

طراحی و ساخت و ارزیابی دستگاه انتقال توان به شانه برش کمباین توسط مکانیزم گیربکس مکانیکی

مجتبی جابری معز^{۱*}، مهدی سالاری^۱، بهنام سپهر^۱

تاریخ دریافت: ۱۴۰۰/۷/۳۰ تاریخ پذیرش: ۱۴۰۰/۸/۱۸

۱- گروه مهندسی بیوسیستم، دانشکده کشاورزی، دانشگاه بوعلی سینا، همدان، ایران

*مسئول مکاتبه: m.jaberimoeaz@basu.ac.ir

چکیده

به منظور طراحی و ساخت دستگاه انتقال توان به شانه برش کمباین توسط مکانیزم گیربکس مکانیکی، ابتدا کارهای انجام شده و مکانیزم شانه برش کمباین‌های مختلف مورد مطالعه قرار گرفت. سپس طرح و ایده جدید در کارگاه ساخته شد و برای آزمایش از نظر میزان دور اره و تطابق تیغه‌اره بر روی شانه برش کمباین جاندیر ۹۵۵ نصب شد و مورد آزمایش قرار گرفت. تعداد ۱۰۰۰ ضربه در دقیقه ثبت شد که از نظر دور و تطابق قابل قبول بود. به منظور دستیابی به دوره‌های مختلف از روش انتقال نیرو به کمک پولی و تسمه V شکل استفاده شد که با تغییر قطر پولی دوره‌های مختلف قابل دستیابی بود. برای تطابق بهتر تیغه اره از شاتون با امکان تغییر طول استفاده شد که با کوتاه و بلند کردن طول شاتون تطابق بین تیغه اره و دوشاخه اره امکان پذیر شد. با توجه به نتایج به دست آمده طرح جدید از نظر دور اره و تطابق تیغه‌اره قابل قبول بوده و برای جایگزینی با سیستم‌های قبل قابل توصیه است.

واژه‌های کلیدی: تیغه‌اره، شانه برش، کمباین غلات، هد گندم

Design, Fabrication and Evaluation of Power Transmission to Cutter Bar by Mechanical Gearbox Mechanism

Mojtaba Jaberimoeaz^{1*}, Mehdi Salari Nik¹, Behnam Sepehr¹

Accepted: 22 Oct 2021 Received: 9 Nov 2021

1. Department of Bio-systems Engineering, Faculty of Agriculture, Bu Ali Sina University, Hamadan, Iran

*Corresponding author: m.jaberimoeaz@basu.c.ir

Abstract

In order to Design, fabrication power transmission to cutter bar by mechanical gearbox mechanism, first, the work done and the combing mechanism of different combines were studied. Then, a new design and idea was made in the workshop and was installed and tested on the cutting shoulder of John Deere 955 combine to test the speed of the saw and the fit of the saw blade. 1000 beats per minute were recorded, which was acceptable in terms of speed and adaptation. In order to achieve different cycles, the power transmission method was used with the help of money and belts, which could be achieved by changing the monetary diameter of different cycles. For better alignment of the saw blade, a connecting rod with the possibility of changing the length was used. By shortening and lengthening the connecting rod, the matching between the saw blade and the saw blade became possible. Then it was tested and evaluated in terms of vibration and emitted sound. According to the obtained results, the new design is acceptable in terms of saw speed and saw blade compliance and is recommended for replacement with previous systems.

Key words: Combine harvester, Cutter bar, Cutting platform, Saw blade

How to cite:

Jaberimoeaz, J., Salari Nik M., Sepehr, B. 2022. *Design, Fabrication and Evaluation of Power Transmission to Cutter Bar by Mechanical Gearbox Mechanism*. Journal of Agricultural Mechanization 6 (4): 21-33.

۱- مقدمه

باوجود آنکه منابع اصلی تولید محصولات کشاورزی شامل آب و زمین در جهان ثابت است، جمعیت جهان به صورت روزافزون و صعودی در حال افزایش است. این موضوع موجب شده است که بشر برای تأمین مواد غذایی و نیازهای خود دچار چالش گشته و برای حل این مشکل ناگزیر گشته که به استفاده از تکنولوژی‌ها روی آورد؛ زیرا تکنولوژی‌ها عملکرد زمین، آب و نیروی کار را که منابع اصلی تولید هستند افزایش می‌دهد. ماشین‌های کشاورزی به عنوان یکی از تکنولوژی‌های در حال پیشرفت، از علل اصلی پیشرفت در بخش کشاورزی به حساب می‌آیند در واقع افزایش تولید وابسته به افزایش سطح کاربرد فناوری‌ها و ماشین‌های مورد نیاز بخش کشاورزی است. کشورهای توسعه یافته با مدیریت صحیح این تکنولوژی توانسته‌اند میزان تولید محصولات کشاورزی خود را در واحد سطح افزایش دهند و صادرات محصولات کشاورزی نیز داشته باشند؛ اما در کشورهای در حال توسعه به دلایل مختلف از قبیل مشکلات اقتصادی، فنی، مدیریتی و اجتماعی چنین امری به وقوع نپیوسته است.

بر اساس مطالعات (Nabieyan & Alavi-Naeni, 2007) امروزه تأمین غذای مورد نیاز جمعیت رو به رشد و تأمین امنیت غذایی کشور با استفاده از روش‌های سنتی امکان پذیر نیست و مکانیزاسیون عامل مهم تأثیرگذار در گذر از کشاورزی سنتی به کشاورزی مدرن تلقی می‌گردد تا بخش کشاورزی بتواند پاسخگوی تقاضای جامعه باشد. طبق آمار وزارت جهاد کشاورزی (Anon, 2015)، در سال زراعی ۹۵-۱۳۹۴، کل سطح زیر کشت گندم کشور ۵/۹۳ میلیون هکتار با تولید ۱۴/۶ میلیون تن بوده است، سهم سطح زیر کشت گندم آبی و دیم به ترتیب ۳۵/۹ درصد (۲/۱۳ میلیون هکتار) و ۶۴/۱ درصد (۳/۸ میلیون هکتار) و سهم تولید گندم آبی و دیم به ترتیب ۶۰/۶ درصد (۸/۸۴ میلیون تن) و ۳۹/۴ درصد (۵/۷۵ میلیون تن) محاسبه شده است. عملکرد گندم آبی و دیم کشور (به ترتیب ۴۱۵۶ و ۱۵۱۳ کیلوگرم در هکتار) بوده است. (Clarke, 1997) اعتقاد دارد آثار مکانیزاسیون بر کشاورزی در دو بخش اقتصادی و زیست محیطی قابل تفکیک است. آثار اقتصادی مکانیزاسیون شامل اثر بر کارایی فعالیت‌های کشاورزی، اثر بر اشتغال و اثر بر توزیع درآمد است مکانیزاسیون فرصت‌های جدید تولید را با کاهش هزینه‌های حمل و نقل و به صرفه کردن استفاده از برخی آبخیزها ایجاد می‌کنند. مینایی و علوی (Minai & Alavi, 2002) معتقدند که وجود هرگونه عامل محدود شده در زمان اجرای عملیات کشاورزی می‌تواند باعث افزایش تلفات و کاهش تولید محصول شود. دستیابی به حداکثر میزان تولید بدون توجه به عملیات کشاورزی و بهینه سازی آن ممکن نیست. کمباین از ابتدای تولید آن تأثیر زیادی در پیشرفت مکانیزاسیون کشاورزی داشته است. عملکرد این ماشین برداشت به طور مستقیم بر عملکرد تولید محصول تأثیر می‌گذارد. ضرورت کنترل خودکار بخش‌های مختلف کمباین مورد تأکید محققان است. (Rasooli-Sherbani et al., 2000) در بررسی وضعیت

موجود و ارائه راهکارهای مناسب برای مکانیزاسیون کشاورزی در شهرستان سراب معتقدند که درجه مکانیزاسیون عملیات مختلف کشاورزی برای محصولات غالب شامل گندم و سیب زمینی در منطقه مطالعاتی در سطحی پایین قرار دارد. متوسط شاخص سطح مکانیزاسیون در منطقه ۰/۸۲ اسب بخار به ازای هر هکتار زمین کشاورزی است. ضریب بهره‌وری از ماشین‌های کشاورزی ۰/۵۷ محاسبه شده که نشانه پایین بودن سطح استفاده از ماشین در منطقه است. (Sanaei, 2002) در بررسی کمباین برداشت غلات گزارش می‌دهد که مدیریت نوین عملیات کشاورزی تحت عنوان کشاورزی دقیق بر پایه تخمینی از تغییرپذیری مکانی نیازهای درون مزرعه‌ای قرار گرفته که خود موجب اختلافات معنی داری در خصوصیات کمی و کیفی محصول فراهم می‌آورد.

غلات در زندگی بشر به عنوان اصلی‌ترین ماده غذایی نقشی بسیار اساسی دارند که یکی از مهم‌ترین مراحل تولید آن‌ها، برداشت محصول است. از این رو، هرگونه روشی که در بهینه‌سازی طراحی و کاربرد کمباین موجب صرفه جویی و ذخیره انرژی و نیز ارتقای آن گردد، مطلوب است (Baruah & Panesar, 2005).

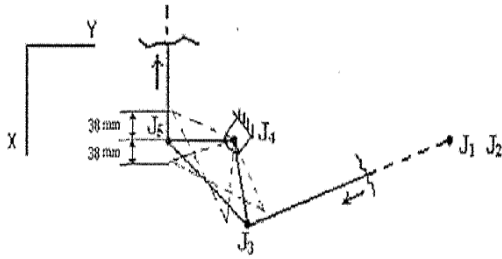
برداشت غلات در ایران عمدتاً توسط کمباین‌های ناکارآمد با ظرفیت کم انجام می‌شود. با این وضعیت، معمولاً عملیات برداشت با تلفات بالا همراه است. برآورد تلفات برداشت در سراسر کشور در حدود ۷۸ / ۷ درصد از کل محصول بوده است که از این مقدار، ۶۸ درصد افت محصول مربوط به دماغه است (Ebrahimi, Nik et al., 2009).

گندم در ایران مهم‌ترین محصول زراعی است و یک محصول استراتژیک به حساب می‌آید با توجه به اهمیت خودکفایی در تولید این ماده غذایی، تأمین گندم مورد نیاز کشور از طریق تولید داخلی اجتناب ناپذیر به نظر می‌رسد. خودکفایی در تولید گندم یکی از سیاست‌های مهم وزارت جهاد کشاورزی در طول سال‌های گذشته بوده است.

۲- مواد و روش‌ها

تحلیل مکانیزم دروگر کمباین جاندر ۹۵۵

شکل (۱)، تصویر مکانیزم دروگر کمباین جاندر ۹۵۵ و شکل (۲) شماتیک این مکانیزم را در لحظه شروع برش نشان می‌دهد. همان‌طور که از تصویر مکانیزم مشاهده می‌شود این مکانیزم از قسمت‌های اصلی محور ورودی، لنگی، چلاق دست، اهرم لولایی، اتصال‌های سیبکی و تیغه برش تشکیل شده است و طرز کار آن به این ترتیب است که ابتدا لنگی توسط محور ورودی دوران می‌کند و از آنجاکه چلاق دست توسط مفصل دل به محور خارج از مرکز لنگی متصل است، از محل مفصلش حول محور ورودی دوران می‌کند و سپس این حرکت دورانی توسط بازوی چلاق دست و اهرم لولایی به حرکت رفت و برگشتی تیغه تبدیل می‌شود لازم به توضیح است که چلاق دست و تیغه برش توسط اتصال-های سیبکی به اهرم لولایی متصل می‌شوند و این اتصال‌های سیبکی



شکل ۴- موقعیت عضو چهارم در رابطه با دایره لنگ (لحظه شروع برش)

Figure 4- Position of the fourth member in relation to the crank circle (moment of cutting start)

بنابراین عمل برش در کمباین جاندر ۹۵۵ زمانی شروع می شود که مطابق شکل (۳) زاویه لنگ با محور y ۹۰ درجه بوده و مطابق شکل (۲) سه مفصل J_1 , J_4 , J_5 در یک امتداد قرار گیرند. ضمناً تحلیل مکانیزم دروگر کمباین در لحظه شروع برش و در موقعیت شکل های مذکور انجام می گیرد. ابعاد و داده های مکانیزم:

مقادیر به دست آمده طبق داده های کاتالوگ کمباین جاندر ۹۵۵ و اندازه گیری هایی به عمل آمده روی دستگاه مطابق جدول (۱) است.

جدول ۱- ابعاد و مقادیر مورد نیاز مکانیزم دروگر کمباین جاندر ۹۵۵

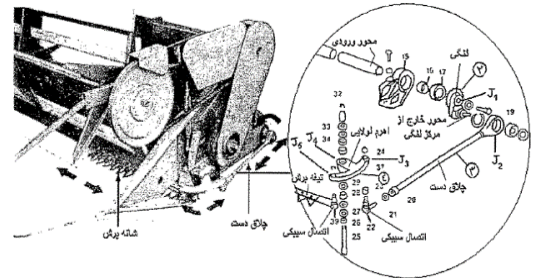
Table 1- Dimensions and values required John deere 955 combine harvester mechanism

$n_2 = 510rpm$	$425cm =$ عرض برش
	cutting width= 425cm
$J_1J_2 = 33mm$	$J_3J_5 = 260mm$
$J_2A = 754mm$	$J_5B = 36mm$
$J_3J_4 = 159mm$	$J_3A = 40mm$
$J_4J_5 = 206mm$	$J_1J_4 = 740mm$

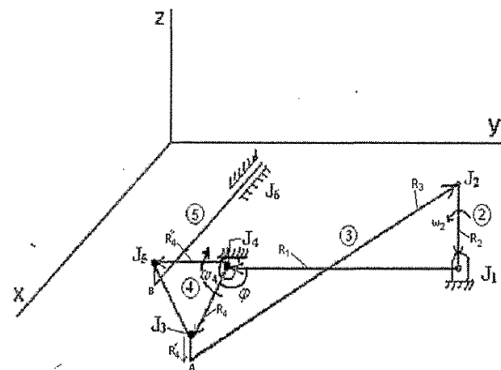
تحلیل مکانیزم دروگر کمباین کلاس s68

شکل (۵)، تصویر مکانیزم دروگر کمباین کلاس s68 را نشان می دهد. همان طور که از تصویر مکانیزم مشاهده می شود این مکانیزم از قسمت های اصلی محور لغزشی، بلبرینگ، محفظه بلبرینگ، دوشاخه نوسان کننده و تیغه برش تشکیل شده است و طرز کار آن به این ترتیب است که محور لغزشی توسط پولی متصل به آن دوران داده می شود و از آنجا که در وسط محور لغزشی یک برجستگی زاویه دار با آن ایجاد شده است. با دوران محور لغزشی، زاویه بین آن و محفظه بلبرینگ که توسط دو پین به دوشاخه نوسان کننده متصل شده است تغییر می کند و در نتیجه زاویه محفظه بلبرینگ نسبت به محور لغزشی، دوشاخه حول محورش نوسان می کند؛ و در نهایت نو سان محور دو شاخه (محور خروجی) توسط اهرم لولایی به حرکت رفت و برگشت تیغه تبدیل می شود. لازم به توضیح است که محفظه

با چلاق دست و تیغه برش یکپارچه شده اند ولی با اهرم لولایی اتصال مفصلی دارند. بنا به بررسی انجام شده اعضاء (۲)، (۳) و (۴) مکانیزم دروگر کمباین بدون سیبک های مربوط در داخل ساخته می شوند که با اندکی تلاش می توان صد در صد این مکانیزم را در داخل کشور تولید نمود.



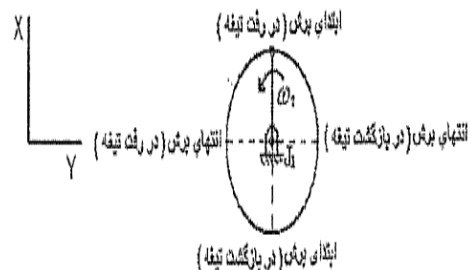
شکل ۱- تصویر مکانیزم دروگر کمباین جاندر ۹۵۵
Figure 1- Picture of John Deere 955 combine harvester mechanism



شکل ۲- شماتیک مکانیزم دروگر کمباین جاندر ۹۵۵ (لحظه شروع برش)

Figure 2- Schematic of John deere 955 combine harvester mechanism (cutting start moment)

شکل (۳) موقعیت عضو (۲) را در لحظه شروع برش در روی دایره حرکت آن که دایره لنگ نام دارد نشان می دهد. همچنین عضو (۴) در رابطه با دایره لنگ در لحظه شروع برش موقعیت شکل (۴) را دارد.



شکل ۳- مختصات دایره لنگ
Figure 3. Coordinates of the crank circle

Outer diameter of the bearing protector=132mm	
100mm= قطر خارجی محافظ	
4250mm= طول تیغه برش	بلبرینگ
Outer diameter of the bearing protector=100mm	
OR=238mm	$OJ_3 = OJ_4 = 85mm$
0.0023rad= مقدار مجاز پیچش	
لغزشی (ورودی)	$OJ_1 = OJ_2 = 120mm$
Permissible amount of sliding torsion (input)=0.0023rad	
193mm= طول محور لغزشی	
(ورودی)	$J_1J_2 = 240mm$
Sliding axis length (input)=193mm	
0.0023rad= مقدار مجاز پیچش	
لغزشی خروجی	
Permissible amount of output sliding torsion=0.0023rad	
6.1mm= دوران محور لغزشی	
a= slip axis rotation =6.1mm	
155mm= طول محور خروجی	

پارامترهای مرتبط با شانه برش کمباین

تعداد دور یا ضربه در دقیقه

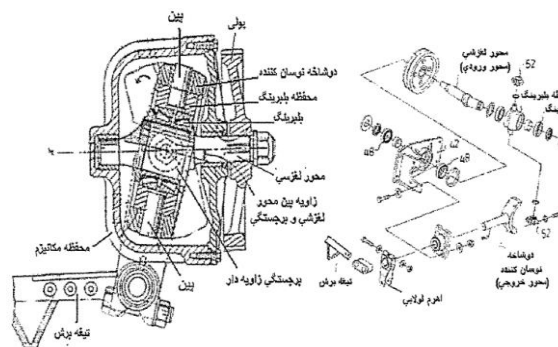
شانه برش کمباین (شکل ۷) یکی از قسمت‌های مهم واحد جمع‌آوری و برش است زیرا عمل بریدن محصول توسط این قسمت انجام می‌شود. تیغه در شانه برش کمباین‌های مختلف بین ۸۰۰ تا ۱۱۰۰ ضربه در دقیقه می‌زند.

عمل برش با حرکت تیغه در بین دوشاخه انجام می‌شود که هر بار برش توسط تیغه ضربه نامیده می‌شود.

با هر دور چرخش کامل لنگی تیغه یک‌بار در دوشاخه جابه‌جا می‌شود و دو ضربه به محصول می‌زند. با سنجش دور لنگی به راحتی می‌توانیم تعداد ضربه در دقیقه را محاسبه نماییم برای سنجش دور از تاکومتر استفاده می‌کنیم. با تاکومتر دور لنگی کمباین جاندر ۹۵۵ را اندازه گرفته شد ۵۰۰ دور در دقیقه پس تعداد کل ضربه می‌شود $500 \times 2 = 1000 \text{ rpm}$.

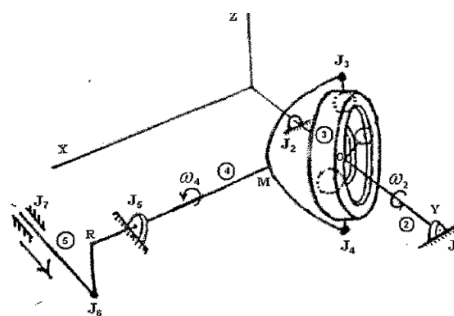
تیغه‌اره ۱۰۰۰ بار در شانه برش جابه‌جا می‌شود. ۵۰۰ بار رفت ۵۰۰ بار برگشت.

بلبرینگ بر روی برجستگی زاویه‌دار محور لغزشی سوار شده است و وجود بلبرینگ مابین محفظه و برجستگی باعث تسهیل حرکت محور لغزشی در داخل محفظه می‌شود. مکانیزم دروگر کمباین جاندر ۹۵۵ لنگی بود لیکن این مکانیزم اصطلاحاً بادامکی نامیده می‌شود. شکل (۶) شماتیک مکانیزم دروگر کمباین کلاس s68 را نشان می‌دهد.



شکل ۵- تصویر مکانیزم دروگر کمباین کلاس s68

Figure 5- Picture of s68 class combine harvester mechanism



شکل ۶- شماتیک مکانیزم دروگر کمباین کلاس s68

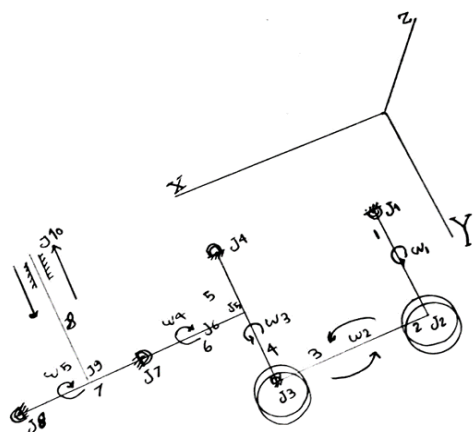
Figure 6- Schematic of s68 class combine harvester mechanism

ابعاد و داده‌های مکانیزم

مقادیر به‌دست‌آمده طبق داده‌های کاتالوگ کمباین کلاس s68 و اندازه‌گیری‌های به‌عمل‌آمده روی این دستگاه مطابق (۲) است.

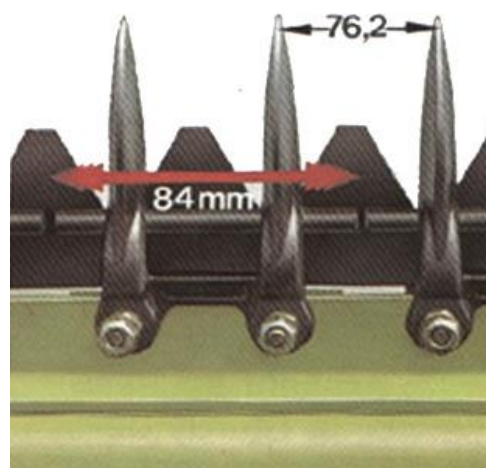
جدول ۲- ابعاد و مقادیر موردنیاز مکانیزم دروگر کمباین کلاس s68

Table 2 - Dimensions and values required for s68 class combine harvester mechanism	
542Rpm= دوران محور لغزشی	100mm= قطر خارجی بلبرینگ
Sliding axis rotation $n_2=542\text{Rpm}$	Diameter outer of the bearing (DOB)= 100mm
15=زاویه بین محور لغزشی و برجستگی آن	65mm= قطر داخلی بلبرینگ
The angle between the sliding axis and its protrusion=15	Diameter inside of the bearing (DIB)=65mm
132mm= قطر خارجی محافظ بلبرینگ	$RJ_6 = 144m$



شکل ۹- شماتیک مکانیزم گیربکس مکانیکی

Figure 9- Schematic of mechanical gearbox mechanism



شکل ۷- شانه برش

Figure 7- cutter bar

اجزاء اصلی دستگاه انتقال توان به شانه برش کمباین

اجزاء اصلی با توجه به شکل (۲-۸) عبارت‌اند از:

- ۱- شاسی گیربکس
- ۲- شاسی میل‌لنگ
- ۳- میل‌لنگ
- ۴- پولی گردنده
- ۵- پولی نیرو گیرنده
- ۶- بوش رابط
- ۷- بلبرینگ‌ها و یاتاقان‌ها
- ۸- رابط اره
- ۹- شاتون
- ۱۰- گیربکس

شاسی گیربکس

مطابق شکل (۱۰)، شاسی گیربکس شامل یک ورق ۱۰ میلی‌متر با طول ۲۰ سانتی‌متر و عرض ۱۵ سانتی‌متر که یک ورق ۱۰ میلی‌متر با طول ۲۰ سانتی‌متر و عرض ۲۰ سانتی‌متر به صورت عمود بر آن جوش داده شده است ورق اولی محل قرارگیری گیربکس است که چهار سوراخ ۱۲ میلی‌متر مطابق با سوراخ‌های گیربکس زده شده است.

ورق دومی محل اتصال شاسی به بغل شاسی واحد برش کمباین است که ۴ سوراخ ۱۲ میلی‌متری مطابق با بغل شاسی واحد برش زده شده است. برای استحکام محل اتصال دو ورق از دوپایه گونیا شکل در دو طرف استفاده شده است.

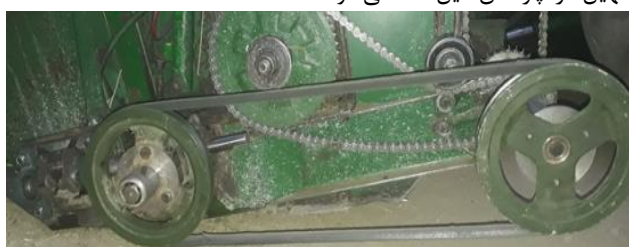
تطابق تیغه و دوشاخه

برای اینکه عمل برش به درستی انجام شود باید بین تیغه و دوشاخه تطابق برقرار باشد زیرا لبه دوشاخه و تیغه هرکدام یک کام قیچی است که باهم شکل قیچی تکمیل می‌شود؛ یعنی با هر بار رفت یا برگشت تیغه، زبانه، دوشاخه در مرکز تیغه قرار بگیرد.

تحلیل مکانیزم گیربکس مکانیکی

شکل (۸) تصویر مکانیزم گیربکس مکانیکی و شکل (۹) شماتیک مکانیزم گیربکس مکانیکی را نشان می‌دهد.

همان‌طور که از تصویر مکانیزم مشاهده می‌شود این مکانیزم از قسمت‌های اصلی پولی انتقال نیرو، پولی نیرو گیرنده، گیربکس ۹۰ درجه، بلبرینگ، میل‌لنگ، شاتون، رابط اره و تیغه برش تشکیل شده است؛ و طرز کار آن به این ترتیب است که پولی انتقال که به شافت پشت پلاتفورم متصل است به چرخش درمی‌آید و نیروی دورانی را توسط تسمه به پولی سر گیربکس منتقل می‌کند با چرخش پولی سر گیربکس نیرو به گیربکس منتقل شده و از محور خروجی آن به میل‌لنگ منتقل می‌شود و باعث چرخش میل‌لنگ شده و نیرو توسط شاتون به حرکت رفت و برگشت تیغه‌اره تبدیل می‌شود. لازم به توضیح است که وجود بلبرینگ برای اتصال میل‌لنگ به شاسی پلاتفورم باعث تسهیل در چرخش میل‌لنگ می‌شود.



شکل ۸- تصویر مکانیزم گیربکس مکانیکی

Figure 8- Image of mechanical gearbox mechanism

پولی انتقال نیرو (گردنده)

برای ساخت آن از یک پولی تخلیه کمباین با شیار V شکل استفاده شده است و سه سوراخ ۱۰ میلی متر برای سوار کردن توپی جدید ایجاد شده است. برای سوار کردن آن از یک توپی که از لوله ۲۵ سانتیمتر و یک پولکی به قطر هفت سانتیمتر و یک چرخ دنده که در انتهای توپی جوش خورده استفاده شده است (شکل ۱۳).



شکل ۱۳- پولی انتقال نیرو

Figure 13- Power transmission money

وظیفه پولی، انتقال نیرو به پولی سر گیربکس و همچنین انتقال نیرو از چرخ دنده انتهای آن به مارپیچ هلیس است.

پولی گیربکس (نیرو گیرنده)

برای ساخت آن از یک پولی تخلیه کمباین با شیار V شکل استفاده شده است که با عمل تراشکاری توپی آن جدا و بالانس شده است و سه سوراخ ۱۰ میلی متر برای سوار کردن توپی جدید ایجاد شده است (شکل ۱۴).

برای سوار کردن آن از یک توپی و پولکی که داخل توپی شش شیار ایجاد شده استفاده شده است.



شکل ۱۴- پولی گیربکس

Figure 14- Gearbox pulley

وظیفه پولی گیربکس انتقال نیرو از پولی گردنده به گیربکس و به چرخش درآوردن آن است.



شکل ۱۰- شاسی گیربکس

Figure 10 - Chassis catcher

شاسی میل لنگ

شاسی میل لنگ از یک قاب مربع به شکل به طول ۲۰ سانتیمتر و عرض ۲۰ سانتیمتر با ضخامت ۱۰ میلی متر ساخته شده است که چهار سوراخ ۱۲ میلی متر بر اساس توپی بلبرینگها و محل اتصال آن به هد کمباین زده شده است (شکل ۱۱).



شکل ۱۱- شاسی میل لنگ

Figure 11- Crankshaft chassis

میل لنگ

برای ساخت میل لنگ از دو عدد شافت ۲۵ میلی متر به طول ۱۵ سانتیمتر و یک عدد شافت ۲۰ سانتیمتر به طول ۸ سانتیمتر استفاده شده است و برای کناره های میل لنگ از دو عدد چهار پهلوی ۲*۴ سانتی متر استفاده شده است.

وظیفه میل لنگ انتقال نیروی رفت و برگشت به شانه برش یا همان تیغه اهر است میل لنگ ساخته شده توسط دو عدد بلبرینگ ۲۵mm که به روی توپی سوار شده است به پایه متصل می شود که امکان چرخش میل لنگ را فراهم می سازد (شکل ۱۲).



شکل ۱۲- میل لنگ

Figure 12 - Crankshaft

بوش رابط

برای اتصال میل‌لنگ به گیربکس از یک بوش که از یک شافت ۵۰ میلی‌متر به طول هشت سانتیمتر ساخته شده استفاده شده است که داخل بوش یک شیار هشت میلی‌متر در قسمت طول بوش ایجاد شده است (شکل ۱۵).



شکل ۱۵- بوش رابط

Figure 15- Interface liner

بلبرینگ‌ها و یاتاقان‌ها

برای اتصال میل‌لنگ به شاسی از دو عدد بلبرینگ ۲۵ میلی‌متر با کفشک چدنی گریس‌خوردار استفاده شده است (شکل ۱۶).



شکل ۱۶- بلبرینگ‌ها و یاتاقان‌ها

Figure 16 - Bearings

رابط اهر

برای ساخت رابط اهر از یک ورق ۱۰ میلی‌متر به طول ۳۵ سانتیمتر و عرض چهار سانتیمتر استفاده شده است که به روی آن سوراخ‌های قرارگیری تیغه‌اره ایجاد شده است و در ابتدای رابط در دو طرف ورق هشت میلی‌متر که سوراخ ۲۰ میلی‌متر در وسط آن‌ها وجود دارد جوش داده شده است (شکل ۱۷).



شکل ۱۷- رابط اهر

Figure 17- Saw interface

وظیفه رابط اهر اتصال شاتون به شاسی اهر است.

شاتون

برای ساخت شاتون از دو عدد توپی چدنی انگشتی مارپیچ کلاس مدیون ۳۱۰ با طول ۳۵ و عرض ۳۵ میلی‌متر استفاده شده است (شکل ۱۸).



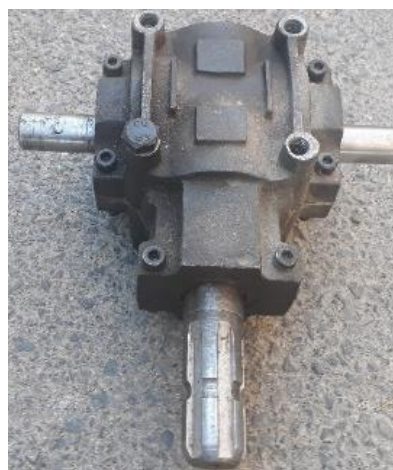
شکل ۱۸- شاتون

Figure 18 - connecting rod

داخل توپی توسط عملیات تراشکاری برای جایگذاری دو عدد بلبرینگ ۲۰ میلی‌متر پرداخت و تراشکاری شده است.

گیربکس

برای انتقال توان و تبدیل نیروی 90° به 180° از شافت پشت پلت فرم به میل‌لنگ از یک عدد گیربکس چدنی ۱.۲۵*۱ دور 90° با قدرت ۸۰hp کودپاش سانتیفریوژ استفاده شده است (شکل ۱۹).



شکل ۱۹- گیربکس

Figure 19- Gearbox

۳- نتایج و بحث

در بررسی قسمت‌های مختلف دستگاه نتایج زیر حاصل گردید.

بهترین عملکرد شانه برش

بهترین عملکرد شانه برش زمانی حاصل می‌شود که بتوان از دوره‌های مختلف برای برداشت محصول استفاده کرد. مثلاً برای برداشت محصول خشک از دور کم و محصول تر از دور زیاد استفاده کرد که



شکل ۲۳- اتصال میل‌لنگ به شاسی

Figure 23- Connecting the clamp to the chassis

شاتون با دو مفصل متحرک

برای اتصال میل‌لنگ به شاسی از شاتون با دو مفصل متحرک استفاده شد که با این روش از جابجایی افقی و عمودی شاسی اهر جلوگیری شد (شکل ۲۴).



شکل ۲۴- شاتون با دو مفصل متحرک

Figure 24 - connecting rod with two moving seasons

نتایج ارزیابی مزرعه‌ای

مطابق شکل ۲۵ پس از اتمام مراحل طراحی، ساخت و تست‌های اولیه دستگاه بر روی همد کمباین جان‌دیر ۹۵۵ نصب شد و تحت شرایط واقعی مورد بررسی و ارزیابی مزرعه‌ای قرار گرفت. نتایج به‌دست‌آمده از ارزیابی کاملاً رضایت‌بخش بود و دستگاه عملکرد مناسبی نشان داد.



شکل ۲۵- ارزیابی دستگاه

Figure 25 - Evaluation of the device

برای اندازه‌گیری و مقایسه تنش و ارتعاش وارد شده به صندلی راننده در دو روش چلاق دست و گیربکس مکانیکی از دستگاه

این کار تأثیر زیادی در کاهش ریزش محصول دارد برای این کار از پولی جهت انتقال نیرو استفاده شد که با تغییر قطر پولی دور شانه برش تغییر می‌کند (شکل ۲۰).



شکل ۲۰- عملکرد شانه برش

Figure 20 - Cutting shoulder function

انتخاب جنس و نوع گیربکس

برای انتقال نیرو از شافت پشت پلت فرم به میل‌لنگ از گیربکس ۹۰° چدنی با چرخش ساعت‌گرد استفاده شد که بهترین عملکرد شانه برش در چرخش ساعت‌گرد حاصل گردید (شکل ۲۱).



شکل ۲۱- نوع گیربکس

Figure 21- Type of gearbox

اتصال گیربکس به میل‌لنگ

برای ارتباط بین گیربکس و میل‌لنگ از بوش استفاده شد که این روش نصب و راه‌اندازی را آسان‌تر می‌کند (شکل ۲۲).



شکل ۲۲- اتصال گیربکس به میل‌لنگ

Figure 22- Connecting the gearbox to the crankshaft

اتصال میل‌لنگ به شاسی

برای اتصال میل‌لنگ به شاسی و چرخش آن از بلبرینگ با یاتاقان چدنی استفاده شد که این امر امکان چرخش با دور بالا را فراهم می‌کند و همچنین با گریس کاری بلبرینگ‌ها استهلاک دستگاه پایین می‌آید که این روش بسیار مطلوب و رضایت‌بخش بود (شکل ۲۳).

آسایش راننده هنگام کار با سیستم چلاق دست در حالت فوق العاده ناراحت است.

جدول ۴- توصیف واکنش انسان در مقابل ارتعاش وارده بر او

Table 4 - Description of human reaction to vibration

توصیف واکنش انسان Describe the human reaction	مجموع ریشه میانگین مربع های شتاب (m/s ²) Total root of average squares of acceleration (m / s ²)
راحت Comfortable	>0.315
کمی ناراحت A little upset	.63-0.3150
تقریباً ناراحت Almost upset	1-0.5
ناراحت upset	1.6-0.8
خیلی ناراحت Very sad	2.25-1.5
فوق العاده ناراحت Extremely upset	<2

ارتعاش کامل و جزئی بدن که از مواجهه صندلی کمباین ایجاد می گردد باعث کاش سلامتی مانند اختلال در سیستم عصبی، ایجاد درد مفاصل، آسیب ستون فقرات و سایر ضایعات در بدن می شود. برای اندازه گیری و مقایسه صدای کمباین جاندر ۹۵۵ که مشخصات آن در جدول ۵ آمده است، در شرایط واقعی کاری در دو روش چلاق دست و گیربکس مکانیکی ضبط و اندازه گیری شد.

جدول ۵- مشخصات فنی کمباین جاندر مدل ۹۵۵

Table 5- Technical specifications of John Deere combine model 955

مدل model	نوع موتور	تعداد سیلندر	عرض برش (m)	ظرفیت مخزن غله (lit)	توان (hp)
Type of engine	Number of cylinder	Cutting width (m)	Capacity (lit)	Power (hp)	
955	دیزل	6	4.25	2710	110

Diesel

عامل مورد بررسی و تأثیرگذار در این پژوهش شامل دور موتور (در سطح ۲۲۰۰ دور بر دقیقه)، مکانیزم جدید شانه برش و مقایسه آن با مکانیزم چلاق دست و موقعیت دستگاه صوت سنج در موقعیت گوش راننده بودند که در مجموع ۲ آزمایش انجام گرفت. جهت انجام آزمون کمباین حین کار، بدون بار مورد استفاده قرار گرفت. برای اندازه گیری صدای کمباین در موقعیت گوش راننده میکروفن فاصله ۱۰ سانتی-متری از گوش چپ راننده قرار گرفت. برای اندازه گیری سروصدای

Vibration meter مدل VB-8203 ساخت شرکت لوترون استفاده شد. به این صورت که شتاب سنج به صندلی راننده متصل شد و ابتدا کمباین توسط سیستم چلاق دست راه اندازی شد و عملیات برداشت را در مزرعه انجام داد و میزان تنش و ارتعاش در این روش اندازه گرفته شد سپس سیستم گیربکس مکانیکی روی پلاتفورم نصب و راه اندازی شد و کمباین عملیات برداشت را انجام داد و میزان تنش و ارتعاش در این روش هم اندازه گیری شد.

با نتایج به دست آمده از آزمایش مطابق جدول ۳ مشاهده می شود که با استفاده از سیستم گیربکس مکانیکی میزان ارتعاش کاهش یافته است.

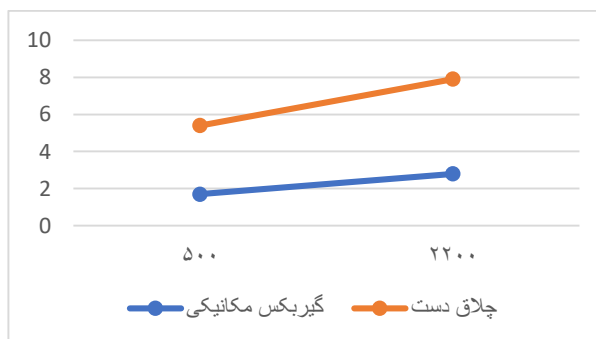
جدول ۳- میانگین داده های شتاب ارتعاشی در دورها و موقعیت های

مختلف بر حسب m/s²

Table 3 - Mean vibrational acceleration data in different cycles and situations in terms of m / s²

موقعیت دستگاه Device position	دور موتور (rpm)	سیستم چلاق دست Hand lashing system	سیستم گیربکس مکانیکی Mechanical gearbox system
در حال سکون Still	2200	2.8	1.7
در حال برداشت Harvesting	2200	5.1	3.7

شکل ۲۶- مقادیر شتاب ارتعاشی در راستای عمودی وارد بر صندلی کمباین جاندر ۹۵۵ در شرایط آزمایشی مختلف همراه با ضرایب همبستگی را نشان می دهد. همان طور که از شکل پیداست بیشترین و کمترین شتاب ارتعاشی در شرایط مذکور به ترتیب مربوط به سیستم چلاق دست در حال برداشت و سیستم گیربکس مکانیکی در حال ساکن است. میزان ارتعاش وارده بر صندلی کمباین در شرایط کار در مزرعه در سیستم گیربکس مکانیکی نسبت به چلاق دست ۳۸٪ کاهش داشته است.



شکل ۲۶- تغییرات شتاب ارتعاش

Figure 26 - Vibration acceleration changes

با مقایسه مقادیر میانگین شتاب ارتعاشی به دست آمده با استانداردهای بیان شده در ISO2631 که در جدول ۴ نشان داده شده است سطح

مطابق شکل ۲۷ روند کاهش فشار صدا با افزایش بسامد در نمودار قابل مشاهده است. حساسیت گوش انسان بستگی به فرکانس صوت دارد. این بدین معنی است که گوش انسان به بعضی از فرکانس‌ها حساسیت بیشتری دارد. بیشترین حساسیت گوش انسان در محدوده ۲۰۰۰ تا ۵۰۰۰ هرتز، به ویژه حدود ۴۰۰۰ هرتز است. نکته قابل توجه در این شکل این است که در گستره بسامدهای پایین (۵۰۰-۳۱,۵ هرتز) و متوسط (۲۰۰۰-۵۰۰ هرتز) تراز فشار صدا با نوسانات بیشتری همراه است. این در حالی است که در گستره بسامدهای بالا (۸۰۰۰-۲۰۰۰ هرتز) نوسانات کمتری دیده می‌شود. در مجموع با توجه به عدم حساسیت گوش انسان به بسامدهای پایین و متوسط، چنین نوساناتی در فشار صدا در بسامدهای مذکور عملاً قابل چشم‌پوشی است. با تحلیل دقیق اطلاعات به دست آمده مشاهده گردید که میزان آلودگی صوتی صدای ساطع شده در جایگاه راننده در روش گیربکس مکانیکی نسبت به چلاق دست پایین است لذا استفاده از این روش نسبت به چلاق دست ارجحیت دارد.

مزایای این طرح نسبت به چلاق دستی

- ۱- کاهش مصرف تیغه‌اره
- ۲- کاهش سایش شاسی دوشاخه اره و شاسی تیغه‌اره
- ۳- حذف شاتون اره
- ۴- حذف سببکهای بلند و کوتاه

کاهش مصرف تیغه‌اره

میزان مصرف تیغه‌اره نسبت به چلاق دست کمتر شده است به دلیل قابل تغییر بودن دور رفت و برگشت تیغه‌اره در طرح جدید میزان مصرف تیغه‌اره کاهش پیدا کرده است اما در طرح چلاق دست به دلیل محدودیت سرعت رفت و برگشت تیغه‌اره با کوچک‌ترین کندی تیغه‌اره عمل برش به خوبی انجام نمی‌شود لذا تیغه‌اره سریع‌تر تعویض می‌گردد.

۲-۷-۳- کاهش سایش شاسی دوشاخه اره و شاسی تیغه‌اره
در طرح جدید (شکل ۲۸) به دلیل حرکت خطی و مستقیم شاسی اره سایش در شاسی اره و شاسی دوشاخه اره پایین است که به دنبال آن میزان شکستگی در دندانه‌های تیغه‌اره و لبه بالای دوشاخه اره کاهش پیدا کرده است؛ اما در مقابل طرح چلاق دست به دلیل استفاده کردن از سهراهی اره، شاسی اره در ابتدای مسیر به صورت خطی حرکت نمی‌کند. در قسمت اول شانه برش با حرکت روبه‌داخل سهراهی، شاسی اره به دیواره شاسی دوشاخه اره فشار وارد می‌کند و باعث سایش این دو عضو می‌گردد و با حرکت رو به خارج سهراهی اره، شاسی اره به قسمت جلو و دوشاخه اره فشار وارد می‌کند و باعث سایش نوک تیغه‌اره و دوشاخه اره می‌شود که در اکثر موارد باعث ایجاد شکستگی در دندانه‌های تیغه‌اره و شکستن لبه بالای دوشاخه اره می‌شود. این کار

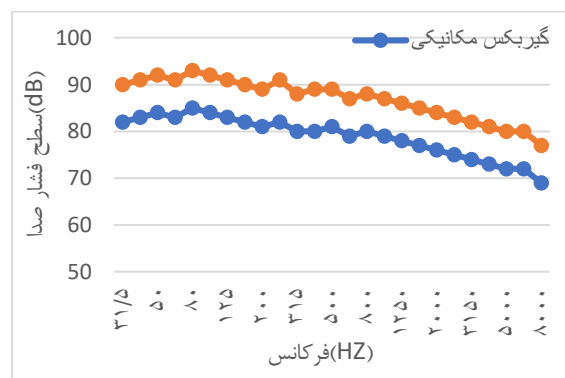
کمباین در این پژوهش از دستگاه صوت سنج مدل Lutron-SL4013 ساخت کشور تایوان با دقت 0.1db استفاده گردید. تنظیم فرکانس شبکه وزنی A و در زمان پاسخ کُند (S) انتخاب گردید پس از ۱۰ ثانیه کار یکنواخت که حالت پایدار ایجاد می‌گردد عملیات اندازه‌گیری انجام گرفت. ویژگی‌های مکان آزمون ماشین موردنظر بر اساس استانداردهای سازمان بین‌المللی استاندارد در نظر گرفته شد. برای ارزیابی صوت از شدت نوع (A) که حد استاندارد آن 85db برای هشت ساعت کار مفید در طول روز است استفاده گردید (جدول ۶).

جدول ۶- ساعات پیشنهادی در معرض آلودگی صوتی (NIOSH, 1998)

Table 6- Suggested hours exposed to noise pollution (NIOSH, 1998)

سطح صدا db(A) Sound level (A) db	97	94	91	88	85
ساعات پیشنهادی Suggested hours	0.5	1	2	4	8

میزان ساعات مجازی که می‌توان در معرض یک سطح صدای خاص قرار گرفت توسط سازمان بهداشت جهانی مشخص گردیده است. بر اساس این استانداردها با افزایش سطح صدا این زمان کاهش می‌یابد. با توجه به نتایج به دست آمده مشاهده می‌شود اختلاف معنی‌داری بین صدای ساطع شده از کمباین با استفاده از سیستم چلاق دست و گیربکس مکانیکی که توسط میکروفن نصب شده در فاصله ۱۰ سانتی-متری گوش راننده اندازه‌گیری شد وجود دارد.

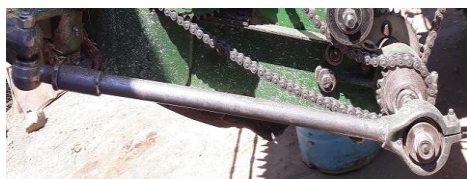


شکل ۲۷- طیف باند اکتاو تراز فشار صدای کمباین در سیستم چلاق

دست و گیربکس مکانیکی

Figure 27 - Octave band spectrum of combine noise pressure level in hand-lashing system and mechanical gearbox

جای بلبرینگ در داخل کفشک و روی شفت دنده لنگی می شود که هزینه های تعمیر و نگهداری را افزایش می دهد (شکل ۳۰).



شکل ۳۰- شاتون اره
Figure 30- Saw rod

حذف سیبک بلند و کوتاه

در طرح جدید سیبک ها حذف شده است اما در طرح چلاق دست از دو عدد سیبک بلند و کوتاه برای اتصال قطعات و همخوانی آنها استفاده شده است که در درازمدت با سایش این سیبک ها ارتعاش رو به بالا و رو به پایین در شاسی اره ایجاد می شود و همچنین باعث برهم خوردن تطابق تیغه اره و دوشاخه اره می شود که به دنبال آن میزان ریزش محصول بالا می رود و با ارتعاش رو به بالا و پایین شاسی اره تیغه ها به لبه بالا و پایین دوشاخه برخورد می کنند و باعث ایجاد شکستگی و خرابی در این دو قطعه می شوند. با زیاد شدن این ارتعاش گاه شاسی اره از محل خود خارج می شود و تیغه اره بر روی دوشاخه اره می افتد و باعث شکستگی نوک دوشاخه اره و خود تیغه اره می گردد و در مواردی باعث بریده شدن شاسی اره می شود (شکل ۳۱).

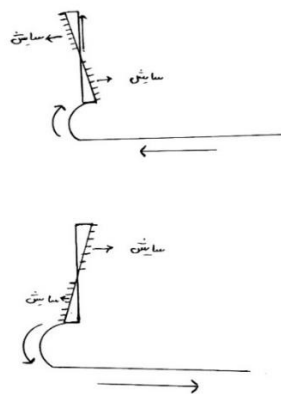


شکل ۳۱- سیبک کوتاه و بلند
Figure 31- Short and long tubers

مزایای این طرح نسبت به محور لغزشی

در طرح محور لغزشی همانند چلاق دست به دلیل حرکت قوسی رابط اره ارتعاش عرضی در شاسی اره مشاهده می شود که باعث سایش قطعات می گردد. این سایش نسبت به چلاق دست کمتر است اما در طرح جدید به دلیل حذف حرکت قوسی، شاسی اره در مسیر مستقیم و خطی حرکت می کند که ارتعاش عرضی در شاسی اره مشاهده نمی شود. در سیستم محور لغزشی از بلبرینگ های سوزنی در داخل آن استفاده شده است که با کوچک ترین برخورد با یک جسم سخت و یا گیر کردن محصول یا جسم سخت مابین تیغه اره و دوشاخه باعث شکستگی بلبرینگ سوزنی شده و تطابق تیغه اره را برهم می زند و باعث از بین رفتن کاسه نمند محور ورودی و نشت کردن واسکازین از این قسمت می شود. در داخل سیستم محور لغزشی از دو عدد پین و دو عدد بوش ففسری برای اتصال دوشاخه نوسان کننده و محفظه بلبرینگ

عمل برش را با مشکل مواجه می کند و باعث ایجاد ریزش در این ناحیه می شود و رانندگان به خاطر این مشکل نیم متر اولیه هد کمباین را در زمان برداشت خالی از محصول نگه می دارند و این کار باعث افزایش زمان برداشت و کاهش عملکرد کمباین می شود. همچنین به دلیل جابجایی عرضی و ارتعاش شاسی اره در ابتدای مسیر محل عبور شاسی اره در بدنه از دریچه با برش بزرگتری استفاده شده است که این از علل ریزش خوشه در هنگام برداشت در این ناحیه است (شکل ۲۹).



شکل ۲۸- حرکت قوسی سه راهی اره در سیستم چلاق دست

Figure 28- Three-way arch movement of the saw in the lame hand system



شکل ۲۹- دریچه رفت و برگشت شاسی اره
Figure 29 - Circular chassis of the saw chassis

حذف شاتون اره

در طرح جدید به دلیل حذف شاتون سه راهی اره، مشکل شکستگی آن برطرف شده است اما در طرح چلاق دست به دلیل استفاده از شاتون سه راهی اره که از لوله گاز به طول یک متر ساخته شده است. میزان شکستگی و خرابی این قطعه بالاست بدین صورت که برای همخوانی سیبک انتهای شاتون با ابتدای سه راهی رانندگان و تعمیرکنندگان مجبور می شوند با ضربه چکش قوسی در شاتون اره ایجاد کنند که این عمل استقامت و استحکام شاتون را پایین می آورد و باعث می شود در برداشت محصول پرپشت و رطوبت بالا و همچنین با علف هرز بالا این قطعه سریع تر شکسته شود. در صورتی که این عمل را انجام ندهند به دلیل ناهمخوانی و فشار روبه داخل به بلبرینگ و کفشک انتهای شاتون وارد شده و باعث می شود سیبک کوچک و بلبرینگ و کفشک سریع تر خراب شود و گاه باعث شکستگی در کفشک و همچنین خراب شدن

نصب کرد. کلیه قطعات استفاده شده در این طرح ساخت داخل بوده و هزینه های اولیه اجرای طرح و همچنین هزینه تعمیر و نگهداری آن را در درازمدت پایین می آورد و در جنبه دیگر از خروج ارز جلوگیری می کند. با توجه به بررسی های انجام شده میزان استهلاک این طرح به دلیل سادگی و جدید بودن و استفاده از بلبرینگ با قابلیت گریس کاری نسبت به طرح های قبلی پایین است. میزان تنش و سروصدای ایجاد شده توسط شانه برش با استفاده از این طرح پایین می آید و از خرابی و ایجاد شکستگی در بدنه و قطعات کاسته می شود. با استفاده از این طرح سروصدا و تنش ایجاد شده توسط شانه برش در محل استقرار اپراتور کاسته می شود که این کار از خستگی اپراتور می کاهد. در این مکانیزم به دلیل چرخش ۳۶۰ میل لنگ و حرکت مستقیم رابط اهر، سایش شاسی اهر و شاسی دوشاخه اهر از کناره ها کم و می توان گفت صفر است؛ اما در مقابل مکانیزم های لنگی دار و محور لغزشی به دلیل حرکت نیم دایره یا قوسی رابط اهر، سایش در ابتدای شاسی اهر و شاسی دوشاخه اهر مشاهده می شود که در بلندمدت هزینه تعمیر قطعات بالا می رود. در روش لنگی دار و محور لغزشی به دلیل استفاده از سیبک برای اتصالات با بالا رفتن عمر قطعات خلاصی در سیبک ها مشاهده می شود؛ که این عامل باعث به هم زدن تطابق و همچنین ایجاد ضربه در شانه برش می شود که با زیاد شدن میزان خلاصی بریدن شاسی اهر را به دنبال دارد؛ اما در مکانیزم جدید به دلیل حذف کردن سیبک ها این مشکل برطرف شده است. از مزایای مهم این طرح می توان به قابلیت استفاده از دوره های مختلف تیغه برای برداشت محصول اشاره کرد؛ که این تغییر دور میزان ریزش را کم می کند همچنین از هزینه های اضافی برای تعویض تیغه های نیمه کند شده می کاهد. با استفاده از این مکانیزم از تنش های عرضی ایجاد شده در هد برداشت کاسته می شود که این امر در کمباین جاندر ۹۵۵ کاملاً مشهود بود.

۵- منابع

- Agricultural Statistics. (2013). *Ministry of Jihad Agriculture Publications*, Volume 2, Page 81.
- Anon. (2015). *Statistics of Agriculture in 2014-2015*. Ministry of Jhad-e-Agriculture. Tehran, Iran. (in Persian).
- Behrooz Lar, M. (2003). *Agricultural Machinery Design*. Textbook of the Faculty of Agriculture, University of Tehran.
- Behrooz Lar, M. (2003). *Management of tractors and agricultural machines*, University of Tehran Press.
- Behrooz Lar, M. (2008). *Principles of Agricultural Machinery Design*. Islamic Azad University Publications.
- Clarke, L. J. (1997). *Agricultural mechanization strategy formulation. Concepts and mythology and*

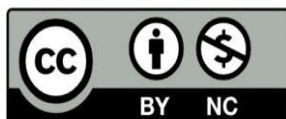
استفاده شده است که با ۵-۶ فصل کاری این بوش های فسفری و پین ها دچار سایش و خوردگی می شوند که باعث ایجاد خلاصی در حرکت رفت و برگشت شاسی اهر می شود و تطابق تیغه اهر و دوشاخه اهر را برهم می زند و باعث کاهش عملکرد کمباین و ریزش در سرعت های بالا و یا محصول پرپشت می شود. به خاطر زیاد شدن این خلاصی با افزایش سرعت برداشت شاسی اهر شکسته می شود به ناچار راننده مجبور است برای جلوگیری از شکستگی شاسی اهر سرعت برداشت و حرکت کمباین را کاهش دهد هزینه سرویس طرح محور لغزشی به دلیل وارداتی بودن قطعات بالاست به عنوان مثال گیرکس اهر کمباین کلاس مدیون ۳۱۰ باقیمت ۱۰۰ میلیون تومان وارد می شود. لازم به ذکر است قطعات محور لغزشی توسط برخی شرکت ها و تولیدکنندگان ساخته می شود ولی به دلیل بی کیفیت بودن کمباین داران حاضر به استفاده از این قطعات نیستند زیرا در کمتر از یک فصل کاری دچار سایش و شکستگی شده و از بین می رود و باعث افزایش هزینه تعمیر و نگهداری و کاهش عملکرد کمباین در برداشت محصول می شود.

۴- نتیجه گیری

با توجه به اهمیت کشت غلات و برداشت مکانیزه آن کمباین های مختلفی در داخل و خارج کشور جهت برداشت غلات به ویژه گندم ساخته و توسعه یافتند که از قطعات و روش های پیچیده در ساخت آن ها استفاده شده است. در نتیجه در این طرح اقدام به ساخت دستگاه منحصربه فردی جهت انتقال توان به شانه برش کمباین شد که قادر است دوره های مختلف را به شانه برش کمباین منتقل کند که ریزش محصول را در مرحله برداشت به حداقل برساند. همچنین میزان استهلاک را نیز کم کند و مشابه خارجی و داخلی ندارد می توان با صنعتی نمودن و تجاری سازی آن را بر روی مارک های مختلف کمباین *the role of the private sector and the government*. AGSST. FAO.

- ISO 2631-1, (1997). "Evaluation of human exposure to whole-body vibration.Int". Org. for Standardization.
- Jalilian Tabar, F. (2019). *Investigation and analysis of noise pollution of different tractors by statistical methods and artificial intelligence*, Master Thesis, Department of Agricultural Machinery Mechanics, Razi University, Kermanshah, Iran.
- Jazayeri, K. Tavakoli, T. Khoshtaghaza, M.H. (2006). *Determining the necessary power for canola planting to design a new combine head*. Journal of Agricultural Knowledge. 16 (2). P: 26.
- Mansoori Rad, D. (1998). *Agricultural Tractors and Machines*. Publications of Bu Ali Sina University of Hamadan.
- Modares Razavi, M. (1996). **Grain and other grain harvesting machines**. Imam Reza University Press, Mashhad.

- Mohseni, A. (1997). *Design and construction method of power transmission device to the harvesting platform in Jandir 955 combine by hydrostatic system*.
- Nave, W. R. Wait, J. J. et al. (1974). *Reducing soybean cutter bar losses with low pressure air-jets*. Trans. ASAE. 17(5):817-820.
- Saei, H. (1981). *Design and construction of a simple harvesting machine for cereals in Tehran Master's thesis*.
- Sheikhi, A.R. (2007). *Comparison of shoulder cutting actuator system of Jandier 955 and 1165 combine harvesters*.
- Szote, B. M. et al. (1995). *Necessary adaptation of combine for rape harvesting*. Zest. PPNR. 427:27-23.
- Tate, D. E. Nave, W. R. (1973). *Air conveyor header of soybean harvesting*. Trans. ASAE. 16(1):37-39.
- Taylor. (2003). *Biographical Dictionary of the History of Technology*. 864-865.
- The fourth book of Iranian agriculture. (2002). *Collection and follow-up of Iran Agricultural Group Tehran*.
- Zandineh, S. (2016). *Design, construction and evaluation of automatic grain control carousel speed control system*.



This is an open access article under the CC BY NC license (<https://creativecommons.org/licenses/by-nc/2.0/>)