



## مدل دو - سه درجه آزادی سیستم ضد چسبندگی - لغزش رشته حفاری

امین ترقی اسکویی<sup>\*</sup>، بهروز محمدعلی زاده، اتابک دوبختی

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی سهند، تبریز، ایران.

## تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۴۰۱/۰۸/۰۵

بازنگری: ۱۴۰۲/۰۲/۲۸

پذیرش: ۱۴۰۲/۰۳/۲۵

ارائه آنلاین: ۱۴۰۲/۰۴/۲۸

## کلمات کلیدی:

ارتعاشات پیچشی

رشته حفاری

سیستم ضد چسبندگی - لغزش

اصطکاک داخلی

**خلاصه:** رشته حفاری به دلیل طول زیاد آن و نیروی‌های دینامیکی ناشی از اندرکنش مته و سنگ در معرض ارتعاشات شدید قرار دارد. ابزار ضد چسبندگی - لغزش که در انتهای رشته حفاری و درون تجهیزات ته‌چاهی قرار دارد، مانع از وقوع چسبندگی - لغزش و ارتعاشات پیچشی ناشی از آن می‌شود. در این پژوهش یک مدل جدید برای تحلیل ابزار ضد چسبندگی - لغزش ارائه شده است که محدودیت‌های مدل‌های قبلی برای مدل‌سازی رشته حفاری به همراه ابزار ضد چسبندگی - لغزش را ندارد. زمانی که ابزار در حالت غیرفعال قرار دارد، سیستم با دو درجه آزادی مدل‌سازی شده و ابزار مانند یک جسم صلب رفتار می‌کند. با فعال شدن ابزار یک درجه آزادی با توجه به قید سینماتیکی ابزار به مدل اضافه شده و سیستم به صورت یک مدل سه درجه آزادی خواهد بود. بر اساس مدل ارائه شده و شرط‌های تعیین شده، ابزار بین حالت غیرفعال با دو درجه آزادی و حالت فعال با سه درجه آزادی تغییر وضعیت می‌دهد. نتایج به دست آمده از شبیه‌سازی، حاکی از رفتار منطقی ابزار در حضور نیرو و گشتاورهای خارجی وارد بر دو بخش ابزار می‌باشد. مدل ارائه شده به خوبی اثر وزن مته و وزن روی قلاب نگهدارنده در فعال‌سازی ابزار را نشان می‌دهد. با استفاده از مدل ارائه شده و در یک حالت مشخص، رفتار غیرخطی ابزار که ناشی از تغییر وضعیت بین دو دستگاه معادلات دیفرانسیل خطی می‌باشد، نشان داده شده است.

## ۱- مقدمه

حفر چاه یکی از عملیات‌های اصلی برای اکتشاف و استخراج نفت، گاز و مواد معدنی از مخازن زیرزمینی می‌باشد. حفاری دورانی یکی از روش‌های شناخته شده در حفر چاه می‌باشد که معمولاً در همه جای دنیا برای حفر چاه‌های نفت و گاز از این روش استفاده می‌شود. در این نوع حفاری نفوذ به لایه‌های سخت زمین جهت دستیابی به اهداف مورد نظر به وسیله لوله‌هایی صورت می‌گیرد که در صورت ارتعاشات زیاد رشته حفاری، مستعد شکسته شدن و تخریب هستند. با توجه به هزینه بسیار زیاد عملیات حفاری، سرعت عملیات و نحوه نگهداری از اجزای رشته حفاری، این موضوع از اهمیت بسیار ویژه‌ای برخوردار است. بنابراین توسعه فناوری‌های جدید برای بهبود عملکرد حفاری، نکته کلیدی در افزایش بازده اقتصادی عملیات حفاری می‌باشد. رشته حفاری حین عملیات حفاری تحت پدیده‌های دینامیکی پیچیده‌ای قرار می‌گیرد که به پیدایش نوسانات نامطلوب منجر می‌شود. عوامل بسیاری باعث پیدایش این پدیده‌ها می‌شود که از آن جمله می‌توان به نیروی

اندرکنشی بین مته و سنگ یا بدنه چاه و رشته حفاری اشاره کرد [۱]. ارتعاشات ایجاد شده در اثر نیروهای مختلف وارد بر رشته حفاری را می‌توان در سه دسته شامل نوسانات پیچشی، محوری و عرضی تقسیم‌بندی کرد [۲، ۳]. از پدیده‌های دینامیکی رایج در حفاری که کیفیت حفاری را تحت تاثیر قرار می‌دهد و به ارتعاشات شدید رشته حفاری منجر می‌شود می‌توان به پدیده‌های چسبندگی - لغزش [۴، ۵]، برگشت مته [۶] و لنگ‌زنی [۷] اشاره کرد.

ارتعاشات محوری در سیستم‌های حفاری به وقوع نوسانات در راستای لوله‌های حفاری گفته می‌شود که می‌تواند ناشی از وقوع برگشت مته در اثر نیروهای دینامیکی وارد بر مته رخ دهد. این نوع ارتعاشات باعث نوسان بسیار زیادی در وزن روی مته<sup>۳</sup> شده و باعث افت کیفیت حفاری و کاهش عمر مته می‌شود [۸]. ارتعاشات جانبی به عنوان یکی دیگر از انواع ارتعاشات مخرب باعث گشاد شدن دیوار چاه می‌شود و یکی از عوامل اصلی آسیب‌های رشته

- 1 Bit Bouncing
- 2 Whirling
- 3 Weight on Bit

\* نویسنده عهده‌دار مکاتبات: taraghi@sut.ac.ir

حقوق مؤلفین به نویسندگان و حقوق ناشر به انتشارات دانشگاه امیرکبیر داده شده است. این مقاله تحت لیسانس آفرینندگی مردمی (Creative Commons License) در دسترس شما قرار گرفته است. برای جزئیات این لیسانس، از آدرس <https://www.creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/legalcode> دیدن فرمایید.



فعال بر اساس تخمین گشتاور طراحی شده است [۲۰]. از آنجایی که در سیستم‌های حفاری معمولاً اندازه‌گیری پارامترهای ته‌چاهی به سادگی پارامترهای مربوط به ویژگی‌های سرچاهی میسر نمی‌باشد، بهره‌گیری از کنترل‌کننده‌های مختلف محدود می‌باشد. از اینرو در مطالعه‌ای دیگر، یک استراتژی کنترلی بر اساس تخمین پارامترهای حالت برای کاهش ارتعاشات چسبندگی - لغزش مته پیشنهاد شده است [۲۱]. استراتژی پیشنهادی در پژوهش مذکور بر مبنای اندازه‌گیری پارامترهای سطحی بوده و می‌تواند سایر پارامترهای سیستم حفاری و همچنین گشتاور غیرخطی بین مته و سنگ را تخمین بزند. در تحقیقی دیگر برای کاهش و کنترل فعال ارتعاشات چسبندگی - لغزش، سه راهبرد شامل تنظیم سرعت دوران، تنظیم وزن بر روی مته و افزایش میرایی در پایین رشته حفاری پیشنهاد شده است [۲۲]. در مقاله مذکور با مقایسه سه راهبرد پیشنهادی، کنترل پارامترهای ته‌چاهی موثرتر از کنترل پارامترهای رشته حفاری در سطح زمین معرفی شده است. اغلب رویکردهای فعال برای کنترل ارتعاشات رشته حفاری با دو مشکل عمده مواجه هستند. اولاً نگهداری و تعمیر تجهیزات و اندازه‌گیری داده‌های مورد نیاز هزینه زیادی را نیاز دارند. ثانیاً اندازه‌گیری دقیق داده‌ها به دلیل محدودیت حسگرها و شرایط اندازه‌گیری از کیفیت مناسبی برخوردار نیستند. بنابراین، اغلب مهندسان حفاری در پروژه‌های عملی رویکردهای غیرفعال را ترجیح می‌دهند. یکی از ابزارهای غیرفعال که برای از بین بردن پدیده چسبندگی - لغزش وجود دارد، ابزاری است که توسط شرکت توماکس [۲۳، ۲۴] ارائه شده است. ابزار ضد چسبندگی - لغزش<sup>۳</sup> ارائه شده از دو قسمت جدا از هم تشکیل شده است که توسط رزوه‌های مارپیچ، به یکدیگر متصل شده‌اند. زمانی که بارهای خارجی بیش از حد به انتهای رشته حفاری وارد می‌شود، این ابزار با فراهم کردن امکان کاهش طول رشته حفاری دستیابی به عملکرد مناسب برای دوری از پدیده چسبندگی - لغزش را فراهم می‌کند. در بین دو قسمت ابزار یک فنر فشرده شده قرار دارد که فعال شدن ابزار با استفاده از آن قابل کنترل می‌باشد و این فنر قابلیت برگشت‌پذیری ابزار را امکان پذیر می‌سازد.

در یکی از نخستین مدل‌های ارائه شده برای ابزار ضد چسبندگی - لغزش، اثر این ابزار در نرخ نفوذ مورد مطالعه قرار گرفته است و نتایج حاکی از افزایش نرخ نفوذ با بهره‌گیری از ابزار در مقایسه با رشته حفاری بدون ابزار می‌باشد [۲۵]. همین مدل برای مدل‌سازی فرایند حفاری در چاه‌های مورب با بهره‌گیری از تثبیت‌کننده در طول رشته حفاری مورد استفاده قرار گرفته

حفاری و ابزارهای ته‌چاهی<sup>۱</sup> می‌باشد. این نوع از ارتعاشات به واسطه توسعه تجهیزات ته‌چاهی در دهه‌های گذشته مورد توجه قرار گرفته‌اند [۹-۱۱]. علاوه بر ارتعاشات محوری و عرضی، نوع دیگری از ارتعاشات در سیستم‌های حفاری به وقوع می‌پیوندد که به عنوان ارتعاشات پیچشی شناخته می‌شود. از آنجایی که رشته حفاری در سطح چاه توسط تجهیزات سر چاهی هدایت می‌شود تا با سرعت مشخصی مته را به دوران درآورده و سبب حفاری شود، ارتعاشات پیچشی در رشته حفاری می‌تواند سبب دوران نامنظم مته حفاری شده و عملیات حفاری را با مشکل مواجه کند. یکی از پدیده‌هایی که ارتعاشات پیچشی رشته حفاری را سبب می‌شود، پدیده چسبندگی - لغزش در اندرکنش بین مته و سنگ<sup>۲</sup> می‌باشد [۱۲، ۱۳].

معمولاً در طراحی رشته حفاری، علاوه بر نیروهای استاتیکی، تاثیر نیروهای دینامیکی نیز لحاظ می‌گردد و ارتعاشات ایجاد شده در حین فرایند حفاری تحلیل می‌شود. رفتار ارتعاشی رشته حفاری تابعی از مولفه‌های حفاری شامل وزن روی مته، سرعت دوران میز دوار، هندسه سیستم حفاری و غیره می‌باشد. برای مطالعه ارتعاشات پیچشی رشته حفاری و اثر پدیده چسبندگی - لغزش در رفتار دینامیکی آن، همواره توسعه مدل‌های مکانیکی و طراحی روش‌هایی برای کاهش این ارتعاشات مورد توجه بوده است. در چند دهه اخیر مدل‌سازی رشته حفاری با رویکردهای مختلف صورت گرفته است که بیشتر آنها دارای یک درجه [۱۴] یا دو درجه آزادی [۱۵] می‌باشند. یکی از مدل‌های برجسته ارائه شده برای تحلیل رفتار دینامیکی رشته حفاری، مدل پاندول پیچشی می‌باشد که در تحقیقات بسیاری برای مطالعه نوسانات پیچشی رشته حفاری مورد استفاده قرار می‌گیرد [۱۶، ۱۷]. این مدل قابلیت مطالعه ارتعاشات طولی رشته حفاری را ندارد و نمی‌توان از آن برای مطالعه ارتعاشات طولی - پیچشی رشته حفاری استفاده کرد. بنابراین محققین برای تکمیل مدل‌های پیشین با اضافه کردن حرکت طولی به مدل پاندول پیچشی و در نظر گرفتن وزن روی مته و گشتاور روی مته، مدل‌های جدیدتری برای مطالعه ارتعاشات طولی - پیچشی ارائه کرده‌اند [۱۸، ۱۹]. در تمامی مدل‌های مذکور رشته حفاری به صورت یک سیستم یک یا چند درجه آزادی گسسته مدل‌سازی شده است که سیستم واقعی را شبیه‌سازی می‌کند.

پژوهشگران در سال‌های اخیر روش‌های مختلفی برای بر طرف کردن ارتعاشات نامطلوب در رشته حفاری ارائه کرده‌اند که در دو گروه، شامل روش‌های فعال و غیرفعال قابل دسته‌بندی می‌باشند. به عنوان مثال، برای بهبود کیفیت فرایند حفاری، یک کنترل‌کننده ارتعاشات پیچشی با میرایی

3 Tomax company  
4 Anti stick-slip tool

1 Bottom hole assembly  
2 Bit-Rock Interactions

است.

## ۲- مدل سازی ابزار ضد چسبندگی - لغزش

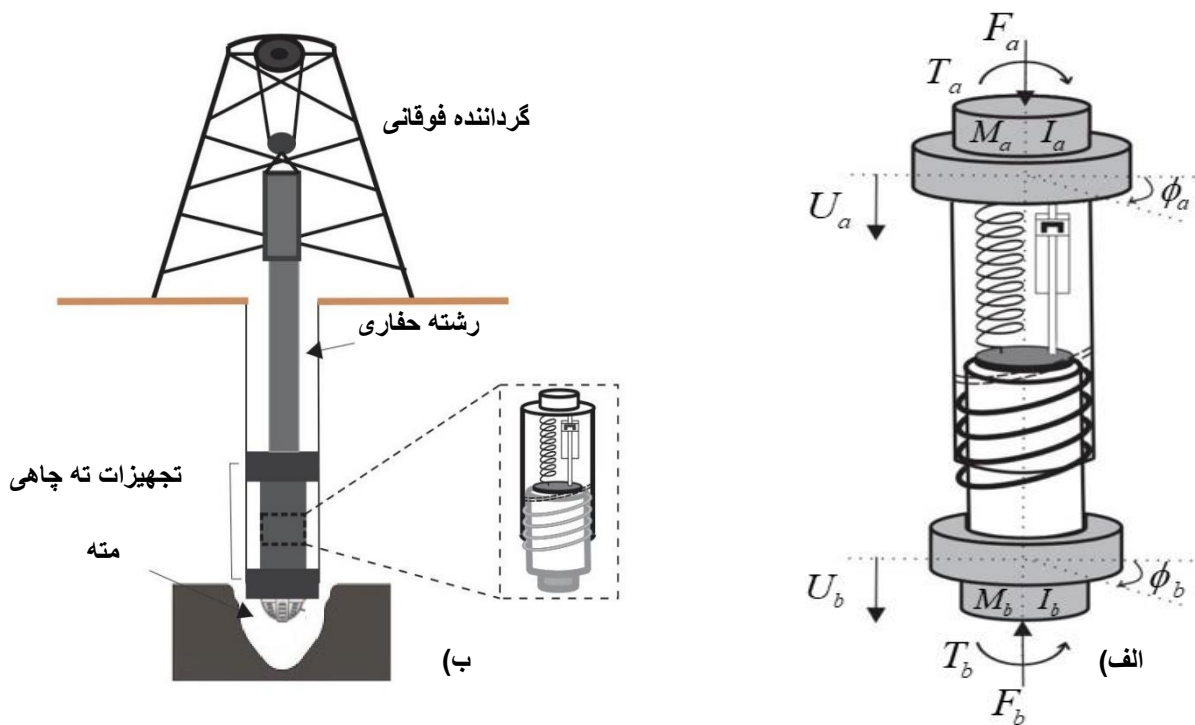
رشته حفاری از لوله‌های متصل به هم تشکیل شده است که دارای طول بسیار زیادی می‌باشد. تجهیزات ته‌چاهی که جرم قابل توجهی دارند در انتهای رشته حفاری قرار دارند و متصل به مته حفاری هستند. در فرایند حفاری معمولاً پدیده چسبندگی-لغزش رخ می‌دهد که باعث وقوع نوسانات پیچشی در رشته حفاری می‌شود. از اینرو شرکت توماکس ابزاری را طراحی کرده است که میان تجهیزات ته‌چاهی قرار داده می‌شود تا از ارتعاشات پیچشی رشته حفاری جلوگیری کند. همانگونه که در شکل ۱ مشاهده می‌شود تجهیزات ته‌چاهی از قسمت بالایی به لوله‌های حفاری و از قسمت پایینی به مته حفاری متصل می‌باشند. از آنجایی که ابزار ضد چسبندگی-لغزش در بین تجهیزات ته‌چاهی رشته حفاری قرار می‌گیرد، نیروها و گشتاورهای وارد شده از لوله‌های حفاری به قسمت بالایی ابزار و بارهای وارد شده از مته به قسمت پایینی ابزار وارد می‌شوند.

ابزار ضد چسبندگی-لغزش را می‌توان به صورت شکل ۱-الف نشان داد که جابه‌جایی‌های محوری و دورانی قسمت بالا و پایین ابزار به ترتیب با اندیس‌های  $a$  و  $b$  قابل نمایش هستند. همانگونه که در شکل ۱ مشاهده می‌شود، این ابزار از دو بخش تشکیل شده است که توسط رزوه و فنر و دمپر خطی به یکدیگر کوپل شده‌اند. قسمت پایینی ابزار با بهره‌گیری از رزوه‌های موجود در بخش بالایی ابزار به صورت مقید به سمت بالا و پایین در داخل رزوه‌ها حرکت می‌کند ولی فنر موجود بین دو بخش ابزار فقط در نشیمنگاه مربوط به دو بخش ابزار قرار گرفته که در شکل با دیسک نشان داده شده است. زمانی که دو بخش ابزار به یکدیگر نزدیک یا دور می‌شوند، نشیمنگاه ابزار در دو سمت فنر جابجا شده و فنر خطی فشرده یا باز می‌شود. بر این اساس زمانی که بارهای خارجی وارد شده به مته رشته حفاری بیش از حد مجاز تعریف شده برای ابزار باشد، این ابزار با فراهم کردن امکان کاهش طول رشته حفاری برای دستیابی به عملکرد مناسب و رفع پدیده چسبندگی-لغزش عمل می‌کند. فنر محوری قرار گرفته بین دو قسمت ابزار قابلیت برگشت‌پذیری ابزار را پس از رفع پدیده چسبندگی-لغزش امکان‌پذیر می‌سازد ولی دو انتهای فنر و دمپر داخل ابزار نسبت به هم حرکت دورانی ندارند. همچنانکه گفته شد، بخش‌های بالا و پایین ابزار به وسیله رزوه‌هایی همانند پیچ و مهره به یکدیگر متصل شده‌اند که قید سینماتیکی سیستم در زمان فعال شدن ابزار را شکل می‌دهند و حرکت دورانی و محوری نسبی

است [۲۶]. ساو و همکاران [۲۷] با بهره‌گیری از مدل مذکور و شبیه‌سازی عددی، پدیده چسبندگی-لغزش در رشته حفاری و اثر ابزار ضد چسبندگی-لغزش در کاهش ارتعاشات ناشی از آن را مطالعه کرده‌اند.

در تحقیقی که اخیراً منتشر شده، معادلات دینامیکی ابزار ضد چسبندگی-لغزش با در نظر گرفتن اصطکاک بین دو قسمت ابزار استخراج شده است که در مطالعات پیشین از آن صرف‌نظر شده بود [۲۸]. در این مدل، سرعت‌های محوری و دورانی وارد شده در قسمت بالای ابزار به عنوان ورودی و نیروی محوری و گشتاور پیچشی در پایین ابزار به عنوان بارهای خارجی در نظر گرفته شده است. نتایج حاکی از این است که در نظر گرفتن اصطکاک داخلی رفتار کلی سیستم را تحت تاثیر قرار می‌دهد. در ادامه پژوهش مذکور، دینامیک غیرخطی و پیچیده ابزار با در نظر گرفتن تعامل بین مته و سنگ مورد مطالعه قرار گرفته است [۲۹]. در هر دو مطالعه پیشین، برای سادگی و توصیف بهتر عملکرد ابزار، مدل یک درجه آزادی از ابزار در زمان فعال شدن آن ارائه شده است که محدودیت‌هایی را برای مدل‌سازی رشته حفاری به همراه ابزار ضد چسبندگی-لغزش در پی دارد. از اینرو در مطالعه حاضر مدل جدیدی از ابزار ضد چسبندگی-لغزش ارائه می‌گردد که در حالت فعال سیستم، دارای سه درجه آزادی می‌باشد و در زمان غیرفعال شدن، ابزار مانند یک جسم صلب دو درجه آزادی رفتار می‌کند. با توجه به افزایش درجات آزادی و فراهم شدن امکان کوپل شدن مدل ابزار ضد چسبندگی-لغزش به مدل رشته حفاری، ورودی‌های ابزار به جای جابجایی به صورت نیرو در نظر گرفته شده‌اند تا بتوان اثر نیروی روی قلاب نگهدارنده و مته را مطالعه کرد. بنابراین مدل ارائه شده در این مطالعه برای ابزار ضد چسبندگی لغزش برخلاف پژوهش‌های پیشین به سادگی با اضافه کردن معادلات حرکت رشته حفاری قابلیت کوپل شدن با آن را دارد. از اینرو مدل حاضر می‌تواند اطلاعات بیشتر و دقیق‌تری در مقایسه با مدل‌های پیشین برای درک رفتار رشته حفاری در حضور ابزار ضد چسبندگی-لغزش ارائه دهد.

بر این اساس ساختار این مقاله به شرح زیر سازماندهی شده است. بخش ۲ به مدل‌سازی سیستم ضد چسبندگی-لغزش می‌پردازد که شامل سه بخش می‌باشد. در بخش ۲-۱ و ۲-۲ به ترتیب معادلات حالت غیرفعال و فعال ابزار استخراج شده و در قسمت ۲-۳ شرایط مورد نیاز برای تغییر وضعیت بین حالت‌های فعال و غیرفعال بررسی شده است. در بخش ۳ روش حل معادلات و نحوه تعیین وضعیت ابزار بر مبنای معادلات استخراج شده در قسمت دوم شرح داده شده است. در قسمت ۴ بر مبنای شبیه‌سازی‌های صورت گرفته اثر پارامترهای مختلف در رفتار دینامیکی ابزار بررسی شده



شکل ۱. الف) ساختار شماتیک ابزار ضد چسبندگی- لغزش به همراه بخشهای داخلی آن ب) نمای کلی چاه، رشته حفاری و محل قرارگیری ابزار ضد چسبندگی- لغزش

Fig. 1. ) Schematic structure of the anti-stick-slip tool along with its internal parts b) General view of the well, the drill-string and the location of the anti-stick-slip tool

$$F_A = P + K_b(U_a - U_b) + C_b(\dot{U}_a - \dot{U}_b) \quad (2)$$

که در آن  $P$  نیروی پیش‌بار فنر داخلی،  $K_b$  سفتی فنر و  $C_b$  ضریب میرایی محوری بین دو بخش ابزار هستند. نیروی انتقالی بین دو بخش ابزار به صورت نیروی عمودی سطح و نیروی اصطکاکی قابل بیان است که اثر اصطکاک به صورت زاویه اصطکاک در نظر گرفته می‌شود. بدین منظور اثر اصطکاک بین رزوه و قسمت‌های درگیر با استفاده از مدل اصطکاک کولمب به صورت زیر بیان می‌گردد:

$$\phi_\mu = \tan^{-1} \mu_i \quad (3)$$

ابزار ضد چسبندگی- لغزش بر اساس نیرو و گشتاورهای وارد شده به قسمت پایین و بالای آن می‌تواند در دو حالت فعال و غیرفعال قرار گیرد که

دو بخش را به یکدیگر وابسته می‌کند. این قید سینماتیکی به صورت زیر قابل تعریف می‌باشد:

$$(U_a - U_b) = \alpha(\phi_a - \phi_b) \quad (1)$$

که در آن  $\alpha$  برابر است با  $L/2\pi$  و نشان دهنده حرکت نسبی در راستای محور ابزار به ازای یک دور دوران نسبی دو انتهای ابزار می‌باشد.  $\phi$  و  $U$  به ترتیب برای بیان دوران و جابجایی بخش‌های مختلف ابزار استفاده می‌شوند. بین دو بخش این ابزار می‌توان از فنر و دمپر برای فعال و غیرفعال شدن آن بهره گرفت. بنابراین دو بخش ابزار علاوه بر رزوه‌ها، از طریق این فنر و کمک‌فنر به یکدیگر نیرو وارد می‌کنند و رفتار ابزار متأثر از این تعامل خواهد بود. نیروی اندرکنشی بین دو بخش ابزار از طریق فنر و کمک فنر را می‌توان به صورت زیر مدل کرد.

$$M = \begin{bmatrix} M_a + M_b & 0 \\ 0 & I_a + I_b \end{bmatrix}, \quad \vec{F} = \begin{bmatrix} F_a - F_b + (M_a + M_b)g \\ T_a - T_b \end{bmatrix}, \quad \vec{q} = \begin{Bmatrix} U_b \\ \phi_b \end{Bmatrix} \quad (8)$$

در صورتی که معادلات در فضای حالت بیان گردد می توان معادلات نوشته شده به صورت ماتریسی را به شکل زیر بازنویسی کرد:

$$\dot{\vec{X}} = \begin{bmatrix} I_{2 \times 2} \\ 0_{2 \times 2} \end{bmatrix} \vec{X} + \begin{bmatrix} 0_{2 \times 2} \\ M^{-1} \end{bmatrix} \vec{F} \quad (9)$$

که در آن  $I_{2 \times 2}$  ماتریس همانی می باشد و بردار مجهولات  $\vec{X}$  به صورت زیر قابل نمایش است:

$$\vec{X} = [\phi_b \quad U_b \quad \dot{\phi}_b \quad \dot{U}_b]^T \quad (10)$$

بعد از تعیین جابجایی و سرعت های پایین ابزار با استفاده از رابطه (۹)، می توان به کمک رابطه (۴) جابجایی و سرعت های بالای ابزار را که برابر مقدار جابجایی و سرعت های قسمت پایین ابزار می باشد تعیین کرد.

### ۲-۲- معادلات حالت فعال

در صورتی که اندازه بارهای خارجی از مقاومت داخلی ابزار بیشتر باشد، این ابزار فعال شده و بارهای اضافی وارد بر سیستم را با کاهش طول ابزار کنترل خواهد کرد. در صورت فعال شدن ابزار، این سیستم سه درجه آزادی خواهد داشت که با توجه به دو درجه آزادی در بالای ابزار، دو درجه آزادی در پایین ابزار و یک قید سینماتیکی توسط رزوه ها، قابل استنباط هست. در این صورت معادلات حرکت مربوط به بخش بالای ابزار بر اساس قانون دوم نیوتن به صورت زیر بیان می گردد:

$$F_a - F_A + M_a g + R \cos \psi = M_a \ddot{U}_a \quad (11)$$

$$T_a - R r_s \sin \psi = I_a \ddot{\phi}_a \quad (12)$$

در حالت غیرفعال به صورت یک جسم صلب عمل کرده و معادلات تعادل دینامیکی بر آن حاکم خواهد بود ولی زمانی که به صورت فعال نقش ایفا می کند، اثر قیود داخلی و نیروهای داخلی بین دو عضو وارد معادلات شده و رفتار آن را تغییر می دهد. بنابراین ابزار به صورت یک سیستم دو درجه و سه درجه آزادی در حالت های غیرفعال و فعال عمل می کند.

### ۲-۱- معادلات حالت غیرفعال

همانگونه که گفته شد، در حالت غیرفعال ابزار به صورت یک جسم صلب با دو درجه آزادی نقش ایفا می کند و جابجایی محوری و دورانی قسمت بالا و پایین ابزار یکسان خواهد بود که به شکل زیر قابل بیان است:

$$\Delta \phi = 0 \quad \Delta U = 0, \quad (4)$$

که در آن  $\Delta U = U_a - U_b$  و  $\Delta \phi = \phi_a - \phi_b$  به ترتیب بیانگر جابجایی محوری و دورانی نسبی بین دو بخش ابزار را نشان می دهند. در این حالت با نوشتن معادلات تعادل دینامیکی با استفاده از قانون دوم نیوتن می توان جابجایی محوری و دورانی ابزار را به صورت زیر بیان کرد:

$$F_a - F_b + (M_a + M_b)g = (M_a + M_b)\ddot{U}_b \quad (5)$$

$$T_a - T_b = (I_a + I_b)\ddot{\phi}_b \quad (6)$$

که در آن  $T, F, M, I$  به ترتیب نشان دهنده گشتاور، نیرو، جرم و ممان اینرسی جرمی متصل به بالا و پایین ابزار متناسب با اندیس آن می باشند. معادلات به دست آمده برای حالت غیرفعال ابزار را می توان به صورت ماتریسی و به شکل زیر نشان داد:

$$M \ddot{\vec{q}} = \vec{F} \quad (7)$$

که در آن ماتریس  $M$  و بردارهای  $\vec{F}$  و  $\vec{q}$  به صورت زیر قابل تعریف

هستند:

جدول ۱. زاویه موثر در حالت‌های مختلف فعال شدن ابزار ضد چسبندگی - لغزش

Table 1. Effective angle in different states of activation of the anti-stick tool

زاویه موثر ( $\psi$ )	حرکت نسبی دو بخش ابزار
$\theta + \phi_{\mu_i}$	نزدیک‌شونده
$\theta + \tan^{-1}(\mu_i \tanh(\Delta\dot{\phi} / \delta))$	تعادل فعال
$\theta - \phi_{\mu_i}$	دور شونده

دهد. از اینرو برای کنترل این موضوع و گذار هموار در تعویض فازهای مختلف حرکتی از تابع هموارساز  $\tanh(\Delta\dot{\phi} / \delta)$  استفاده شده است تا رفتار غیرهموار ابزار در زمان تعویض فازهای مختلف حرکتی به صورت هموار انجام پذیرد. پارامتر  $\delta$  به عنوان پارامتر بی‌بعد کنترلی برای کنترل میزان هموارسازی به کار گرفته می‌شود که بر اساس شدت نوسانات در اطراف نقطه تعادل فعال قابل تعیین است. بعد از نوشتن معادلات برای بخش بالایی ابزار، برای قسمت پایین ابزار با استفاده از معادلات نیوتن می‌توان نوشت:

$$F_A + M_b g - R \cos \psi - F_b = M_b \ddot{U}_b \quad (13)$$

$$R r_s \sin \psi - T_b = I_b \ddot{\phi}_b \quad (14)$$

با محاسبه  $R$  از معادله (۱۱) و قرار دادن آن در معادلات (۱۲) تا (۱۴)، سه معادله حرکت برای این سیستم سه درجه آزادی به دست می‌آید. در صورتی که جابجایی عمودی قسمت بالایی ابزار از معادله (۱) و نیروی داخلی ابزار با بهره‌گیری از معادله (۲) محاسبه شده و در معادلات حرکتی به دست آمده جایگذاری شوند معادلات حرکت نهایی به صورت زیر قابل نمایش هستند:

$$\begin{aligned} T_a - r_i (-F_a + P + K_b \alpha \phi_a - K_b \alpha \phi_b \\ + C_b \alpha \dot{\phi}_a - C_b \alpha \dot{\phi}_b - M_a g) \\ - r_i (M_a \alpha \ddot{\phi}_a - M_a \alpha \ddot{\phi}_b + M_a \ddot{U}_b) - I_a \ddot{\phi}_a = 0 \end{aligned} \quad (15)$$

که در آن  $R$ ،  $r_s$  و  $\psi$  به ترتیب نیروهای اندرکنشی رزوه‌ها، شعاع میانگین رزوه‌های درگیر و زاویه موثر رزوه‌ها هستند. نیروی اندرکنشی رزوه‌ها به صورت جمع برداری نیروهای عمود بر سطح رزوه‌ها و نیروی اصطکاک بین رزوه‌ها در نظر گرفته شده است و زاویه موثر رزوه‌ها به صورت زاویه بین نیروی برآیند یا نیروی اندرکنشی با محور عمودی تعریف می‌شود. لذا تعیین جهت نیروی اندرکنشی و زاویه موثر بستگی به سطح تماس رزوه‌های درگیر و جهت حرکت نسبی دو بخش ابزار دارد. با توجه به وزن سنگین تجهیزات ته‌چاهی و مته متصل به پایین ابزار و نگهداری لوله‌ها و بخش بالایی تجهیزات ته‌چاهی متصل به بخش بالایی ابزار از طریق تجهیزات سرچاهی، در صورتی که فرض بر این باشد که همیشه سطح زیرین رزوه بیرونی بخش پایین ابزار با رزوه داخلی بخش بالایی ابزار در تماس هستند و همواره در زمان فعال بودن ابزار این سطح در تماس باقی می‌ماند، می‌توان گفت نیروی اندرکنشی وارد بر قسمت پایین ابزار به سمت بالا و نیروی اندرکنشی وارد بر قسمت بالایی ابزار به سمت پایین خواهد بود. همچنین برای زاویه موثر رزوه‌ها نیز با توجه به جهت حرکت نسبی دو بخش ابزار می‌توان به صورت جدول (۱) دسته‌بندی کرد.

زاویه موثر به دو پارامتر زاویه رزوه‌ها  $\theta$  و زاویه اصطکاک  $\phi_{\mu_i}$  مرتبط می‌باشد که در رابطه (۳) تعریف شده است. با توجه به جدول (۱) در صورتی که دو بخش ابزار به یکدیگر نزدیک شوند، زاویه موثر در اثر اصطکاک افزایش می‌یابد و زمانی که از یکدیگر دور شوند، زاویه موثر کاهش می‌یابد. در حالتی که در وضعیت فعال، ابزار به نقطه گذار از حالت نزدیک‌شونده به حالت دور شونده (تعادل فعال) نزدیک شود، سرعت نسبی به مقدار صفر نزدیک می‌شود و در صورت توقف در وضعیت تعادل فعال نوسانات بسیار کوچکی به صورت عددی می‌تواند در سرعت نسبی حول نقطه تعادل روی

$$\dot{\bar{X}} = \begin{bmatrix} 0_{3 \times 3} & I_{3 \times 3} \\ -M^{-1}K & -M^{-1}C \end{bmatrix} \bar{X} + \begin{bmatrix} 0_{3 \times 3} \\ M^{-1} \end{bmatrix} \bar{F} \quad (20)$$

که در آن ماتریس  $I_{3 \times 3}$  ماتریس همانی با ابعاد سه در سه در نظر گرفته شده و بردار مجهولات  $\bar{X}$  به صورت زیر قابل بیان است:

$$\bar{X} = [\phi_a \quad \phi_b \quad U_b \quad \dot{\phi}_a \quad \dot{\phi}_b \quad \dot{U}_b]^T \quad (21)$$

بعد از محاسبه جابجایی محوری و دورانی و سرعت‌های محوری و دورانی پایین ابزار با استفاده از حل دستگاه معادلات رابطه (۲۰)، می‌توان جابجایی محوری و سرعت محوری قسمت بالای ابزار را با استفاده از رابطه (۱) محاسبه کرد.

### ۲-۳- شرط فعال و غیرفعال شدن سیستم

زمانی که سیستم از حالت غیرفعال معادلات (۹) به حالت فعال معادلات (۲۰) تغییر می‌یابد، سیستم مجبور به تبعیت از رابطه‌ای بین نیروهای داخلی بر مبنای قید سینماتیکی موجود در رزوها می‌باشد. لذا نیروهای اندرکنشی عمودی و اصطکاکی بین رزوها باید از شرایط خاصی پیروی کنند. از اینرو در زمان فعال شدن ابزار، طبق معادلات (۱۱) تا (۱۴)، روابط زیر برای شتاب نسبی محوری و دورانی بین دو بخش ابزار قابل بیان است:

$$\Delta \ddot{U} = -F_A \left( \frac{1}{M_a} + \frac{1}{M_b} \right) + R \cos \psi \left( \frac{1}{M_a} + \frac{1}{M_b} \right) + \left( \frac{F_a}{M_a} + \frac{F_b}{M_b} \right) \quad (22)$$

$$\Delta \ddot{\phi} = \left( \frac{T_a}{I_a} + \frac{T_b}{I_b} \right) - R r_s \sin \psi \left( \frac{1}{I_a} + \frac{1}{I_b} \right) \quad (23)$$

با حذف نیروی اندرکنشی بین دو رابطه (۲۲) و (۲۳) و بهره‌گیری از رابطه‌های (۱) تا (۳)، معادله قید موجود بین رزوها در زمان فعال شدن ابزار به دست می‌آید:

$$\begin{aligned} & -T_b + r_i (-F_a + P + K_b \alpha \phi_a \\ & -K_b \alpha \phi_b + C_b \alpha \dot{\phi}_a - C_b \alpha \dot{\phi}_b + M_a g) \\ & + r_i (m_a \alpha \ddot{\phi}_a - m_b \alpha \ddot{\phi}_b + m_a \ddot{U}_b) - I_b \ddot{\phi}_b = 0 \end{aligned} \quad (16)$$

$$\begin{aligned} & M_b g + M_a g + F_a - F_b - M_a \alpha \ddot{\phi}_a \\ & + M_a \alpha \ddot{\phi}_b - M_a \ddot{U}_b - M_b \ddot{U}_b = 0 \end{aligned} \quad (17)$$

در روابط (۱۵) تا (۱۷) شعاع داخلی موثر به صورت  $r_i = r_s \tan \psi$  در نظر گرفته شده است. نمایش ماتریسی معادلات حرکت به دست آمده را می‌توان به صورت زیر نوشت:

$$M \ddot{\bar{q}} + C \dot{\bar{q}} + K \bar{q} = \bar{F} \quad (18)$$

که در آن ماتریس  $M$  و بردارهای  $\bar{F}$  و  $\bar{q}$  به صورت زیر قابل تعریف هستند.

$$\begin{aligned} M &= \begin{bmatrix} I_a + \alpha r_i M_a & -\alpha r_i M_a & r_i M_a \\ -\alpha r_i M_a & I_b + \alpha r_i M_a & -r_i M_a \\ M_a \alpha & -M_a \alpha & M_a + M_b \end{bmatrix}, \\ C &= \begin{bmatrix} \alpha r_i C_b & -\alpha r_i C_b & 0 \\ -\alpha r_i C_b & \alpha r_i C_b & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \\ K &= \begin{bmatrix} \alpha r_i K_b & -\alpha r_i K_b & 0 \\ -\alpha r_i K_b & \alpha r_i K_b & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \\ \bar{F} &= \begin{Bmatrix} (F_a - P - M_a g) r_i + T_b \\ r_i (-F_a + P - M_a g) - T_b \\ F_a - F_b + M_a g + M_b g \end{Bmatrix}, \quad \bar{q} = \begin{Bmatrix} \phi_a \\ \phi_b \\ U_b \end{Bmatrix} \end{aligned} \quad (19)$$

با بهره‌گیری از ماتریس‌های جرم  $M$ ، میرایی  $C$ ، و سفتی  $K$ ، و به کمک بردار نیرویی  $\bar{F}$ ، می‌توان معادلات حرکتی را در فضای حالت بیان کرد:

$$T_{int} = r_i P + r_i \alpha C_b \Delta \phi + r_i \alpha K_b \Delta \phi \quad (28)$$

بر مبنای گشتاورهای تعریف شده و ماهیت فیزیکی مساله، شرط فعال شدن و تغییر وضعیت ابزار ضد چسبندگی- لغزش از حالت غیرفعال به حالت فعال به صورت زیر قابل بیان است:

$$T_{sto} > T_{act} \quad (29)$$

در این وضعیت ابزار به صورت فعال به حرکت خود ادامه می‌دهد تا اینکه انرژی ذخیره شده در فنر داخل ابزار آزاد گردد و شرط غیرفعال شدن و تغییر وضعیت ابزار ضد چسبندگی- لغزش از حالت فعال به حالت غیرفعال به صورت زیر قابل بیان است:

$$T_{sto} < T_{act} \quad (30)$$

بنابراین بدون در نظر گرفتن اندازه گشتاورهای خارجی، زمانی که گشتاور معادل ذخیره شده در ابزار به کمتر از گشتاور فعال سازی برسد، ابزار به حداکثر بازشدگی یا طول آزاد خود می‌رسد و باید غیرفعال گردد. در حالتی که بین گشتاور فعال سازی و گشتاور ذخیره شده تساوی برقرار شود، شرط فعال و غیرفعال شدن ابزار با مقایسه گشتاور فعال سازی با گشتاور خارجی تعیین می‌شود. بدین ترتیب شرط فعال سازی ابزار به صورت زیر بیان می‌گردد:

$$T_{ext} > T_{act} \quad (31)$$

از اینرو زمانی که گشتاور فعال سازی و ذخیره شده برابر باشند، بزرگتر بودن گشتاور خارجی در مقایسه با گشتاور فعال سازی، فعال شدن ابزار را سبب می‌شود ولی به محض کمتر شدن گشتاور خارجی در مقایسه با گشتاور فعال ساز، ابزار در وضعیت غیرفعال قرار می‌گیرد و شرط غیرفعال شدن در این وضعیت به این صورت قابل بیان است:

$$T_{ext} \leq T_{act} \quad (32)$$

$$\begin{aligned} & (\bar{I} + \bar{M} r_i \alpha) \Delta \phi + r_i \alpha C_b \Delta \phi + r_i \alpha K_b \Delta \phi = \\ & \bar{I} \left( \frac{T_a}{I_a} + \frac{T_b}{I_b} \right) + \bar{M} r_i \left( \frac{F_a}{M_a} + \frac{F_b}{M_b} \right) - r_i P \end{aligned} \quad (24)$$

که پارامترهای  $\bar{I}$  و  $\bar{M}$  به صورت  $\bar{M} = \left( \frac{M_a M_b}{M_a + M_b} \right)$  و  $\bar{I} = \left( \frac{I_a I_b}{I_a + I_b} \right)$  در نظر گرفته شده است. معادله قید به دست آمده یک معادله مرتبه دو می‌باشد که بارهای خارجی، داخلی و فعال سازی بر اساس رابطه به دست آمده برای سیستم مورد مطالعه به صورت زیر قابل تعریف هستند:

$$T_{ext} = \bar{I} \left( \frac{T_a}{I_a} + \frac{T_b}{I_b} \right) + \bar{M} r_i \left( \frac{F_a}{M_a} + \frac{F_b}{M_b} \right) \quad (25)$$

بر اساس رابطه بیان شده، گشتاور خارجی مجموع بارهایی می‌باشد که باعث فعال شدن ابزار می‌گردد و اگر میزان آن از یک مقدار مشخص فراتر رود ابزار فعال می‌گردد. این مقدار مشخص گشتاور که با عنوان گشتاور فعال سازی در نظر گرفته شده به صورت زیر قابل بیان است:

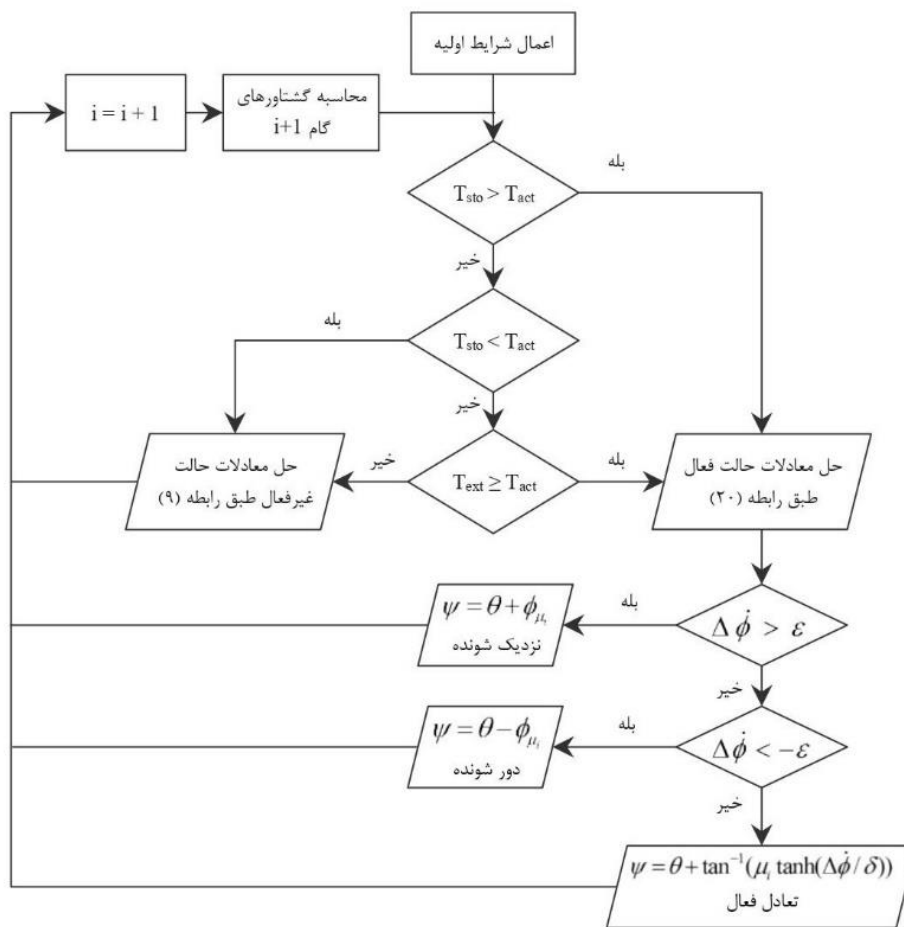
$$T_{act} = r_i P \quad (26)$$

این گشتاور مقدار حدی گشتاوری را نشان می‌دهد که ابزار قبل از تغییر به حالت فعال تحمل می‌کند و در صورت بیشتر شدن گشتاور خارجی از این مقدار، ابزار فعال می‌گردد. بعد از فعال شدن ابزار، تا زمانی که انرژی داخلی ذخیره شده در سیستم از بین نرود سیستم فعال می‌ماند. بنابراین گشتاور ذخیره شده معادل را می‌توان به صورت زیر نوشت:

$$T_{sto} = r_i P + r_i \alpha K_b \Delta \phi \quad (27)$$

گشتاور داخلی که شامل گشتاورهای ذخیره شده و اتلافی در سیستم می‌باشد به صورت زیر قابل تعریف است:





شکل ۲. الگوریتم حل عددی معادلات حاکم بر ابزار ضد چسبندگی - لغزش

Fig. 2. Algorithm for numerical solution of governing equations of anti-stick-slip tool

وارد شده پیشروی می‌کند. در ادامه با ارضا شدن رابطه (۲۹)، معادلات حالت فعال حل می‌گردد و طول ابزار کوتاه می‌شود. در این حالت متغیر چهارم با استفاده از قید سیستم تعیین می‌شود و سیستم به صورت کامل تعریف می‌گردد. در مدت فعال بودن ابزار بر اساس سرعت نسبی دو انتهای ابزار می‌توان حالت‌های نزدیک‌شونده، دورشونده یا تعادل فعال ابزار را تشخیص داد. تا زمانی که شرط رابطه (۳۰) برآورده نشده است، معادلات ابزار در حالت فعال حل شده و وضعیت سیستم مشخص می‌گردد. شایان ذکر است که در هر مرحله از حالت‌های فعال و غیرفعال ابزار، معادلات با استفاده از الگوریتم رانگ-کوتا<sup>۱</sup> حل شده است. به منظور کنترل دقت و گام‌های این روش، از کتابخانه متلب استفاده نشده و کدنویسی در نرم‌افزار صورت گرفته است. الگوریتم بیان شده برای حل سیستم را می‌توان به صورت شکل ۲ نمایش داد. همانگونه که در شکل ۲ مشاهده می‌شود، ابتدا شرایط اولیه شامل

با توجه به مطالب بیان شده سیستم از حالت غیرفعال با معادلات (۹) حرکت خود را شروع می‌کند و به محض ارضا شدن شرط (۲۹) یا (۳۱) به حالت فعال با معادلات (۲۰) تغییر وضعیت می‌دهد و در صورت ارضا شدن شرط (۳۰) یا (۳۲) از وضعیت فعال خارج شده و غیرفعال می‌گردد و این روند در حین فعالیت ابزار ادامه می‌یابد.

### ۳- روش حل معادلات حرکت

برای شبیه‌سازی عددی سیستم مدل‌سازی شده از کدنویسی در متلب استفاده شده و شرط فعال‌سازی و غیرفعال‌سازی ابزار با استفاده از رابطه‌های مشخص شده در هر گام بررسی می‌شود. بدین منظور در شروع شبیه‌سازی، رشته حفاری در حالت غیرفعال در نظر گرفته شده و تمام شرایط اولیه بر مبنای آن مشخص می‌گردد. تا زمانی که شرط (۲۹) ارضا نشده است معادلات حالت غیرفعال حل می‌شود و ابزار به صورت یک جسم صلب بر اساس نیروهای

1 Runge-Kutta

## جدول ۲. مقادیر عددی در نظر گرفته شده برای شبیه‌سازی رفتار سیستم ضد چسبندگی - لغزش [۲۵]

Table 2. Numerical values considered for simulating the behavior of the anti-stick-slip tool [25]

واحد	علامت	مقادیر	پارامتر
$Kg$	$M_a$	$۱/۳۹ \times ۱۰^۵$	جرم قسمت بالایی ابزار
$Kg.m^2$	$I_a$	۱۱۳	ممان اینرسی قسمت بالایی ابزار
$Kg$	$M_b$	$۱/۱۱ \times ۱۰^۴$	جرم قسمت پایینی ابزار
$Kg.m^2$	$I_b$	۶۰/۸	ممان اینرسی قسمت پایینی ابزار
$\frac{N}{m}$	$K_b$	$۹/۵ \times ۱۰^۵$	ضریب سفتی فنر محوری
$\frac{N.s}{m}$	$C_b$	۰	ضریب میرایی محوری
$\frac{m}{rad}$	$\alpha$	۰/۰۸۱	ثابت قید
$N$	$P$	$۱ \times ۱۰^۵$	نیروی پیش بار
$deg$	$\theta$	۴۵	زاویه پیشروی قید
$m$	$r_s$	۰/۰۸۱	شعاع میانگین رزوه‌های درگیر
-	$\mu_t$	۰/۰۳	ضریب اصطکاک بین رزوه‌های درگیر

گام اول: برای شبیه‌سازی رفتار دینامیکی ابزار ضد چسبندگی - لغزش، مقدار عددی پارامترهای مختلفی مورد نیاز می‌باشد. جدول (۲) مقدار عددی اولیه برای هر یک از پارامترها را نشان می‌دهد و در هر بخش برای مطالعه اثر هر یک از پارامترها با ثابت نگه داشتن بقیه پارامترها، یکی از آنها تغییر می‌یابد. جرم و ممان اینرسی در نظر گرفته شده برای قسمت بالایی ابزار به صورت جرم موثر بوده و ترکیبی از جرم لوله‌های حفاری و قسمت بالای ابزار می‌باشد ولی جرم پایینی ابزار مربوط به قسمتی از تجهیزات ته‌چاهی می‌باشد که بین ابزار و مته قرار می‌گیرند. برای اینکه بتوان رفتار ابزار در فعال و غیرفعال شدن را به خوبی مشاهده و اثر آن را در دینامیک ابزار بررسی کرد، مقدار ضریب اصطکاک بین رزوه‌ها کوچک انتخاب شده است.

گام دوم: برای حل معادلات حالت فعال و غیرفعال از شرطهای بیان شده در رابطه‌های (۲۹) تا (۳۲) استفاده می‌شود. در شروع حرکت ابزار در حالت غیرفعال بوده و دستگاه معادلات (۹) با استفاده از الگوریتم رانگ-کوتا حل می‌گردد. سپس در هر گام شرطهای (۲۹) تا (۳۲) بررسی می‌گردد و به محض ارضا شدن شرایط فعال‌سازی ابزار، دستگاه معادلات (۲۰) با الگوریتم رانگ-کوتا حل می‌شود. این روند در هر گام زمانی با بررسی شرایط فعال و غیرفعال بودن ابزار ادامه می‌یابد. شایان ذکر است که در هر گام بر مبنای رابطه قید سینماتیکی مرتبط بعد از حل معادلات می‌توان پارامتر مقید را از

جابجایی‌ها و دوران‌های دو قسمت ابزار و گشتاورهای وارد شده بر آن مشخص می‌شود. سپس شرط اول بررسی می‌گردد و اگر گشتاور ذخیره شده بیشتر از گشتاور فعال‌ساز باشد ابزار در حالت فعال قرار می‌گیرد و معادلات حالت فعال حل می‌شوند. در غیر این صورت شرط دوم بررسی می‌گردد که در این وضعیت اگر گشتاور ذخیره شده کمتر از گشتاور فعال‌ساز گردد ابزار در حالت غیرفعال قرار گرفته و معادلات غیرفعال حل می‌شوند، در نهایت اگر هیچ یک از شرایط ذکر شده برقرار نباشد به معنی تساوی گشتاور ذخیره شده و گشتاور فعال‌ساز بوده و شرط سوم مورد بررسی قرار می‌گیرد که اگر گشتاور خارجی بزرگتر مساوی گشتاور فعال‌ساز شود، ابزار در وضعیت فعال قرار دارد و اگر شرط ارضا نشود ابزار در حالت غیرفعال می‌باشد. برای تعیین وضعیت ابزار در حالت فعال و زاویه موثر باید در این حالت سرعت نسبی دو بخش ابزار ارزیابی شود. اگر نسبت تغییرات سرعت دورانی بزرگتر از  $\varepsilon$  شود ابزار در وضعیت فعال نزدیک‌شونده و اگر نسبت تغییرات سرعت دورانی کوچکتر از  $\varepsilon$  - گردد ابزار در وضعیت فعال دورشونده قرار می‌گیرد. در غیر این صورت ابزار در حالت تعادل فعال قرار گرفته و طبق شکل ۲ زاویه موثر محاسبه می‌شود. سپس گشتاورهای گام بعدی از روی گام حاضر محاسبه شده و این روند ادامه می‌یابد. بر این اساس الگوریتم بیان شده قابل بیان در چهار گام به صورت زیر می‌باشد.

روی مقادیر به دست آمده محاسبه کرد.

هیچ محدودیتی برای کاهش ابزار در حالت فعال در نظر گرفته نشده است ولی حالت آزاد ابزار به عنوان حداکثر طول ابزار فرض شده است که قابلیت افزایش طول بیشتر از آن را ندارد.

شکل ۳ تغییرات گشتاورهای داخلی و خارجی، حرکت و سرعت دورانی بالا و پایین ابزار را در حالت اول با استفاده از مقادیر جدول ۲ نشان می‌دهد که در آن ناحیه‌های نامگذاری شده با حروف  $B$  و  $A$  حالت‌های نزدیک‌شونده و دورشونده سیستم را نمایش می‌دهند و حروف  $a, b, c, d$  و  $e$  نشان دهنده نقاط کلیدی می‌باشند. به دلیل اینکه در این وضعیت بارگذاری همواره گشتاور ذخیره شده از گشتاور فعال‌سازی بیشتر است، ابزار همیشه فعال می‌باشد و در بازه زمانی ناحیه  $A$  با توجه به مثبت بودن سرعت نسبی دو بخش ابزار ( $\Delta\dot{\phi} > 0$ )، سیستم در وضعیت فعال نزدیک‌شونده قرار دارد. در دو ناحیه  $a$  تا  $b$  و  $b$  تا  $c$  ابزار علی‌رغم اینکه در وضعیت فعال نزدیک‌شونده قرار دارد، دو رفتار متفاوت از خود نشان می‌دهد. در ناحیه  $a$  تا  $b$ ، کمتر بودن گشتاور ذخیره‌سازی نسبت به گشتاور خارجی باعث ایجاد شتاب مثبت در فرایند نزدیک شدن دو بخش ابزار می‌شود ولی در ناحیه  $b$  تا  $c$  به دلیل بیشتر شدن گشتاور ذخیره شده نسبت به گشتاور خارجی شتاب منفی در نزدیک شدن دو بخش ابزار ایجاد می‌شود. در نقطه  $c$  به دلیل اینکه سرعت نسبی دو بخش ابزار به صفر می‌رسد، ابزار وارد وضعیت تعادل فعال شده و از حالت نزدیک‌شونده خارج می‌شود. از آنجایی که گشتاور ذخیره شده به مقدار کافی از گشتاور فعال‌سازی و گشتاور خارجی بیشتر می‌باشد، ابزار به سرعت از تعادل فعال خارج شده و وارد وضعیت فعال دورشونده می‌شود. افت ناگهانی گشتاورها که از نقطه  $c$  تا نقطه  $d$  مشاهده می‌شود، ناشی از تغییر زاویه موثر و به تبع آن شعاع داخلی موثر می‌باشد که تغییر ضرایب معادلات را سبب می‌شود.

در ناحیه  $B$ ، به دلیل اینکه سرعت قسمت بالای ابزار نسبت به پایین آن کمتر می‌باشد، ابزار ضد چسبندگی - لغزش در وضعیت فعال دورشونده قرار می‌گیرد. از نقطه  $d$  تا نقطه  $e$  دور شدن دو بخش ابزار از یکدیگر در دو فاز شتابدار متفاوت طی می‌شود. به دلیل بیشتر بودن گشتاور داخلی از گشتاور خارجی در فاز اول این ناحیه، دور شدن دو بخش ابزار با شتاب مثبت می‌باشد ولی از لحظه‌ای که گشتاور داخلی کمتر از گشتاور خارجی می‌شود، دور شونده‌گی دو بخش ابزار با شتاب منفی صورت می‌گیرد و این ناحیه تا حداکثر بازشدگی ابزار ادامه می‌یابد.

همانگونه که قبلاً گفته شده است در حالت دوم نیرویی به اندازه کل وزن ابزار به قسمت پایین ابزار وارد می‌شود، به عبارت دیگر وزن روی مته

گام سوم: حالت فعال ابزار به سه وضعیت نزدیک‌شونده، دورشونده و تعادل فعال تقسیم می‌شود. بنابراین در حالتی که سیستم در وضعیت فعال قرار داشته باشد، برای تشخیص حالت‌های نزدیک‌شونده و دورشونده از سرعت نسبی قسمت‌های بالا و پایین ابزار استفاده می‌شود و بر مبنای جدول ۱ در هر یک از این حالت‌ها زاویه موثر تعیین می‌گردد. در حالتی که سرعت نسبی دو قسمت ابزار بسیار کوچک ( $\epsilon$ ) باشد و ابزار در حالت تعادل فعال قرار گیرد از رابطه هموارساز مطابق جدول برای تعیین زاویه موثر استفاده می‌شود تا پدیده چتر<sup>۱</sup> رخ ندهد.

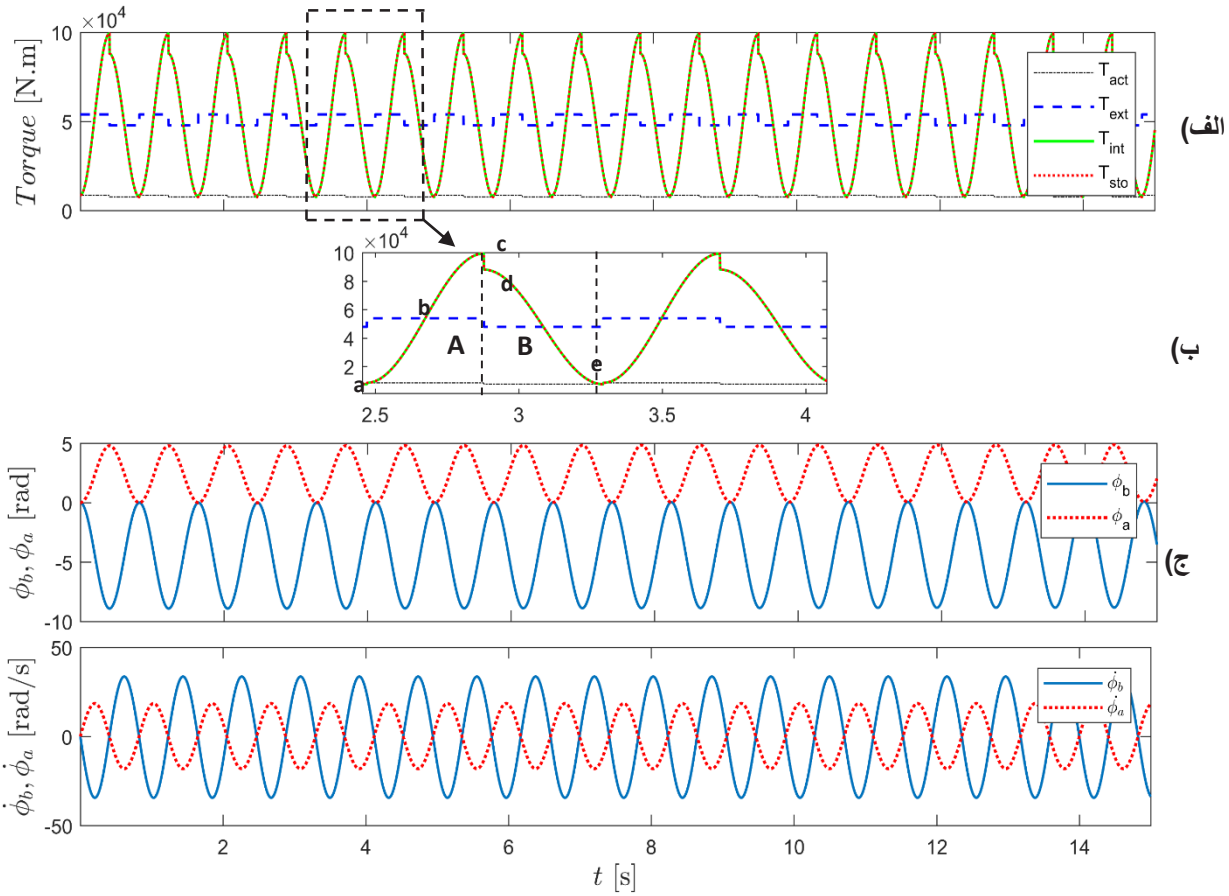
گام چهارم: همانگونه که در جدول ۱ نشان داده شده، برای تابع هموارساز از یک پارامتر کنترلی  $\delta$ ، استفاده می‌شود که مقدار آن بر اساس سعی و خطا و متناسب با هر مساله تعیین می‌گردد. نکته حائز اهمیت در تعیین مقدار عددی این پارامتر تعیین مقدار بهینه‌ای می‌باشد که باعث از بین رفتن چتر می‌شود و کمترین تغییر را در رفتار دینامیکی سیستم ایجاد می‌کند. با افزایش مقدار پارامتر کنترلی، امکان وقوع چتر کاهش می‌یابد ولی جواب به دست آمده از پاسخ سیستم تحت تاثیر این مقدار خواهد بود. لذا به ازای کوچکترین مقدار پارامتر کنترلی که چتر از بین می‌رود به عنوان انتخاب بهینه در نظر گرفته می‌شود.

#### ۴- نتایج شبیه‌سازی

##### ۴-۱- اثر وزن روی مته و قلاب نگهدارنده<sup>۲</sup>

در این قسمت ابزار ضد چسبندگی - لغزش در چهار حالت مختلف که در هر مورد، اثر وزن روی مته و قلاب نگه‌دارنده آن که در قسمت ابتدای رشته حفاری قرار دارد، بررسی می‌شود. هدف از این مطالعه مشخص کردن رفتار ابزار در صورت افزایش نیروهای اندرکنش مته و سنگ و آگاهی از میزان نیروی لازم در قلاب نگهدارنده برای افزایش میزان پیشروی در شرایط حفاری می‌باشد. در حالت اول، نصف کل وزن روی قلاب نگهدارنده و نصف دیگر آن به عنوان وزن روی مته در قسمت پایین در نظر گرفته می‌شود. در حالت دوم و سوم به عنوان وضعیت‌های مرزی، وزن کل ابزار به ترتیب روی مته و قلاب نگهدارنده قرار گرفته است. در حالت چهارم، وزن رشته حفاری و تجهیزات بالای ابزار روی قلاب نگهدارنده و وزن تجهیزات ته‌چاهی در پایین ابزار و روی مته در نظر گرفته می‌شود. شایان ذکر است که برای جلوگیری از پیچیدگی نتایج به دست آمده و ارزیابی مهندسی آن‌ها

- 1 Chatter
- 2 Weight on Hook



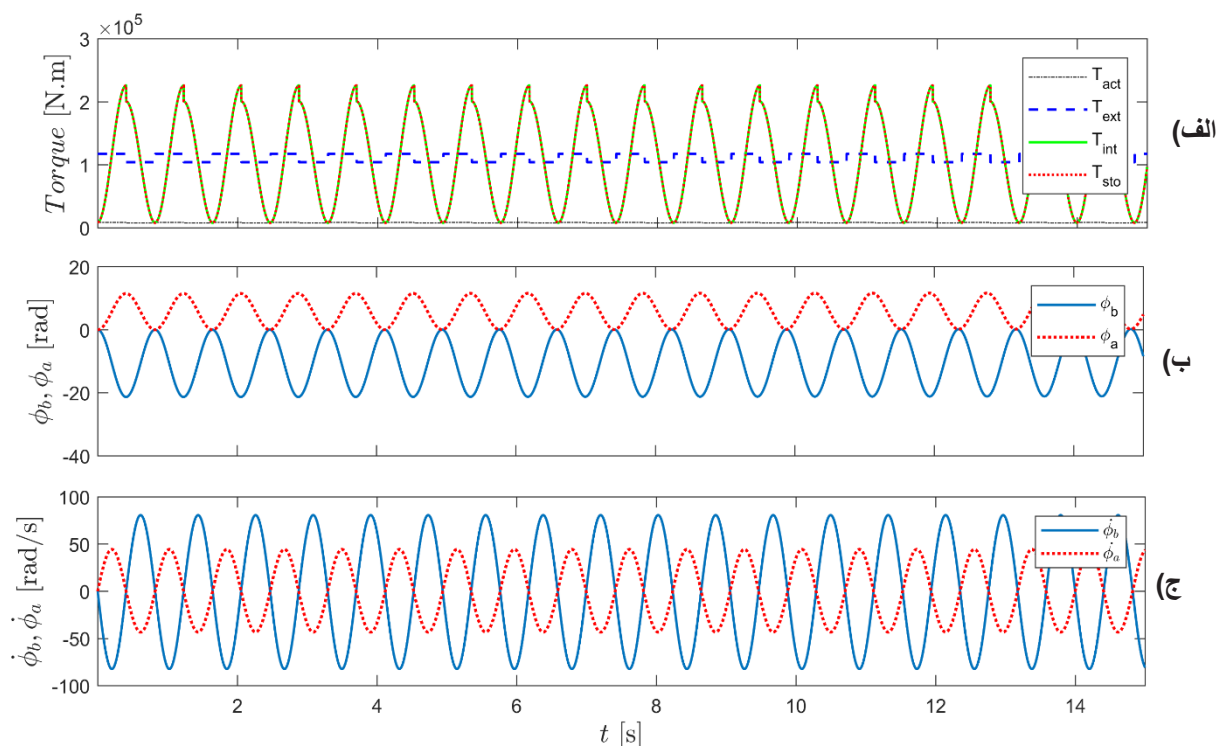
شکل ۳. تغییر پارامترهای مختلف در حالت اول: (الف) گشتاورهای داخلی، خارجی، ذخیره‌سازی شده و فعال‌ساز (ب) نواحی مختلف تغییرات گشتاور (ج) حرکت دورانی و سرعت دورانی

Fig. 3. Evolution of different parameters in the first case: a) internal, external, stored and activation torques b) zoomed in view of torques c) rotational displacement and rotational speed

تغییرات گشتاورهای داخلی و خارجی، حرکت و سرعت دورانی بالا و پایین ابزار در حالت‌های سوم و چهارم به نتایج یکسانی منجر می‌شود که در شکل ۵ نشان داده شده است. در حالت سوم با توجه به اینکه کل وزن روی قلاب نگهدارنده قرار دارد و هیچ نیرویی جهت فشردن ابزار وارد نمی‌شود، ابزار در حالت غیرفعال باقی می‌ماند. به عبارت دیگر هیچ نیرویی به مته وارد نمی‌گردد و در نتیجه ابزار مانند یک جسم صلب عمل می‌کند. شایان ذکر است که تمام ۴ مورد ارائه شده جهت ارزیابی عملکرد ابزار و مدل ارائه شده در شرایط مختلف می‌باشد و بیانگر وضعیت واقعی در فرایند حفاری نیست. در این حالت همواره گشتاور خارجی کمتر از گشتاور فعال ساز و ذخیره شده می‌باشد و امکان فعال شدن ابزار وجود ندارد.

به اندازه کل وزن سازه در نظر گرفته می‌شود. در این حالت همانند حالت اول نوساناتی در دو بخش ابزار مشاهده می‌شود که در شکل ۴ نشان داده شده است.

نتایج بدست آمده حاکی از آن است که رفتار ابزار در حالت دوم مشابه حالت اول می‌باشد، ولی دامنه نوسانات دو بخش ابزار در این حالت نسبت به حالت اول بیشتر است. در حالت اول به دلیل اینکه نیروی نگهدارنده به دو ناحیه بالا و پایین ابزار وارد می‌شود، دامنه نوسانات ابزار کم می‌باشد ولی در حالت دوم به سبب اینکه ابزار فقط از قسمت پایین مهار شده است و قسمت بالای ابزار وزن بیشتری نسبت به قسمت پایین ابزار دارد، نوساناتی با دامنه بیشتر مشاهده می‌شود.



شکل ۴. تغییر پارامترهای مختلف در حالت دوم: الف) گشتاورهای داخلی، خارجی، ذخیره‌سازی شده و فعال‌ساز ب) حرکت دورانی ج) سرعت دورانی

Fig. 4. Evolution of different parameters in the second case: a) internal, external, stored and activation torques b) rotational displacement c) rotational speed

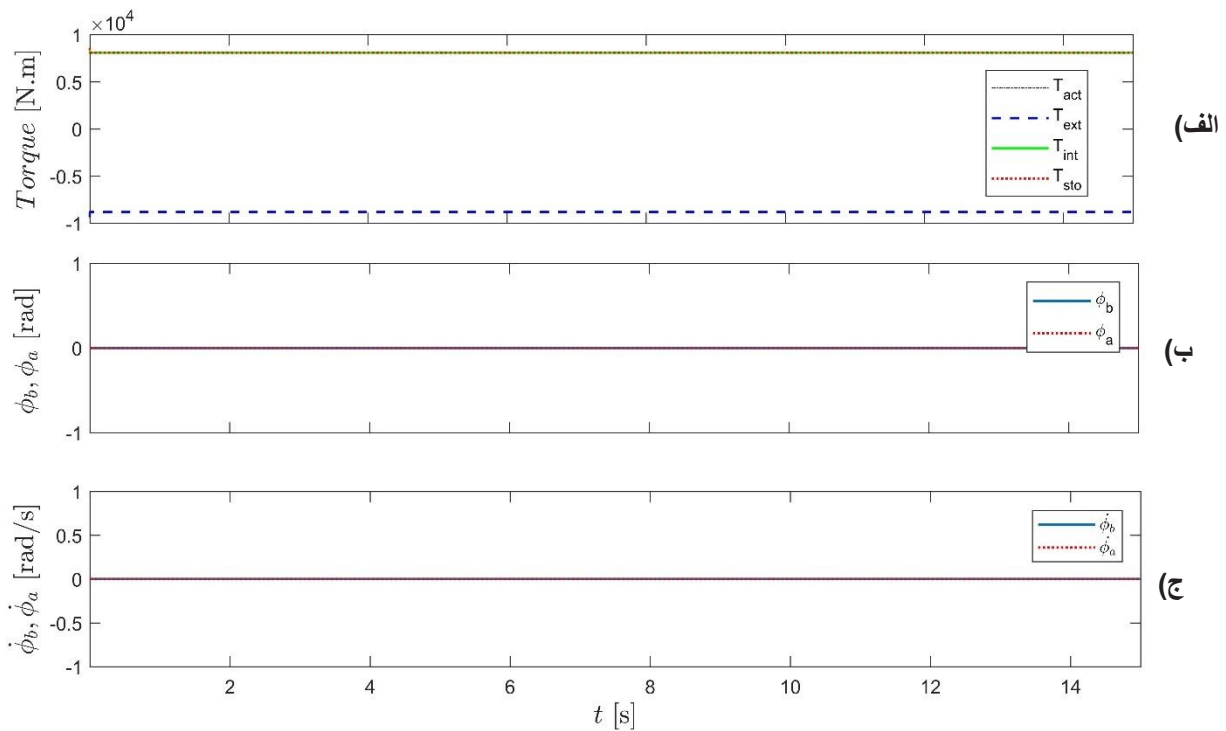
ضریب اصطکاک  $0.19, 0.5$  و  $0.9$  نشان داده شده است. همانگونه که مشاهده می‌شود، تغییر ضریب اصطکاک داخلی باعث تغییر فرکانس رفتار نوسانی سازه در ناحیه فعال ابزار می‌گردد. همانگونه که در شکل ۶ نشان داده شده است با افزایش اصطکاک دوره تناوب ابزار در وضعیت فعال زیاد شده و فرکانس کاهش می‌یابد. علاوه بر این تحلیل نتایج بدست آمده نشان می‌دهد دوره تناوب در حالت دورشونده بیشتر از حالت نزدیک‌شونده تحت تاثیر اصطکاک قرار می‌گیرد. رابطه (۲۴) بیانگر معادله قید موجود بین رزوه‌ها و نشانگر معادله حرکتی در زمان فعال شدن ابزار است. بنابراین می‌توان از این معادله جهت استخراج فرکانس طبیعی سیستم در حالت فعال بهره برد. از اینرو بر اساس رابطه (۲۴)، دوره تناوب سیستم به صورت زیر قابل محاسبه است:

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{\bar{M} + \bar{I} / \alpha r_i}{K_b}} \quad (33)$$

در حالت چهارم به دلیل اینکه هر بخش ابزار توسط نیروی وارد شده به همان بخش معلق شده است، هیچ نیروی خارجی جهت فعال‌سازی ابزار و نزدیک کردن دو بخش ابزار به یکدیگر مشاهده نمی‌شود. لذا در این حالت همانند حالت قبل ابزار همواره در حالت غیرفعال بوده و مقدار گشتاور خارجی کمتر از گشتاور فعال‌سازی می‌باشد. به دلیل غیرفعال بودن در حالت‌های سوم و چهارم، دو بخش ابزار طبق شکل ۵ نسبت به یکدیگر حرکت محوری یا دورانی ندارند و سرعت دو بخش بالا و پایین ابزار مقدار ثابتی دارند.

#### ۴-۲- تاثیر اصطکاک داخلی در رفتار ابزار

همانگونه که در بخش مدل‌سازی ابزار اشاره شد، اصطکاک بین دو بخش ابزار نقش بسیار مهمی در فعال شدن و رفتار ابزار ایفا می‌کند. از اینرو در این قسمت با در نظر گرفتن سه اصطکاک داخلی مختلف، رفتار ابزار مورد مطالعه قرار می‌گیرد. در شکل ۶ تغییرات حرکت دورانی و سرعت دورانی برای دو بخش ابزار با ورودی‌های حالت اول و صفحه فاز مربوط به آن با سه



شکل ۵. تغییر پارامترهای مختلف در حالت سوم و چهارم: الف) گشتاورهای داخلی و خارجی ب) حرکت دورانی و سرعت دورانی

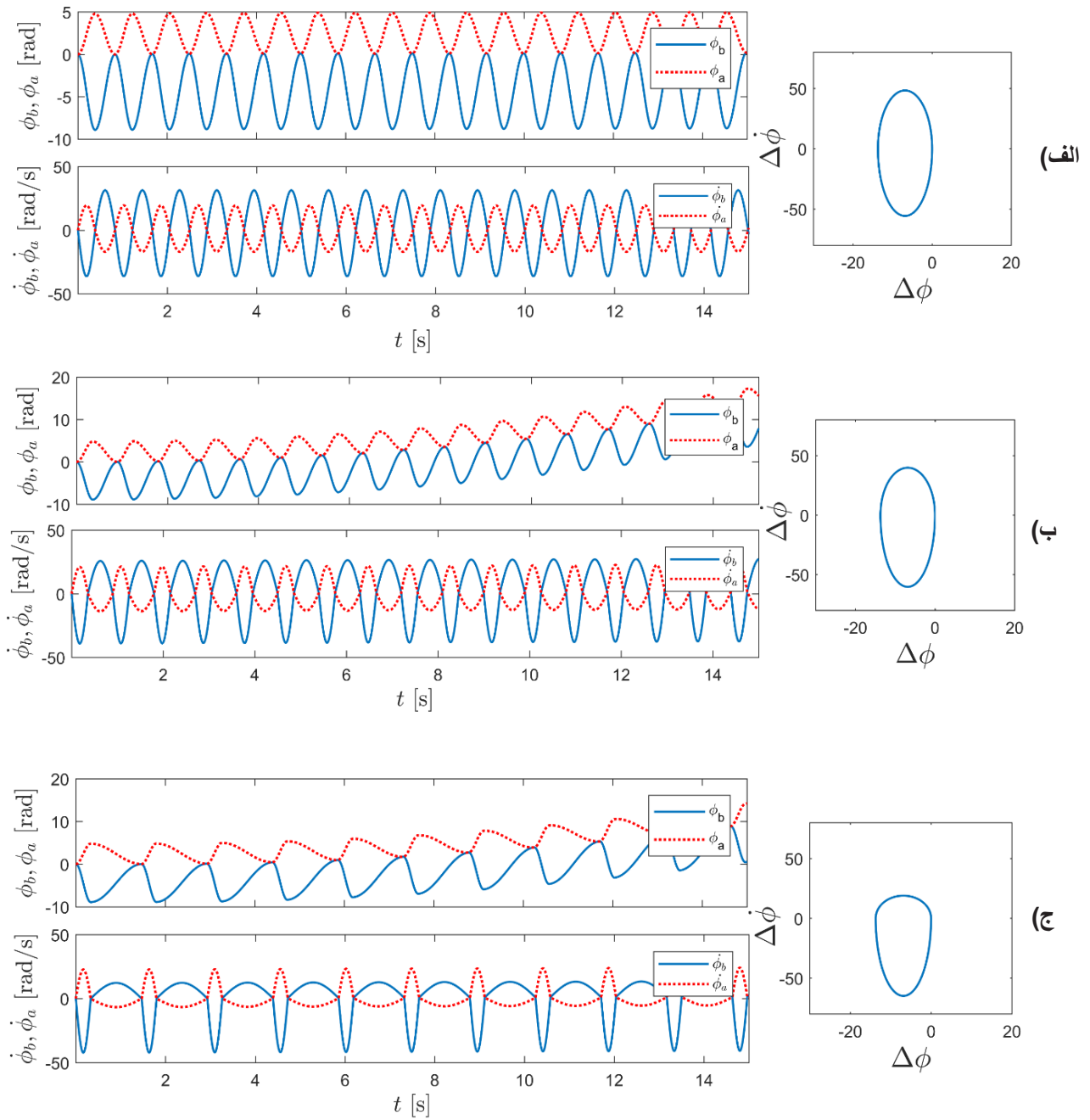
Fig. 5. Evolution of different parameters in the third and fourth cases: a) internal and external b) rotational displacement and rotational speed

همانگونه که در بخش قبلی بحث شد ابزار با ورودی‌های حالت اول در وضعیت فعال قرار می‌گیرد و چنان که اصطکاک بین دو بخش ابزار کوچک باشد نوسانات دورانی دو بخش ابزار مستقل از هم بوده و یکدیگر را تحت تاثیر قرار نمی‌دهند. از اینرو در حالت الف) از شکل ۶ زاویه دورانی دو بخش ابزار با گذشت زمان حول محور صفر نوسان می‌کنند ولی با افزایش اصطکاک داخلی، دو بخش ابزار از یکدیگر تاثیر گرفته و ایجاد زاویه دوران ماندگار در حرکت ابزار را سبب می‌شوند.

#### ۴-۳- بررسی ابزار در شرایط کاری

زمانی که ابزار ضد چسبندگی- لغزش در وضعیت کاری قرار می‌گیرد، علاوه بر نیروی وارد شده به قلاب نگاه‌دارنده و نیروی وارد بر مته، گشتاورهایی از طرف رشته حفاری و مته به بخش‌های بالا و پایین ابزار وارد می‌شود. از اینرو در این بخش بر خلاف حالت‌های پیشین، گشتاورهای پیچشی وارد

همانگونه که در رابطه فوق مشاهده می‌شود، دوره تناوب وضعیت فعال سیستم تحت تاثیر شعاع داخلی موثر می‌باشد. از آنجایی که مقدار  $\bar{T}$  در مقایسه با مقدار  $\bar{M}$  بسیار کوچک می‌باشد افزایش  $r_i$  در وضعیت نزدیک‌شونده تاثیر اندکی در کاهش زمان نزدیک شدن دو بخش ابزار دارد ولی در وضعیت دورشونده، کاهش شعاع داخلی موثر باعث افزایش قابل توجه زمان دور شدن دو بخش ابزار می‌شود. از اینرو دوره تناوب ابزار با افزایش اصطکاک زیاد می‌شود و فرکانس نوسانات ابزار کاهش می‌یابد. با توجه به نتایج بدست آمده با افزایش اصطکاک در شکل ۶ دوره تناوب از ۰/۸۳ تا ۱/۴۷ افزایش می‌یابد. صفحه‌های فاز ترسیم شده به نحو دیگری تحت تاثیر قرار گرفتن وضعیت دورشونده را نمایش می‌دهند. از آنجایی که میزان فشردگی ابزار با توجه به ورودی‌های خارجی تغییر زیادی نمی‌کند، افزایش زیاد دوره تناوب در حالت دورشونده باعث کاهش سرعت دورانی در این حالت می‌شود که به خوبی در صفحه‌های فاز قابل مشاهده است.



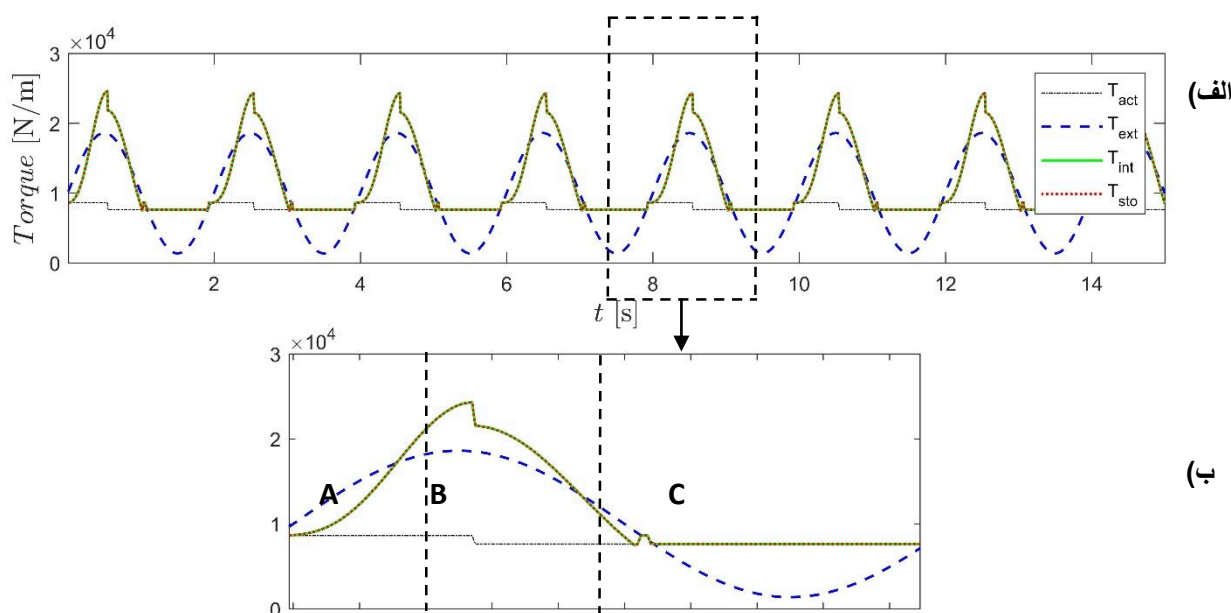
شکل ۶. تغییرات حرکت دورانی و سرعت دورانی برای دو بخش ابزار با ورودیهای حالت اول و صفحه فاز با ضریب اصطکاک الف)  $\mu = 0.19$  ب)  $\mu = 0.5$  ج)  $\mu = 0.9$

Fig. 6. Evolution of rotational displacement and rotational speed for two parts of the tool with the input of the first case and the phase portrait with the friction coefficient a)  $\mu = 0.19$  b)  $\mu = 0.5$  c)  $\mu = 0.9$

جدول ۳. مقادیر عددی در نظر گرفته شده برای ورودی‌های ابزار در وضعیت کاری

Table 3. Numerical values considered for tool inputs in working condition

مولفه‌های ورودی	مولفه‌های ثابت	مولفه‌های هارمونیک
$F_a [N]$	$-0.1995 \times M_a g$	—
$F_b [N]$	$M_b g$	—
$T_a [N.m]$	$1/4725 \times 10^4$	—
$T_b [N.m]$	$0.173625 \times 10^4$	$1/32525 \times 10^4 \times \sin(\pi t)$



شکل ۷. تغییر گشتاورهای مختلف در وضعیت کاری: الف) گشتاورهای داخلی، خارجی، ذخیره‌سازی شده و فعال‌ساز ب) تغییرات گشتاور در آستانه غیرفعال شدن ابزار

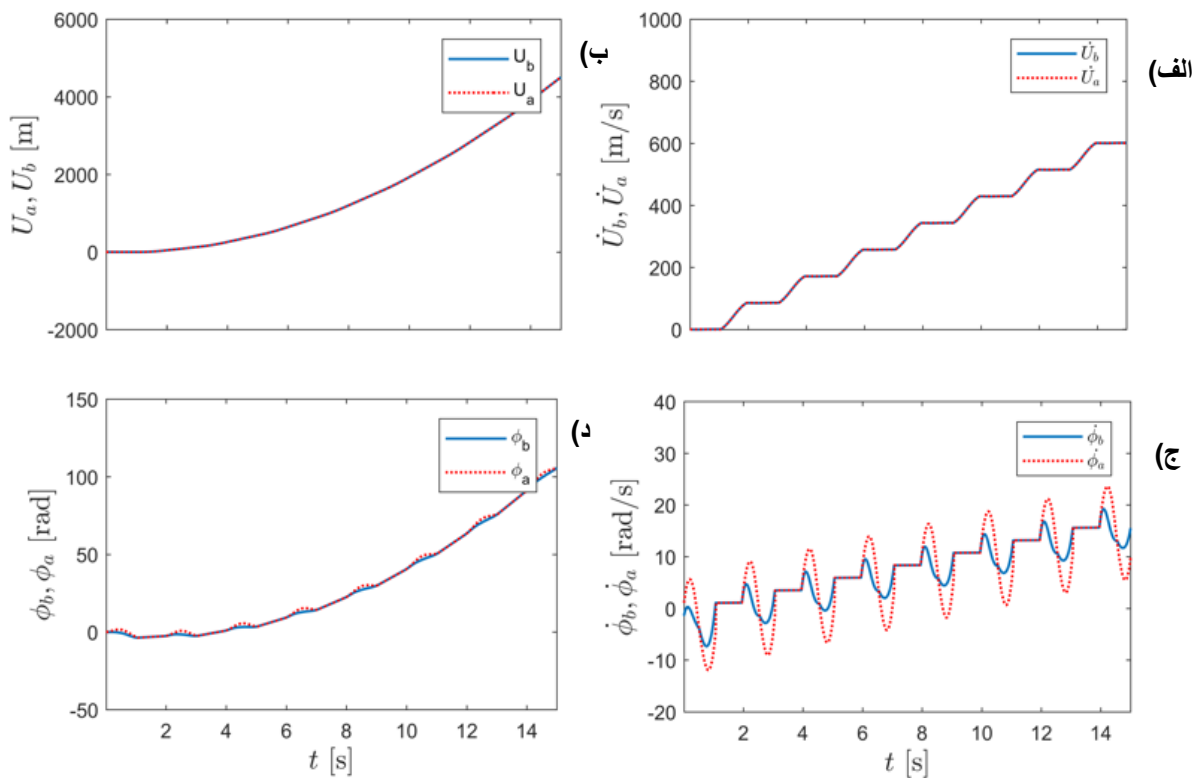
Fig. 7. Evolution of different torques in working condition: a) internal, external, stored and activation torques b) torque evolution at the vicinity of non-activated state

متغیر در نظر گرفته می‌شود که حاصل جمع دو مولفه مذکور اندکی کمتر از گشتاور وارد بر بخش بالای ابزار می‌باشد. با توجه به سرعت دورانی متداول رشته حفاری، گشتاور هارمونیک با فرکانس  $\pi$  در نظر گرفته می‌شود. بر این اساس ورودی‌های ابزار جهت مشاهده وضعیت‌های مختلف حرکتی ابزار در وضعیت کاری به صورت جدول ۳ قابل بیان است.

شکل ۷ تغییرات گشتاورهای داخلی، خارجی، ذخیره‌سازی شده و فعال‌ساز ابزار را در وضعیت کاری با استفاده از مقادیر جدول‌های ۲ و ۳ نشان می‌دهد که در آن ناحیه‌های نامگذاری شده با حروف A، B و C به

شده به قسمت بالا و پایین ابزار صفر نمی‌باشند. برای شبیه‌سازی حالت کاری ابزار و سادگی نتایج، نیروهای وارد بر دو بخش ابزار مانند حالت چهارم بخش ۴-۱ در نظر گرفته می‌شود تا ابزار موقع شروع حرکت در وضعیت غیرفعال باشد. نیروی وارد شده به قلاب اندکی کمتر از نیروی لازم برای تعلیق قسمت بالای ابزار در نظر گرفته می‌شود تا مقدار اندکی پیشروی در ابزار ایجاد گردد. علاوه بر نیروی پیشران ثابت در بالای ابزار، یک گشتاور پیچشی ثابت به قسمت بالای ابزار وارد می‌شود. گشتاور وارد شده به بخش پایین ابزار با توجه به ماهیت اندرکنش مته-سنگ دارای دو مولفه ثابت و





شکل ۸. رفتار دینامیکی ابزار در وضعیت کاری (الف) سرعت محوری (ب) حرکت محوری (ج) سرعت دورانی (د) حرکت دورانی

Fig. 8. Dynamic behavior of the tool in working condition a) Axial speed b) Axial displacement c) Rotational speed d) Rotational displacement

در شکل ۸-ج مشاهده می‌شود سرعت دورانی قسمت بالا و پایین ابزار برابر با یکدیگر بوده و ابزار مثل یک جسم صلب عمل می‌کند. با توجه به مقادیر در نظر گرفته شده برای نیرو و گشتاورهای وارد بر دو بخش ابزار یک پیشروی محوری و دورانی ثابت برای کل ابزار وجود دارد. از اینرو با افزایش زمان مقدار جابه‌جایی محوری و دورانی افزایش می‌یابد و هر دو قسمت ابزار جابه‌جایی محوری و دورانی بزرگتری را تجربه می‌کنند. نوساناتی که در سرعت و جابه‌جایی ابزار مشاهده می‌شود، به دلیل تغییر وضعیت ابزار بین حالت‌های مختلف فعال و غیرفعال می‌باشد که با تنظیم پارامترهای مختلف ابزار قابل کنترل می‌باشند.

#### ۴-۴- تحلیل رفتار غیرخطی ابزار

ابزار ضد چسبندگی - لغزش در حالت‌های غیرفعال و فعال به ترتیب به صورت یک سیستم دو و سه درجه آزادی قابل مدل‌سازی می‌باشد و در هر دو حالت به صورت یک سیستم خطی عمل می‌کند ولی زمانی که سیستم بین

ترتیب وضعیت‌های نزدیک‌شونده، دورشونده و حالت غیرفعال ابزار را نمایش می‌دهند. به دلیل اینکه در ناحیه  $A$  همواره گشتاور ذخیره شده از گشتاور فعال‌سازی بیشتر است، ابزار در این ناحیه فعال می‌باشد. برای تشخیص وضعیت نزدیک‌شونده و دورشونده در حالت فعال ابزار باید تغییرات سرعت نسبی دو بخش ابزار مشخص گردد. لذا در شکل ۸ پاسخ دینامیکی سیستم شامل سرعت محوری، سرعت دورانی، جابه‌جایی محوری و جابه‌جایی دورانی نمایش داده شده است. با توجه به مثبت بودن سرعت نسبی دو بخش ابزار ( $\Delta\dot{\phi} > 0$ )، در ناحیه  $A$  سیستم در وضعیت فعال نزدیک‌شونده قرار دارد. در ناحیه  $B$  به دلیل کمتر بودن سرعت قسمت بالای ابزار نسبت به پایین آن، مقدار سرعت نسبی منفی می‌باشد و ابزار ضد چسبندگی - لغزش در وضعیت فعال دورشونده قرار می‌گیرد. در ناحیه  $C$  به دلیل بزرگتر شدن گشتاور ذخیره‌شده نسبت به گشتاور خارجی و برابر بودن گشتاور فعال‌سازی و گشتاور ذخیره‌شده، ابزار در حالت غیرفعال قرار می‌گیرد. در این ناحیه همانگونه که

جدول ۴. مقادیر عددی در نظر گرفته شده برای ورودی‌ها جهت تحلیل رفتار غیرخطی ابزار

Table 4. Numerical values considered for the inputs to analyze the non-linear behavior of the tool

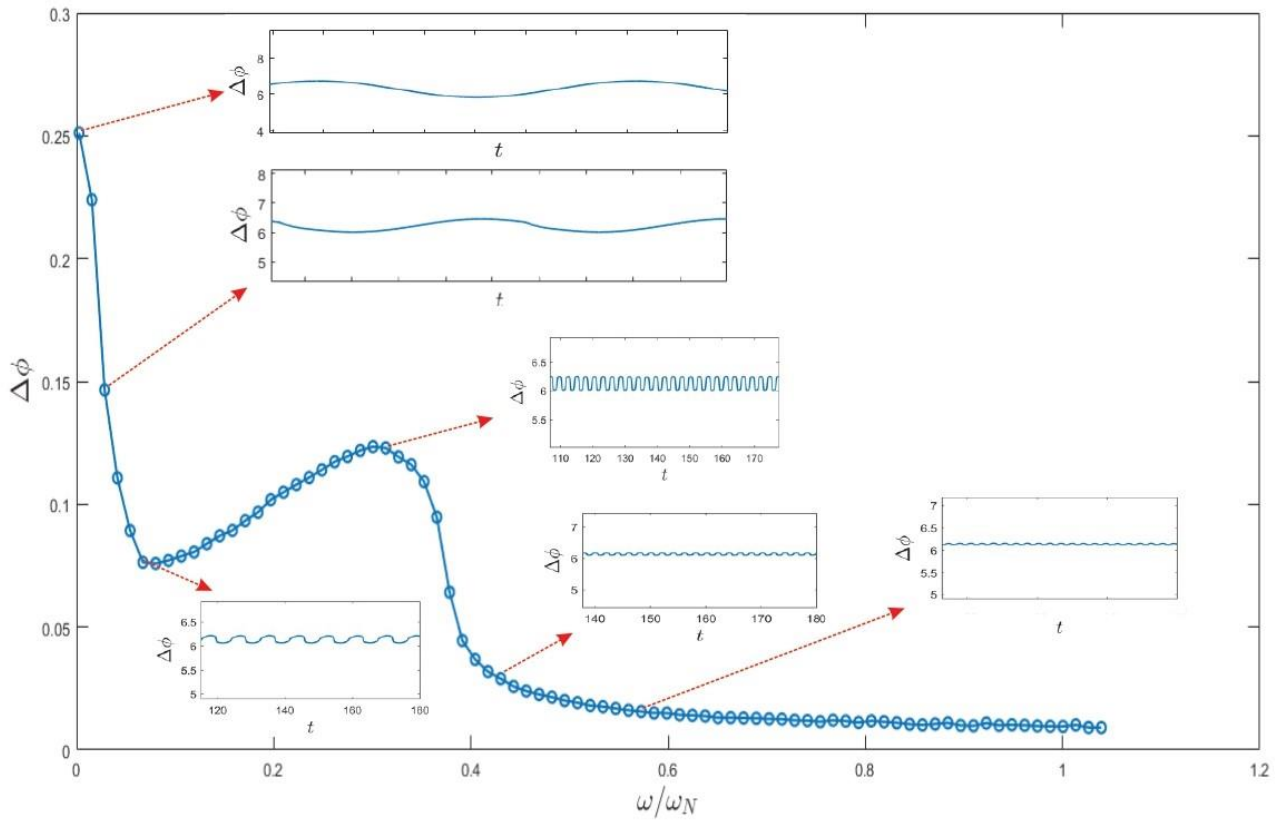
مولفه‌های ورودی	مولفه‌های ثابت	مولفه‌های هارمونیک
$F_a [N]$	$-M_a g$	$17/12 \times 10^5 \times \sin(\omega t)$
$F_b [N]$	$M_b g$	$-17/12 \times 10^5 \times \sin(\omega t)$
$T_a [N.m]$	$4/71 \times 10^5$	$1/47 \times 10^5 \times \sin(\omega t)$
$T_b [N.m]$	$4/71 \times 10^5$	$1/47 \times 10^5 \times \sin(\omega t)$

و پایین ابزار میزان حرکت قسمت پایین ابزار حدود دو برابر حرکت بخش بالای ابزار می‌باشد.

برای تحلیل رفتار غیرخطی سیستم بر اساس دامنه و فرکانس ورودی‌های مختلف می‌توان مطالعات متنوعی را انجام داد که نتایج متناسب با شرایط تعریف شده به همراه خواهد داشت. با توجه به ماهیت فرایند حفاری و ویژگی‌های رشته حفاری، مولفه‌های ثابت نیروهای وارد بر بالا و پایین ابزار به گونه‌ای انتخاب شدند که ابزار در وضعیت معلق قرار گیرد. سپس گشتاورهای وارد بر دو بخش ابزار با توجه به مقادیر سایر پارامترهای سیستم از جمله اصطکاک داخلی، نیروی پیش‌بار و وزن ابزار به صورت جدول ۴ در نظر گرفته شد. برای تمام نیرو و گشتاورهای وارد شده به ابزار یک مولفه نوسانی با فرکانس یکسان در نظر گرفته شد که مقدار آن متناسب با وزن رشته حفاری بوده و باعث ایجاد حرکت دورانی ماندگار در سیستم نمی‌شود. با استفاده از مقادیر انتخاب شده در جدول ۴ و تغییر فرکانس مولفه هارمونیک ورودی‌ها، تغییرات دامنه ماندگار دوران نسبی دو بخش ابزار بر حسب نسبت فرکانسی در شکل ۹ ترسیم شده است. شایان ذکر است که فرکانس تحریک نسبت به فرکانس طبیعی غیر صفر ابزار در وضعیت فعال بی‌بعد شده است و نسبت فرکانسی نمایانگر نسبت فرکانس تحریک به تنها فرکانس طبیعی غیر صفر سیستم می‌باشد.

با توجه به ماهیت سیستم و وجود دو معادله خطی در وضعیت‌های مختلف سیستم، ابزار به صورت یک سیستم با دینامیک غیرهموار رفتار می‌کند و نمودار پاسخ فرکانسی به دست آمده شباهتی به نمودار پاسخ فرکانسی سیستم‌های غیرخطی با دینامیک هموار ندارد. همانگونه که در شکل ۹ مشاهده می‌شود با افزایش نسبت فرکانسی از مقادیر بسیار کوچک، دامنه ماندگار نوسانات دوران نسبی دو بخش ابزار کاهش می‌یابد. روند

این حالت‌ها تغییر وضعیت داشته باشد، ابزار به صورت یک سیستم غیرخطی عمل خواهد کرد. لذا تحلیل معادلات خطی ابزار در حالت‌های غیرفعال و فعال می‌تواند به دیدگاه بهتری از ابزار منجر گردد. بر اساس معادلات حالت غیرفعال ابزار می‌توان نتیجه گرفت در وضعیت غیرفعال به دلیل صلب بودن ابزار، دو فرکانس طبیعی صفر وجود دارد که شکل مدهای متناظر با آنها بیانگر حرکت‌های دورانی و محوری ابزار به صورت صلب می‌باشند. بر اساس معادلات حالت فعال، ابزار شامل سه فرکانس طبیعی می‌باشد. با توجه به مقادیر و بردارهای ویژه به دست آمده برای ماتریس جرم و سفتی در رابطه (۱۹)، دو فرکانس طبیعی سیستم برابر صفر می‌باشد که نشانگر حالت غیرفعال ابزار و حرکت صلب‌گونه می‌باشد. به دلیل تغییر عددی پارامتر  $r_i$  در حالت نزدیک‌شونده و دورشونده، مقدار فرکانس طبیعی سوم در حالت فعال متاثر از این پارامتر می‌باشد. از اینرو فرکانس طبیعی سوم ابزار که نمایانگر حالت فعال است برابر با  $\omega_n = 7/716 \text{ rad/s}$  در حالت نزدیک‌شونده و  $\omega_n = 7/548 \text{ rad/s}$  در حالت دورشونده می‌باشد. شایان ذکر است که این مقادیر با استفاده از رابطه (۳۳) نیز قابل دسترسی می‌باشند. شکل مد سوم ابزار که متناظر با فرکانس طبیعی بیان شده می‌باشد، برای هر دو مقدار به صورت  $e = [0/5381 \quad -1 \quad -0/1154]^T$  است که با توجه به متغیرهای ذکر شده در رابطه (۱۹) نشانگر دوران مثبت بخش بالای ابزار و دوران به همراه حرکت محوری خلاف جهت بخش پایین ابزار است. و نیز فرکانس طبیعی متناظر با این شکل مد از رابطه (۲۴) که بیانگر قید حرکتی دو بخش ابزار می‌باشد نیز به سادگی قابل محاسبه است. به عبارت دیگر مقدار فرکانس طبیعی سوم و شکل مد متناظر با آن نمایانگر حرکت مقید دو بخش ابزار می‌باشد که با توجه به مشخصات فیزیکی دو بخش ابزار و مقادیر بدست آمده برای مولفه‌های شکل مد، در زمان نزدیک شدن دو بخش بالا



شکل ۹. نمودار تابع پاسخ فرکانسی ابزار با استفاده از مقادیر نشان داده شده در جدول ۴

Fig. 9. Frequency response function diagram using the values of Table 4

تابع پاسخ فرکانسی تحت تاثیر مولفه‌های ثابت نیرو و گشتاورهای ورودی می‌باشد. فرکانس نوسانات سیستم به ازای ورودی با مولفه‌های ثابت همان فرکانس طبیعی سیستم می‌باشد ولی با اضافه شدن مولفه‌های هارمونیک فرکانس نوسانات از فرکانس مولفه تحریک تبعیت می‌کند. به نظر می‌رسد در تعامل بین نوسانات ناشی از مولفه‌های ثابت و مولفه‌های هارمونیک در بخش اول تابع فرکانسی مولفه‌های ثابت اثر غالب را دارند ولی با افزایش فرکانس اثر مولفه هارمونیک بیشتر شده و پاسخ فرکانسی بیشتر متأثر از مولفه هارمونیک می‌باشد. میزان اثر سخت‌شوندگی در نمودار تابع پاسخ فرکانسی نیز متأثر از نسبت دامنه تحریک مولفه‌های ثابت و هارمونیک می‌باشد.

نزولی دامنه ماندگار تا نزدیکی نسبت فرکانسی ۰/۰۷ ادامه می‌یابد ولی با افزایش بیشتر نسبت فرکانسی، دامنه نوسانات ماندگار افزایش می‌یابد. روند صعودی دامنه نوسانات دوران نسبی تا نسبت فرکانسی ۰/۳ ادامه می‌یابد و نمودار پاسخ فرکانسی در این نقطه دارای یک بیشینه محلی می‌باشد و با افزایش بیشتر نسبت فرکانسی دامنه نوسانات به صفر میل می‌کند. ورودی‌های نیرو و گشتاور در نظر گرفته شده برای استخراج تابع پاسخ فرکانسی در شکل ۹ دارای دو مولفه ثابت و هارمونیک می‌باشد که نسبت دامنه آن‌ها در شکل کلی نمودار تابع پاسخ فرکانسی بسیار مهم می‌باشد. همانگونه که در شکل ۳ مشاهده شد، اعمال نیروهای ثابت سبب تحریک دینامیک داخلی سیستم شده و نوسان در سیستم ظاهر می‌کند. لذا نقطه شروع

## منابع

- [1] M.A. Trindade, Robust evaluation of stability regions of oil-well drilling systems with uncertain bit-rock nonlinear interaction, *Journal of Sound and Vibration*, 483 (2020) 115481.
- [2] T.G. Ritto, M. Ghandchi-Tehrani, Active control of stick-slip torsional vibrations in drill-strings, *Journal of Vibration and Control*, 25(1) (2019) 194-202.
- [3] J. Chen, H. Liao, Y. Zhang, H. Liang, C. Liu, D. Qi, A torsional-axial vibration analysis of drill string endowed with kinematic coupling and stochastic approach, *Journal of Petroleum Science and Engineering*, 198 (2021) 108157.
- [4] J. Tian, L. Wei, L. Yang, L. Dai, T. Zhang, H. Liu, Research and experimental analysis of drill string dynamics characteristics and stick-slip reduction mechanism, *Journal of Mechanical Science and Technology*, 34 (2020) 977-986.
- [5] T. Richard, C. Gernay, E. Detournay, A simplified model to explore the root cause of stick-slip vibrations in drilling systems with drag bits, *Journal of sound and vibration*, 305(3) (2007) 432-456.
- [6] W. QIU, H. FU, P. LI, Analysis on Drill String Vibration Signal of Stick Slip and Bit Bouncing, *Advances in Petroleum Exploration and Development (S1925-5438)*, 8(2) (2014) 1-5.
- [7] M. Kapitaniak, V. Vaziri, J. Páez Chávez, M. Wiercigroch, Numerical study of forward and backward whirling of drill-string, *Journal of Computational and Nonlinear Dynamics*, 12(6) (2017).
- [8] U.J.F. Aarsnes, N. van de Wouw, Axial and torsional self-excited vibrations of a distributed drill-string, *Journal of Sound and Vibration*, 444 (2019) 127-151.
- [9] Z. Weiping, D. Qinfeng, Effect of prebent deflection on lateral vibration of stabilized drill collars, *SPE Journal*, 16(01) (2011) 200-216.
- [10] L.P. de Moraes, M.A. Savi, Drill-string vibration analysis considering an axial-torsional-lateral nonsmooth model, *Journal of Sound and Vibration*, 438 (2019) 220-237.
- [11] L.P. Volpi, D.M. Lobo, T.G. Ritto, A stochastic analysis

## ۵- جمع بندی و نتیجه گیری

سیستم ضد چسبندگی- لغزش ابزاری است که برای از بین بردن ارتعاشات پیچشی ناشی از پدیده چسبندگی- لغزش در انتهای رشته حفاری نصب می‌گردد. این ابزار با تبدیل نیرو و گشتاورهای خارجی بیش از حد در مته به حرکت نسبی در داخل ابزار، باعث کاهش بار وارد شده به مته در اثر اندرکنش مته - سنگ و جلوگیری از چسبندگی- لغزش و ارتعاشات پیچشی مخرب ناشی از آن می‌شود. حرکت کلی این ابزار شامل دو حالت غیرفعال و فعال می‌باشد که در حالت غیرفعال، این ابزار مانند یک جسم صلب عمل می‌کند ولی در حالت فعال در سه وضعیت نزدیک‌شونده، تعادل فعال و دورشونده قرار می‌گیرد. برای مطالعه رفتار دینامیکی رشته حفاری در حضور ابزار ضد چسبندگی- لغزش نیاز به یک مدل دقیق از این ابزار است که معادلات دینامیکی مربوط به آن قابلیت کوپل شدن با مدل رشته حفاری را داشته باشد. مدل ارائه شده در این پژوهش چنین امکانی را فراهم می‌کند و ضعف مدل‌های قبلی را پوشش می‌دهد و می‌توان با اضافه کردن معادلات حرکت رشته حفاری در کنار مدل ارائه شده، رفتار رشته حفاری در حضور ابزار را مطالعه کرد. علاوه بر این، مدل ارائه شده امکان مطالعه اثر نیروی قلاب نگهدارنده و مته در رفتار دینامیکی ابزار را میسر می‌سازد که در مدل‌های پیشین چنین امکانی وجود نداشت. مدل پیشنهادی در حالت‌های فعال و غیرفعال به ترتیب دارای سه و دو درجه آزادی بوده و رفتار ابزار در حالت‌های مختلف را شبیه‌سازی می‌کند. علاوه بر این، تغییر وضعیت سیستم بین حالت‌های مختلف در مدل ارائه شده به خوبی قابل ارزیابی می‌باشد. نتایج به دست آمده نشان می‌دهد که مدل ارائه شده به خوبی امکان ارزیابی اثر وزن روی مته و وزن روی قلاب نگهدارنده را فراهم می‌سازد. زمانی که نیروی وارد بر قسمت پایین ابزار بر اساس ساختار سیستم ضد چسبندگی- لغزش اندکی افزایش می‌یابد، ابزار در وضعیت فعال قرار می‌گیرد ولی با اضافه کردن وزن روی قلاب نگهدارنده امکان فعال شدن ابزار کاهش می‌یابد. علاوه بر این، نتایج نشان می‌دهد که افزایش اصطکاک داخلی ابزار، کاهش فرکانس نوسانات سیستم را سبب می‌شود و سرعت دور شدن دو بخش ابزار بر خلاف سرعت نزدیک شدن آنها با اصطکاک داخلی رابطه عکس دارد. کارکرد ابزار در یک وضعیت کاری مشخص با در نظر گرفتن بارهای ورودی در دو بخش ابزار مورد ارزیابی قرار گرفت که حاکی از رفتار شدیداً غیرخطی سیستم می‌باشد. لذا رفتار غیرخطی ابزار به ازای یک ورودی کاری مشخص بررسی گردید که نمایانگر رفتار بسیار متفاوت سیستم نسبت به دو سیستم خطی متناظر می‌باشد.

- 836-850.
- [21] M. Fu, P. Zhang, J. Li, Y. Wu, Observer and reference governor based control strategy to suppress stick-slip vibrations in oil well drill-string, *Journal of Sound and Vibration*, 457 (2019) 37-50.
- [22] A.N. Sadeghi, K.B. Arıkan, M.E. Özbek, Modelling and controlling of drill string stick slip vibrations in an oil well drilling rig, *Journal of Petroleum Science and Engineering*, 216 (2022) 110759.
- [23] N. Reimers, Antistall tool reduces risk in drilling difficult formations, *Journal of Petroleum Technology*, 64(01) (2012) 26-29.
- [24] K.S. Selnes, C. Clemmensen, N. Reimers, Drilling difficult formations efficiently with the use of an antistall tool, in: IADC/SPE drilling conference, OnePetro, 2008.
- [25] T. Vromen, E. Detournay, H. Nijmeijer, N. Van De Wouw, Dynamics of drilling systems with an antistall tool: Effect on rate of penetration and mechanical specific energy, *SPE Journal*, 24(05) (2019) 1982-1996.
- [26] R. Wildemans, A. Aribowo, E. Detournay, N. van de Wouw, Modelling and dynamic analysis of an anti-stall tool in a drilling system including spatial friction, *Nonlinear Dynamics*, 98 (2019) 2631-2650.
- [27] T. Cao, K. Yu, H. Zhu, X. Chen, Investigation of the mitigation effect of an anti-stall tool on stick-slip vibrations of drill strings, *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects*, (2021) 1-20.
- [28] M.K. Dehkordi, A.T. Osguei, I. Khamoushi, E. Pavlovskaia, M. Wiercigroch, Internal mechanics of anti stick-slip tool, *International Journal of Mechanical Sciences*, 221 (2022) 107188.
- [29] A.T. Osguei, I. Khamoushi, M.K. Dehkordi, E. Pavlovskaia, M. Wiercigroch, Non-smooth dynamics of Anti Stick-Slip Tool, *Physica D: Nonlinear Phenomena*, 443 (2023) 133525.
- of the coupled lateral-torsional drill string vibration, *Nonlinear Dynamics*, 103 (2021) 49-62.
- [12] F.F. Real, A. Batou, T.G. Ritto, C. Desceliers, Stochastic modeling for hysteretic bit-rock interaction of a drill string under torsional vibrations, *Journal of Vibration and Control*, 25(10) (2019) 1663-1672.
- [13] D. Lobo, T. Ritto, D. Castello, A novel stochastic process to model the variation of rock strength in bit-rock interaction for the analysis of drill-string vibration, *Mechanical Systems and Signal Processing*, 141 (2020) 106451.
- [14] Y.-Q. Lin, Y.-H. Wang, Stick-slip vibration of drill strings, (1991).
- [15] K. Nandakumar, M. Wiercigroch, Stability analysis of a state dependent delayed, coupled two DOF model of drill-string vibration, *Journal of sound and vibration*, 332(10) (2013) 2575-2592.
- [16] E.M. Navarro-López, D. Cortés, Avoiding harmful oscillations in a drillstring through dynamical analysis, *Journal of sound and vibration*, 307(1-2) (2007) 152-171.
- [17] E.M. Navarro-López, D. Cortés, Sliding-mode control of a multi-DOF oilwell drillstring with stick-slip oscillations, in: 2007 American control conference, IEEE, 2007, pp. 3837-3842.
- [18] S. Tashakori, G. Vossoughi, H. Zohoor, N. van de Wouw, Prediction-based control for mitigation of axial-torsional vibrations in a distributed drill-string system, *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 30(1) (2021) 277-293.
- [19] T. Yu, X. Li, H. Zhang, C. Duan, H. Zeng, W. Agila, Nonlinear analysis of axial-torsional vibration of drill string based on a 3 DOF model, *Advances in Mechanical Engineering*, 14(6) (2022) 16878132221107778.
- [20] D. Pavković, J. Deur, A. Lisac, A torque estimator-based control strategy for oil-well drill-string torsional vibrations active damping including an auto-tuning algorithm, *Control engineering practice*, 19(8) (2011)

چگونه به این مقاله ارجاع دهیم

A. Taraghi Osguei, B. Mohammad Alizadeh, A. Dobakhti, Two-three degree of freedom model for Anti Stick-Slip Tool of drill-string, Amirkabir J. Mech Eng., 55(6) (2023) 737-758.

DOI: 10.22060/mej.2023.21883.7535

