهمترین فرضیاتی که در شبیه سازی سیستم انتقال قدرت هیدرواستاتیک به کار رفته است به شرح زیر می باشد:

- سیستم انتقال قدرت هیدرواستاتیک به صورت مرکز باز در نظر گرفته می شود.

- جهت دوران محور پمپ و موتور در مدلسازی مطرح نبوده و بدین ترتیب پمپ و موتور هیدرولیک به صورت یک طرفه انتخاب شده است.

- سرعت دوران محرک پمپ هیدرولیک ثابت در نظر گرفته شده است.

- تغییرات درجه حرارت تاثیری در عملکرد سیستم ندارد [۶].

- از نشت روغن در بخشهای مختلف مدار هیدرولیک مانند لوله ها، اتصالات، سوپاپها و... صرف نظر شده است.

- مدول حجمی روغن ثابت فرض شده است [۷].

- سوپاپ اطمینان جهت کنترل حداکثر فشار روغن در خط فشار پمپ نصب شده است.
- پمپ هیدرولیک، موتور هیدرولیک و سوپاپها به صورت مجموعه واحد در نظر گرفته شده است. از این رو طول لوله ها بسیار کم بوده و بدین ترتیب از افت ناشی از حرکت سیال در درون لوله ها و مجاری مربوطه صرفنظر می شود.

۲- مواد و روشها

سیستم انتقال قدرت هیدرواستاتیک مدار باز نشان داده شده در شکل ۱، شامل هیدروموتوری بوده که فقط در یک جهت دوران می کند. همچنین به منظور حرکت سیال و ارسال آن به موتور از پمپ دبی متغییر که با سرعت ثابت دوران می کند استفاده شده است. پمپ در اثر دوران، روغن را از مخزن دریافت و تحت فشار به یک موتور جابه جایی ثابت ارسال می کند. در صورتی که سواش پلیت (Swash plate) پمپ عمود بر محور پمپ قرار گیرد، هیچ سیالی جابجا نشده و موتور نیز چرخش نخواهد کرد (به عبارت دیگر موتور و یا خودرو در حالت توقف قرار دارد). چنانچه دبی پمپ توسط اهرم کنترل به تدریج افزایش یابد (افزایش زاویه سواش پلیت)، سرعت موتور نیز به همان نسبت افزایش می یابد. از یک سوپاپ فشار شکن در حد فاصل پمپ و موتور هیدرولیک جهت حفاظت مدار در برابر اضافه بار موتور و افزایش بیش از حد فشار استفاده شده است. سیستم هیدرواستاتیک یک جهته ساده به طور گسترده ایی برای محرکهای مختلف مورد استفاده قرار می گیرد. چنین محرکهایی همراه پمپ و موتور در یک واحد منفرد قابل دسترس است. روابط حاکم برای سیستم انتقال قدرت هیدرواستاتیک مرکز باز نشان داده شده در شکل ۱، شامل رابطه پیوستگی، تعادل بار و راندمان می باشد:

$$Q_p = Q_m + Q_s + Q_v \quad (۱)$$

$$M_m = M_I + M_B + M_o \quad (۲)$$

$$\eta_o = \eta_{vp} \cdot \eta_{mp} \cdot \eta_{vm} \cdot \eta_{mm} \quad (۳)$$

Q_p : دبی روغن خروجی از پمپ $[m^3/s]$.

Q_m : دبی روغن ورودی به موتور $[m^3/s]$.

Q_s : تغییر حجم سیال در واحد زمان در اثر فشار $[m^3/s]$.

Q_v : دبی روغن خروجی مدار از طریق سوپاپ فشار شکن $[m^3/s]$.

M_m : گشتاور محور خروجی موتور $[N.m]$.

M_I : گشتاور لازم جهت غلبه بر اینرسی قطعات متحرک $[N.m]$.

M_B : گشتاور لازم جهت غلبه بر اصطکاک ویسکوز قطعات متحرک $[N.m]$.

M_o : گشتاور لازم جهت غلبه بر بار خارجی $[N.m]$.

η_{vp} : راندمان حجمی پمپ [بدون واحد].

η_{mp} : راندمان مکانیکی پمپ [بدون واحد].

η_{vm} : راندمان حجمی موتور هیدرولیک [بدون واحد].

η_{mm} : راندمان مکانیکی موتور هیدرولیک [بدون واحد].

از طرفی دبی روغن خروجی پمپ برحسب تمایل صفحه کنترل پمپ (α_p)، راندمان حجمی پمپ و ضریب راندمان پمپ (K_p) از رابطه زیر تعیین می شود [۲]:

$$Q_p = \alpha_p \cdot K_p \cdot \eta_{vp} \quad (۴)$$

α_p : تمایل صفحه کنترل پمپ [درجه]

K_p : ضریب راندمان پمپ $[m^3/s]$.

مطابق آنچه که پیش تر نیز بدان اشاره گردید از موتور هیدرولیک جابه جایی ثابت برای انتقال توان استفاده می شود. بکارگیری موتور جابه جایی ثابت موجب می گردد که گشتاور خروجی موتور ثابت باشد. از این رو شدت جریان ورودی واقعی مورد نیاز موتور برای اینکه محور موتور با سرعت ω_m دوران نماید، از رابطه زیر تعیین می شود [۳]:

$$Q_m = \frac{K_m \cdot \omega_m}{\eta_{vm}} \quad (5)$$

K_m : ضریب راندمان موتور هیدرولیک $[m^3]$.

ω_m : سرعت زاویه ایی محور موتور $[1/s]$.

η_{vm} : راندمان حجمی موتور [بدون واحد].

سیالات هیدرولیک در فشارهای کم تقریباً تراکم ناپذیر و در فشارهای زیاد تراکم پذیرند. از این رو مدول حجمی (E_s) معیاری برای سنجش میزان غیر قابل تراکم بودن سیال است. از این رو تغییر حجم سیال که تحت تاثیر فشار، متراکم می شود از رابطه زیر بدست می آید [۷]:

$$Q_s = \frac{Q_i}{E_s} \Delta P \quad (6)$$

Q_i : حجم سیال در واحد زمان که تحت تاثیر فشار قرار دارد $[m^3/s]$.

E_s : مدول حجمی $[pa]$.

Δp : تغییر فشار $[pa]$.

مطابق شکل ۱ بخشی از روغن خروجی پمپ، ممکن است جهت جلوگیری از افزایش بیش از حد فشار، از طریق سوپاپ فشار شکن به مخزن منتقل گردد. سوپاپ اطمینان به گونه ایی تنظیم می گردد که اگر فشار روغن در خروجی پمپ از حد مجاز P_a فراتر رود، سوپاپ فشار شکن تحریک و بدین ترتیب بخشی از روغن پمپ (Q_v) به مخزن هدایت می گردد. از این رو عملکرد سوپاپ اطمینان بوسیله رابطه زیر توصیف می شود [۶]:

$$\begin{aligned} Q_v &= K_v (P - P_b) & P > P_a \\ Q_v &= 0 & P \leq P_a \end{aligned} \quad (7)$$

K_v : ضریب ثابت سوپاپ کنترل فشار که بستگی به ویژگیهای استاتیکی دارد $[m^5/N.s]$.

P : فشار کاری $[pa]$.

P_a : فشاری که بر موجب باز شدن و تحریک سوپاپ کنترل می گردد $[pa]$.

گشتاور محور خروجی موتور هیدرولیک بستگی به راندمان مکانیکی موتور (η_{mm})، اختلاف فشار روغن در بالا دست و پایین دست موتور (ΔP_m) دارد. از این رو گشتاور محور خروجی موتور هیدرولیک از رابطه زیر محاسبه می شود [۴]:

$$M_m = K_{mm} \cdot \Delta P_m \cdot \eta_{mm} \quad (8)$$

K_{mm} : ضریب گشتاور موتور هیدرولیک $[m^3]$.

شدت جریان خروجی پمپ، در واقع کمتر از شدت جریان تئوری آن است. بدین ترتیب بازده حجمی، نسبت شدت جریان واقعی به شدت جریان تئوری پمپ است و بستگی به پارامترهای مختلفی دارد [۱]:

$$\eta_{vp} = \varepsilon_v \left[1 - A_{v\mu} \cdot \frac{\Delta p_p}{(\varepsilon_p + \varepsilon_{ep})(n_p + \varepsilon_{np})} - A_{v\rho} \cdot \frac{\sqrt{\Delta P_p}}{(\varepsilon_p + \varepsilon_{ep})(n_p + \varepsilon_{np})} \right] \quad (9)$$

ΔP_p : اختلاف فشار در طرفین پمپ [pa].

n_p : سرعت دورانی محور پمپ (rev/s).

A_{vpp} : ضریب افت برای جریانهای آرام که بر اساس نتایج تجربی تعیین می شود ($m^2 \cdot rev/N \cdot s$).

A_{vpp} : ضریب افت برای جریان های آشفته که به صورت تجربی تعیین می شود ($m \cdot rev/N^{0.5} \cdot s$).

ε_v : ضریب اصلاح (در صورتی که مقدار درون پرانتز مثبت باشد $\varepsilon_v = 1$ است).

ε_p : ضریب جابه جایی پمپ (برای پمپ های جابه جایی ثابت $\varepsilon_p = 1$ و برای پمپهای جابه جایی متغیر $0 \leq \varepsilon_p \leq 1$)

ε_{ep} : عدد ثابت و مثبت که برابر 10×10^{-10} می باشد.

ε_{np} : عدد ثابت و مثبت که برابر 10×10^{-10} می باشد (rev/s).

بازده حجمی در واقع معیاری برای سنجش میزان افت توان پمپ به دلیل نشتی است. لازم به ذکر است که نشت روغن تنها علت عدم بازده کامل یک پمپ نیست. در پمپ ها به علت وجود افت های مکانیکی از جمله اصطکاک، نیز افت توان بوجود می آید. بازده مکانیکی عبارت است از گشتاور تئوری مورد نیاز برای به حرکت در آوردن یک پمپ که بتواند یک گشتاور واقعی را ایجاد نماید. همانند راندمان حجمی پمپ، راندمان مکانیکی پمپ نیز بستگی به پارامترهای مختلفی دارد [۵ و ۱]:

$$\eta_{mp} = \frac{1}{1 + A_{mpf} + A_{mp\mu} \frac{n_p}{\Delta P_p + \varepsilon_{pp}} + A_{mp\rho} \frac{n_p^2 \sqrt[3]{\varepsilon_p^2}}{\Delta P_p + \varepsilon_{pp}}} \quad (10)$$

A_{mpf} : ضریب افت مکانیکی ناشی از اصطکاک. مقدار این ضریب بر اساس نتایج تجربی تعیین می گردد (بدون واحد).

$A_{mp\mu}$: ضریب افت مکانیکی ناشی از اصطکاک ویسکوز. مقدار این ضریب بر اساس نتایج تجربی تعیین می گردد ($N \cdot s / rev \cdot m^2$).

$A_{mp\rho}$: ضریب افت هیدرولیکی در جریان های آشفته. مقدار این ضریب بر اساس نتایج تجربی تعیین می گردد ($N \cdot s^2 / rev^2 \cdot m^2$).

ε_p : عدد ثابت و مثبت که برابر 10×10^{-10} می باشد [pa].

موتورها نیز شبیه پمپ ها و تمام تجهیزات انتقال قدرت دیگر بازده صد در صد ندارند. موتورها، هم افت های مکانیکی (به دلیل وجود اصطکاک) و هم افت های حجمی (به دلیل وجود نشتی) دارند. بدین ترتیب شدت جریان واقعی مورد نیاز یک موتور هیدرولیک برای دوران آن، همواره از شدت جریان تئوری آن به دلیل وجود نشت بیشتر است. از این رو راندمان حجمی موتور هیدرولیک عبارتست از نسبت شدت جریان تئوری (مورد نیاز برای رسیدن سرعت محور موتور به یک مقدار مشخص) به شدت جریان واقعی. به طور مشابه راندمان حجمی موتور بر حسب پارامترهای مختلف از رابطه زیر تعیین می شود [۵]:

$$\eta_{vm} = \frac{1}{1 + B_{vm\mu} \frac{\Delta P_m}{(\varepsilon_m + \varepsilon_{em})(n_m + \varepsilon_{nm})} + B_{vm\rho} \frac{\sqrt{\Delta P_m}}{(\varepsilon_m + \varepsilon_{em})(n_m + \varepsilon_{nm})}} \quad (11)$$

در این رابطه:

n_m : سرعت دورانی موتور هیدرولیک (rev/s).

$B_{vm\mu}$: ضریب افت برای جریان های آرام که به صورت تجربی تعیین می شود ($m^2 \cdot rev/N \cdot s$).

B_{mmp} : ضریب افت برای جریان های آشفته که به صورت تجربی تعیین می شود $(m.rev/N^{0.5})$.

ϵ_m : ضریب جابه جایی موتور (برای موتورهای جابه جایی ثابت برابر یک و برای موتورهای جابه جایی

متغیر $0 \leq \epsilon_m \leq 1$)

ϵ_{em} و ϵ_{nb} : اعداد ثابت و مثبت که هر دو برابر 10×10^{-10} می باشند.

به همین ترتیب بازده مکانیکی موتور هیدرولیک، عبارت است از نسبت گشتاور واقعی به گشتاور تئوری در یک فشار

خاص. لازم به ذکر است به دلیل وجود افت، گشتاور واقعی همواره کمتر از گشتاور تئوری است. از این رو بازده مکانیکی موتور

هیدرولیک نیز به کمک رابطه زیر محاسبه می شود [۵ و ۱]:

$$\eta_{mm} = \epsilon_m \left[1 - B_{mmf} - B_{mm\mu} \frac{n_m}{\Delta P_m + \epsilon_{pm}} - B_{mm\rho} \frac{n_m^2 \sqrt{\epsilon_m^2}}{\Delta P_m + \epsilon_{pm}} \right] \quad (12)$$

ϵ_m : ضریب اصلاح [بدون واحد].

B_{mmp} : ضریب افت مکانیکی موتور ناشی از اصطکاک. مقدار این ضریب بر اساس نتایج تجربی تعیین می گردد.

$B_{mm\mu}$: ضریب افت مکانیکی ناشی از اصطکاک ویسکوز. مقدار این ضریب بر اساس نتایج تجربی تعیین می

گردد $(N.s/rev.m^2)$.

$B_{mm\rho}$: ضریب افت هیدرولیکی در جریان های آشفته. مقدار این ضریب بر اساس نتایج تجربی تعیین می

گردد $(N.s^2/rev^2.m^2)$.

ϵ_{pm} : عدد ثابت و مثبت که برابر 10×10^{-10} می باشد.

۳- نتایج و بحث

همانگونه که پیش تر نیز بدان اشاره شد مقاله حاضر به بیان دو مدل ریاضی برای تحلیل سیستم انتقال قدرت

هیدرواستاتیک پرداخته و در نهایت نتایج حاصل از هر دو مدل با هم مقایسه می شوند. در مدل I راندمان پمپ و موتور

هیدرولیک ثابت فرض گردید. بر این اساس، راندمان های مکانیکی و حجمی در روابط ۳، ۴، ۵ و ۸ ثابت و بر اساس کاتالوگ

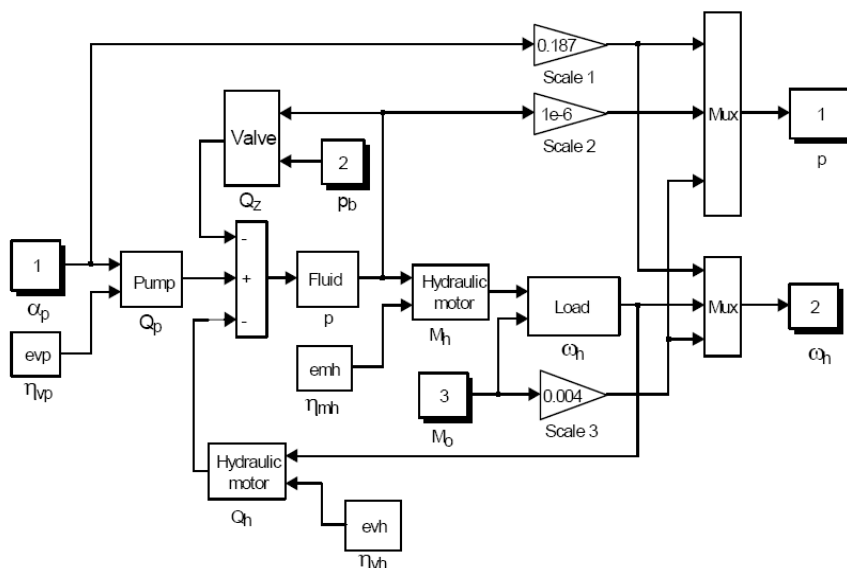
یک شرکت سازنده تعیین گردید. در مدل II بازده و راندمان پمپ و موتور هیدرولیک متغیر در نظر گرفته شد. بدین ترتیب،

راندمان های مکانیکی و حجمی در روابط ۳، ۴، ۵ و ۸ به کمک روابط ۹ تا ۱۲ محاسبه شد. از این رو، بر اساس روابط بیان

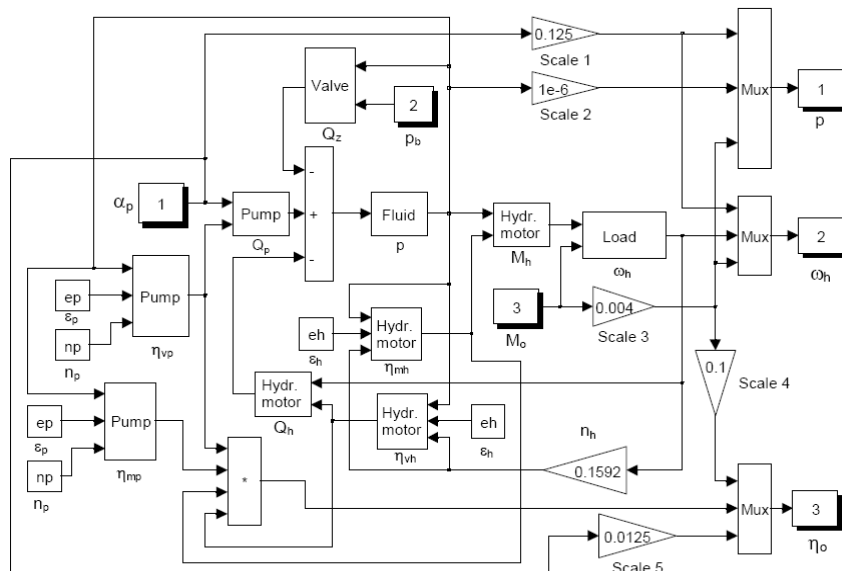
شده، هر بخش از سیستم انتقال هیدرواستاتیک به کمک ویرایشگر گرافیکی نرم افزار MATLAB-SIMULINK شبیه سازی

گردید (بلوک دیاگرام هر مدل مطابق شکل های ۲ و ۳ ترسیم می گردد) [۸]. همچنین بر اساس نتایج حاصل از آزمایش های

تجربی بر روی یک پمپ جابجایی متغیر خاص، پارامترهای معرفی شده در روابط ۹، ۱۰، ۱۱ و ۱۲ تعیین شد.



شکل ۲: بلوک دیاگرام مدل I



شکل ۳: بلوک دیاگرام مدل II

به منظور بررسی تغییرات سرعت دورانی موتور هیدرولیک، فشار روغن در خط فشار و راندمان سیستم هیدرولیک، ابتدا تمایل سواش پلیت پمپ پس از گذشت ۰/۰۱ ثانیه حدود ۱۶ درجه تغییر داده می شود. در پی آن و پس از گذشت یک زمان مشخص (در حدود ۰/۰۴ ثانیه) بار معین و معلوم $M_o = 250 N.m$ به محور موتور هیدرولیک اعمال گردید. نتایج حاصل از تغییر تمایل صفحه کنترل پمپ و اعمال بار به محور موتور هیدرولیک بر روی سرعت زاویه ایی محور موتور، فشار روغن در خط فشار و راندمان سیستم انتقال هیدرواستاتیک به ترتیب در شکل های ۴، ۵ و ۶ نشان داده شده است.

۴- نتیجه گیری

بررسی نتایج نشان می دهد که مقادیر مربوط به سرعت محور خروجی موتور، فشار روغن در حد فاصل بین پمپ و موتور و همچنین راندمان سیستم انتقال قدرت هیدرواستاتیک حاصل از هر دو مدل، متفاوت می باشند. همچنین در همه شرایط،

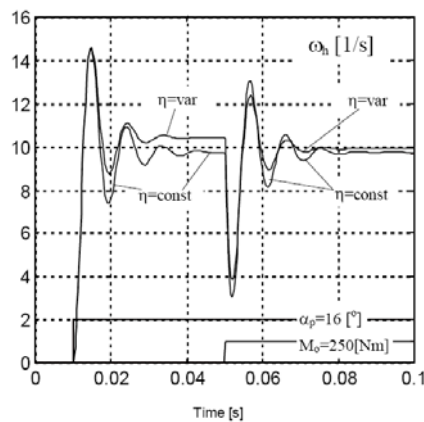
مقدار هر سه کمیت سرعت، فشار و راندمان در مدل I، کمتر از مدل II می باشد. مطابق شکل های ۴، ۵ و ۶، پس از اعمال بار به محور موتور، اختلاف بین کمیت های خروجی نسبت به حالت بی باری کاهش می یابد. بر اساس آنچه که در شکل ۶ مشاهده می گردد، اختلاف بین نتایج حاصل از دو مدل ریاضی در حالت بی باری قابل توجه است. به منظور بررسی دقیق تر و علمی تر دو مدل ریاضی، لازم است درصد اختلاف هر یک از کمیت ها در دو حالت پایدار و ناپایدار در شرایط بی باری محور موتور و اعمال بار به محور موتور از رابطه زیر تعیین گردد:

$$\delta = \frac{W_{model2} - W_{model1}}{W_{model2}} \times 100 \quad (13)$$

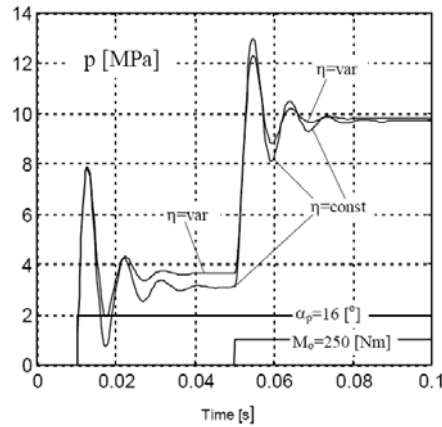
δ : درصد اختلاف هر کمیت (بر حسب درصد).

W_{model1} و W_{model2} به ترتیب کمیت های مربوط به مدل II و I می باشد. بدین ترتیب حداکثر اختلاف بین کمیت های سرعت، فشار و راندمان، در حالت پایدار، در جدول ۱ و حداکثر اختلاف بین کمیت های خروجی دو مدل در حالت ناپایدار، در جدول ۲ آمده است. از این رو بر اساس مقایسه خروجی (کمیت های سرعت، فشار و راندمان) دو مدل تعریف شده، برای سیستم انتقال قدرت هیدرواستاتیک، نتایج زیر حاصل گردید:

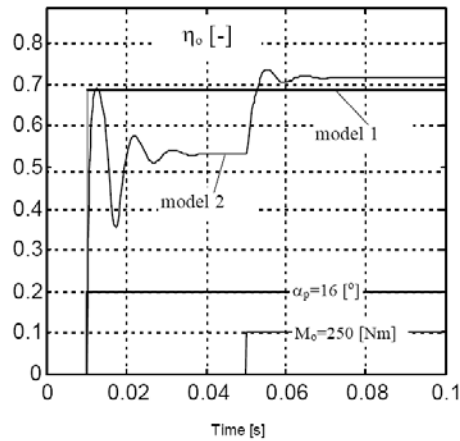
- از مدل I برای تحلیل عملکرد سیستم انتقال قدرت هیدرواستاتیک می بایست در مواردی استفاده کرد که موتور زیر بار قرار داشته و لزوماً در حالت پایدار نتایج آن مورد بررسی قرار گیرد. به عبارتی دیگر مدل I در صورتی از دقت مناسبی برخوردار است که سیستم انتقال قدرت هیدرواستاتیک برای مدت طولانی تحت تاثیر یک بار ثابت بدون تغییر در جابجایی پمپ قرار گرفته باشد.



شکل ۴: سرعت زاویه ای محور موتور هیدرولیک.



شکل ۵: فشار روغن در مجرای خروجی پمپ هیدرولیک (مجرای ورودی موتور هیدرولیک).



شکل ۶: راندمان کل سیستم هیدرولیک.

از مدل II برای تجزیه و تحلیل کارکرد سیستم انتقال قدرت هیدرواستاتیک در مواردی می بایست استفاده نمود که موتور تحت تاثیر یک بار ثابت و سبک قرار گرفته باشد. همچنین دقت مدل II در حالت ناپایدار که محور موتور هیدرولیک تحت تاثیر بار قرار دارد در حد قابل قبولی است. در شرایطی که محور موتور تحت تاثیر بارهای متغییر و متناوب قرار دارد نتایج حاصل از مدل II از دقت مناسبی برخوردار است. همچنین در مواردی که لازم است جابجایی پمپ مرتباً توسط تغییر در زاویه سواش پلیت کنترل گردد، توصیه می شود از مدل II برای تحلیل سیستم انتقال قدرت هیدرواستاتیک استفاده گردد.

جدول ۱: درصد اختلاف در حالت پایدار

کمیت	موتور هیدرولیک زیر بار قرار ندارد $\delta[\%]$	موتور هیدرولیک زیر بار قرار دارد $\delta[\%]$
ω_m	۷/۲	۲/۲
P	۱۴/۵	۱/۴
η_o	-۲۷/۵	۵/۱

جدول ۲: درصد اختلاف در حالت ناپایدار

کمیت	موتور هیدرولیک زیر بار قرار ندارد δ [%]	موتور هیدرولیک زیر بار قرار دارد δ [%]
ω_m	۱۷/۲	۹/۲
P	۶۳/۵	۸/۹
η_o	-۹۰	۸/۱

مراجع:

- 1- Lennevi, J., Palmberg, J., "Application and Implementation of LQ Design Method for the Velocity Control of Hydrostatic Transmissions", *Proc. Inst. Mech. Eng., J. Syst. Control Eng.*, Vol. 209, pp. 255–268, 1995.
- 2- Kugi, A., Schlacher, K., Hirman, G., "Modelling and Simulation of a Hydrostatic Transmission with Variable-Displacement Pump", *Math. Comput. Simul.*, Vol. 53, pp. 409–414, 2000.
- 3- Manring, N., Luecke G., "Modelling and Designing a Hydrostatic Transmission with a Fixed Displacement Motor", *Trans. ASME: J. Dyn. Syst. Meas. Control*, Vol. 120, pp. 45–49, 1998.
- 4- Wu, K., Zhang, Q., "Modeling and Identification of a Hydrostatic Transmission Hardware-in-the-Loop Simulator". *Int. J. Vehicle Des*, Vol. 34, pp. 63–75, 2004.
- 5- Dasgupta, K., "Analysis of a Hydrostatic Transmission System Using Low Speed High Torque Motor", *Mech. Mach. Theory*, Vol. 35, No. 12, pp. 1481–1499, 2000.
- 6- Eryilmaz, B., "Improved Tracking Control of Hydraulic Systems", *Trans. ASME: J. Dyn. Syst. Meas. Control* Vol. 123, pp. 457–462, 2001.
- 7- Manring, N., "The Effective Fluid Bulk Modulus Within a Hydrostatic Transmission", *Trans. ASME: J. Dyn. Syst. Meas. Control*, Vol. 119, pp. 462–466, 1997.
- 8- Mokhtari, M., "Engineering Application of Matlab and Simulink", John Wiley & Sons, 2003.