تحلیل دینامیکی جعبه دنده اصلی هلیکوپتر

سعید صابرنیا[۱]، محمد رضا قضاوی[۲]، سیامک اسمائیل زاده خادم[۳]

دانشگاه تربیت مدرس ، دانشکده مکانیک، گروه هوا و فضا

Email: saeeds55@yahoo.com

چکیده

یک مدل دینامیکی پارامتر_ متمرکز از جعبه دنده اصلی هلیکوپتر Bell-214B ارائه شده است. که از یک جعبه دنده مخروطی مارپیچی و دو جعبه دنده خورشیدی تشکیل شده است. برای جعبه دنده مخروطی ارتعاشات در جهات زاویه ای و خطی و برای جعبه دنده خورشیدی ارتعاشات پیچشی مدلسازی شده است. مقادیر پارامترهای مورد نیاز در مدلسازی سیستم با استفاده از نرم افزارهای SOLIDWORKS و NASTRAN بدست آمده است. معادلات دیفرانسیل حاصل با شبیه سازی در محیط SIMULINK حل شده اند. با مقایسه نتایج بدست آمده با نتایج موجود و همچنین با بررسی تاثیر پارامترها روی ارتعاشات سیستم صحت مدل تائید شده است.

کلمات کلیدی: جعبه دنده اصلی هلیکوپتر- ارتعاشات خطی و زاویه ای- مدل پارامتر-متمرکز

مقدمه

یکی از مهمترین مراحل طراحی جعبه دنده ها، پیش بینی رفتار ارتعاشی آنها در شرایط متفاوت می باشد لذا بدست آوردن فرکانسهای طبیعی و مودهای ارتعاشی این جعبه دنده ها و بررسی حساسیت آنها نسبت به تغییر پارامترهای طراحی برای جلوگیری از پدیدهٔ تشدید در حوزه کاری سیستم ضروری می باشد. از طرفی بررسی رفتار مجموعه به ازای گشتاور ورودی بر روی اعضاء در شناسایی مودهای تحریک شده در شرایط کاری مختلف موثر می باشد. [1] جعبه دنده هلیکوپتر معمولا در سرعتهای بالا کار می کند و چون از اجزائ زیادی تشکیل شده است ممکن است در بعضی از محدوده های سرعت ارتعاشات بالا و در نتیجه نیروهای بزرگی تولید شود که منجر به آسیب دیدگی اجزائ سیستم گردد بنابرین برای بررسی این امر تحلیل دینامیکی ضروری می باشد.[2] منظور از تحلیل دینامیکی در این مقاله مطالعه رفتار ارتعاشی سیستم می باشد. برای بررسی ارتعاشات اولین قدم مدلسازی ریاضی سیستم است. علاوه بر این از مدلسازی ریاضی برای بهینه سازی طراحی، عیب یابی و نظارت بر وضعیت استفاده می شود[3] که بهینه سازی و مونیتورینگ از آنالیز سیگنالهای ارتعاشی استفاده می کند. توجه داشته باشیم که هر یک از عیوب و خرابیها تاثیری منحصر به فرد روی سیگنال ارتعاشی سیستم می گذارد.

مدلسازی دنامیکی جعبه دنده از حدود سالهای ۱۹۵۰ شروع شد و در ابتدا برای پیدا کردن ضریب دینامیکی موجود در فرمول لوئیز(Luies) که برای محاسبه تنش خمشی پای دندانه چرخدنده بکار می رود استفاده می شد. آقای نوضت اوزگوون(nevzat ozquven) در مقاله ای

---

[۱] - کارشناس ارشد هوا و فضا

[۲] - استادیار عضو هیئت علمی گروه طراحی کاربردی دانشگاه تربیت مدرس

[۳] - دانشیار عضو هیئت علمی گروه طراحی کاربردی دانشگاه تربیت مدرس

که در سال ۱۹۸۸ ارائه کرده ۱۸۸ مرجع در مورد مدلسازی دینامیکی جعبه دنده را بررسی کرده و این مدلسازیها را به پنج گروه جداگانه تقسیم کرده است. این مدلسازیها از مدل یک درجه آزادی برای یک سیستم کوچک تا ۷۸ درجه آزادی برای جعبه دنده دم یک هلیکوپتر متفاوت است.[4]

در سالهای اخیر آقای دالپیاز(Dalpiaz) و احمد قهرمان (Ahmet Kahraman) مطالعات گسترده ای در مورد مدلسازی جعبه دنده ها انجام داده و از روشهای عددی برای حل معادلات دیفرانسیل حاصل استفاده کرده اند. در بعضی تحقیقات اخیر از نرم افزار سیمولینک برای شبیه سازی دینامیک سیستم استفاده می شود.

منابع ارتعاشات جعبه دنده ها

منبع اصلی ارتعاشات در سیستمهای جعبه دنده ای، چرخدنده ها هستند که بعلت طبیعت بارگیری متناوبی و حرکت دورانی خود سیستم را به صورت پریودیکی تحریک می کنند. منابعی که در چرخدنده ها برای ارتعاشات در نظر گرفته می شود زیاد می باشد و در اینجا به موارد زیر اشاره می شود. دقت شود که این منابع ارتعاشی بعلت طبیعت هندسی و دینامیک حاکم بر سیستم می باشند و به هیچ وجه حذف نمی شوند.

الف- ضربه های حاصل از درگیری

وقتی دو دندانه با هم در گیر می شوند نیروی وارد به هر کدام از دندانه ها باعث جابجایی خمشی آنها می شود بعد از قطع تماس دندانه ها به حالت اولیه خود بر می گردند که باعث وارد شدن ضربه هایی به بدنه چرخدنده می شوند و بصورت ارتعاشات پریودیک ظاهر می شود. مقدار تغییر شکل خمشی دندانه ها بستگی به ضریب سختی دندانه و مقدار بار وارده دارد.

ب- تماس هرتزین

دندانه ها علاوه بر جهت مماس در جهت شعاعی هم به همدیگر نیرو وارد می کنند که به نیروی تماس معروف می باشد. در اثر این نیرو هم ارتعاشات پریودیک به سیستم تحمیل می شود.

ج- جت روغن و هوا

روغن و هوای بین دندانه های مجاور یک چرخدنده بعلت رانده شدن توسط دندانه های درگیر بصورت پریودیکی تحریک شده و ارتعاشات متناوبی به سیستم اعمال می کند.

ح- تشدید در سیستم

وقتی فرکانسهای اجباری با یکی از فرکانسهای طبیعی اجزا سیستم برابر باشد تشدید اتفاق خواهد افتاد که بسیار خطرناک می باشد.

علاوه بر اینها در بیشتر مطالعات Transmission error یا خطای انتقال را منبع اصلی ارتعاشات چرخدنده ها ذکر کرده اند و از خطای طراحی، ساخت، نصب و کارکرد ناشی می شود. تعریف ساده آن عبارتست از جابجایی نسبی چرخدنده دوم یا چرخدنده رانده یا متحرک از موقعیت تئوری خود و یا بصورت جابجایی نسبی دندانه های درگیر تعریف می شود.[2],[3]

مدل کردن این خطاها در یک سیستم چرخدنده ای بسیار مشکل می باشد.

مدلسازی جعبه دنده

مهمترین پارامتری که در مدلسازی چرخدنده ها مورد توجه قرار می گیرد نیروی تماس بین دندانه های درگیر می باشد . اصولاً این نیرو را به دو جزء تقسیم می کنند:

۱- نیروی مستهلک کننده

۲- نیروی فنر

نیروی مستهلک کننده

سیستمهای ارتعاشی همگی تحت تاثیر استهلاک قرار دارند و انرزی حرکتی بوسیله اصطکاک و یا دیگر مقاومتها به شکل انرزی گرمایی تبدیل می شود. اگر استهلاک کم باشد تاثیر ناچیزی روی فرکانسهای طبیعی سیستم داشته و بنابرین محاسبات برای فرکانسهای طبیعی عمدتا بر مبنای استهلاک صفر انجام می شود از طرف دیگر استهلاک اثر بزرگی در محدود کردن دامنه نوسانات در نقطه تشدید دارد.[5]

در ساده ترین حالت مدلسازی که شامل جرم و فنر است انرزی پتانسیل و جنبشی به هم تبدیل می شوند ولی در سیستمهای واقعی مستهلک کننده نیز وجود دارد. مستهلک

کننده انرزی سیستم را کاهش می دهد. اندازه گیری مقدار استهلاک معمولا در شرایط نوسان پریودیک صورت می گیرد و مقدار آن بر اساس کاهش دامنه نوسان تخمین زده می شود.

برای چرخدنده های درگیر ضریب استهلاک بصورت ضریبی از سفتی دندانه های درگیر در نظر گرفته می شود. مقدار این ضریب بسیار متفاوت است. آقای دالپیاز یکی از پیشگامان مدلسازی چرخدنده ها مقدار این ضریب را برابر۶ - ۲/۵e در نظر گرفته ولی در مقاله بعدی آن را تصحیح کرده و برابر ۷- ۷e در نظر گرفته است.[3]

نیروی فنر

شکل(۲) دو دندانه درگیر که بوسیله فنر مدل شده اند را نشان می دهد. محل اعمال این نیروی در نقطهٔ تماس دو دندانه است و با چرخش چرخدنده ها روی خط فشار یا تماس جابجا می شود. جهت نیرو عمود بر منحنی اینولوت دندانه در نقطهٔ تماس است و با توجه به خاصیت منحنی اینولوت نیروی تماس همواره مماس بردایرهٔ مبنای چرخدنده است و تغییرات این نیرو با چرخش چرخدنده ، منحنی تغییرات گشتاور منتقل شده توسط چرخدنده را تعیین می کند.[5]

نیروی الاستیک ناشی از خاصیت ارتجاعی ماده است و با تغییر مکان نسبی دو چرخدنده نسبت مستقیم دارد. ضریب تناسب نیرو و تغییر مکان را ضریب سختی یا ضریب فنریت می نامند. نیروی استهلاک نمایشگر تلفات انرژی در ماده است و با سرعت نسبی دوچرخدنده متناسب است و ضریب تناسب همان ضریب استهلاک است . در ساده ترین مدل چرخدنده فرض می شود که ضریب استهلاک و ضریب سختی درگیری دندانه ها ثابت است و نیروی فنر و نیروی مستهلک کننده به ترتیب با جابجایی نسبی و سرعت نسبی دوچرخدنده نسبت مستقیم دارد.

فرضیاتی که در مدلسازی در نظر گرفته شده به این صورت است:

۱- پوسته جعبه دنده بر دینامیک آن تاثیری ندارد

۲- در جعبه دنده خورشیدی مرکب از دینامیک بلبرینگها و یاتاقانها صرفنظر شده است

۳- ضریب استهلاک فقط برای دندانه ها لحاظ شده است

۴- گشتاور ورودی ثابت است

جعبه دنده مخروطی مارپیچی

چرخدنده مخروطی مارپیچی به وفور در سیستم انتقال قدرت هلیکوپترها مورد استفاده قرار می گیرند. و بعلت بارگیری تدریجی با سطح نویز پایین کار می کنند .

این چرخدنده ها بسته به زاویهٔ بین شفتهای حاصل نیروهای متفاوتی را منتقل می کنند. برای مدلسازی این چرخدنده ها روشهای مختلفی وجود دارد. یکی از این روشها بدست آوردن مؤلفه های نیروی تماس در جهات مختلف و اعمال آن در معادلات حرکت می باشد. شکل (۳) دو چرخدنده مخروطی درگیر را نشان می دهد. نیروی فرضی F_n که بین دندانه های درگیر در نقطهٔ M اثر می کند و همواره بر سطح دندانه های درگیر عمود است را می توان به سه نیروی مماس F_t ، شعاعی F_r و محوری F_a تجزیه کرد.

یکی از روشهای رایج در مدلسازی جعبه دنده های مخروطی جدا کردن قسمت دندانه دار از بدنه چرخدنده می باشد که در سیستمهای هوا فضایی این مدلسازی معمول می باشد.

همانطور که قبلا اشاره شد برای جعبه دنده مخروطی مارپیچی ارتعاشات در جهات خطی و زاویه ای مدل شده است و برای هر چرخدنده در سه جهت کارتزین و یک جهت زاویه ای مدلسازی انجام شده است. مدل ارتعاشی سیستم جعبه دنده مخروطی در شکل (۴) مشاهده می شود.

به این طریق آزادیهای ارتعاشی سیستم را بصورت زیر فرض می کنیم:

θ_i جابجایی مماسی هر دندانه و قسمتی از جان چرخدنده

θ_{hi} جابجایی مماسی (پیچشی) قسمت باقیماندهٔ جان چرخدنده

X_{ti} جابجایی شعاعی مرکز چرخدنده در جهت t

X_{ri} جابجایی شعاعی مرکز چرخدنده در جهت r

X_{ai} جابجایی شعاعی مرکز چرخدنده در جهت i

θ_i جابجایی مماسی یا پیچشی محور متصل به پنیون

θ_1 جابجایی مماسی یا پیچشی محور متصل به چرخدنده

ضریب سفتی درگیری دندانه ها K و ضریب استهلاک C در مدل آورده شده است. K تابعی از موقعیّت های زاویه

ای چرخدنده می باشد . وقتی که جعبه دنده در یک سرعت ثابت کار کند K تابعی پریودیک از زمان خواهد بود . در اینجا ما K را ثابت در نظر گرفته ایم . C همیشه مقداری ثابت در نظر گرفته می شود . k_{h1} و k_{h2} سفتی های پیچشی قسمتی از بدنهٔ چرخدنده می باشند که می توان با استفاده از اندازه گیری مقدار پیچشی به ازای گشتاور اعمالی مقدار آنها را محاسبه کرد .

محورهای ورودی و خروجی دارای ضریب سفتی پیچشی k_i و k_l می باشند. سفتی جانبی بلبرینگها را با k_t و k_r و سفتی محوری را با k_a نشانه می دهیم .

بلبرینگهایی که در سیستمهای چرخدنده ای مخروطی استفاده می شوند از نوع بلبرینگ مخروطی یا رولربرینگ بوده و در سه جهت ضریب سفتی دارند. با این فرضیات یک مدل ارتعاشی از جعبه دندهٔ مخروطی مارپیچی ارائه شده است که یک سیستم ارتعاشی چند پارامتری ـ چند درجه آزادی است . چرخدنده های مخروطی مارپیچی دارای یک زاویهٔ گام δ و یک زاویهٔ مارپیچ β می باشند که زاویهٔ β بسته به جهت مارپیچ و جهت دوران محور چرخدنده می تواند مثبت یا منفی باشد اگر برای یک چرخدنده مثبت باشد برای چرخدندهٔ دیگر منفی است. و α زاویهٔ فشار می باشد.

تحت نیروی F_n جابجایی نرمال X_n حاصل می شود که دارای سه مؤلفهٔ $X_{ti} + \theta_i . r_{mi}$ ،X_{ri} وX_{ai} در جهات t و r و a می باشد. r_{mi} فاصله مرکز گام چرخدنده(نقطه M) تا محور دوران خود می باشد.

مدلسازی جعبه دنده خورشیدی مرکب

مجموعه های خورشیدی به طور وسیعی در صنایع هوایی، خودروسازی و دریایی در سالهای اخیر مورد استفاده قرار گرفته اند . به علت استفاده از سیاره های متعدد در این سیستم ها ، نسبت گشتاور به وزن بالایی نسبت به سیستم های چرخدنده ای ساده خواهیم داشت ، از طرفی بعلت کوچک بودن بارهای اعمال شده بر روی سیاره ها امکان طراحی دندانه های ریزتر و ظریفتر وجود خواهد داشت ، علاوه بر این از آنجا که سیاره ها به طور متقارن حول و محور دوران اصلی قرار گرفته اند به طور قابل توجهی بارهای شعایی یاتاقانها حذف می شود. ساختار چند محوری این جعبه دنده ها برای بسیار از کاربرد ها مانند سیستمهای رانش فضایی و سیستمهای انتقال قدرت هواپیماهای ملخ دار مفید می باشد. به طور مشابه توانایی بدست آوردن سرعتها و نسبتها گشتاور مختلف از یک مجموعه خورشیدی با عوض کردن اعضاء ورودی خروجی وثابت باعث می شود که تمایل زیادی به استفاده از آنها در صنعت اتومبیل سازی وجود داشته باشد.[1]

با وجود مزیتهایی که چرخدندهای خورشیدی دارند نویز دندانه ها و ارتعاشات آنها باید مورد بررسی قرار گیرد. در برخی از بالگردها ارتعاشات چرخدنده های خورشیدی علت اصلی نویز کابین خلبان می باشند و برای افزایش ظرفیت انتقال قدرت سیستم و کاهش نویز و ارتعاشات ، پیش بینی نیروهای دینامیکی و تنش ها در طراحی این سیستم ها ضروری به نظر می رسد. آنالیز دینامیکی یعنی بدست آوردن فرکانسهای طبیعی ، مودهای ارتعاشی ، نیروهای یاتاقانها و نیروهای داخلی . این در حالی است که طراح تنها توانایی تغییر دادن برخی پارامترها را دارد تا بتواند مشخصات دینامیکی و ارتعاشی سیستم را بهینه نماید. از طرفی بعلت داشتن درجات آزادی زیاد در این جعبه دنده ها حل معادلات به صورت عددی انجام می شود.

برای این سیستم چرخدنده خورشیدی که به محور خروجی چرخدنده مخروطی مارپیچی متصل است پنیونهای P_4 , P_3 , P_2 , P_1 سیاره ها می باشند که به حامل C_1 اتصال دارند ولی أزادی حرکت پیچشی نسبی و پیچشی مطلق دارند این سیاره ها با چرخدنده های خورشیدی S_1 و رینگی r_1 به بدنه متصل هستند و حرکتی ندارد. حامل C_1 هم گشتاور را از سیاره هایP_1 , P_2 , P_3 , P_4 به خورشید S_2 منتقل می کند. شکل (۵) مدل دینامیکی یک مجموعه خورشیدی را نشان می دهد. ضریب سفتی معادل دندانه های درگیر سیاره P_1 و خورشید S_1 را با K_{S1P} نشان می دهیم که یک فنر خمشی است. همچنین ضریب سفتی معادل درگیری سیاره P_1 و رینگ r_1 را با K_{r1p} نشان می دهیم. برای چرخدنده ها خورشیدی سری بعد همین فرضیات را در نظر می گیریم و معادلات حرکت را با استفاده از قانون نیوتن می نویسیم.

تعیین ماتریس جرم و اینرسی سیستم

برای محاسبه جرمها و ممانهای مورد نیاز مدلسازی با استفاده ازپلانهای دو بعدی چرخدنده ها نقشه سه بعدی آنها در نرم افزارsolidworks رسم شده و با وارد کردن چگالی اجزا ، جرم و ممان مورد نظر محاسبه شده است.

محاسبه ضرایب سفتی

برای محاسبه ضرایب سفتی دندانه های درگیر از روش المان محدود استفاده شده است. نخستین گام در روش المان محدود ایجاد مدل هندسی است که در اینجا در نرم افزار دیگری انجام گرفته است بعد از آوردن ین مدل در نرم افزار المان محدود مش بندی مدل صورت می گیرد در مرحله بعد مشخصات ماده داده می شود و بعد از وارد کردن ضخامت مدل بارگذاری و شرایط مرزی اعمال می شود. و در مرحله آخر آنالیز صورت می گیرد. در اینجا نیرو به صورت فشار اعمال شده و واحد آن به صورت نیرو تقسیم بر طول تعریف می شود

.

حل معادلات و بررسی پاسخ سیستم نسبت به تغییر پارامترهای طراحی

معادلات دیفرانسیل حاکم بر سیستم چرخدنده سخت(stiff) است و با تکنیکهای معمولی موجود در مقالات نمی توان آنها را حل کرد اکثر کسانی که در مورد دینامیک چرخدنده تحقیق کرده اند به این موضوع اشاره کرده و تکنیکهای خاصی را برای حل معادلات استفاده کرده اند.
معادله سخت به معادله ای اطلاق می شود که اثر سختی در جواب معادلات به دو صورت ظاهر می شود:

1- بعضی از پاسخهای سیستم خیلی سریعتر از بقیه پاسخها تغییر می کند

۲- پاسخ سیستم در یک بازه زمانی خیلی سریع تغییر می کند و در بازه دیگر تغییرات آن کند می شود.[5]

ضرایب دستگاه معادلات سیستم هم مرتبه نیستند و تفاوت زیادی با هم دارند ضریب سختی درگیری دندانه ها از مرتبه ۹ است در حالی که ممان اینرسی شفتها از درجه ۲- می باشد هم مرتبه نبودن ضرایب متغیرهای سیستم باعث می شود فاصله دو قطب سیستم خیلی زیاد شود و در نتیجه دستگاه معادلات به معادلات سخت تبدیل شود

برای حل معادلات ابتدا از معادلات تبدیل لاپلاس گرفته شد و سپس در نرم افزار سیمولینک با استفاده از دیاگرام بلوکها مدل شبیه سازی شده و با تابع ode23t معادلات حل گردید.

نتایج

در این تحقیق سیستم جعبه دنده اصلی هلیکوپتر -Bell 214b بررسی شده است این سیستم از یک واحد جعبه دنده مخروطی مارپیچی ویک واحد جعبه دنده خورشیدی مرکب تشکیل شده است و به صورت گسسته یا پارامتر- متمرکز شبیه سازی شده است که شامل جرم ، فنر و مستهلک کننده است. در مدل ریاضی فرض شده که سیستم خورشیدی یک بعدی است و فقط ارتعاشات پیچشی آن در نظر گرفته شده است ولی مدل ریاضی سیستم مخروطی پیچیده است و دارای دوازده درجه آزادی است. همچنین فرض شده نیروی فنر و مستهلک کننده به طور خطی با جابجایی و سرعت تغییر می کند مقادیر پارامتر های مورد نیاز با استفاده از نرم افزارهای SOLIDWORKS وNASTRAN محاسبه شده و با استفاده از تبدیل لاپلاس معادلات حرکت سیستم در نرم افزار SIMULINK شبیه سازی شده و با استفاده از توابع ODE حل شده است.

سیگنال ارتعاشات شتاب برای حعبه دنده مخروطی با سیگنالهای ارائه شده در مقاله[2] همخوانی دارد. همچنین محدوده دامنه ارتعاشات چرخدنده های خورشیدی در مقایسه با هلیکوپتر های مشابه قابل قبول می باشد. جابجایی نسبی دندانه ها ونیروی دینامیکی آنها نیز با مقدار ارائه شده در مقاله همخوانی دارد. همچنین در ادامه تاثیر پارامترهای مختلف روی نویز و ارتعاشات سیستم بررسی شده است. برای اثبات صحت مدل سه روش عمده وجود دارد[5]:

۱-مقایسه با نتایج تجربی

۲-مقایسه با نتایج تحقیقات مشابه

۳-روش بررسی تاثیر پارامترها

بعلت در دسترس نبودن نتایج تجربی از روشهای دوم و سوم استفاده شده است. همچنانکه در شکل(۶) نشان داده شده نتایج حاصل برای ارتعاشات شتاب جعبه دنده مخروطی در جهت خطی هم از لحاظ کیفی و هم از لحاظ کمی با نتایج موجود مطابقت خوبی دارد. یک نتیجه جالب اینکه با افزایش سفتی دندانه های درگیر جابجایی نسبی کاهش می یابد ولی حاصلضرب سفتی در جابجای که همان نیروی دینامیکی دندانه هاست ثابت می ماند. شکل(۷)

در تحقیقاتی که انجام گرفته از افزایش ضریب سفتی بلبرینگها برای کاهش دامنه جابجایی استفاده شده است و هم چنین افزایش بار مقاوم یا گشتاور ورودی باعث افزایش جابجایی المانهای متناظر می گردد که در اینجا نیز چنین نتایجی حاصل شده است.[5] افزایش سفتی هر کدام از المانها باعث کاهش دامنه جابجایی می شود.

در ادامه با بررسی حساسیت پارامترها روی دامنه ارتعاشات شتاب و جابجایی مهمترین پارامترهای تاثیرگذار تعیین شده است که سفتی بلبرینگها و سفتی دندانه های درگیر از مهمترین فاکتورها می باشند. سفتی دندانه ها می تواند تاثیر تعداد دندانه و نسبت تماس چرخدنده را در مدل وارد کند که با افزایش این فاکتورها سطح نویز و ارتعاشات سیستم پایین می آید شکل(۸)و(۹)

در شکل(۱۰) نمودار دامنه جابجایی بر حسب زمان و بر حسب فرکانس آورده شده و همچنانکه انتظار می رفت دو فرکانس طبیعی موجود در نمودار جابجایی چرخدنده اول به وضوح دیده می شود.

منابع و مراجع:

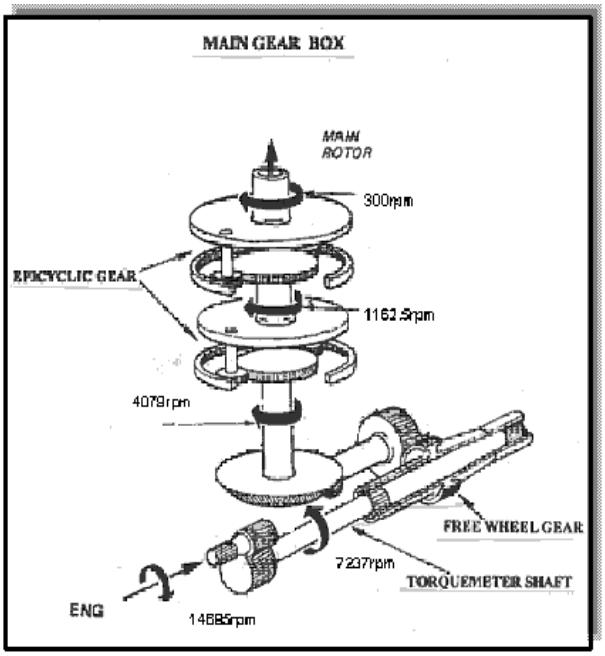
[1]Ahmet Kahraman “Free torsional vibration characteristics of compound planetary gear sets” Center for gear research , university of Toledo , Nitschke Hall 4045 , Toledo , OH 43606-3390 , USA 2003

[2]. D.Fang “Dynamic analysis of spiral bevel gears in assembly” Northwestern polytechnical university,P.R.China 1994

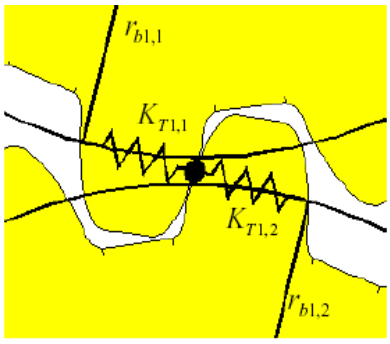
[3]. G. Dalpiaz A. Rivola R. Rubini “A KINETO-ELASTODYNAMIC MODEL OF A GEAR TESTING MACHINE” University of Bologna, DIEM, Viale Risorgimento 2, I-40136 Bologna, Italy 2000

[4]. H.N.Ozguven and D.R.Houser “Mathemtical models used in gear dynamics-a review” . 1988 Journal of sound and vibration 121,383-411

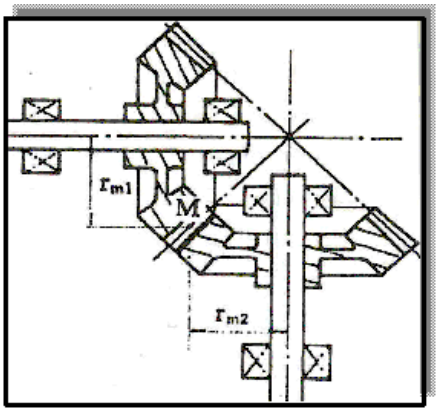
[5]. قصاب زاده ، مریم "تحلیل ارتعاشی جعبه دنده با هدف نظارت بر ارتعاشات" تز کارشناسی ارشد ، دانشگاه صنعتی امیرکبیر ، ۱۳۸۰



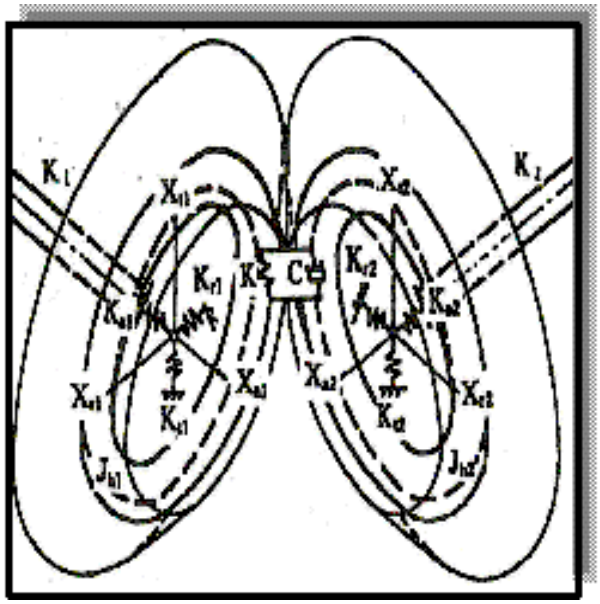
شکل(۱) جعبه دنده اصلی هلیکوپتر Bell-214B



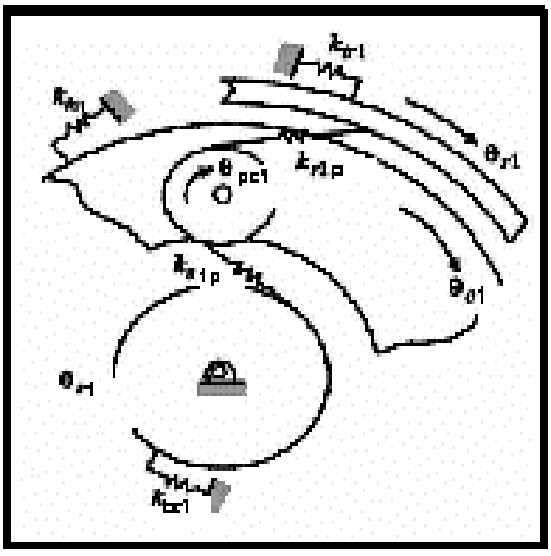
شکل(۲) دو دندانه درگیر که بوسیله فنر مدل شده اند



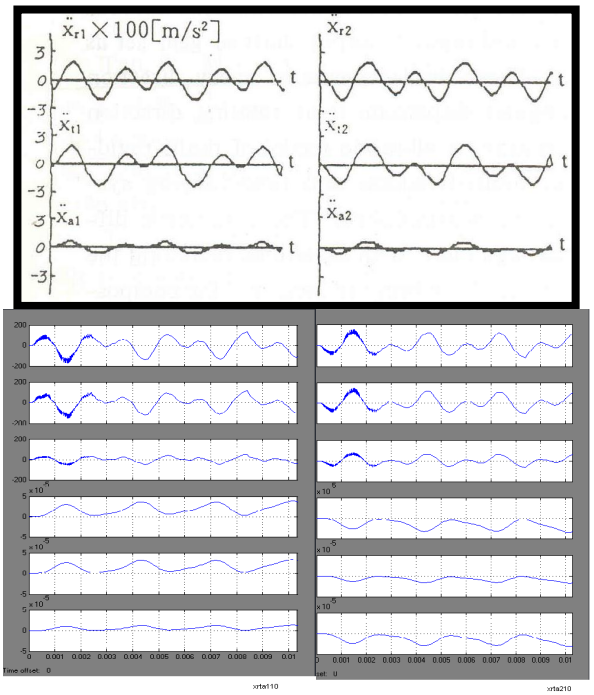
شکل (۳) دو چرخدنده مخروطی درگیر



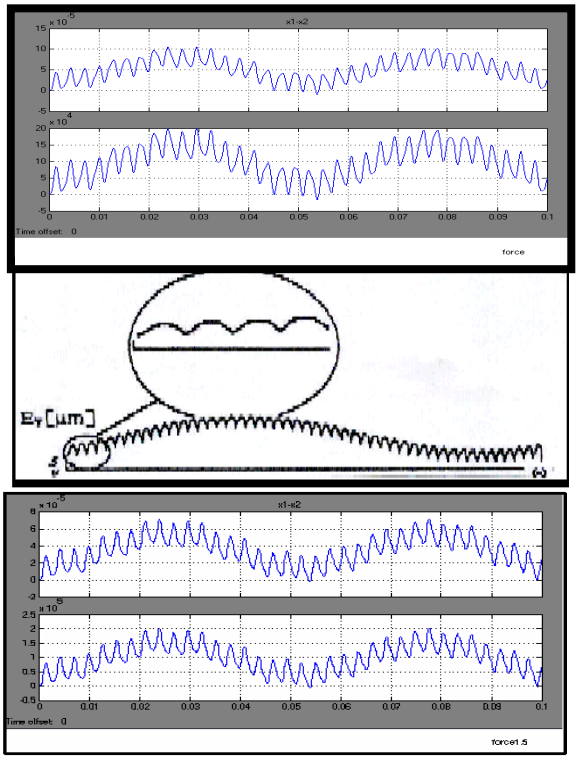
شکل (۴) مدل ارتعاشی سیستم جعبه دنده مخروطی



شکل (۵) مدل دینامیکی یک مجموعه خورشیدی

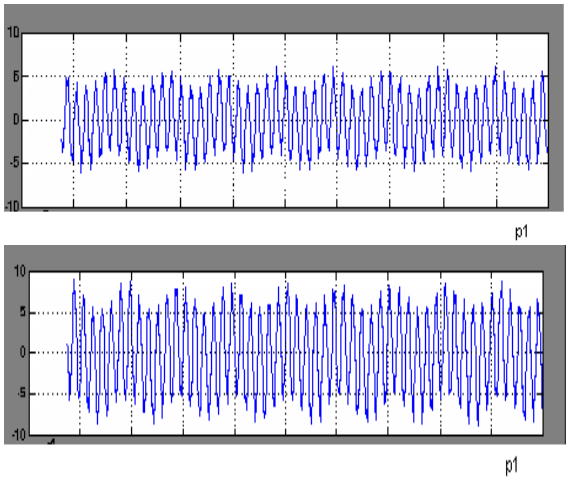


شکل(۶) مقایسه نتایج ارتعاشات شتاب و جابجایی چرخدنده های مخروطی در جهات شعاعی و محوری ارائه شده در[2] و در این تحقیق

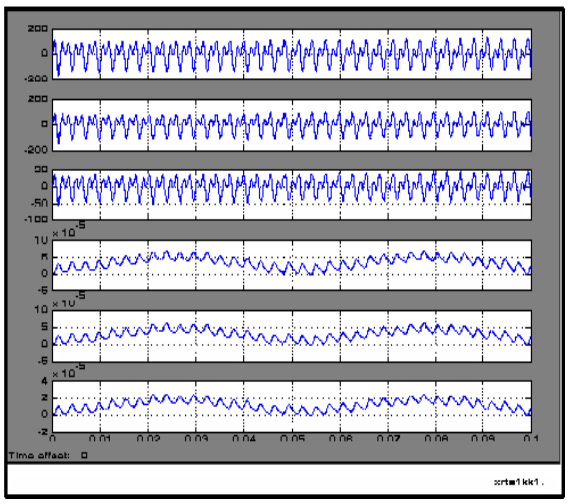


شکل(۷)مقایسه نیروی درگیری دندانه ها و جابجایی نسبی آنها

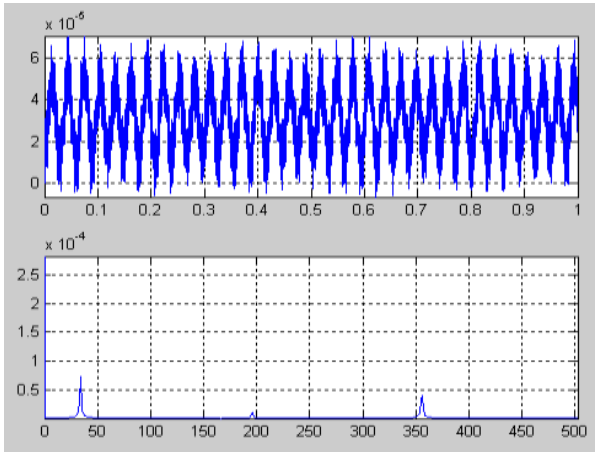
با افزایش ضریب سفتی دندانه ها جابجایی کاهش پیدا می کند و حاصلضرب سفتی در جابجایی ثابت باقی می ماند



شکل(۹) ارتعاشات شتاب چرخدنده های سیاره ای با افزایش سفتی تمامی دندانه های درگیرکاهش چشمگیری در دامنه ارتعاشات مشاهده می شود



شکل(۸) ارتعاشات شتاب و جابجایی پینیون مخروطی با افزایش سفتی تمامی دندانه های درگیر دامنه ارتعاشات کاهش پیدا کرده است



در شکل(۱۰) نمودار دامنه جابجایی بر حسب زمان و بر حسب فرکانس