

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

### 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 تیغه اره 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 دورهای مختلف از روش انتقال نیرو به کمک پولی و تسمه V شکل استفاده شد که با تغییر قطر پولی دورهای 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 امکانپذیر شد. با توجه به نتایج بدست آمده طرح جدید از نظر دور اره و تطابق تیغه اره قابل قبول بوده و برای جایگزینی با سیستم‌های قبل قابل توصیه است.

### کلمات کلیدی

کمباین‌غلات، هدگندم، شانه برش، تیغه اره

\*نویسنده مسئول

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

با وجود آنکه منابع اصلی تولید محصولات کشاورزی شامل آب و زمین در جهان ثابت است، جمعیت جهان به صورت روز افزون 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 (هرت، ۱۹۸۳ و موشر، ۱۹۷۱ و زمیل و ایگر، ۱۹۷۳). 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 (سالوخی، ۱۹۹۸).

بر اساس مطالعات نییان و علوی نایینی (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 (۲۰۱۵، Anon)، 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. کلارک (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 (۲۰۰۲، Minai & Alavi) معتقدند که وجود هر گونه 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 بهینه‌سازی 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. رسولی شربانی و همکاران (Rasooli-Sherbani et al., 2002) 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. سناعی (Sanaei, 2002) در بررسی کمباین برآشت غلات گزارش می‌دهد که مدیریت نوین عملیات کشاورزی تحت عنوان کشاورزی دقیق بر پایه تخمینی از تغییر پذیری مکانی نیازهای درون مزرعه ای 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 and Panesar, 2005).

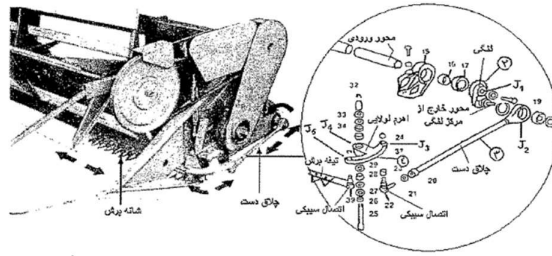
برداشت غلات در ایران عمدتاً توسط کمباین‌های ناکارآمد با ظرفیت کم انجام می‌شود. با این وضعیت، معمولاً عملیات برداشت با تلفات بالا همراه است. برآورد تلفات برداشت در سراسر کشور در حدود ۷/۷۸ درصد از کل محصول بوده است که از این مقدار، ۶۸ درصد افت محصول مربوط به دماغه است (Ebrahimi Nik et al., ۲۰۰۹).

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 (کشاورز و همکاران، ۱۳۸۱).

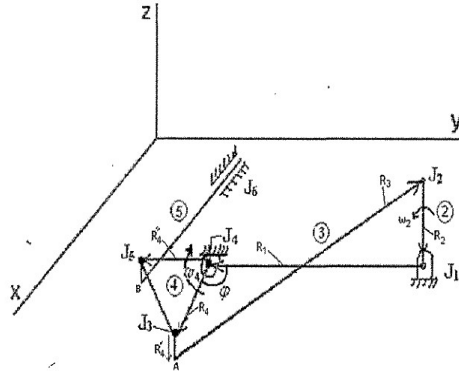
## مواد و روشها

### ۲-۱ - تحلیل مکانیزم دروگر کمباین جاندیر ۹۵۵

شکل (۲-۱)، تصویر مکانیزم دروگر کمباین جاندیر ۹۵۵ و شکل (۲-۲) 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 آنجا که چلاق دست توسط مفصل دل به محور خارج از مرکز لنگی متصل است، از محل مفصل اش 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 اتصال‌های سیبکی به اهرم لولایی متصل می‌شوند، و این اتصال‌های سیبکی 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 سیبکهای مربوط در داخل ساخته می‌شوند، که با اندکی تلاش می‌توان صد در صد این مکانیزم را در داخل کشور تولید نمود.

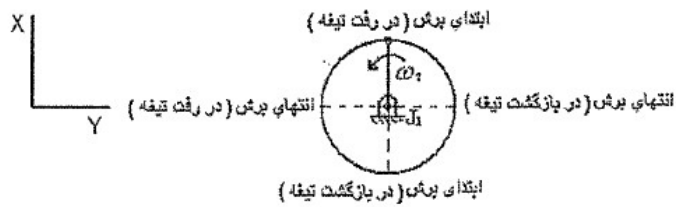


شکل ۱-۲- تصویر مکانیزم دروگر کمباین جان‌دیر ۹۵۵

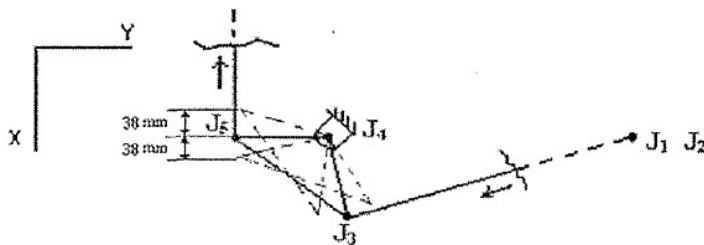


شکل ۲-۲- شماتیک مکانیزم دروگر کمباین جان‌دیر ۹۵۵ (لحظه شروع برش)

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



شکل ۳-۲- مختصات دایره لنگ



شکل ۴-۲- موقعیت عضو چهارم در رابطه با دایره لنگ (لحظه شروع برش)

بنابر این عمل برش در کمباین جاندر ۹۵۵ زمانی شروع می‌شود که مطابق شکل (۲-۳) زاویه لنگ با محور  $y$  ۹۰ درجه بوده و مطابق شکل (۲-۲) 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 شکل‌های مذکور انجام می‌گیرد.

ابعاد و داده‌های مکانیزم :

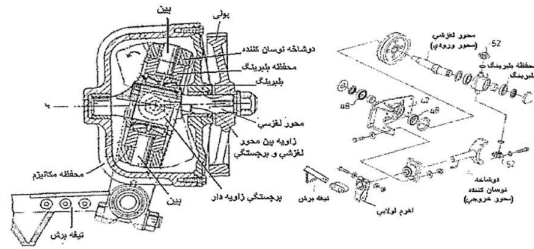
مقادیر بدست آمده طبق داده‌های کلتالوگ کمباین جلندیر ۹۵۵ و اندازه گیریهایی به عمل آمده روی دستگاه مطابق جدول (۱-۲) است .

جدول ۱-۲، ابعاد و مقادیر مورد نیاز مکانیزم دروگر کمباین جاندر ۹۵۵

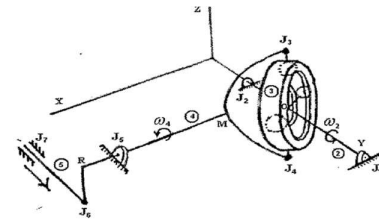
$n_2 = 510rpm$	عرض برش = 425cm
$J_1J_2 = 33mm$	$J_3J_5 = 260mm$
$J_2A = 754mm$	$J_5B = 36mm$
$J_3J_4 = 159mm$	$J_3A = 40mm$
$J_4J_5 = 206mm$	$J_1J_4 = 740mm$

۲-۲ - تحلیل مکانیزم دروگر کمباین کلاس s68

شکل (۲-۵)، تصویر مکانیزم دروگر کمباین کلاس s68 را نشان می‌دهد. همانطور که از تصویر مکانیزم مشاهده می‌شود این مکانیزم از قسمت‌های اصلی محور لغزشی، بلبرینگ، محفظه بلبرینگ، دو شاخه 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 می‌شود 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 دو شاخه نوسان کننده متصل شده است تغییر می‌کند و در نتیجه‌ی تغییر زاویه محفظه بلبرینگ نسبت به محور لغزشی، دو شاخه حول محورش نوسان می‌کند. و در نهایت نوسان محور دو شاخه (محور خروجی) توسط اهرم لولایی به حرکت رفت و برگشت تیغه تبدیل می‌شود. لازم به توضیح است که محفظه بلبرینگ بر روی برجستگی زاویه دار 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 (۲-۶) شماتیک مکانیزم دروگر کمباین کلاس s68 را نشان می‌دهد.



شکل ۲-۵- تصویر مکانیزم دروگر کمباین کلاس s68



شکل ۲-۶- شماتیک مکانیزم دروگر کمباین کلاس s68

#### ابعاد وداده های مکانیزم

مقادیر بدست آمده طبق داده های کاتالوگ کمباین کلاس s68 و لندازه گیریهای به عمل آمده روی این دستگاه مطابق (۳-۳) است.

جدول ۲-۲، ابعاد و مقادیر مورد نیاز مکانیزم دروگر کمباین کلاس s68

$n_2 = 542 \text{Rpm}$ = دوران محور لغزشی	Dob = قطر خارجی بلبرینگ = 100mm
$\theta = 15^\circ$ = زاویه بین محور لغزشی و برجستگی آن	Dib = قطر داخلی بلبرینگ = 65mm
محافظ بلبرینگ = قطر خارجی محافظ بلبرینگ = 132mm	$RJ_6 = 144m$
محافظ بلبرینگ = قطر خارجی محافظ بلبرینگ = 100mm	طول تیغه برش = 4250mm
OR = 238mm	$OJ_3 = OJ_4 = 85mm$
مقدار مجاز پیچش لغزشی (ورودی) = 0.0023rad	$OJ_1 = OJ_2 = 120mm$
طول محور لغزشی (ورودی) = 193mm	$J_1J_2 = 240mm$
مقدار مجاز پیچش لغزشی خروجی = 0.0023rad	طول محور خروجی = 155mm
دوران محور لغزشی = a = 6.1mm	

۳-۲ - پارامترهای مرتبط با شانه برش کمباین

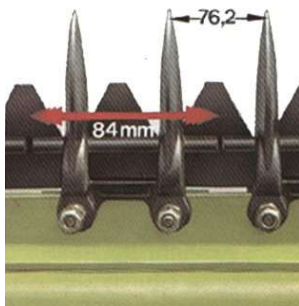
۲-۳-۱ - تعداد دور یا ضربه در دقیقه

شانه برش کمباین یکی از قسمت های مهم واحد جمع آوری و برش می باشد زیرا عمل بریدن محصول توسط این قسمت انجام می شود. تیغه در شانه برش کمباین های مختلف بین ۸۰۰ تا ۱۱۰۰ ضربه در دقیقه میزند.

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

با هر دور چرخش کامل لنگی تیغه یکبار در دوشاخه جا به جا می شود و دوضربه به محصول می زند. با سنجش دور لنگی به راحتی می توانیم تعداد ضربه در دقیقه را محاسبه نماییم برای سنجش دور از تاکومتر استفاده می کنیم. با تاکومتر دور لنگی کمباین جاندر ۹۵۵ را اندازه گرفته شد ۵۰۰ دور در دقیقه پس تعداد کل ضربه می شود  $500 \times 2 = 1000 \text{rpm}$ .

تیغه اره ۱۰۰۰ بار در شانه برش جا به جا می شود. ۵۰۰ بار رفت ۵۰۰ بار برگشت.



شکل ۲-۷- شانه برش

### ۲-۳-۲- 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 هر کدام یک کام قیچی می باشد که باهم شکل قیچی تکمیل می شود. یعنی با هر بار رفت یا برگشت تیغه، زبانه، دوشاخه در مرکز تیغه قرار بگیرد.

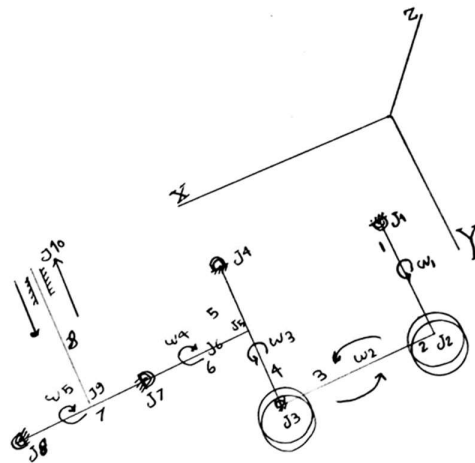
### ۲-۴- تحلیل مکانیزم گیربکس مکانیکی

شکل (۲-۸) تصویر مکانیزم گیربکس مکانیکی و شکل (۲-۹) شماتیک مکانیزم گیربکس مکانیکی را نشان می دهد.

همانطور که از تصویر مکانیزم مشاهده می شود این مکانیزم از قسمت های اصلی پولی انتقال نیرو، پولی نیرو گیرنده، گیربکس ۹۰ درجه، بلبرینگ، میل لنگ، 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 در می آید و نیروی دورانی را توسط تسمه به پولی سرگیربکس منتقل می کند با چرخش پولی سرگیربکس نیرو به گیربکس منتقل شده و از محور خروجی آن به میل لنگ منتقل می شود و باعث چرخش میل لنگ شده و نیرو توسط شاتون به حرکت رفت و برگشت تیغه اره تبدیل می شود. لازم به توضیح است که وجود بلبرینگ برای اتصال میل لنگ به شاسی پلاتفورم باعث تسهیل در چرخش میل لنگ می شود.



شکل ۲-۸- تصویر مکانیزم گیربکس مکانیکی



شکل ۲-۹- شماتیک مکانیزم گیربکس مکانیکی

۲-۵- اجزاء اصلی دستگاه انتقال توان به شانه برش کمباین  
اجزاء اصلی با توجه به شکل (۲-۸) عبارتند از:

- ۱- شاسی گیربکس
- ۲- شاسی میل لنگ
- ۳- میل لنگ
- ۴- پولی گردنده
- ۵- پولی نیرو گیرنده
- ۶- بوش رابط
- ۷- بلبرینگ ها و یاتاق ها
- ۸- رابط اره
- ۹- شانون
- ۱۰- گیربکس

۲-۵-۱- شاسی گیربکس

مطابق شکل (۲-۱۰)، 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 می باشد که ۴ سوراخ ۱۲ میلیمتری مطابق با بغل شاسی واحد برش زده شده است . برای استحکام محل اتصال دو ورق از دو پایه گونیا شکل در دو طرف استفاده شده است.



شکل ۲-۱۰- شاسی گیر بگس

#### ۲-۵-۲- شاسی میل لنگ

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



شکل ۲-۱۱- شاسی میل لنگ

#### ۲-۵-۳- میل لنگ

برای ساخت میل لنگ از دو عدد شافت ۲۵ میلیمتر 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 پهلو ۴\*۲ سانتیمتر استفاده شده است.

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



شکل ۲-۱۲- میل لنگ

### ۲-۵-۴- پولی انتقال نیرو (گردنده)

برای ساخت آن از یک پولی تخلیه کمباین با شیار V شکل استفاده شده است و سه سوراخ ۱۰ میلیمتر 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 ۷ سانتیمتر و یک چرخ دنده که در انتهای توپی جوش خورده استفاده شده است.



شکل ۲-۱۳- پولی انتقال نیرو

وظیفه پولی، انتقال نیرو به پولی سرگیربگس و همچنین انتقال نیرو از چرخ دنده انتهای آن به ماریج هلیس می باشد

### ۲-۵-۵- پولی گیربگس (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 میلیمتر برای سوار کردن توپی جدید ایجاد شده است.

برای سوار کردن آن از یک توپی و پولکی که داخل توپی ۶ شیار ایجاد شده استفاده شده است.



شکل ۲-۱۴- پولی گیربگس

وظیفه پولی گیربگس انتقال نیرو از پولی گردنده به گیربگس و به چرخش در آوردن آن است.

## ۲-۵-۶- بوش رابط

برای اتصال میل لنگ به گیربگس از یک بوش که از یک شافت ۵۰ میلیمتر به طول ۸ سانتیمتر ساخته شده استفاده شده است که داخل بوش یک شیار ۸ میلیمتر در قسمت طول بوش ایجاد شده است.



شکل ۲-۱۵- بوش رابط

## ۲-۵-۷- بلبرینگ ها و یاتاقان ها

برای اتصال میل لنگ به شاسی از دو عدد بلبرینگ ۲۵ میلیمتر با کفشک چدنی گریس خوردار استفاده شده است.



شکل ۲-۱۶- بلبرینگ ها و یاتاقان ها

## ۲-۵-۸- رابط اره

برای ساخت رابط اره از یک ورق ۱۰ میلیمتر به طول ۳۵ سانتیمتر و عرض ۴ سانتیمتر استفاده شده است که به روی آن سوراخهای قرارگیری تیغه اره ایجاد شده است و در ابتدای رابط در دو طرف ورق ۸ میلیمتر که سوراخ ۲۰ میلیمتر در وسط آنها وجود دارد جوش داده شده است.



شکل ۲-۱۷- رابط اره

وظیفه رابط اره اتصال شاتون به شاسی اره است.

۲-۵-۹- شاتون

برای ساخت شاتون از دو عدد تویی چدنی انگشتی مار پیچ کلاس مدیون ۳۱۰ با طول ۳۵ و عرض ۳۵ میلیمتر استفاده شده است .



شکل ۲-۱۸- شاتون

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

۲-۵-۱۰- گیربگس

برای انتقال توان و تبدیل نیروی  $90^\circ$  به  $180^\circ$  از شافت پشت پلت فرم به میل لنگ از یک عدد گیربگس چدنی  $1.25 * 1$  دور  $90^\circ$  با قدرت ۸۰hp کد پاش سانتریفیوژ استفاده شده است .



شکل ۲-۱۹- گیربگس

### تحلیل نتایج

در بررسی قسمت‌های مختلف دستگاه نتایج زیر حاصل گردید.

۳-۱- 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 این کار تاثیر زیادی در کاهش ریزش محصول دارد برای اینکار از پولی جهت انتقال نیرو استفاده شد که با تغییر قطر پولی دور شانه برش تغییر می‌کند.



شکل ۳-۱- عملکرد شانه برش

۳-۲- انتخاب جنس و نوع گیربکس

برای انتقال نیرو از شافت پشت پلت فرم به میل لنگ از گیربکس  $90^\circ$  چدنی با چرخش ساعت گرد استفاده شده که بهترین عملکرد شانه برش در چرخش ساعت گرد حاصل گردید.



شکل ۳-۲- نوع گیربکس

۳-۳-۱ اتصال گیربکس به میل لنگ

برای ارتباط بین گیربکس و میل لنگ از بوش استفاده شد که این روش نصب و راه اندازی را آسانتر می کند.



شکل ۳-۳-۱ اتصال گیربکس به میل لنگ

۳-۴- اتصال میل لنگ به شاسی

برای اتصال میل لنگ به شاسی و چرخش آن از بلبرینگ با یا تاقان چدنی استفاده شد که این امر امکان چرخش با دور بالا را فراهم می کند و همچنین با گریسکاری بلبرینگ ها استهلاک دستگاه پایین می آید که این روش بسیار مطلوب و رضایت بخش بود.



شکل ۳-۴- اتصال میل لنگ به شاسی

### ۳-۵- شاتون با دو مفصل متحرک

برای اتصال میل لنگ به شاسی اره از شاتون با دو مفصل متحرک استفاده شد که با این روش از جابجایی افقی و عمودی شاسی اره جلوگیری شد.



شکل ۳-۵- شاتون با دو مفصل متحرک

### ۳-۶- نتایج ارزیابی مزرعه ای

مطابق شکل ۳-۶ پس از اتمام مراحل طراحی، ساخت و تست‌های اولیه دستگاه بر روی هد کمباین جاندر ۹۵۵ نصب شد و تحت شرایط واقعی مورد بررسی و ارزیابی مزرعه ای قرار گرفت. نتایج به دست آمده از ارزیابی کاملاً رضایت بخش بود و دستگاه عملکرد مناسبی نشان داد.



شکل ۳-۶- ارزیابی دستگاه

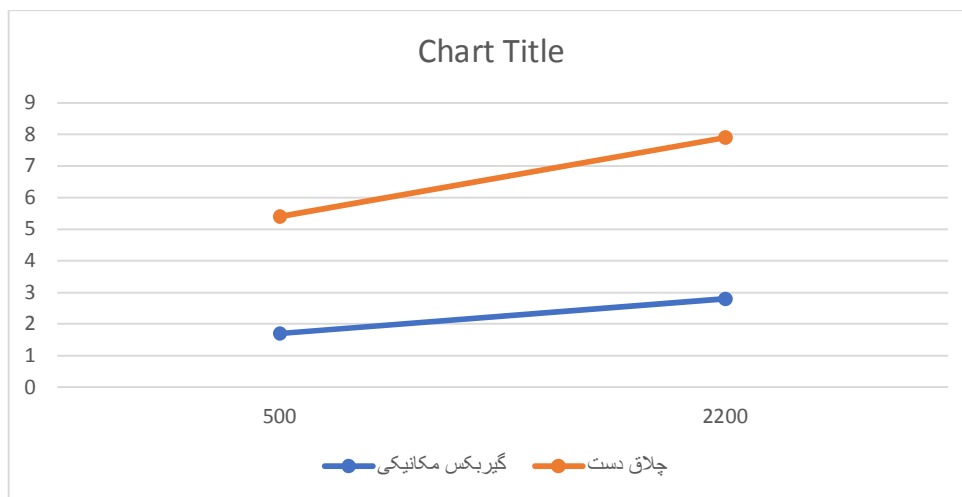
برای اندازه‌گیری و مقایسه تنش و ارتعاش وارد شده به صندلی راننده در دو روش چلاق دست و گیربکس مکانیکی از دستگاه Vibrationmeter مدل VB-8203 ساخت شرکت لوترون استفاده شد. به این صورت که شتاب سنج به صندلی راننده متصل شد و ابتدا کمباین توسط سیستم چلاق دست راه‌اندازی شد و عملیات برداشت را در مزرعه انجام داد 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 بدست آمده از آزمایش مطابق جدول ۳-۱- مشاهده می شود که با استفاده از سیستم گیربکس مکانیکی میزان rms ارتعاشی کاهش یافته است.

جدول ۳-۱- میانگین داده های شتاب ارتعاشی در دورها و موقعیت های مختلف بر حسب  $m/s^2$

سیستم گیربکس مکانیکی	سیستم چلاق دست	دور موتور (rpm)	موقعیت دستگاه
۱.۷	۲.۸	۲۲۰۰	در حال سکون
۳.۷	۵.۱	۲۲۰۰	در حال برداشت

شکل ۳-۷- مقادیر شتاب ارتعاشی در راستای عمودی وارد بر صندلی کمباین جاندر ۹۵۵ در شرایط آزمایشی مختلف همراه با ضرایب همبستگی را نشان می دهد. همانطور که از شکل پیداست بیشترین 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 ۳-۷- تغییرات شتاب ارتعاش

با مقایسه مقادیر میانگین شتاب ارتعاشی (rms) بدست آمده با استانداردهای بیان شده در ISO2631 که در جدول ۳-۲- نشان داده شده است سطح آسایش راننده هنگام کار با سیستم چلاق دست در حالت فوق العاده ناراحت می باشد.

جدول ۳-۲- توصیف واکنش انسان در مقابل ارتعاش وارده بر او

توصیف واکنش انسان	مجموع ریشه میانگین مربع‌های شتاب (m/s <sup>2</sup> )
راحت	کوچکتر از ۰.۳۱۵
کمی ناراحت	۰.۳۱۵-۰.۶۳
تقریباً ناراحت	۰.۵-۱
ناراحت	۰.۸-۱.۶
خیلی ناراحت	۱.۵-۲.۲۵
فوق العاده ناراحت	بزرگتر از ۲.۰

ارتعاش کامل و جزئی بدن که از مواجهه صندلی کمباین ایجاد می‌گردد باعث کاهش سلامتی مانند اختلال در سیستم عصبی، ایجاد درد مفاصل، آسیب ستون فقرات و سایر ضایعات در بدن می‌شود. برای اندازه‌گیری و مقایسه صدای کمباین جان‌دیر ۹۵۵ که مشخصات آن در جدول ۳-۳ آمده است، در شرایط واقعی کاری در دو روش چلاق دست و گیربکس مکانیکی ضبط و اندازه‌گیری شد.

جدول ۳-۳- مشخصات فنی کمباین جان‌دیر مدل ۹۵۵

مدل	نوع موتور	تعداد سیلندر	عرض برش (m)	ظرفیت مخزن غله (lit)	توان (hp)
۹۵۵	دیزلی	۶	۴.۲۵	۲۰۰۰-۲۲۱۰	۱۱۰

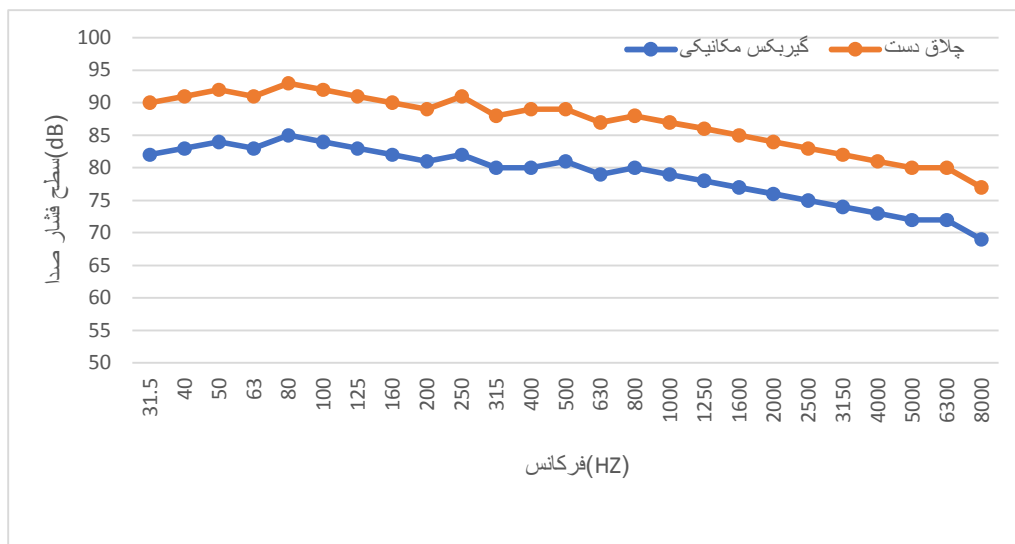
عامل مورد بررسی و تأثیر گذار در این پژوهش شامل دور موتور (در سطح ۲۲۰۰ دور بر دقیقه)، مکانیزم جدید شانه برش و مقایسه آن با مکانیزم چلاق دست و موقعیت دستگاه صوت سنج در موقعیت گوش راننده بودند که در مجموع ۲ آزمایش انجام گرفت. جهت انجام آزمون کمباین حین کار، بدون بار مورد استفاده قرار گرفت. برای اندازه‌گیری صدای کمباین در موقعیت گوش راننده میکروفن فاصله ۱۰ سانتی متری از گوش چپ راننده قرار گرفت. برای اندازه‌گیری سروصدای کمباین در این پژوهش از دستگاه صوت سنج مدل Lutron-SL4013 ساخت کشور تایوان با دقت 0.1db استفاده گردید. تنظیم فرکانس در شبکه وزنی A و در زمان پاسخ کند (s) انتخاب گردید پس از ۱۰ ثانیه کار یکنواخت که حالت پایدار ایجاد می‌گردد عملیات اندازه‌گیری انجام گرفت. ویژگی‌های مکان آزمون ماشین مورد نظر بر اساس استانداردهای سازمان بین‌المللی استاندارد در نظر گرفته شد. برای ارزیابی صوت از شدت نوع (A)، که حد استاندارد آن 85db برای ۸ ساعت کار مفید در طول روز می‌باشد استفاده گردید.

جدول ۳-۴- ساعات پیشنهادی در معرض آلاینده‌ی صوتی (NIOSH, 1998)



۹۷	۹۴	۹۱	۸۸	۸۵	سطح صدا db(A)
۰.۵	۱	۲	۴	۸	ساعات پیشنهادی

میزان ساعات مجازی که می‌توان در معرض یک سطح صدای خاص قرار گرفت توسط سازمان بهداشت جهانی مشخص گردیده است. براساس این استانداردها با افزایش سطح صدا این زمان کاهش می‌یابد. با توجه به نتایج بدست 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 ۳-۸- طیف باند اکتاو تراز فشار صدای کمباین در سیستم چلاق دست و گیربکس مکانیکی

مطابق شکل ۳-۸- 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، بویژه حدود ۴۰۰۰ هرتز می‌باشد. نکته قابل توجه در این شکل این است که در گستره بسامدهای پایین (۵۰۰-۳۱۰۰ هرتز) و متوسط (۵۰۰-۲۰۰۰ هرتز) تراز فشار صدا با نوسانات بیشتری همراه است. این درحالی است که در گستره بسامدهای بالا (۲۰۰۰-۸۰۰۰ 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 بدست آمده مشاهده گردید که میزان آلودگی صوتی صدای ساطع شده در جایگاه راننده در روش گیربکس مکانیکی نسبت به چلاق دست پایین می‌باشد لذا استفاده از این روش نسبت به چلاق دست ارجحیت دارد.

### ۳-۷- مزایای این طرح نسبت به چلاق دستی

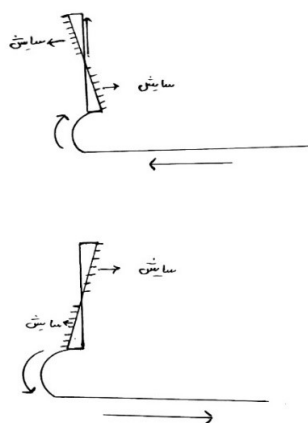
- ۱- کاهش مصرف تیغه اره
- ۲- کاهش سایش شاسی دوشاخه اره و شاسی تیغه اره
- ۳- حذف شاتون اره
- ۴- حذف سیبکهای بلند و کوتاه

### ۳-۷-۱- کاهش مصرف تیغه اره

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

### ۳-۷-۲- کاهش سایش شاسی دوشاخه اره و شاسی تیغه اره

در طرح جدید به دلیل حرکت خطی و مستقیم شاسی اره سایش در شاسی اره و شاسی دوشاخه اره پایین می‌باشد که به دنبال آن میزان شکستگی در دندانهای تیغه اره و لبه بالای دوشاخه اره کاهش پیدا کرده است. اما در مقابل طرح چلاق دست به دلیل استفاده کردن از سه راهی اره، شاسی اره در ابتدای مسیر به صورت خطی حرکت نمی‌کند. در قسمت اول شانه برش با حرکت رو به داخل سه راهی، شاسی اره به دیواره شاسی دوشاخه اره فشار وارد می‌کند و باعث سایش این دو عضو می‌گردد و با حرکت رو به خارج سه راهی اره، شاسی اره به قسمت جلو و دوشاخه اره فشار وارد می‌کند و باعث سایش نوک تیغه اره و دوشاخه اره می‌شود که در اکثر موارد باعث ایجاد شکستگی در دندانهای تیغه اره و شکستن لبه بالای دوشاخه اره می‌شود. این کار عمل برش را با مشکل مواجه می‌کند و باعث ایجاد ریزش در این ناحیه می‌شود و رانندگان به خاطر این مشکل نیم متر اولیه هد کمباین را در زمان برداشت خالی از محصول نگه می‌دارند و اینکار باعث افزایش زمان برداشت و کاهش عملکرد کمباین می‌شود. 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 خوسه در هنگام برداشت در این ناحیه می‌باشد.



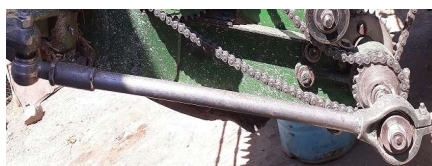
شکل ۳-۹- حرکت قوسی سه‌راهی اره در سیستم چلاق دست



شکل ۳-۱۰- دریچه رفت و برگشت شاسی اره

### ۳-۷-۳- حذف شاتون اره

در طرح جدید به دلیل حذف شاتون سه‌راهی اره، مشکل شکستگی آن برطرف شده است اما در طرح چلاق دست به دلیل استفاده از شاتون سه‌راهی اره که از لوله گاز به طول یک متر ساخته شده است. میزان شکستگی و خرابی این قطعه بالاست بدین صورت که برای همخوانی سبک انتهای شاتون با ابتدای سه‌راهی رانندگان و تعمیرکنندگان مجبور می‌شوند با ضربه چکش قوسی در شاتون اره ایجاد کنند که این عمل استقامت و استحکام شاتون را پایین می‌آورد و باعث می‌شود در برداشت محصول پرپشت و رطوبت بالا و همچنین با علف هرز بالا این قطعه سریعتر شکسته شود. در صورتیکه این عمل را انجام ندهند به دلیل ناهمخوانی و فشار رو به داخل به بلبرینگ و کفشک انتهای شاتون وارد شده و باعث می‌شود سبک کوچک و بلبرینگ و کفشک سریعتر خراب شود و گاهی باعث شکستگی در کفشک و همچنین خراب شدن جای بلبرینگ در داخل کفشک و روی شفت دنده لنگی می‌شود که هزینه‌های تعمیر و نگهداری را افزایش می‌دهد.



شکل ۳-۱۱- شاتون اره

### ۳-۷-۴- حذف سبک بلند و کوتاه

در طرح جدید سبیک‌ها حذف شده است اما در طرح چلاق دست از دو عدد سبیک بلند و کوتاه برای اتصال قطعات و همخوانی آنها استفاده شده است که در دراز مدت با سایش این سبیک‌ها ارتعاش رو به بالا و رو به پایین در شاسی اره ایجاد می‌شود و همچنین باعث برهم خوردن تطابق تیغه اره و دو شاخه اره می‌شود که به دنبال آن میزان ریزش محصول بالا می‌رود و با ارتعاش رو به بالا و پایین شاسی اره تیغه‌ها به لبه بالا و پایین دوشاخه برخورد می‌کنند و باعث ایجاد شکستگی و خرابی در این دو قطعه می‌شوند. با زیاد شدن این ارتعاش گاهی شاسی اره از محل خود خارج می‌شود و تیغه اره بر روی دوشاخه اره می‌افتد و باعث شکستگی نوک دوشاخه اره و خود تیغه اره می‌گردد و درموردی باعث بریده شدن شاسی اره می‌شود.



شکل ۳-۱۲- سبیک کوتاه و بلند

### ۳-۸- 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 می‌شود که باعث سایش قطعات می‌گردد. این سایش نسبت به چلاق دست کمتر می‌باشد اما در طرح جدید به دلیل حذف حرکت قوسی، شاسی اره در مسیر مستقیم و خطی حرکت می‌کند که ارتعاش عرضی در شاسی اره مشاهده نمی‌شود. در سیستم محور لغزشی از بلبرینگ‌های سوزنی در داخل آن استفاده شده است که با کوچکترین 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 می‌زند و باعث از بین رفتن کاسه نمد محور ورودی و نشت کردن واسکازین از این قسمت می‌شود. در داخل سیستم محور لغزشی از دو عدد پین و دو عدد بوش فسفری برای اتصال دوشاخه نوسان کننده و محفظه بلبرینگ استفاده شده است که با ۵-۶ فصل کاری این بوش‌های فسفری و پین‌ها دچار سایش و خوردگی می‌شوند که باعث ایجاد خلاصی در حرکت رفت و برگشت شاسی اره می‌شود و تطابق تیغه اره و دوشاخه اره را برهم می‌زند و باعث کاهش عملکرد کمباین و ریزش در سرعت‌های بالا و یا محصول پرپشت می‌شود. بخاطر زیاد شدن این خلاصی با افزایش سرعت برداشت شاسی اره شکسته می‌شود به ناچار راننده مجبور است برای جلوگیری از شکستگی شاسی اره سرعت برداشت و حرکت کمباین را کاهش دهد هزینه سرویس طرح محور لغزشی به دلیل وارداتی بودن قطعات بالاست به عنوان مثال گیربکس اره کمباین کلاس مدیون ۳۱۰ با قیمت ۱۰۰ میلیون تومان وارد می‌شود. لازم به ذکر است قطعات محور لغزشی توسط برخی شرکت‌ها و تولیدکنندگان ساخته می‌شود 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 می‌رود و باعث افزایش هزینه تعمیر و نگهداری و کاهش عملکرد کمباین در برداشت محصول می‌شود.

### ۳-۹- نتیجه گیری

با توجه به اهمیت کشت غلات و برداشت مکانیزه آن کمباین‌های مختلفی در داخل و خارج کشور جهت برداشت غلات به ویژه گندم ساخته و توسعه یافتند که از قطعات و روشهای پیچیده در ساخت آنها استفاده شده است. در نتیجه در این طرح اقدام به ساخت دستگاه منحصر به فردی جهت انتقال توان به شانه برش کمباین شد که قادر است دوره‌های مختلف را به شانه برش کمباین منتقل کند که ریزش محصول را در مرحله برداشت به حداقل برساند. همچنین میزان استهلاک رانیز کم کند و مشابه خارجی و داخلی ندارد می‌توان با صنعتی نمودن و تجاری سازی آن را بر روی مارکهای مختلف کمباین نصب کرد. کلیه قطعات استفاده شده در این طرح ساخت داخل بوده و هزینه‌های اولیه اجرای طرح و همچنین هزینه تعمیر و نگهداری آن را در درازمدت پایین می‌آورد و در جنبه دیگر از خروج ارز جلوگیری می‌کند. با توجه به بررسی‌های انجام شده میزان استهلاک این طرح به دلیل سادگی و جدید بودن و استفاده از بلبرینگ با قابلیت گریس کاری نسبت به طرح‌های قبلی پایین می‌باشد. میزان تنش و سروصدای ایجاد شده توسط شانه برش با استفاده از این طرح پایین می‌آید و از خرابی و ایجاد شکستگی در بدنه و قطعات کاسته می‌شود. با استفاده از این طرح سروصدا و تنش ایجاد شده توسط شانه برش در محل استقرار اپراتور کاسته می‌شود که این کار از خستگی اپراتور می‌کاهد. در این مکانیزم به دلیل چرخش ۳۶۰ میل‌لنگ و حرکت مستقیم رابط اره، سایش شاسی اره و شاسی دو شاخه اره از کناره‌ها کم و می‌توان گفت صفر می‌باشد. اما در مقابل مکانیزم‌های لنگی‌دار و محور لغزشی به دلیل حرکت نیم‌دایره یا قوسی رابط اره، سایش در ابتدای شاسی اره و شاسی دوشاخه اره مشاهده می‌شود که در بلندمدت هزینه تعمیر قطعات بالا می‌رود. در روش لنگی‌دار و محور لغزشی به دلیل استفاده از سیبک برای اتصالات با بالا رفتن عمر قطعات خلاصی در سیبک‌ها مشاهده می‌شود. که این عامل باعث به هم زدن تطابق و همچنین ایجاد ضربه در شانه برش می‌شود که با زیاد شدن میزان خلاصی بریدن شاسی اره را به دنبال دارد. اما در مکانیزم جدید به دلیل حذف کردن سیبک‌ها این مشکل برطرف شده است. از مزایای مهم این طرح می‌توان به قابلیت استفاده از دوره‌های مختلف تیغه برای برداشت محصول اشاره کرد. که این تغییر دور میزان ریزش را کم می‌کند همچنین از هزینه‌های اضافی برای تعویض تیغه‌های نیمه کند شده می‌کاهد. با استفاده از این مکانیزم از تنش‌های عرضی ایجاد شده در هد برداشت کاسته می‌شود که این امر در کمباین جان‌دیر ۹۵۵ کاملاً مشهود است.

#### فهرست منابع

- ۱- بهروزی لار، م. ۱۳۸۲. "طراحی ماشین های کشاورزی". جزوه درسی دانشکده کشاورزی دانشگاه تهران.
- ۲- بهروزی لار، م. ۱۳۸۲. "مدیریت تراکتور و ماشین های کشاورزی"، انتشارات دانشگاه تهران.
- ۳- بهروزی لار، م. ۱۳۷۸. "اصول طراحی ماشین های کشاورزی". انتشارات دانشگاه آزاد اسلامی.
- ۴- جزایری، کمال الدین. توکلی، تیمور. خوش تقاضا، محمدهادی. (۱۳۸۵). "تعیین توان لازم برای بونه کنی کلزا جهت طراحی هد جدید کمباین". فصلنامه دانش کشاورزی. ۱۶(۲). ص ۲۶.
- ۵- چهارمین کتاب کشاورزی ایران. (۱۳۸۱). گردآوری و پیگیری گروه کشاورزی ایران تهران.
- ۶- زندینه، سعید. (۱۳۹۵). "طراحی، ساخت و ارزیابی سامانه کنترل خودکار سرعت چرخ و فلک کمباین غلات".
- ۷- ساعی، ح. ۱۳۶۰. "طراحی و طرز ساخت یک ماشین برداشت ساده برای غلات پایان نامه کارشناسی ارشد تهران".
- ۸- شیخی، علی رضا. (۱۳۸۶). "مقایسه سیستم محرک شانه برش دو کمباین جاندیبر ۹۵۵ و ۱۱۶۵".

- ۹- مدرس رضوی، م. ۱۳۷۵، "ماشین های برداشت غلات و سایر دانه های گیاهی"، انتشارات دانشگاه امام رضا (ع) مشهد.
- ۱۰- محسنی، احمد. (۱۳۷۶). "طراحی و روش ساخت دستگاه انتقال توان به سکوی درو در کمباین جان‌دبیر ۹۵۵ توسط سیستم هیدرواستاتیک".
- ۱۱- منصوری راد، د. ۱۳۷۷. "تراکتورها و ماشین های کشاورزی". انتشارات دانشگاه بوعلی سینا همدان.
- ۱۲- آمارنامه کشاورزی، (۱۳۹۲). "انتشارات وزارت جهاد کشاورزی"، جلد ۲، صفحه ۸۱.
- ۱۳- جلیلیان تبار، ف. (۸۳۹۸). "بررسی و تحلیل آلاینده‌گی صوتی تراکتورهای مختلف به روش های آماری و هوش مصنوعی"، پایان نامه کارشناسی ارشد، گروه مکانیک ماشین های کشاورزی، دانشگاه رازی، کرمانشاه، ایران.

14-Anon. (2015). "Statistics of Agriculture in 2014-2015". Ministry of Jhad-e-Agriculture. Tehran, Iran. (in Persian).

15-Taylor. (2003). "Biographical Dictionary of the History of Technology". 864-865.

8-Clarke, L. J. (1997). "Agricultural mechanization strategy formulation. Concepts and mythology and the role of the private sector and the government". AGSST. FAO.

16-Tate, D. E. Nave, W. R. (1973). "Air conveyor header of soybean harvesting". Trans. ASAE. 16(1):37-39.

17- ISO 2631-1, 1997. "Evaluation of human exposure to whole-body vibration. Int". Org. for Standardization.

18-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.

19-Szote, B. M. et al. (1995). "Necessary adaptation of combine for rape harvesting". Zest. PPNR. 427:27-23.

### Title:

## Design, fabrication of power transmission to cutter bar by mechanical gearbox mechanism

Mehdi Salari Nik<sup>1\*</sup>, Mojtaba Jaberi Moeaz

1.salarinikmehdi@gmail.com

2.jaberimoeaz@yahoo.com

### 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 Jandir 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, Cutting platform, Cutter bar, Saw belad

\*Corresponding author