نشریه ماشین‌های کشاورزی
جلد ۲، شماره ۲، نیمسال دوم ۱۳۹۱، ص ۹۵-۸۴

Journal of Agricultural Machinery
Vol. 2, No. 2, Fall - Winter 2012, p. 84-95

بهینه سازی و تحلیل یک اهرم بندی λ- شکل خط مستقیم برای طراحی گاوآهن بشقابی دوطرفه

سید ایمان ساعدی[1*] - محمدحسین آق خانی[2] - عبدالعلی فرزاد[3]

تاریخ دریافت: ۸۹/۷/۲۴
تاریخ پذیرش: ۹۰/۱۲/۲۳

چکیده

گاوآهن بشقابی یکی از ادوات مهم خاکورزی اولیه می باشد که بکارگیری نوع دوطرفه آن بخاطر امکان انجام شخم با الگوی پیوسته موجب صرفه جویی در وقت و هزینه و افزایش بازده فرایندهای زراعی بعدی می گردد. در این مقاله یک اهرم بندی چهار میله ای λ شکل خط مستقیم (مکانیزم دانیل) برای تبدیل گاوآهن بشقابی یکطرفه به دوطرفه استفاده گردید. در این تبدیل، طراحی مکانیزم جابجایی شاسی حامل بشقاب ها و نیز چرخ شیار عقبی در راستای افق به میزان مناسب و تثبیت حرکت گاوآهن به هنگام کار در خاک در کنار ایجاد قابلیت های جدیدی مثل مکانیزم تغییر زاویه تمایل طولی بشقاب ها و وضعیت ترابری لحاظ گردیده است. مقادیر مناسب جابجایی شاسی حامل بشقاب ها با تحلیل ابعادی مکانیزم دانیل و بدست آوردن یک رابطه ریاضی صورت پذیرفت. برای تأمین حرکت مناسب چرخ شیار عقبی یک رابط به اهرم بندی موجود اضافه گردید. مکانیزم پنج رابطی حاصل سپس از لحاظ حرکتی و نیرویی تحلیل شد و نمودارهایی برای تحلیل های مذکور ترسیم گردید. گاوآهن جدید به سبب طراحی ساده و دارا بودن حداقل قطعات مکانیکی کمکی خصوصیات شاخصی مثل کاربری آسان، هزینه ساخت پایین، حداقل نیاز به سرویس و نگهداری و امکان اجرا بر روی گاوآهن های بشقابی یک طرفه موجود را خواهد داشت که این مزایا می تواند سبب افزایش اقبال کشاورزان در استفاده از گاوآهن دوطرفه گردد. در این مقاله مدل سازی و تحلیل مکانیزم به کمک نرم افزار CATIA صورت پذیرفته است.

واژه های کلیدی: بهینه سازی مکانیزم، تحلیل حرکتی، تحلیل نیرویی، گاوآهن بشقابی دوطرفه، مکانیزم دانیل

مقدمه

یکی از زمینه های ماشین های کشاورزی عملیات خاکورزی است که هدف نهایی آن تهیه بستر مناسب برای انجام فرآیندهای زراعی بعدی می باشد. از آنجا که بیشترین هزینه تولید محصولات زراعی مربوط به عملیات خاکورزی است، از این رو بهینه سازی عملکرد ادوات مربوطه، از جمله ابزارهای بشقابی که در زمره ی مهمترین ماشین های خاکورزی اولیه می باشند، می تواند نقش اساسی در کاهش هزینه های تولید داشته باشد.

پژوهشهای فراوانی بر روی عملکرد ادوات بشقابی صورت گرفته است که بخشی از آنها معطوف به بررسی نیروهای وارد بر بشقابها در شرایط کاری متفاوت و نیز شرایط مختلف خاک می باشند (Abu-Hamdeh, 2003; Arvidsson *et al.*, 2004; Hettiaratchi, 1997; Godwin *et al.*, 1985; Hann *et al.*, 1998; O'Dogherty *et al.*, 1996) بخش دیگری از این پژوهشها تغییر در طراحی ادوات بشقابی برای بهبود عملکرد در هنگام شخم را شامل می گردد. از جمله این روشها به کارگیری انواع دوار می باشد مانند گاوآهن بشقابی موتورگرد یکطرفه (Azadbakht, 1998) و هرس بشقابی دوار (Aghkhani, 1995) که مزایایی از قبیل کاهش توان کششی، کاهش سرخوردگی چرخ های تراکتور، بهبود کیفیت خاکورزی، و غیره را ارائه می دهند. رویکرد دیگر بهینه سازی عملکرد گاوآهنهای بشقابی استفاده از نوع دوطرفه آنها می باشد. این نوع گاوآهنها با داشتن تنها یک سری خیش بشقابی که به موازات افق تغییر جهت می دهند از حالت چپ ریز به راست ریز و بالعکس تبدیل می شوند. از این رو به سبب ایجاد حداقل ناهمواری ها در زمین و حداقل نیاز به ادوات خاکورزی بعدی، موجب صرفه جویی در وقت و هزینه، افزایش راندمان آبیاری، حفظ ساختمان خاک و غیره خواهند شد.

مکانیزمهای متنوعی برای تغییر جهت خاکورز از حالت چپ ریز به راست ریز در گاوآهنهای دو طرفه (با گردش افقی) بررسی و ارائه شده است. فاتحی یک مکانیزم و سیستم هیدرولیکی چرخاننده برای گاوآهن دوطرفه مرکب (بشقابی و قلمی) طراحی کرد (Fatehi, 2009). در تحقیقی دیگر کیانمهر و همکاران یک گاوآهن دوطرفه سه خیش با خیش مستطیلی را ساخته و ارزیابی نمودند (Kianmehr, *et al.*, 2005). اما متداول ترین مکانیزم توسط ویلیام و همکاران (William *et al.*, 1980) ارائه شده است. در این طرح

۱- مربی دانشکده کشاورزی دانشگاه صنعتی شاهرود
(*- نویسنده مسئول: (Email: i_saedi@yahoo.com
۲ و ۳- دانشیاران دانشکده کشاورزی، دانشگاه فردوسی مشهد

Archive of SID
www.SID.ir

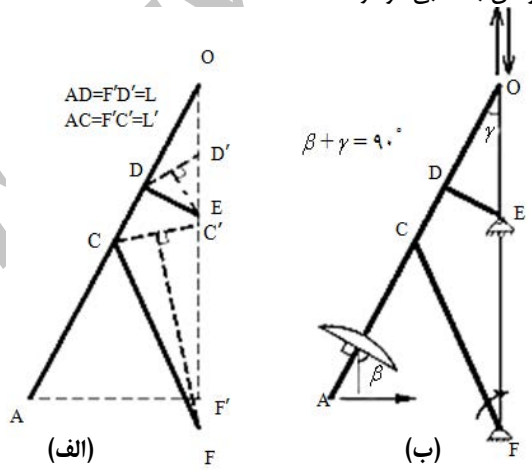
دیرک حامل بشقاب ها که حول نقطه مرکزی قاب اصلی قابلیت گردش دارد، ۳۰ تا ۴۰ درجه دوران می کند (مرحله اول) سپس به منظور تنظیم زاویه تمایل طولی، یک مکانیزم ثانویه هر بشقاب را حول ساقه خود می چرخاند (مرحله دوم). همزمان، چرخ شیار عقبی نیز با سیستم اهرم خاص خود گردش می کند و وضعیت جدید و متناسبی می یابد. عمل تغییر وضعیت اغلب به وسیله یک جک هیدرولیکی دوطرفه انجام می پذیرد.

سنگین و گران بودن گاوآهن های دو طرفه کپی سازی شده در کشور و عدم هم خوانی اکثر آنها با تراکتورهای موجود باعث شده است کشاورزان از آنها استقبال چندانی نکنند (Kianmehr, *et al.*, 2006). از این رو، در این مقاله یک مکانیزم دوطرفه کننده بسیار ساده، براساس اهرم بندیهای مکانیکی برای گاوآهن بشقابی دوطرفه ارائه شده است. اهرم بندیهای مکانیکی قادرند بدون نیاز به بکارگیری قطعات مکانیکی مثل یاتاقان، چرخ دنده، قطعات غلتشی و لغزشی، راهگاه و غیره که هم هزینه بالاتری دارند و هم سرویس و نگهداری و حتی احتمال خرابی زیادی دارند، مسیرهای حرکتی مختلفی را تولید کنند. هدف این مقاله ارائه یک مکانیزم چند میله ای دوطرفه کننده با شرایط مذکور است که با توجه به شرایط کاری مدّ نظر گاوآهن بشقابی دوطرفه بهینه سازی شده است و بنابراین نسبت به طرحهای موجود بسیار ساده تر، کاراتر و ارزان تر خواهد بود.

مواد و روش ها

برای بدست آوردن حرکات مورد نیاز گاوآهن بشقابی دوطرفه، مکانیزم چهار رابطی λ شکل خط مستقیم دانیل انتخاب گردید (شکل ۱). این مکانیزم یک اهرم بندی ایجاد کننده حرکت مستقیم الخط بدون استفاده از کشویی و راهنما است که توسط جیمز– آ – دانیل جونیور[1] اختراع شد. این نوع اهرم بندی ها با حداقل مقدار اصطکاک به وجود آمده در لولاها، در بسیاری از ماشین آلات، جایگزین قطعات لغزشی و غلتشی که نیازمند راهنماها و کشویی ها هستند، شده اند (Shirkhorshidian, 2002). این مکانیزم با داشتن ویژگی های مفید و مطلوب، نیازهای طراحی را مرتفع ساخته است.

در این مکانیزم (شکل ۱ ب) رابط FE رابط زمین است و AO امتدادیافته رابط واصل CD می باشد. بدین ترتیب برای حرکت این رابط، بازوهای FC و DE (رابط های ورودی و خروجی مکانیزم) حول مفصل های F و E گردش می کنند و در این حین نقاط A و O بر روی مسیرهای تقریباً مستقیم الخط افقی و عمودی حرکت می کنند (شکل ۱ ب). وقتی که نقطه O پس از یک رفت و برگشت به محل اول بر می گردد نقطه A از موقعیت فعلی (منتهی الیه سمت چپ) به منتهی الیه سمت راست در موقعیت متقارن قرار می گیرد (و بالعکس). این حرکت های مستقیم الخط بدون نیاز به کشویی یا راهنما و با حداقل اصطکاک در لولاها انجام می شود که از مزایای این مکانیزم محسوب می شود. ویژگی دیگر این اهرم بندی این است که می تواند وزنه ای که در نقطه متحرک این مکانیزم (A) آویزان شده است را در حالت تعادل نگه دارد. این پدیده نشان دهنده "تعادل خنثی" در این مکانیزم می باشد.



شکل ۱- مکانیزم چهار رابطی دانیل برای تغییر جهت شاسی حامل بشقاب ها (AO) در یک مرحله، بدون نیاز به مکانیزم ثانویه تنظیم زاویه تمایل طولی بشقاب ها(β).

Fig. 1. Daniel Four-bar mechanism for displacement of disk carrying frame (AO) in one step, without the secondary disk angle adjustment mechanism (β)

1- James A. Daniel, Jr.

Archive of SID

www.SID.ir

نسبت طول بازوها و محل قرارگرفتن لولا ها با اهمیت هستند. در حالت کلی می توان گفت که مکانیزم دانیل با رسم یک مثلث قائم الزاویه 'AOF (شکل ۱ الف) به دست می آید که بر روی اضلاع AO و 'OF طول های AD=F'D'=L و AC=F'C'=L' جدا می شوند. نقاط C و D و نیز محل تلاقی عمود منصف پاره خط های 'CC و 'DD با F'O (نقاط F و E) لولاهای این مکانیزم را تشکیل خواهند داد (شکل ۱ ب).

همانطور که در شکل ۱ ب مشاهده می شود، در نظر است از رابط AO به عنوان شاسی متحرک حامل بشقابها در گاوآهن بشقابی دوطرفه استفاده شود. برای ایجاد تقارن در هر دو حالت راست و چپ ریز، لازم است که صفحه بشقاب ها به صورت ثابت و عمود بر محور حامل باشد (شکل ۱ ب). همین امر نیاز به مکانیزم ثانویه تنظیم زاویه تمایل طولی بشقابها که در طرح های متداول وجود دارد مرتفع می سازد. برای بهینه سازی این مکانیزم، شرایط کاری گاوآهن بشقابی دوطرفه مدّ نظر می باشند. این شرایط شامل موارد ذیل می‌گردد:

الف) مکانیزم چرخش یک مرحله ای شاسی حامل بشقاب ها از موقعیت راست ریز به چپ ریز (و بالعکس) در سطح افقی به صورت متقارن به طوری که زوایای تمایل طولی متعارف بشقاب ها (۴۲ تا ۴۷ درجه) قابل حصول باشد.

ب) مکانیزم چرخش چرخ شیار عقبی با داشتن مقداری تمایل طولی چرخ.

ج) مکانیزم توقف برای تثبیت گاوآهن به هنگام شخم (قفل شدن مکانیزم) که بتواند نقش یک مکانیزم ایمنی را نیز ایفا کند.

د) مکانیزم تغییر زاویه تمایل طولی بشقاب ها.

ه) حالت حمل و نقل دستگاه در خارج از مزرعه (ترابری).

موارد الف و ب مکانیزمهای اصلی و موارد ج تا ه مکانیزمهای مکمل گاوآهن بشقابی دوطرفه خواهند بود که برای عملکرد بهتر و مؤثرتر و نیز کاربری راحت تر اضافه شده اند. بنابراین، مراحل طراحی مکانیزم گاوآهن بشقابی دوطرفه به صورت زیر خواهد بود:

الف) مکانیزم های اصلی

۱- مکانیزم شاسی حامل بشقابها: با توجه به مطالب فوق الذکر، یعنی مراحل طراحی اهرم بندی اولیه و ادغام آن با شرایط کاری گاوآهن بشقابی دوطرفه، رابطه (۱) با بررسی روابط هندسی حاکم استخراج شده است (Saedi, 2008).

$$L = \overline{AO}\left(1 - \frac{1-Cos\,\gamma_0}{1.746-Cos\,\gamma_0-\sqrt{0.6646-Sin^2\gamma_0}}\right) \quad (\gamma_0 = A\hat{O}F') \qquad (۱)$$

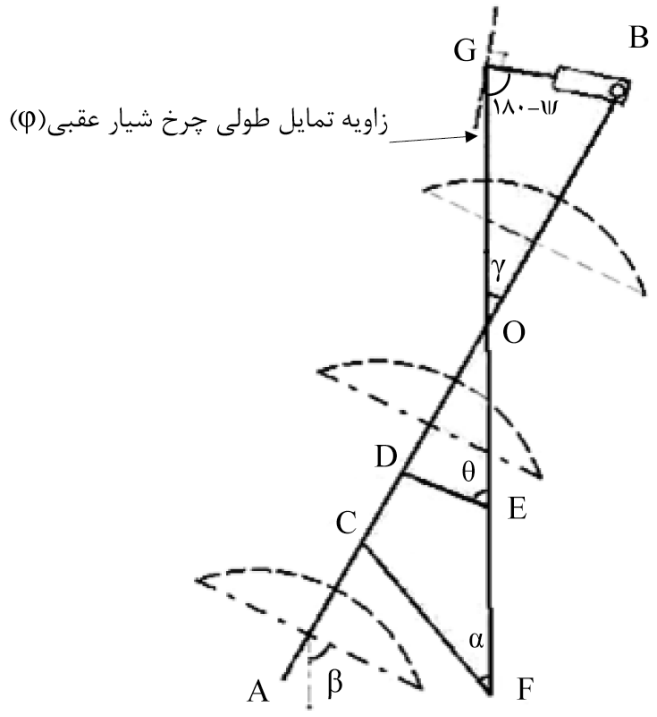
در این رابطه γ_0 زاویه مکانیزم در مرحله طراحی یا "زاویه طراحی" می باشد.

از آنجا که مثلث قائم الزاویه اولیه مکانیزم دانیل ('AOF) را با داشتن زاویه رأس (γ_0) و وتر می توان ترسیم کرد، رابطه فوق بر حسب زاویه رأس نوشته شده است. این رابطه در واقع نسبتی از طول وتر AO یعنی L را (که در طراحی مکانیزم دانیل مورد نیاز است) برحسب زاویه رأس محاسبه می کند. مثلث بدست آمده از رابط فوق به گونه ای خواهد بود که با طراحی اهرم بندی به کمک آن، قابلیت باز شدن تا زاویه $\gamma = ۴۸^\circ$ یا $\beta = ۴۲^\circ$ (حداکثر زاویه تمایل طولی برای بشقابها) را داشته باشد بدون اینکه زاویه DEO (زاویه خروجی مکانیزم) از ۸۵ درجه تجاوز کند (شکل ۱ ب). انتخاب این زاویه حداکثری ($D\hat{E}O_{max} = ۸۵^\circ$) که در استخراج رابطه (۱) از آن استفاده شده است با توجه به این نکته صورت گرفته است که برای عملکرد صحیح مکانیزم، طول رابطها به گونه ای باید انتخاب شود که مکانیزم در بازترین موقعیت، باعث نشود یکی از رابطهای ورودی یا خروجی (FC یا DE) به حالت افقی برسد. با توجه به شرایط طراحی، رابطه DE زودتر می تواند به حالت افقی برسد. از این رو، باید نسبت طول رابطها به گونه ای انتخاب شود که زاویه DEO هرگز به ۹۰ درجه نرسد. برای ایجاد اطمینان زاویه ۸۵ درجه بدین منظور انتخاب شده است. این نکته در تحلیل حرکتی و فیلم تهیه شده از عملکرد مکانیزم که توسط نرم افزار CATIA P3V5R15 انجام پذیرفت نیز تأیید گردید.

در کاربردهایی که این مکانیزم در آن استفاده شده است مثل جابجا کردن فیلم در دوربین (Shirkhorshidian, 2002) عموماً حرکت مستقیم الخط کامل نقطه A مدّ نظر است. در این شرایط زاویه γ_0 (شکل ۱ الف) باید بسیار کوچک انتخاب شود (۱۰ تا ۱۵ درجه) و از این رو دامنه حرکتی رابط AO کوچک خواهد بود. بکارگیری این شرایط در طراحی مکانیزم برای گاوآهن بشقابی دوطرفه مناسب نیست. چراکه قرار دادن بشقابها بر روی رابط AO باعث می شود زاویه تمایل طولی بشقابها حتی در بازترین حالت مکانیزم مناسب نباشد (شکل ۱ ب)، بنابراین از آنجا که حرکت مستقیم الخط کامل خیش اول بشقابی چندان مورد نظر نیست می توان زاویه طراحی را بزرگتر انتخاب کرد (گرچه به خاطر ابعاد بزرگ گاوآهن، در عمل حرکت آن مستقیم الخط دیده می شود). با استفاده از رابطه (۱) برای زوایای مختلف و به دست آوردن طولهای مختلف اهرم بندی و بررسی عملکرد هریک در نرم افزار CATIA، نهایتاً $\gamma_0 = ۴۵^\circ$ برای طراحی مکانیزم انتخاب گردید و از روی آن طول نسبی رابطها محاسبه شد. پس از محاسبه L برحسب AO به روش فوق، طول 'L را می توان به صورت اختیاری لحاظ کرد. تنها محدودیت انتخاب 'L زمانی است که حرکت مستقیم الخط کامل مدّ نظر باشد به طوری که هرچه این طول تفاوت کمتری با نصف طول AO داشته باشد حرکت نقطه A به مستقیم الخط نزدیک تر خواهد بود (Shirkhorshidian, 2002).

Archive of SID

www.SID.ir



شکل ۲- مکانیزم پنج رابطی گاوآهن بشقابی دوطرفه و زوایای تعیین کننده طراحی (ψ زاویه رابط BG با امتداد رو به بالای OG است.)

Fig. 2. Five-bar mechanism of reversible disk plow with important design angles (ψ is the angle between link BG and upward direction of link OG)

۲- مکانیزم چرخ شیار عقبی: مرحله بعدی بهینه سازی مکانیزم لحاظ کردن چرخ شیار عقبی می باشد. این چرخ در پشت آخرین خیش بشقابی بایستی به گونه ای قرارگیرد که با دیوارهٔ شیار تماس داشته باشد. معمولاً برای آن یک زاویه تمایل طولی هم نسبت به راستای حرکت درنظر می گیرند (Shafiei, 1992) (شکل ۲). همانگونه که در این شکل مشاهده می شود، برای استقرار چرخ شیار عقبی در موقعیت درست، طول های AO و FO مکانیزم دانیل از سمت O به اندازه کافی امتداد داده شده اند تا به ترتیب، نقاط B و G به دست آیند. رابط پنجم (BG) به طریقه نشان داده شده به مکانیزم چهار رابطی اولیه افزوده می شود. محل در نظر گرفته شده برای چرخ شیار عقبی در نقطه G انتخاب می گردد. انتخاب ابعاد مناسب برای طول های OB و OG به روش ترسیمی می باشد. با تحلیل حرکت مکانیزم در نرم افزار CATIA مشاهده شد که مکانیزم پنج رابطی به دست آمده قابلیت حرکت ندارد، یعنی درجه آزادی آن صفر است. برای رفع این مشکل، رابط جدید BG به صورت شیار دار طراحی شده است تا یک درجه آزادی به آن داده شود (شکل ۲). در این صورت با حرکت مکانیزم، نقطه B نیز با حرکتی که تلفیقی از حرکت رابط های BG و AB می باشد به گونه ای تغییر موقعیت خواهد داد که پس از اتمام حرکت در موقعیت متقارن نسبت به حالت اولیه درآید.

ب) مکانیزم های مکمل

همانگونه که بیان گردید، در حین تغییر مسیر رابط AB مکانیزم (شاسی متحرک حامل بشقاب ها)، نقطه O در یک مسیر نسبتاً مستقیم عمودی حرکت رفت و برگشتی انجام می دهد تا دوباره به حالت اولیه برگردد. از این ویژگی سه خاصیت مهم دیگر برای طراحی گاوآهن بشقابی دوطرفه به دست خواهد آمد که قابلیتهای جدیدی به حساب می آیند:

۱- با مهار مناسب نقطه O در واقع می توان قفل مناسبی در مقابل حرکت مکانیزم دوطرفه کننده منظور نمود.

۲- با بالا و پایین بردن جزئی نقطه O در حقیقت می توان زاویه تمایل طولی[1] گاوآهن بشقابی را تغییر داد.

۳- با متوقف کردن نقطه O در موقعیت نهایی بالایی وضعیت حمل و نقل (ترابری)[2] مناسب ایجاد خواهد شد.

در شکل۳ نمای بالایی و در شکل۴ نماهای جانبی و پشتی گاوآهن بشقابی دوطرفه مدل شده توسط نرم افزار CATIA

1- Disk angle
2- Transport

Archive of SID

www.SID.ir

P3V5R15 نشان داده شده است. مکانیزم های توقف (پین O) و تغییر زاویه تمایل طولی بشقاب ها را در این تصاویر می توان مشاهده نمود.

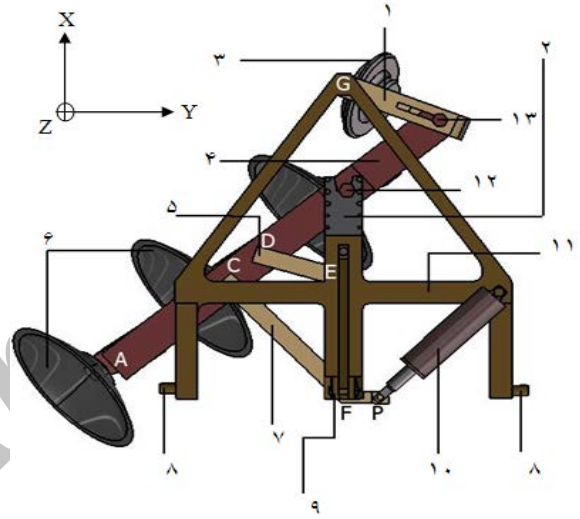
به هنگامی که گاوآهن در خاک مشغول شخم است، کلیه نیروهای وارد بر شاسی متحرک حامل بشقاب ها از طرف خاک به گونه ای است که تمایل دارد زاویه تمایل طولی بشقاب ها را کم کند، به عبارت دیگر این نیروها در جهت فشار دادن نقطه O به سمت مفصل های E و F عمل می کنند. دلیل این مسئله این است که از بین نیروهای سه گانه ای که در سه راستای مختصات به بشقاب وارد می شوند، تنها نیرویی که در راستای حرکت وارد می شود (نیروی مقاومت کششی) قادر به ایجاد گشتاور فوق است (FMO, 1987).

از این رو، وضعیت توقف مکانیزم با قرار دادن پینی در نقطه O مکانیزم ایجاد شده است، به طوری که با قرار دادن یک توقف در سر راه این پین، حرکت کل مکانیزم متوقف خواهد شد. این پین می تواند از نوع برشی باشد که جنبه ایمنی نیز به دستگاه بدهد (شماره ۱۲ در شکل ۳). اگر نقطهٔ توقف مذکور به طریقی جابجا و سپس مجدداً تثبیت گردد، مکانیزم مناسبی برای تغییر زاویهٔ تمایل طولی بشقابها حاصل خواهد گردید. برای انجام این کار، قسمتی از شاسی ثابت FG به صورت ریلی درآمده و قطعه طراحی شده ای که به وسیله سوراخ‌هایی درجه بندی شده است در جایگاه ریلی ایجاد شده قرار خواهد گرفت. با تغییر موقعیت سوراخ ها و محکم کردن آن از طریق پیچ و مهره، زاویه تمایل طولی تغییر کرده و تثبیت می شود (شماره ۲ در شکل ۳). همچنین با دقت در شکل ۳ مشاهده می شودکه جک هیدرولیکی دوطرفه که محرک مکانیزم است وقتی به اندازه نیمی از مسیر خود باز می شود، شاسی حامل بشقاب ها هم نیمی از مسیر خود را طی می کند و در حالتی قرار می گیرد که صفحهٔ بشقاب ها (و چرخ شیار عقبی) عمود بر راستای حرکت واقع می شوند. این حالت برای وضعیت حمل و نقل گاوآهن در خارج از مزرعه (ترابری)، مدّ نظر می‌باشد. (شکل ۴ (ج)).

نتایج و بحث

تحلیل مکانیزم

تحلیل مکانیزم برای بررسی عملکرد و حصول اطمینان از کارایی اهرم بندی در شرایط مختلف امری اجتناب ناپذیر است. این تحلیل مشتمل بر تحلیل سینماتیکی (حرکتی) و تحلیل نیرویی می باشد.



شکل ۳- نمای بالایی از گاوآهن بشقابی دوطرفه سوار با مکانیزم دانیل: ۱- رابط چرخ شیار عقبی BG (رابط خروجی مکانیزم پنج رابطی) ۲- مکانیزم تغییر زاویه تمایل طولی ۳- چرخ شیار عقبی ۴- شاسی متحرک حامل بشقابها (رابط AB مکانیزم) ۵- رابط ED (رابط خروجی مکانیزم چهار رابطی) ۶- بشقابهای خاکورز ۷- رابط FC (رابط ورودی مکانیزم) ۸- محل اتصال گاوآهن به بازوی پایینی اتصال سه نقطه تراکتور ۹- محل اتصال گاوآهن به بازوی بالایی اتصال سه نقطه تراکتور ۱۰- جک هیدرولیکی دوطرفه برای راه اندازی مکانیزم ۱۱- شاسی ثابت گاوآهن (رابط تغییر شکل یافته FG، رابط زمین مکانیزم) ۱۲- پین O مکانیزم توقف (پین برشی) ۱۳- پینB.

Fig. 3. Top view of the mounted reversible disk plow with Daniel mechanism.
1- Rear wheel link (BG) (output link) 2- Disk angle adjustment mechanism 3- Rear wheel 4- Link AB (disk carrying frame) 5- Link ED 6- Disks 7- Link FC 8- Lower hitch point 9-Upper hitch point 10- Hydraulic cylinder 11- Fixed frame (modified link FG) 12- Pin O (Stop mechanism) 13- Pin B.

Archive of SID

www.SID.ir

تحلیل حرکتی

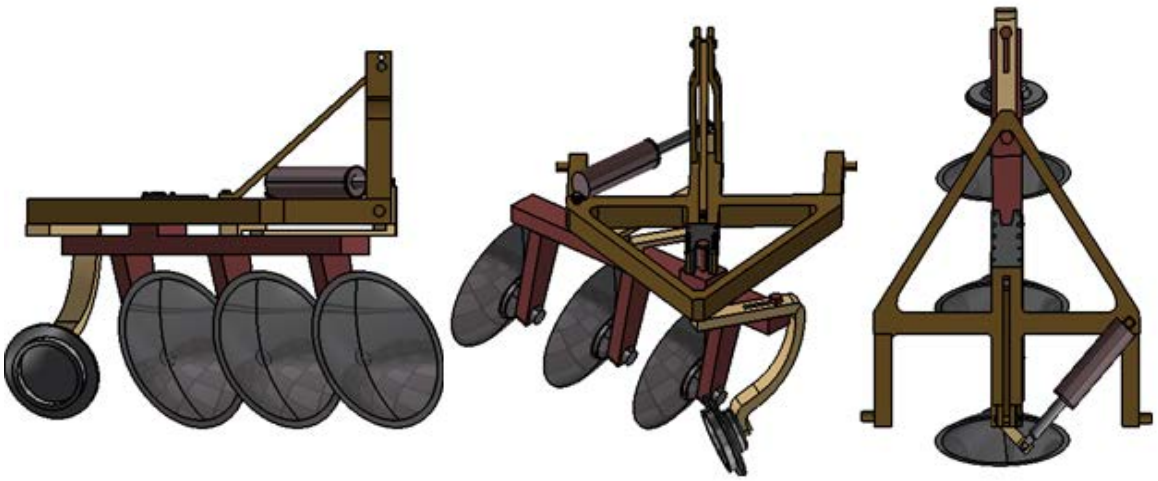
کارایی مکانیزم دانیل در طراحی گاوآهن بشقابی دوطرفه توسط فیلمی که پس از تحلیل حرکتی در محیط DMU Kinematics نرم افزار CATIA تهیه گردید بررسی شد و عملکرد درست مکانیزم تأیید گردید.

مکانیزم طراحی شده دو حرکت مستقیم الخط همزمان تولید می‌کند؛ یکی در نقطه A به صورت عرضی و یکی در نقطه O به صورت طولی (شکل ۱ ب و شکل ۵). اما از آنجا که مکانیزم با زاویه ای نسبتاً بزرگ (۴۵ درجه) طراحی شده است و درگستره ای بیشتر از زاویه طراحی عمل می کند ($^{\circ}48 > \gamma > ^{\circ}48-$)، مسیر حرکت نقاط مذکور، قدری با مستقیم الخط متفاوت می باشد. در کاربرد مورد نظر این تحقیق، ویژگی کامل و دقیق بودن مسیر نقطه A مدّ نظر نمی‌باشد و یک مسیر مستقیم الخط غیر دقیق هم ویژگی مفیدی برای گاوآهن بشقابی دوطرفه به حساب می آید. از این جهت که می توان بدون ایجاد فاصله طولی بین چرخ تراکتور و خیش بشقابی اول، و تنها با مقداری جابجایی عرضی خیش اول (در راستای محور چرخ عقب تراکتور)، زاویه تمایل طولی بشقاب ها را تغییر داد. اگر کمترین فاصله خیش اول از چرخ عقب پنج سانتیمتر و برای تمایل طولی ۴۲ درجه انتخاب گردد، این فاصله در بیشترین حالت خود و برای تمایل طولی ۴۷ درجه، برای یک گاوآهن با شاسی متحرک ۱۷۰ سانتیمتری بیشتر از ۱۱ سانتیمتر نخواهد شد.

در شکل ۵ مسیر حرکت نقاط مهم مکانیزم که با استفاده از نرم‌افزار CATIA بدست آمده است نشان داده شده است. همانطور که در این شکل نشان داده شده است، نقطه B که در رابط شیار دار BG حرکت می کند یک مسیر سهمی شکل را با یک گردش ۲۱۹/۵ درجه ای می پیماید.

تغییرات سرعت و شتاب شاسی متحرک حامل بشقاب ها

شکل ۶ نمودار تغییرات سرعت خطی شاسی متحرک در نقطه A که با استفاده از نرم افزار CATIA ترسیم شده است را نشان می‌دهد. در این نمودار ملاحظه می شود که شروع و خاتمه حرکت با جهش ناگهانی سرعت انجام می شود و سپس شاسی با سرعتی تقریباً ثابت مسیرش را ادامه می دهد. این جهش سرعت بدین دلیل است که در ابتدای حرکت، سرعت مکانیزم دوطرفه کننده به یکباره از صفر افزایش ناگهانی می یابد. جهش کوچک نشان داده شده در وسط نمودار سرعت نشان دهنده این است که وقتی بشقابها نیمی از مسیر خود را پیموده اند (صفحه بشقابها عمود بر مسیر حرکت)، برای ادامه مسیر نیاز به افزایش جزئی سرعت دارند.

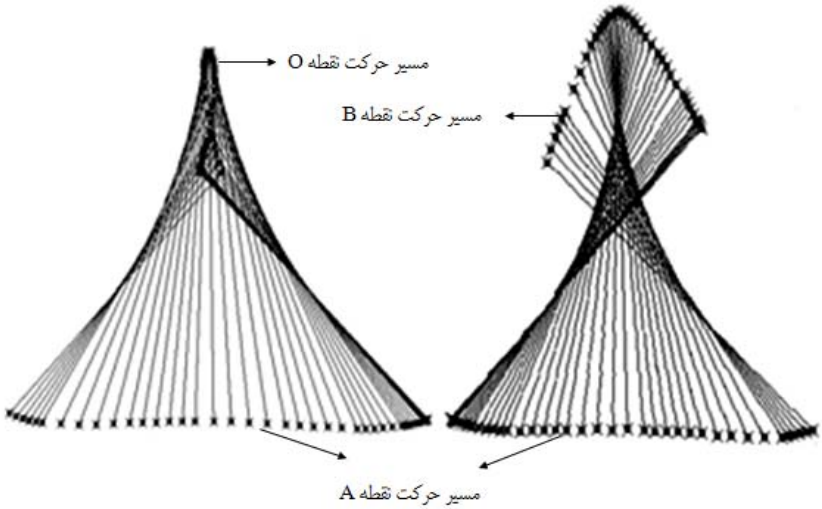


(الف)(a) (ب) (b) (ج) (c)

شکل ٤- (الف) نمای جانبی گاوآهن بشقابی طراحی شده؛ وضعیت قرار گیری رابط ها به صورت غیرهمسطح در آن مشخص می باشد. (ب) نمای پشتی گاوآهن بشقابی طراحی شده در وضعیت چپ ریز؛ شکل تغییر یافته رابط چرخ شیار عقبی برای قرارگرفتن در موقعیت درست در پشت بشقاب ها قابل مشاهده است. (ج) نمای بالایی از وضعیت ترابری گاوآهن.

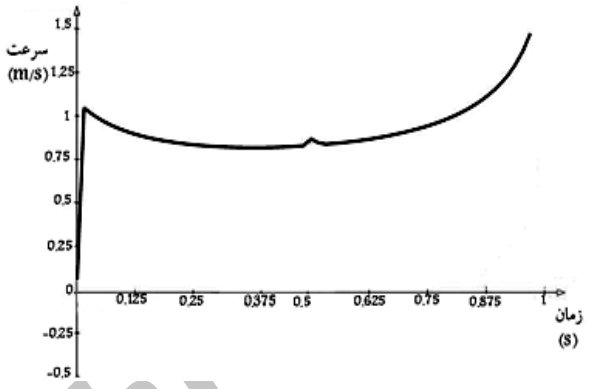
Fig. 4. (a) Side view of the designed disk plow; multilevel arrangement of links is shown. (b) Back view of the designed disk plow in left delivery position; modified link of the rear wheel to provide the right position relative to the last disk is shown. (c) Top view of the plow in transport position.

www.SID.ir



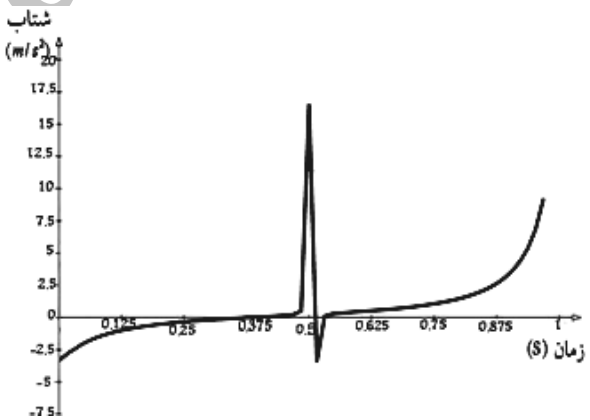
شکل ۵- مسیر حرکت نقاط A ، O و B.

Fig. 5. Trace of poins A, O and B.



شکل ٦- نمودار تغییرات سرعت خطی شاسی حامل بشقابها در نقطه A به هنگام تغییر جهت.

Fig. 6. Velocity curve of disk carrying frame at point A.



شکل ۷- نمودار تغییرات شتاب خطی شاسی حامل بشقابها در نقطه A به هنگام تغییر جهت.

Fig. 7. Acceleration curve of disk carrying frame at point A.

Archive of SID

www.SID.ir

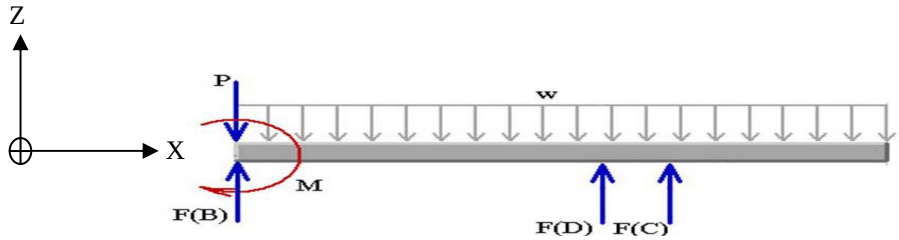
شکل ۷ نمودار روند تغییرات شتاب خطی شاسی حامل بشقابها در نقطه A با به کارگیری نرم افزار CATIA را نشان می دهد. با توجه به این نمودار مشاهده می شود کـه در اینجـا نیـز در شـروع و خاتمـه حرکت، شتاب دارای مقدار قدر مطلق زیـادی مـی باشـد. پـس از آن، تغییرات شتاب به صورت ملایم صورت می پذیرد. اما در میانـه مسـیر (صفحه بشقابها عمود بر مسیر حرکت)، یک جهـش در شـتاب اتفـاق می افتد. جهش هایی که در این نمودار دیده مـی شـود بیـان کننـده مجانب های عمودی می باشند. یعنی اگر نمودار شتاب بدون در نظـر گرفتن زمان ترسیم مـی شـد، شکسـتگی وسـط ایـن نمـودار نمایـان نمی‌شد. دوطرف این مجانب، دارای نمودارهای تغییر مکـان متفـاوتی می‌باشد. در مجاورت این مجانب، مقادیر به سـمت بـی نهایـت میـل می‌کند (که در شکل ها نشان داده نشده است).

تحلیل نیرویی

این تحلیل علاوه بر وزن زیاد شاسی بشقاب ها که توسط شاسـی ثابت تحمل می شود، به سبب نیروهـایی کـه رابـط هـای پـنج گانـه مکانیزم به یکدیگر وارد می کنند و نهایتاً محاسبه نیـروی مـورد نیـاز جک هیدرلیکی دوطرفه برای راه اندازی مکانیزم حائز اهمیـت اسـت. تحلیل نیرویی گاوآهن بشقابی دوطرفه طراحی شده در شـرایط خـارج خاک صورت گرفته است. یعنی از هنگامی که گـاوآهن پـس از یـک سری شخم از خاک بیرون آورده می شود تا زمانی کـه پـس از تغییـر جهت بشقاب ها دوباره به خـاک بـر مـی گـردد. روش هـای تحلیـل نیروها و گشتاورها در اهرم بندی ها را به سه دسته می تـوان تقسـیم کرد که به ترتیـبِ افـزایش پیچیـدگی شـامل روش اسـتاتیکی، روش سینواستاتیکی و روش دینـامیکی مـی شـود (Rastgou, 1997). در این تحقیق نیروهای وارد بر بخش های مختلف مکانیزم پـنج رابطـی گاوآهن بشقابی دوطرفه به روش استاتیکی محاسبه شده است. از آنجا که نیروهای وارد برگاوآهن مورد بحث در هر سه جهت فضـایی واقـع شده انـد، تحلیـل در دوصـفحه xy و xz بـه طـور جداگانـه صـورت پذیرفته است. به گونه ای که صفحه xy برای تحلیل نیـروی داخلـی رابط ها و نیز جک هیدرولیکی، و صفحه xz برای تحلیل وزن انتخاب شده است.

شکل ۸ نمودار جسم آزاد شاسی متحرک در صفحه XZ را نشان می دهد. برای انجام تحلیل نیرویی در این صفحه از ابعاد و وزن یـک گاوآهن بشقابی یک طرفه سه خیش موجود اسـتفاده شـده اسـت. در این شکل، بار گسترده w وزن شاسی متحرک و بشقاب هاست که به طور یکنواخت در سرتاسر تیر در نظر گرفته شده است. بار متمرکـز P و گشتاور M به ترتیب حاصل وزن و گشتاور وزن چرخ شیار عقبی در موقعیت درست خود مـی باشـند. نیروهـای عمـودی F(C)، F(D) و F(B) در واقع سهمی از وزن گاوآهن بشقابی می باشند که به ترتیـب توسط هریک از مفصل های C، D و B تحمل می شود. با به دسـت آوردن این نیروها در تیر نامعین نشان داده شده در نهایـت مـی تـوان حداکثر نیروی مورد نیاز جک هیدرولیکی برای حرکـت دادن بـه کـل مکانیزم را به دست آورد.

نتایج تحلیل نیرویی گاوآهن طراحی شـده در صـفحه xz کـه بـا استفاده از نرم افـزار Cbeam2000 صـورت گرفـت نشـان داد کـه هریک از مفصل های C، D و B بـه ترتیـب در حـدود ۶۲، ۱۶و ۲۲ درصد از وزن گاوآهن را تحمل می کنند. برای یک گاوآهن سه خیش به وزن تقریبی ۷۳۵۰ نیوتن مقـدار ایـن نیروهـا در حـدود ۴۵۵۳/۳۷، ۱۲۲۴/۵۴و ۱۸۱۶/۱۹ نیوتن خواهد بود. اگر هریک از ایـن نیروهـا در بیشـــترین ضـــریب اصـــطکاک فلـــز بـــا فلـــز یعنـــی ۰/۴، (Shadravan, 2006) ضرب شده و حاصل در فاصله هـر مفصـل تا مفصل اعمال نیروی جـک هیـدرولیکی (مفصـل F) ضـرب شـود، گشـتاور مـورد نیـاز بـرای حرکـت دادن بـه مکـانیزم بـه میـزان ۲۵۸۵۹۳۶/۹۵ نیوتن میلیمتر به دست می آید. بـا توجـه بـه موقعیـت محل اعمال این گشتاور، حداکثر نیروی مورد نیـاز جـک هیـدرولیکی برای به حرکت در آوردن مکانیزم برابر با ۲۴۴۶۰/۹۵ نیوتن به دسـت خواهد آمد. بدیهی است به دلیل اینکه تغییـر وضـعیت بشـقاب هـا در خـارج خـاک صـورت مـی گیـرد در ایـن تحلیـل، وزن خـاک روی بشقاب ها به هنگام شخم لحاظ نشده است. ایـن وزن در برابـر وزن شاسی و بشقابها ناچیز است. از طرفی از آنجا که به هنگام شخم قفل مکانیزم درگیر می باشد، تأثیر این نیرو بر روی قفـل مکـانیزم خواهـد بود که این مسئله در تعیین ابعـاد قفـل بـه عنـوان یـک پـین برشـی (مکانیزم ایمنی) لحاظ گردیده است.

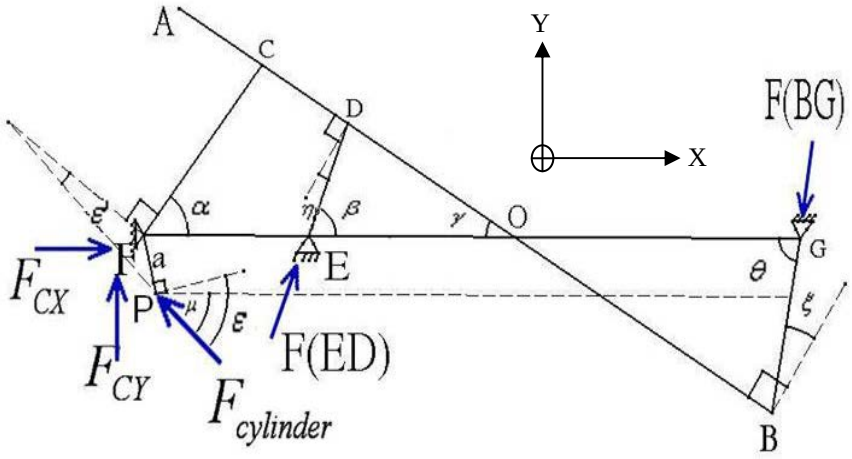


شکل ۸- نمودار جسم آزاد شاسی متحرک حامل بشقاب ها در صفحه XZ.

Fig. 8. F.B.D of disk carrying frame in XZ plane.

Archive of SID

www.SID.ir

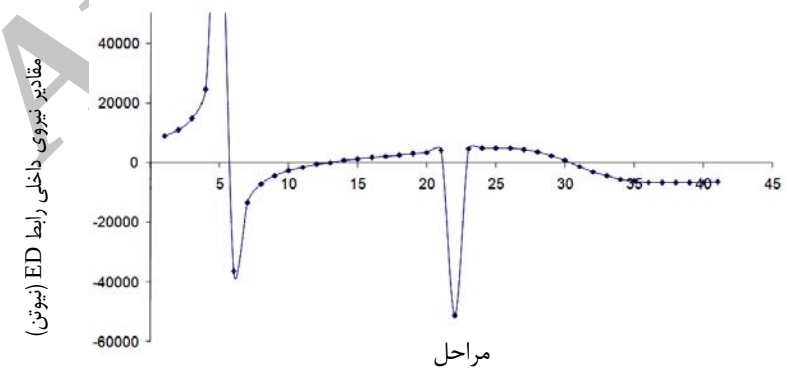


شکل ۹ - نمودار جسم آزاد شاسی متحرک حامل بشقاب ها در صفحه XY.

Fig. 9. F.B.D of disk carrying frame in XY plane.

شکل ۹ نمودار جسم آزاد شاسی متحرک حامل بشقاب ها در صفحه XY را نشان می دهد. در این شکل رابط های BG (با صرفنظر از اصطکاک پین B با شیار موجود در آن) و ED ، رابط های دونیرویی می باشند که در آنها نیروی وارد بر رابط همواره در راستای آن است. رابط FC به دلیل اینکه نیروی جک هیدرولیکی ($F_{cylinder}$) به آن وارد می شود دونیرویی نخواهد بود. از این رو در شکل ۹ برای تکیه گاه F دو نیروی کاملاً مجهول عمود برهم در نظر گرفته شده است (F_{cy} و F_{cx}).

از بین پنج پارامتر نیرویی نشان داده شده در شکل ۹ به غیر از $F_{cylinder}$ که با استفاده از تحلیل نیرویی صفحه XZ محاسبه می شود، بقیه مجهول می باشند؛ لذا برای به دست آوردن مجهولات، به غیر از معادلات تعادل استاتیکی کل مکانیزم (شکل ۹)، از معادلات تعادل رابط AB نیز به صورت کمکی استفاده شده است. اما از آنجا که کلیه زوایای مربوط به روابط تعادل استاتیکی (شکل ۹) در حین حرکت مکانیزم تغییر می کنند، تحلیل استاتیکی در مراحل مختلف حرکتی و با استفاده از مرحله بندی حرکت مکانیزم انجام شده است. بدین منظور حرکت کامل مکانیزم گاوآهن از موقعیت راست ریز به چپ ریز (و یا بالعکس) که معادل ۹۶ درجه زاویه γ (شکل ۲) می باشد، به ۴۰ قسمت تقسیم شده (در مجموع ۴۱ مرحله) و کلیه زوایای مورد نیاز برای تحلیل نیرویی (اشکال ۲ و ۹) با داده برداری های مکرر ۴۱ مرتبه ثبت گردیدند. خواندن داده های زاویه ای به کمک نرم افزار CATIA و در محیط DMU Kinematics صورت پذیرفت. با استفاده از این داده ها، معادلات تعادل استاتیکی ۴۱ مرتبه حل شد. از این رو، برای مقادیر نیرویی مجهول، نمودارهایی که نشان دهنده روند تغییرات آنها در مراحل کاری مختلف مکانیزم است حاصل گردید (شکل های ۱۰، ۱۱ و ۱۲).

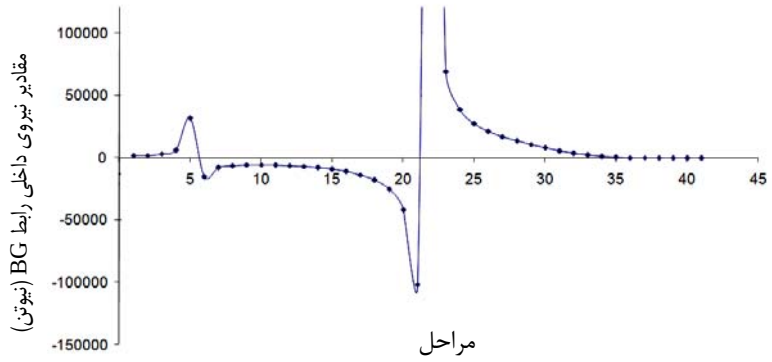


شکل ۱۰- نمودار تغییرات نیروی F(ED) وارد بر رابط دو نیرویی ED در صفحه XY و در مراحل کاری مختلف مکانیزم.

Fig. 10. Force curve of link ED in XY plane in different working steps of mechanism.

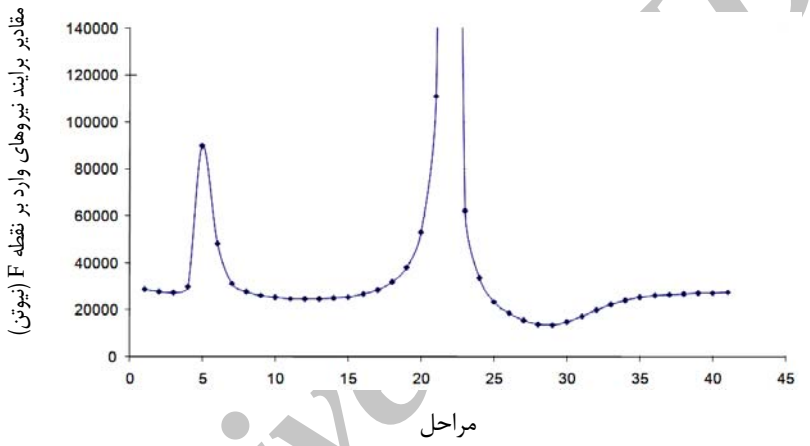
Archive of SID

www.SID.ir



شکل ۱۱- نمودار تغییرات نیروی F(BG) وارد بر رابط دو نیرویی BG در صفحه XY در مراحل کاری مختلف مکانیزم.

Fig. 11. Force curve of link BG in XY plane in different working steps of mechanism.



شکل ۱۲- نمودار برآیند نیروهای وارد شده به مفصل F در صفحه XY و در مراحل کاری مختلف مکانیزم.

Fig. 12. Resultant force curve of pivot F in XY plane in different working steps of mechanism.

شکستگی موجود در نمودارهای فوق نشان دهنده آن است که نمودار نیروی رابط ED در مرحله پنجم و رابطهای BG و FC در مرحله بیست و دوم دارای مجانب قائم می باشند. این مطلب نشان دهنده آن است که در مجاورت این مجانبها مقدار نیرو از یک مقدار بی نهایت مثبت به یک باره به یک مقدار بی نهایت منفی تغییر می‌کند. این حالت یک حالت تئوری از عملکرد مکانیزم می باشد، چراکه در عمل، بدیهی است که مقدار بی نهایت برای نیرو عملی نمی باشد. بنابراین هیچکدام از این حالات به عنوان سخت ترین شرایط نیرویی حاکم بر رابط در مرحله تعیین سطح مقطع درنظر گرفته نمی‌شوند.

با انجام تحلیل نیرویی می توان ابعاد مقطع عرضی بخشهای مختلف مکانیزم را با یک تحلیل ابعادی در مراحل ذیل انجام داد:

الف) رسم نمودار جسم آزاد هر رابط و لحاظ کردن نیروی وزن وارد بر مفصل رابط (در صفحه XZ) و نیز بیشترین نیروی محوری وارده در صفحه XY با استفاده از نمودارهای اشکال ۱۰ تا ۱۲ (نیروی وارده در مرحله ۲۲، ۵ و ۵ به ترتیب برای رابطهایBG،ED و FC).

ب) تعیین کوچکترین و ضعیف ترین مقطع رابط به خاطر تمرکز تنش.

ج) انتخاب ماده (فولاد ساختمانی st36 با تنش تسلیم ۳۶۵ Mpa برای رابط ها و فولادی با تنش برشی مجاز τall = ۸۵ Mpa برای پین ها).

د) انتخاب ضریب اطمینان ۲.

Archive of SID

www.SID.ir

نتیجه گیری

در این تحقیق یک گاوآهن بشقابی دوطرفه سوار سه خیش با بکارگیری و بهینه سازی مکانیزم چهار رابطی خط مستقیم دانیل طراحی و مدل گردید. در بخشی از این مدل سازی یک رابط به مکانیزم افزوده شد تا در نهایت یک مکانیزم پنج رابطی حاصل گردد. تحلیلهای حرکتی و نیرویی انجام شده در کنار فیلم تهیه شده از عملکرد این گاوآهن در محیط CATIA عملکرد درست مکانیزم را تأیید می کند.

طرح های موجود گاوآهن بشقابی دوطرفه دارای یک یاتاقان مرکزی هستند که هم مسئول تحمل وزن سنگین گاوآهن بشقابی است و هم وظیفه گردش افقی این شاسی سنگین را دارد. وجود این نوع یاتاقان قوی هم هزینه بر است و هم سرویس و نگهداری زیاد و حساسی می طلبد. این شرایط همچنین وجود یک مکانیزم ثانویه برای تطبیق و تنظیم زاویه تمایل طولی بشقابها را ایجاب می کند چراکه امکان گردش یک مرحله ای بشقابها برای تولید زوایای تمایل طولی مناسب (۴۲ تا ۴۷ درجه) وجود ندارد. مکانیزم طراحی شده در این مقاله بر اساس اهرم بندی های مکانیکی است که قطعاتی ساده و معمولی است که فرآیند ساخت ساده ای دارند و نیاز به قطعات پیچیده تر مثل چرخدنده، یاتاقان، قطعات غلتشی و لغزشی، راهگاه و غیره را مرتفع می سازد. ایجاد حرکت توسط این اهرم بندی ها با حداقل اصطکاک در لولاها انجام می گردد و نیروی لازم توسط یک جک هیدرولیکی دوطرفه تأمین می گردد. به طور کلی مزایای این طرح که جنبه های نو آورانه آن را روشن می سازد بدین شرح است: ۱- وزن گاوآهن بجای یک نقطه در سه نقطه مختلف توزیع شده است. همچنین بجای یک لولا، سه لولا مسئول ایجاد گردش های افقی هستند. ۲- این طراحی به گونه ای است که که در حین گردش افقی بشقابها برای تبدیل به حالت های چپ و راست ریز، دوران به معنی مصطلح انجام نشود و این امر از طریق حرکتهای مستقیم الخط عمودی و افقی انجام گردد (شکل ۱ ب). به همین دلیل دستگاه از داشتن یک یاتاقان مرکزی قوی بی نیاز است ۳- نوع طراحی انجام شده به راحتی به ما اجازه تعبیه مکانیزم گردش همزمان چرخ شیار عقبی را داده است به طوری که نیازی به مکانیزم جداگانه ای نمی باشد. ۴- با طراحی انجام شده قادر گشته ایم قفلی مناسب برای تثبیت مکانیزم در حین کار در خاک ایجاد نماییم (شکل ۳ شماره ۱۲) که این قفل از این جهت که می تواند به صورت یک پین برشی انتخاب شود جنبه ایمنی نیز به دستگاه می بخشد. ۵- در این طرح حالتی نیز برای حمل و نقل خارج از مزرعه دستگاه پیش بینی شده است تا در حین نقل و انتقال، دستگاه کاملاً در پشت تراکتور قرار گرفته و حالت خارج از مرکز بودن (مانند شرایط کاری) نداشته باشد (شکل ۴ ج). ۶- در این طرح یک مکانیزم بسیار ساده برای تغییر زاویه تمایل طولی پیش بینی شده است (شکل ۳ شماره ۲) که زحمت روشهای موجود (که در آنها تک تک بشقابها بایستی از طریق پیچ اتصال جابجا شوند) را از بین برده است. موارد مذکور باعث شده اند که این گاوآهن پیچیدگیهای طرح های موجود را نداشته باشد و به یک دستگاه بسیار ساده، ارزان، با کاربری راحت و با سرویس نگهداری خیلی کم تبدیل گردد. ساخت این دستگاه بسیار ساده خواهد و حتی پیاده سازی آن روی گاوآهنهای بشقابی یک طرفه موجود به سادگی انجام پذیر است.

این دستگاه در مرحله طراحی می باشد. از این رو، بدیهی ترین پیشنهاد، ساخت و ارزیابی عملکرد آن می باشد. پیشنهادات زیر در حوزه ارزیابی و نیز طراحی قابل ارائه می باشند:

الف- امکان ایجاد یک قفل کامل و فراگیر به منظور خنثی نمودن ارتعاشات احتمالی وارد بر مکانیزم.

ب- تدارک مکانیزم های تنظیم موقعیت طولی، عرضی و ارتفاع چرخ شیار عقبی.

ج- تعمیم طراحی صورت گرفته برای طراحی گاوآهن بشقابی دوطرفه نیمه سوار و کششی.

د- بررسی امکان استفاده از مکانیزم دانیل برای گاوآهن های بشقابی عمودی و نیز گاوآهن های برگردانداز دوطرفه جدید که دارای یک سری خیش می باشند (گاوآهن های دوطرفه لولایی یا مربعی).

منابع

1. Abu-Hamdeh, N. H., R. C. Reeder. 2003. A nonlinear 3D finite element analysis of the soil forces acting on a disk plow. Soil and Tillage Research 74: 115-124.
2. Aghkhani, M. 1995. Design and fabrication of a driven disk harrow. MSc thesis. Faculty of Agriculture. Tarbiat Modarres University. Tehran. Iran. (in Farsi).
3. Arvidsson, J., T. Keller, K. Gustafsson. 2004. Specific draught for mouldboard plough, chisel plough and disc harrow at different water contents. Soil and Tillage Research 79: 221-231.
4. Azadbakht, M. 1998. Design, fabrication and evaluation of a field driven disk plow. MSc thesis. Faculty of Agriculture. Shiraz University. Shiraz. Iran. (in Farsi).
5. Fatehi, M. 2009. Design and manufacturing of a turnover mechanism and hydraulic system for the reversible combined plough (disk+chisel). MSc thesis. Faculty of Agriculture. Shahr Kord University.

Archive of SID

www.SID.ir

Shahr Kord. Iran. (in Farsi).
6. Godwin, R. J., D. A. T. Seig, M. Allott. 1985. The development and evaluation of a force prediction model for agricultural discs. Journal of Terramechanics 22: 172-173.
7. Hann, M. J., J. Giessibl. 1998. Force Measurements on Driven Discs. Journal of Agricultural Engineering Research 69: 149-157.
8. Hettiaratchi, D. R. P. 1997. Prediction of Soil Forces Acting on Concave Agricultural Discs. Journal of Agricultural Engineering Research 68: 51-62.
9. John Deere. 1987. Fundamentals of machine operation (FMO), tillage. Deere & Company.
10. Kianmehr, M. H., J. Khazaei, and S. R. Hassanbeygi. 2005. Design, development and evaluation of a three bottom two way moldboard plow adapted for 65-75 HP tractors. Proc. International Congress on Information Technology in Agriculture, Food and Environment. Adana. Turkey: 519- 524.
11. Kianmehr, M. H., S. R. Hassanbeygi, and J. Khazaei. 2006. Comparison of a Three-Harrow Tow-Way Square Plow with a Three-Harrow One-Way Moldboard Plow. Journal of Agricultural Engineering Researches 9: 1-16.
12. O'Dogherty, M. J., R. J. Godwin, M. J. Hann, A. A. Al-Ghazal. 1996. A Geometrical Analysis of Inclined and Tilted Spherical Plough Discs. Journal of Agricultural Engineering Research 63: 205-217.
13. Rastgou, A. 1997. Mechanism design. Tehran Univ. Press. (in Farsi).
14. Saedi, I. 2008. Design of a reversible disk plow. MSc thesis. Faculty of Agriculture. Ferdowsi University of Mashhad. Mashhad. Iran. (in Farsi).
15. Shadravan, A. 2006. Mechanical engineering design. Sanat gostar Press. Fifth Edition. (in Farsi).
16. Shafiei, A. 1992. Principles of farm machinery. Tehran Univ. Press. (in Farsi).
17. Shirkhorshidian, A. 2002. Mechanisms and mechanical devices sourcebook. Tarrah Press. (in Farsi).
18. William, S. A. 1980. Reversible disk plough. U.S Patent, No 4211286.

Archive of SID

www.SID.ir