

طراحی، ساخت و ارزیابی جداکننده دوار هیدرولیکی جهت برداشت کلزا (۲۸۳)

حمید مرتضی پور^۱، محمد حسین رثوفت^۲، سعادت کامگار^۳

چکیده

کلزای روغنی یکی از مهمت بین محصولات غیر غله ای می باشد که روغن حاصل از آن به طور عمده مصرف غذایی دارد. غلاف های این محصول هنگام برداشت، بسیار شکننده و شاخه های آن در هم فرو رفته اند. برداشت کلزا با کمباین های مرسوم می تواند سبب کشیده شدن شاخه ها و ریزش زیاد در ناحیه جداکننده کنار دماغه کمباین گردیده و در نهایت منجر به ضرر و زیان اقتصادی کشاورزان گردد. در تحقیق حاضر طراحی، ساخت و ارزیابی یک جداکننده دوار هیدرولیکی قابل نصب کردن بر روی کمباین های معمولی هنگام برداشت کلزا مد نظر بود، این وسیله دارای دو استوانه می باشد که در جهت عکس هم می چرخند و با کمک تعدادی انگشتی که به طور خارج از مرکز داخل هر یک از استوانه ها قرار گرفته و قابلیت حرکت رفت و برگشتی دارند، شاخه های کلزا را به آرمی از هم باز می نماید. چرخش استوانه ها توسط یک موتور هیدرولیکی که از سیستم هیدرولیک کمباین تغذیه می گردد، تامین می شود. پس از نصب دستگاه بر روی کمباین، عملکرد آن در یک آیش کرت های خرد شده در سرعت پیشروی کمباین ۱/۵ کیلومتر بر ساعت بررسی شد. آزمایشات در سه سطح سرعت دورانی استوانه ها (۵۰، ۷۵ و ۱۰۰ دور در دقیقه)، در سه سطح تعداد انگشتی ها (۱۶، ۱۲ و ۸)، و در دو وضعیت با چرخ فلک و بدون چرخ فلک انجام گرفت. مکانیزم حرکتی انگشتی ها به گونه ای طراحی شد که محلی از مسیر که در آن بیشترین خروج انگشتی از سیلندر اتفاق می افتاد، قابل تغییر بود. این متغیر نیز در دو سطح مورد بررسی قرار گرفت. در ادامه نتایج با داده های تیمار شاهد (جداکننده معمولی کمباین) مورد مقایسه قرار گرفت. در هر آیش، وزن دانه ریخته شده در ناحیه جداکننده، اندازه گیری گردید. نتایج نشان داد در سرعت دورانی میانه (۷۵ دور در دقیقه) کمترین میزان ریزش حاصل شد. سایر نتایج حاکی از آن است که افزایش تعداد انگشتی ها سبب کاهش میزان ریزش گردیده است. استفاده از چرخ و فلک نیز کاهش ریزش دانه را موجب گردید و تغییر مسیر حرکت انگشتی ها نسبت به استوانه، تاثیر معنی داری در میزان ریزش نداشت. در یک جمع بندی می توان گفت چنانچه سرعت دورانی برابر ۷۵ rpm، تعداد انگشتی برابر با ۱۶ و در صورتی که از چرخ و فلک استفاده گردد، میزان ریزش در ناحیه جداکننده به میزان ۲۰٪ نسبت به جدا کننده معمولی کاهش خواهد یافت.

کلیدواژه: کلزا، دماغه کمباین، جداکننده دوار هیدرولیکی، کاهش تلفات

۱- کارشناس ارشد مهندسی مکانیک ماشین های کشاورزی، مدرس دانشگاه جامع علمی کاربردی، پست الکترونیک: mortezapour@gmail.com

۲- دانشیار بخش مکانیک ماشین های کشاورزی، دانشگاه راز

۳- استادیار بخش مکانیک ماشین های کشاورزی، دانشگاه شیراز

مقدمه

دانه های روغنی پس از غلات دومین ذخایر غذایی جهان را تشکیل می دهند، این محصولات علاوه بر دارا بودن اسیدهای چرب، حاوی پروتئین نیز می باشند [۴]. اخیرا گیاه روغنی کلزا به دلیل سازگاری با شرایط اقلیمی اغلب نقاط کشور، در جهت افزایش تولید روغن خوراکی مورد توجه واقع شده است [۳]. افزایش جمعیت دنیا و بهبود استاندارد های زندگی یکی از موجبات افزایش تولید گیاه روغنی کلزا برای مصارف روغن خوراکی می باشد [۷]. کلزا بر خلاف بیشتر گیاهان روغنی در فصل پاییز نیز قابل کاشت بوده و در کشت پاییزه عملکرد بیشتری تولید می کند [۹]. کلزای روغنی در وزن خشک دارای حدود ۴۰-۴۲ درصد روغن می باشد و همچنین کنجاله و بقایای گیاهی آن حدود ۳۸-۴۲ درصد پروتئین دارد که برای پرورش دام، طیور و ماهی بسیار مفید است [۱۰]. سطح زیر کشت این محصول در کشور افزایش قابل توجهی یافته است به طوری که در سال ۱۳۷۹ به ۱۹ هزار هکتار [۲] و طبق آمار سازمان جهاد کشاورزی در سال ۱۳۸۵ به بیش از ۷۰ هزار هکتار رسید. در تولید محصول کلزای روغنی یکی از مشکل ترین مراحل، مرحله برداشت محصول می باشد. برداشت کلزا به دلیل خصوصیات ویژه این گیاه با گندم، سویا و آفتابگردان قابل مقایسه نیست. ساقه قطور و غلاف های در هم پیچیده موجبات دشواری عمل برداشت را فراهم می کند. هنگامی که کلزا می رسد غلاف ها بسیار حساس و شکننده بوده و به سادگی ممکن است توسط باد، نگرگ و یا توسط ماشین دچار ریزش شوند [۱۱]. ساقه های در هم پیچیده این محصول در حین برداشت می تواند سبب خرد شدن غلاف ها گردد که تلفات زیاد محصول را به دنبال خواهد داشت، میزان این تلفات برای یک نمونه محصول زمستانه حدودا ۱۱ تا ۲۵ درصد گزارش شده است [۱۲].

طبق تعریف سریواستاوا^۱ و همکاران تلفات دماغه شامل: خوابیدگی محصول، ریزش طبیعی دانه و ریزش در ناحیه شانه برش می گردد [۱۵]. چنانچه کلزا را با دماغه معمولی کمباین برداشت کنیم، غلاف های درهم فرورفته به یکدیگر، کشیده شده و غلاف ها پاره می شوند. این امر موجب می گردد که ریزش دانه در قسمت جداساز کنار دماغه به نحوه چشم گیری افزایش یابد، بعلاوه تراکم بوته و کشیدن شاخه های کلزا به یکدیگر مانع از سهولت پیشروی کمباین می باشد. به منظور کاهش تلفات در قسمت جداساز کناره دماغه کمباین^۲، کارخانجات مختلف دست به طراحی و ساخت نوعی تیغه عمودی رفت و برگشتی از نوع موور دو تیغه ای زده اند. با نصب این سیستم و بریدن غلاف های در هم فرورفته در مسیر جداساز دماغه کمباین ریزش دانه را کاهش داده اند [۱۷]، برش شاخه های در هم فرو رفته توسط این تیغه هنگام برداشت همچنین مانع از انسداد دماغه کمباین می گردد. ایوانکن^۳ تلفات دانه را در برداشت مستقیم با کمباین مجهز به دماغه متداول برداشت غلات بدست آورده و با یک دماغه ویژه (دارای کف سکوی بلند تر و شانه برش عمودی) مقایسه نمود [۱۳]. تلفات در دماغه استاندارد در حدود ۲۶۹/۴ تا ۳۹۰/۴ کیلوگرم بر هکتار و تلفات دماغه ویژه بین ۱۰۲/۶ تا ۱۶۰/۳ کیلوگرم بر هکتار بود. بر اساس نتایج زوت^۴ و همکاران برداشت کلزا با دماغه ای با فاصله کف دماغه طولانی تر باعث کاهش تلفات کلزا شد، همچنین عدم استفاده از چرخ و فلک در موقع برداشت کلزا می تواند باعث کاهش ریزش در دماغه کلزا گردد [۱۷]. همچنین آزمایش زوت و همکاران نشان داد که با اضافه نمودن نوعی تیغه عمودی رفت و برگشتی دو طرفه، می توان با افزایش قدرت مصرفی در دماغه مقدار ریزش را از ۱۵۶ کیلوگرم در هکتار به ۷۴ کیلوگرم در هکتار با محرکه مکانیکی و ۳۰ کیلوگرم در هکتار با محرکه هیدرولیکی برای تیغه ها تقلیل داد. شهاب زاده، اقدام به طراحی، ساخت و ارزیابی نوعی دستگاه مکانیکی کمک جدا کننده استوانه ای دوار جهت برداشت کلزا نمود [۵]. توان مورد نیاز این دستگاه، از یک موتور الکتریکی DC (با توان ۰/۹ اسب بخار) و از طریق سیستم انتقال قدرت زنجیری تامین می شد. این تحقیق نشان داد که با استفاده از دستگاه مذکور می توان ریزش ناحیه جداکننده دماغه را از مقدار معمول ۶۱/۰۳ کیلوگرم در هکتار به میزان ۵۱/۱ کیلوگرم در هکتار کاهش داد. هابسون و بروس^۵ به مقایسه دو نوع دماغه مختلف در میزان تلفات برداشت کلزا پرداختند [۱۲]. در این تحقیق از دماغه استاندارد (دماغه کلزا با تیغه های برش عمودی در کناره) و یک دماغه استاندارد با عرض بیشتر مجهز به تسمه نقاله کمکی که در پشت تیغه برش کف دماغه نصب گردیده که محصول بریده

- 1 . Srivastava
- 2 . Divider
- 3 . Ivancan
- 4 . Szot
- 5 . Hobson and Bruce

شده را به جلوی ماریپیچ تغذیه منتقل می کند، استفاده شد. نتایج نشان داد تفاوت معنی داری در میزان تلفات این دو نوع دماغه وجود دارد. میزان تلفات در دماغه های استاندارد معمولی و دماغه مجهز به تسمه نقاله کمکی به ترتیب معادل $34/6\%$ و $18/4\%$ کیلوگرم بر هکتار بود. در تحقیقی اسپرینگل^۱ و همکاران به بررسی عوامل موثر بر صدمه دیدن دانه کلزا هنگام برداشت توسط کمباین پرداختند [۱۸]. نتایج آن ها نشان داد، یکی از علل صدمه دیدن دانه کلزا هنگام برداشت با دماغه استاندارد، تیغه های رفت و برگشتی دو طرف دماغه می باشند.

به طور خلاصه اهداف تحقیق حاضر عبارتند از:

- ۱- طراحی و ساخت یک دستگاه جدا کننده شاخه های در هم فرو رفته کلزا به نحوی که از سیستم هیدرولیک کمباین بهره گرفته و از ویژگی هایی جهت افزایش راندمان و کاهش تلفات محصول، برخوردار باشد.
- ۲- ارزیابی مزرعه ای دستگاه به منظور بررسی عملکرد و مقایسه آن با جداکننده رایج.

مواد و روش ها

همان گونه که در اهداف اشاره شد، در این تحقیق، طراحی و ساخت دستگاهی مد نظر بود که از سیستم هیدرولیک کمباین استفاده کرده و نیاز به منبع توان خارجی نداشته باشد، از طرفی محاسبات اولیه نشان داد، توان مصرفی یک دستگاه جداکننده با مکانیزم دوار به مراتب کمتر از توان مصرفی یک جداکننده تیغه ای رفت و برگشتی است [۸] بنابراین به منظور کاهش توان مصرفی دستگاه جدید نسبت به جداکننده های تیغه ای رفت و برگشتی، سیستم مذکور به صورت یک مکانیزم دوار طراحی گردید. مکانیزم مورد طراحی به صورت یک مکانیزم دوار انگشتی دار با سیستم انتقال قدرت هیدرولیکی است. این دستگاه دارای دو استوانه سوراخ دار و تعدادی انگشتی می باشد. انگشتی ها بر روی میله حامل انگشتی که به صورت خارج از مرکز داخل استوانه قرار گرفته است، سوار می شوند و به صورت خارج از مرکز روی آن به چرخش در می آیند. با چرخش استوانه ها انگشتی ها که به آن متصل هستند حول میله حامل خود می چرخند، و از آنجا که میله حامل به صورت خارج از مرکز داخل استوانه قرار گرفته است، انگشتی ها، در نیمی از مسیر در حال بیرون آمدن از استوانه و در نیمی از دیگر در حال داخل شدن به آن هستند. چنین مکانیزمی به صورت یک شانه عمل می نماید و هر نوع ماده ای را که بر سر راه انگشتی قرار داشته باشد شانه نموده و با توجه به اینکه جهت چرخش استوانه ها عکس یکدیگر است، آنها را از هم جدا می کند جهت چرخش استوانه ها از یک موتور هیدرولیکی که به یکی از استوانه ها متصل می گردد استفاده شد. انتقال حرکت توسط دو چرخ دنده که در انتهای استوانه ها نصب گردیده است با جهت معکوس، به استوانه دیگر منتقل می گردد. در ادامه قسمت های اصلی دستگاه به تفصیل آورده شده است.

استوانه ها

دستگاه شامل دو عدد استوانه می باشد، بر روی هر کدام از استوانه ها در ۴ ردیف و به فاصله زاویه ای هر ردیف ۹۰ درجه تعدادی سوراخ ایجاد گردید. روی هر ردیف ۵ سوراخ قرار گرفته و به منظور حرکت ساده تر انگشتی ها، این سوراخ ها به شکل بیضی ایجاد شدند. جهت انتقال حرکت دورانی از یک استوانه به استوانه دیگر، از دو چرخ دنده استفاده گردیده است که در قسمت پایین استوانه ها نصب شده اند.

به منظور ساده تر شدن ساختمان دستگاه در این طراحی تصمیم بر آن شد تا جهت انتقال قدرت از موتور به استوانه ها، این دو به طور مستقیم به یکدیگر متصل گردند. از طرفی داخل هر کدام از استوانه ها نیز یک میله حامل انگشتی به صورت خارج از مرکز قرار دارد و هر میله حامل می بایست از دو انتها توسط یک نگهدارنده، ثابت و تنظیم باقی بماند، لذا یکی از استوانه ها از فاصله ۲۰ سانتی متر از انتهای بالا، برش و دو قطعه از طریق یک فلانچ با قابلیت جدا شدن، به هم وصل شدند. فلانچ این امکان را می دهد که در دهانه پایینی لوله بالائی بتوان یک نگهدارنده برای میله حامل انگشتی ها قرار داد بدون اینکه مشکلی برای انتقال حرکت از موتور به استوانه ایجاد گردد. در این صورت موتور هیدرولیکی به طور مستقیم به استوانه کوچک بالا متصل می گردد که این استوانه کوچک خود از طریق فلانچ به استوانه پایینی متصل است.

بالا و پایین هر کدام از استوانه ها یک بلبرینگ کف گرد قرار گرفت، این بلبرینگ ها که رابط بین استوانه ها و نگهدارنده های بالا و پایین می باشند، امکان حرکت آسان استوانه ها را فراهم می آورند.

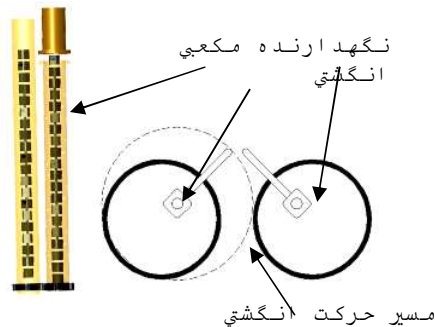
مکانیزم انگشتی ها

اولین قسمت این مکانیزم، انگشتی ها هستند که بر روی حامل انگشتی سوار می گردند. این انگشتی ها شکلی به صورت یک پیچ با محدوده مخروطی شکل دارند. ابتدای این انگشتی ها دارای رزوه است که بتوان آن را داخل حامل انگشتی پیچاند. دومین قطعه بکار رفته در این مکانیزم، حامل انگشتی است. این قطعه مکعب شکل بوده که در یک وجه آن یک سوراخ به منظور پیچانده شدن انگشتی در داخل آن، قلاویز گردیده است، از آنجا که هر انگشتی لازم است حول محور میله نگهدارنده آزادی حرکت داشته باشد، لذا داخل هر کدام از نگهدارنده ها یک بلبرینگ نیز می بایست قرار گیرد. در نهایت روی هر کدام از میله های نگهدارنده، ۱۶ قطعه نگهدارنده انگشتی نصب گردید (شکل ۱).

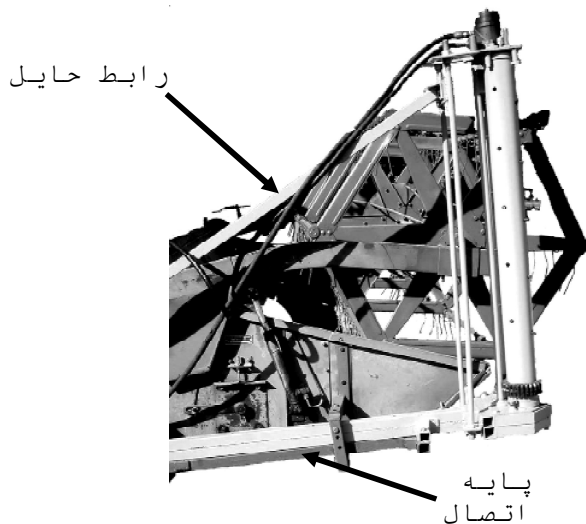
شاسی دستگاه

جهت اتصال مکانیزم، که قبلا قسمت های مختلف آن توضیح داده شد، به دماغه کمباین از نوعی شاسی مخصوص استفاده گردید. به منظور حرکت آسان تر ساقه های محصول در زمان برخورد با جدا کننده، قسمت جلوی شاسی (که اولین قسمتی است که گیاه به آن می رسد) به صورت پنج ضلعی درآمد که نوک تیز آن خود به عنوان یک جداکننده اولیه در زمان برخورد محصول عمل می نمود، از طرفی استوانه ها نیز روی قسمت پنج ضلعی آن سوار گردید. به منظور استقرار استوانه ها روی بلبرینگ های کف گرد از دو صفحه فشار دهنده در بالا و پایین استفاده شد. صفحه فشار دهنده پایین روی قسمت جلوی شاسی قرار گرفته و دارای شکل ۵ ضلعی بود. این صفحه از طریق یک لوله رابط به صفحه فشار دهنده بالا از طریق دو پیچ متصل گردید. فشار وارده بر استوانه ها را می توان با سفت یا شل کردن این پیچ ها تنظیم کرد. دو میله تقویتی دیگر از صفحه نگهدارنده بالا به صفحه نگهدارنده پایین از طریق پیچ و مهره وصل می شوند این میله ها علاوه بر افزایش فشار وارد بر استوانه ها، ارتعاشات جانبی دستگاه را حین کار حذف می کنند. جهت اتصال شاسی دستگاه به پلاتفرم کمباین از سازه خاصی استفاده گردید. این سازه که نوعی تثبیت ساز می باشد توسط پیچ و مهره بر روی پلاتفرم کمباین متصل شد و به سادگی شاسی دستگاه روی آن نصب شد (شکل ۲).

با توجه به ارتفاع نسبتا زیاد استوانه ها، هنگام کار، ارتعاشات جزئی در پائین می تواند لرزش های بزرگی را در قسمت های بالائی ایجاد کند، لذا جهت حذف ارتعاشات در قسمت بالائی دستگاه، از یک بازوی بزرگ که از قسمت فوقانی استوانه ها به بالای دیواره جانبی دماغه کمباین متصل گردید، استفاده شد. در شکل (۲) نمایی از نحوه اتصال دستگاه از طریق پایه اتصال به دماغه کمباین نشان داده شده است.



شکل ۱. طرحواره ای از مکانیزم و مسیر حرکت انگشتی ها از دو نمای جانبی و بالا



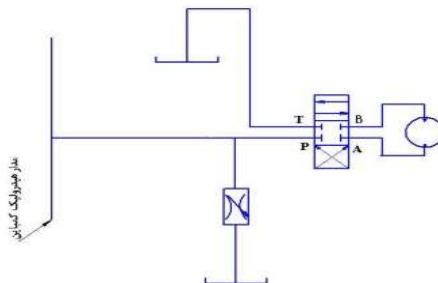
شکل ۲. نحوه اتصال جداکننده به کنار دماغه کمباین

سیستم هیدرولیکی دستگاه

برای تامین توان هیدرولیکی دستگاه، سیستم هیدرولیکی می بایست طراحی می گردید که ضمن سادگی و قابل نصب بودن در کنار سیستم هیدرولیک کمباین دارای انعطاف پذیری زیادی باشد، به این ترتیب که اپراتور بتواند موقع برداشت محصول در هر زمان که لازم شد، در سرعت های مختلف از آن استفاده کند. کمباینی که در این تحقیق استفاده گردید، یک کمباین جان دیر مدل ۹۵۵ با عرض دماغه ۴/۲ متر (۱۴ فوت) بود. با مطالعه سیستم هیدرولیک این کمباین، و مشخص کردن خطوط فشار هیدرولیکی، تصمیم گرفته شد که سیستم هیدرولیکی مورد نیاز در این طرح داخل سیستم هیدرولیک کمباین قرار گرفته و از پمپ هیدرولیک آن تغذیه گردد. مرحله بعد، طراحی یک مدار مجهز به موتور هیدرولیکی با قابلیت تغییر دور بود.

یک هیدرمو موتور از نوع جابجایی ثابت برای مدار مورد نظر انتخاب شد. در مدارهای از نوع پمپ - موتور جابجایی ثابت می توان از یک شیر کنترل دبی استفاده کرد تا امکان کنترل سرعت ایجاد گردد، ولی این کار ممکن است سبب داغ شدن مدار شود. برای جلوگیری از داغ شدن مدار استفاده از یک شیر کنترل دبی در یک مدار کنار گذر توصیه شد. به این ترتیب که شیر کنترل دبی در مدار جانبی با ایجاد انشعاب در مدار اصلی دبی عبوری از مدار اصلی را تغییر می دهد، مدار کنار گذر در نهایت به مخزن کمباین متصل می شد. در این حالت زمانی که نیاز به حد اکثر سرعت موتور باشد، شیر کنترل دبی کاملاً بسته می شود، بنابراین تمام سیال سیستم از مدار اصلی عبور می کند. زمانی هم که نیاز به کاهش سرعت موتور باشد، کافی است شیر کنترل دبی کمی باز شود. مدار کاملی از سیستم هیدرولیک مورد استفاده در این تحقیق در شکل (۳) آورده شده است.

همان گونه که از شکل (۳) مشخص است این مدار در یک نقطه به مدار هیدرولیک کمباین وصل شد و از روغن ارسالی پمپ کمباین تغذیه گردید. محل اتصال مدار هیدرولیکی به مدار کمباین، قبل از شیرهای کنترل جهت کمباین انتخاب گردید (به جهت سهولت در جدا سازی مدار کمباین و در دسترس بودن اتصالات هیدرولیکی کمباین) و در نهایت نیز خروجی مدار هیدرولیکی به مخزن هیدرولیک متصل گردید. توان پمپ هیدرولیک کمباین جان دیر ۹۵۵ حدود ۱۶ اسب بخار بوده که با توجه به گشتاور اندک مورد نیاز جهت چرخش استوانه ها، به سادگی قادر به چرخش استوانه ها می باشد.



شکل ۳. مدار هیدرولیکی مورد استفاده در این تحقیق

انتخاب موتور هیدرولیکی

در انتخاب یک موتور هیدرولیک دو فاکتور می بایست مد نظر قرار گیرد، گشتاور تولیدی موتور و محدوده دوری که موتور می تواند در دبی تولیدی توسط پمپ، بدون ارتعاش کار کند.

در این طراحی با توجه به اینکه گشتاور مورد نیاز جهت چرخش استوانه ها بسیار کوچک می باشد، فاکتور تعیین کننده دور موتور بود، لذا با توجه به اینکه محدوده دور موتور مورد ناز در این تحقیق از ۵۰ تا ۱۰۰ دور در دقیقه در نظر گرفته شد، با مراجعه به رابطه (۱) و با توجه به این که دبی پمپ کمباین مورد آزمایش در شرایط کاری معادل ۲۰ لیتر در دقیقه می باشد، محدوده حجم جابجایی موتور محاسبه گردید.

$$n_m = \frac{Q_p \cdot 1000}{D_m}$$

رابطه (۱)

n_m : سرعت موتور (دور در دقیقه)

D_m : حجم جابجایی موتور (سانتی متر مکعب)

Q_p : دبی پمپ (لیتر در دقیقه)

در نهایت یک هیدروموتور از نوع دنده ای داخلی با حجم جابجایی ۱۶۰ سانتی متر مکعب در دور و گشتاور بیشینه ۳۹۰ نیوتون-متر انتخاب شد.

شیلنگ های هیدرولیک

در انتخاب شیلنگ های هیدرولیک دو نکته می بایست رعایت گردد، قطر داخلی شیلنگ و ضخامت آن. قطر داخلی یک شیلنگ هیدرولیک بایستی به اندازه ای در نظر گرفته شود که جریان روغن در داخل آن آرام باشد تا کمترین افت فشار در آن ایجاد گردد. برای چنین منظوری می بایست سرعت جریان را در داخل لوله پایین نگه داشت. سرعت جریان مناسب برای لوله های مکشی ۰/۶-۱/۲ متر بر ثانیه و برای لوله های فشار ۲/۱-۴/۶ می باشد.

با توجه به این که دبی پمپ کمباین در شرایط کاری معادل ۲۰ لیتر بر دقیقه بود، با فرض سرعت روغن برابر با ۳/۳ متر بر ثانیه و با استفاده از رابطه (۲) محاسبات لازم جهت تعیین قطر داخلی شیلنگ مورد نیاز انجام گرفت.

$$Q = V \cdot A \cdot 60 \cdot 1000$$

رابطه (۲)

در این رابطه:

Q : دبی پمپ (لیتر در دقیقه)

V : سرعت (متر در ثانیه)

A : سطح مقطع لوله (متر مربع)

$$A = \frac{Q}{V \cdot 60 \cdot 1000}$$

$$\Rightarrow A = \frac{20}{3.3 \cdot 60 \cdot 1000} = 0.101 \cdot 10^{-3} m^2 = 101 mm^2$$

$$A = \pi \frac{d^2}{4} \Rightarrow d = \sqrt{\frac{4 \cdot 101}{\pi}} = 11.34 mm$$

بنابراین یک لوله استاندارد با قطر داخلی ۱۲ میلی متر می تواند لوله مناسب برای این مدار هیدرولیکی باشد. حال با مراجعه به جدول مخصوص تعیین ضخامت شیلنگ های استاندارد بر اساس فشار کاری، می توان ضخامت لوله را با توجه به حداکثر فشار کاری پمپ معادل ۲۷۵ بار انتخاب کرد. در نهایت لوله انتخابی دارای قطر داخلی ۱۲ میلی متر و ضخامت ۱/۵ میلی متر بود.

روش انجام آزمایش

در این تحقیق به منظور انجام آزمایش های لازم و اندازه گیری میزان ریزش، ابتدا ساز و کار خاصی طراحی و ساخته شد که توانایی نگه داری گیاه و تثبیت ساقه گیاه را داشته باشد. سپس مکانیزم دیگری طراحی و ساخته شد که توانایی نگه داری و حمل تثبیت ساز را داشته باشد و بتواند تثبیت ساز را با سرعت معین و ثابت به سمت کمباین هدایت نماید. این روش نمونه کامل شده تثبیت سازهایی است که در آزمایشگاه جهت انجام نمونه برداری مورد استفاده قرار گرفته است [۴].

تثبیت ساز مذکور دارای ابعاد 50×50 سانتی متر بوده و به گونه ای طراحی شد که به سادگی بتوان آن را زیر ساقه های محصول ایستاده قرار داد و محکم کرد، در این حالت ساقه ها توسط یک قیچی باغبانی از قسمت زیر تثبیت ساز بریده شد و بدین ترتیب یک نمونه جهت انجام آزمایش فراهم گردید. جهت افزایش سطح نمونه برداری در هر تکرار مجموعاً ۳ عدد تثبیت ساز ساخته شد که به دنبال یکدیگر قرار گرفتند و مجموعاً در 0.175 متر مربع از یک سطح، مورد استفاده قرار گرفتند. جهت حرکت دادن تثبیت سازها از نوعی حمل کننده استفاده گردید که مجموعاً $1/7$ متر طول و 60 سانتی متر عرض داشت. به منظور تأمین مسیری که حمل کننده بتواند بر روی آن حرکت کند، یک میز ساخته شد. جهت تأمین نیروی یکنواخت رو به جلو از سیستم انتقال نیروی زنجیری استفاده گردید، زنجیر از روی چند خورشیدی هرز گرد و خورشیدی حرکت دهنده که به محور خروجی یک موتور الکتریکی DC متصل بود، عبور کرده و در نهایت به ریل متصل شد. این مجموعه جهت سهولت در حمل و نقل و جلوگیری از آسیب دیدن و خشک شدن گیاه در کنار مزرعه قرار می گرفت و سپس کمباین محصول مورد نظر را از تثبیت ساز دریافت و درو می کرد.

تعریف متغیرها

یکی از عوامل موثر در میزان ریزش دانه در ناحیه دماغه موقع برداشت محصول چرخ و فلک کمباین می باشد. چرخ و فلک مورد استفاده در آزمایش های این تحقیق از نوع انگشتی دار (چرخ و فلک مورد استفاده جهت برداشت کلزا) بود و قبل از انجام آزمایش ها، تنظیمات لازم روی آن صورت گرفت. سرعت محیطی چرخ و فلک $1/1$ برابر سرعت پیشروی، موقعیت افقی آن کمی جلوتر از تیغه برش و ارتفاع آن به گونه ای که انگشتی های چرخ و فلک موقع پایین آمدن به پشت چتر فرضی بالایی محصول برخورد کنند، تنظیم شد. در آزمایش های این تحقیق مجموعاً چهار متغیر در نظر گرفته شد. متغیر وجود یا عدم وجود چرخ و فلک (A)، متغیر سرعت دورانی استوانه ها (B) در سه سطح 0.5 ، 1 و $1/5$ برابر سرعت حرکت رو به جلوی کمباین (با توجه به این که سرعت پیشروی در این آزمایش $1/5$ کیلومتر در ساعت در نظر گرفته شد، سطوح سرعت برابر 50 ، 75 و 100 دور در دقیقه بود) و متغیر تعداد انگشتی (C) در سه سطح 16 ، 12 و 8 انگشتی. دستگاه مذکور به گونه ای طراحی شد که بتوان با تغییر موقعیت میله حمل کننده انگشتی ها، زاویه ای را که در آن انگشتی ها بیشترین میزان خروج از استوانه را دارند تغییر داد. این زاویه نسبت به خط موازی با جهت حرکت اندازه گیری گردید. آزمایش ها در دو زاویه بیشترین خروج انگشتی 30 و 45 درجه انجام شد (D). این چهار متغیر به صورت یک آزمون کرت های خرد شده در قالب طرح بلوک کامل تصادفی $2 \times 2 \times 3 \times 3$ و در چهار تکرار با یکدیگر مقایسه گردیدند. جهت مقایسه عملکرد دستگاه، آزمایش دیگری با جدا کننده معمولی بر روی پلاتفرم برداشت غلات مجهز به چرخ و فلک به عنوان تیمار شاهد در چهار تکرار انجام گردید. آزمایشات به وسیله یک کمباین جان دیر مدل ۹۵۵ با عرض پلاتفرم $4/2$ متر انجام شد و در هر مرحله عرض نمونه برداری شده معادل 50 سانتی متر بود.

آماده سازی دستگاه جهت اجرای آزمایش

قبل از انجام آزمایش های اصلی، در آزمایش های مقدماتی میزان باز بودن شیر کنترل دبی به منظور دستیابی به سرعت های مدنظر استوانه ها تعیین گردید. برای این کار از یک دور سنچ دیجیتال^۱ استفاده شد و میزان باز بودن شیر کنترل دبی برای هر سرعت دورانی استوانه ها، در سه تکرار کنترل شد.

نتایج و بحث

پس از انجام آزمایشات مزرعه ای تحلیل های آماری بر روی داده ها در دو مرحله انجام گرفت. مرحله اول تجزیه و تحلیل داده های مربوط به ریزش دانه، که به کمک نرم افزار MSTATC انجام گرفت. در مرحله دوم میزان ریزش در جداکننده معمولی کمباین با تیماری از دستگاه ساخته شده که کمترین ریزش را داشت، مقایسه گردید. جدول (۱) نتایج تجزیه واریانس داده های مربوط به ریزش دانه به هنگام کار با کمباین مجهز به جدا کننده دوار را نشان می دهد. با توجه به جدول (۱) وجود یا عدم وجود چرخ و فلک (فاکتور A)، در حد احتمال ۹۹٪ به طور معنی داری بر روی میزان ریزش تاثیر گذاشت. به عبارت دیگر برخورد چرخ و فلک با بوته کلزا باعث ایجاد تغییر معنی داری در ریزش محصول خواهد گردید. زیاد بودن نسبی عرض قسمت مثلثی شکل پایینی دستگاه (حدود ۲۶ سانتی متر) و همچنین عدم حمایت بوته های بعدی از بوته کلزای در حال جدا شدن توسط جدا کننده سبب خوابیده شدن بوته به سمت عقب گردید، این امر سبب شد تعدادی از بوته ها که خم شده اند به صورت کامل برداشت نشوند و ریزش دانه و به خصوص غلاف افزایش یابد، این در حالی است که حضور چرخ و فلک باعث بلند شدن بوته خوابیده و درو شدن کامل آن شده است. بدین ترتیب استفاده از چرخ و فلک همراه با جداکننده دوار، در نهایت ریزش دانه را ۰/۶٪ کاهش داد. همچنین مشخص گردید، فاکتور B (سرعت چرخش استوانه ها) و فاکتور C (تعداد انگشتی ها) نیز در حد احتمال ۹۹٪ دارای اختلاف معنی دار می باشند، بنابراین کم و زیاد کردن تعداد انگشتی ها و در نتیجه آن تغییر در قدرت جداکنندگی دستگاه، سبب تغییر در میزان ریزش دانه خواهد گردید. فاکتور D (زاویه بیشترین خروج انگشتی ها)، با توجه به آنچه در جدول (۱) آورده شده است، دارای تفاوت معنی داری نبود. به عبارت دیگر تفاوت ۱۵ درجه در زاویه خروج انگشتی ها از استوانه، تفاوت چندانی در میزان ریزش ایجاد نکرده است.

جدول ۱. نتایج تجزیه واریانس داده های مربوط به ریزش دانه

Ms	df	منابع تغییرات
۳/۸۱۶**	۱	فاکتور A (وجود یا عدم وجود چرخ و فلک)
۰/۰۴۶	۳	خطا
۵۷/۳۳۶**	۲	فاکتور B (سرعت دورانی استوانه ها)
۹۵/۶۱۱**	۲	فاکتور C (تعداد انگشتی)
۰/۱۵۲ns	۱	فاکتور D (زاویه بیشترین خروج انگشتی ها)
۰/۹۲۶	۱۰۲	خطا
	۱۴۳	کل

** بیانگر اختلاف معنی دار در سطح احتمال ۹۹٪ می باشد.

ns نشان دهنده عدم وجود اختلاف معنی دار می باشد.

نتایج مقایسه میانگین برای تیمار های سرعت دورانی و تعداد انگشتی در جدول (۲) آورده شده است. نکته ای که از این جدول مشخص است کمینه بودن ریزش در سرعت دورانی ۷۵rpm یعنی سرعتی معادل سرعت پیشروی، (سرعت میانه) نسبت به دو

سرعت دیگر می باشد. به عبارت دیگر با افزایش سرعت دورانی از ۷۵ به ۱۰۰ rpm، ریزش افزایش می یابد، این امر مطابق با نظریات اسمیت و رمزی [۱۶] می باشد که افزایش سرعت دورانی استوانه ها، با افزایش ضربه و وارد شدن ارتعاش به قسمت بالای ساقه همراه است، بنابراین مقدار ریزش را افزایش می دهد. این جدول همچنین نشان می دهد، با کاهش سرعت از ۷۵ rpm به ۵۰ rpm مقدار ریزش دانه افزایش یافته است. دلیل این امر مسدود شدن مسیر حرکت ساقه ها و غلاف ها می شد. در این حالت انگشتی ها که عاملی جهت جدا نمودن غلاف ها و ساقه ها از یکدیگر می باشند، به دلیل سرعت کمتری که نسبت به سرعت رو به جلو گیاه دارند، موجب ایجاد مانع در مسیر حرکت گره می گردند و این خود کشیده شدن غلاف ها و ریزش بیشتر آن ها را در بر خواهد داشت. این نتایج مطابق با نتایج ارایه شده توسط شهاب زاده [۵] می باشد. نتایج آزمایشات وی حاکی از آن است که کمترین میزان ریزش در سرعت دورانی معادل با سرعت پیشروی بوده و افزایش یا کاهش سرعت دورانی نسبت به این سرعت، سبب افزایش میزان ریزش می گردد.

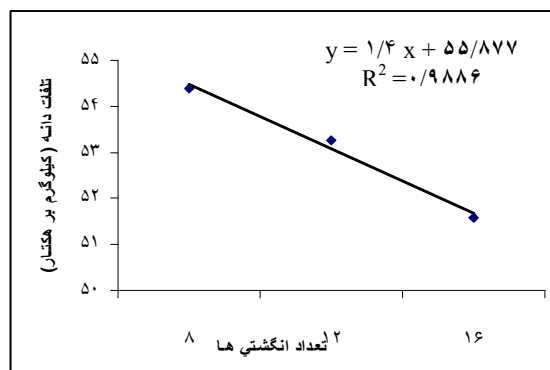
جدول ۲. نتایج آزمون دانکن برای تیمار های سرعت دورانی استوانه ها و تعداد انگشتی ها آزمایش در سطح احتمال ۹۹٪.

تعداد انگشتی سرعت دورانی (دور بر دقیقه)	۸	۱۲	۱۶	میانگین
۵۰	۵۴/۸۱ab *	۵۳/۵۴cd	۵۱/۴۷ fg	۵۳/۲۷D
۷۵	۵۳/۰۲d	۵۲/۰۶ef	۵۰/۶۲g	۵۱/۹۰F
۱۰۰	۵۵/۳۵ a	۵۴/۱۶bc	۵۲/۶۷de	۵۴/۰۶E
میانگین	۵۴/۳۹B#	۵۳/۲۵A	۵۱/۵۹C	

* میانگین های دارای حروف کوچک مشابه دارای اختلاف معنی دار نمی باشند.

میانگین های دارای حروف بزرگ مشابه دارای اختلاف معنی دار نمی باشند.

با توجه به جدول (۲) در بیشترین سطح تعداد انگشتی میزان ریزش دانه کمینه است. در شکل (۴) نرخ تغییرات میزان ریزش دانه با افزایش تعداد انگشتی ها نشان داده شده است. با توجه به این شکل، با افزایش تعداد انگشتی ها میزان تلفات دانه در ناحیه جدا کننده کاهش یافته است. به عبارت دیگر، از آنجا که انگشتی ها عامل اصلی در جدا کردن شاخه ها در جدا کننده دوار می باشند، افزایش تعداد انگشتی در واقع معادل با افزایش قدرت جدا کنندگی دستگاه است، لذا کاهش میزان ریزش را در بر خواهد داشت. این امر مطابق نتایج شهاب زاده [۵] است.



شکل ۴. نمودار نحوه تغییر میزان ریزش دانه با تغییر تعداد انگشتی ها

در نهایت نتایج نشان داد، کمترین میزان ریزش ناحیه جداکننده مربوط به تیماری است که در آن سرعت دورانی ۷۵ rpm (سرعتی معادل سرعت پیشروی)، تعداد انگشتی ۱۶ (بیشترین تعداد انگشتی)، زاویه بیشترین خروج انگشتی ها ۴۵ درجه بوده و همچنین از چرخ و فلک در آن استفاده گردیده است. میزان ریزش در این تیمار ۵۰/۵۱ کیلوگرم در هکتار می باشد. در آرایش های شهاب زاده [۵] کمترین میزان ریزش مربوط به تیماری با سرعت دورانی استوانه معادل سرعت پیشروی کمباین و تعداد انگشتی ۱۸ (بیشترین تعداد انگشتی) بود که مقدار آن ۵۱/۱ کیلوگرم برآورد گردید. این در حالی است که نتایج زوت و همکاران [۱۷] نشان داد، میزان تلفات دانه در ناحیه جداکننده مربوط به یک جدا کننده تیغه ای رفت و برگشتی مکانیکی در بهترین حالت

برداشت محصول (برداشت از مقابل محصول خوابیده) معادل ۷۴ کیلوگرم در هکتار و برای یک جدا کننده تیغه ای رفت و برگشتی هیدرولیکی در همین شرایط ۳۰ کیلوگرم در هکتار بود. هابسون و بروس [۱۲] میزان تلفات جداکننده تیغه ای رفت و برگشتی را در یک دماغه استاندارد (دماغه مخصوص برداشت کلزا مجهز به تیغه رفت و برگشتی)، ۳۴/۶ کیلوگرم در هکتار بیان کردند.

مقایسه جدا کننده دوار با نمونه شاهد

در جدول (۴) میزان تلفات کمباین مجهز به جدا کننده دوار در بهترین حالت، سرعت دورانی ۷۵rpm، تعداد ۱۶ انگشتی، زاویه بیشترین خروج انگشتی ۴۵ درجه و با استفاده از چرخ و فلک، با داده های حاصل از شاهد درج گردیده است. به منظور انجام این مقایسه از آزمون t-test استفاده گردید. همان گونه که از جدول مشخص است بین دو سری داده مربوط به ریزش جدا کننده دوار و جدا کننده معمولی اختلاف معنی دار در سطح احتمال ۹۹٪ وجود دارد و به عبارت دیگر می توان گفت با استفاده از جداکننده دوار در سرعت دورانی استوانه ها ۷۵rpm، تعداد ۱۶ انگشتی، زاویه بیشترین خروج انگشتی ۴۵ درجه و با چرخ و فلک، می توان میزان ریزش دانه را از ۶۲/۹۴ کیلوگرم در هکتار به میزان ۵۰/۵۱ کیلوگرم (حدود ۲۰٪) کاهش داد.

جدول ۴. مقایسه داده های مربوط به تیمار دستگاه ساخته شده دارای کمترین میزان ریزش با نمونه شاهد.

جداکننده معمولی	بهترین حالت جداکننده دوار	
۶۲/۹۴	۵۰/۵۱	میانگین ریزش (kg/ha)
۳/۲۵	۳/۶۴	واریانس
	** -۷/۹۴۹۹	نتیجه آزمون t: مقدار t

** اختلاف معنی دار در سطح احتمال ۹۹٪

نتیجه گیری

نتایج بدست آمده در این پژوهش به طور خلاصه عبارتند از:

- ۱- سطوح سرعت دورانی استوانه ها دارای تفاوت معنی دار بوده و در سرعت پیشروی معادل ۱/۵ کیلومتر بر ساعت، کمترین میزان ریزش در سرعت دورانی ۷۵ دور در دقیقه (یعنی سرعتی معادل سرعت پیشروی) حاصل گردید.
- ۲- سطوح تعداد انگشتی ها در میزان ریزش دانه تاثیر معنی داری داشته و کمترین میزان ریزش مربوط به بیشترین تعداد انگشتی (۱۶ انگشتی) بود.
- ۳- حذف چرخ و فلک سبب افزایش میزان ریزش دانه به اندازه ۰/۶٪ گردید.
- ۴- زاویه بیشترین خروج انگشتی ها تاثیر چندانی در میزان ریزش دانه نداشت.
- ۵- با استفاده از جدا کننده ساخته شده در این پژوهش می توان تا حد ۲۰٪ تلفات دانه را نسبت به جداکننده متداول کاهش داد.
- ۶- در آزمایش های انجام شده، کمترین میزان ریزش مربوط به سرعت دورانی ۷۵ rpm (سرعتی معادل سرعت پیشروی)، تعداد انگشتی ۱۶ (بیشترین تعداد انگشتی)، زاویه بیشترین خروج انگشتی ۴۵ درجه و با استفاده از چرخ و فلک بود.

منابع

۱. امام، ی. و م. ن. ایلکایی. ۱۳۸۱. تاثیر تراکم بوته و کلرمکوات کلزید (CCC) بر ویژگی های ظاهری و عملکرد دانه کلزای پاییزه رقم طلایه. مجله علوم زراعی ایران. جلد ۴. شماره ۱. صفحات ۹-۱.
۲. رودی، د. و ف. رحمان پور. ۱۳۸۲. زراعت کلزا. نشر دفتر برنامه ریزی رسانه های ترویجی. چاپ دوم. ۴۰ صفحه.
۳. زواره، م. و ی. امام. ۱۳۷۹. راهنمای شناسایی مراحل زندگی کلزا (Brassica napus L.). مجله علوم زراعی ایران. جلد ۲. صفحات ۱۴-۱.
۴. شریعتی، ش. و پ. شهنی زاده. ۱۳۷۹. کلزا. اداره کل آمار و اطلاعات در امور کشاورزی.
۵. شهاب زاده، م. م. ۱۳۸۴. طراحی ساخت و ارزیابی وسیله کمک جدا کننده در برداشت کلزا. پایان نامه کارشناسی ارشد. مکانیک ماشین های کشاورزی. دانشکده کشاورزی. دانشگاه شیراز.



۶. شیردانی راد، ا. ح.، و ع. دهشیری. ۱۳۸۱. راهنمای کلزا، کاشت، داشت و برداشت. نشر آموزش کشاورزی. چاپ اول. ۱۱۶ صفحه.
۷. کیمر، دی. و دی. آی. مک گرگور. ۱۳۷۸. کلزا. ترجمه عزیزی، م.، ا. سلطانی و س. خاوری خراسانی. انتشارات جهاد دانشگاهی مشهد. ۲۳۰ صفحه.
۸. مرتضی پور، ح. ۱۳۸۵. طراحی ساخت و ارزیابی جداکننده دوار هیدرولیکی قابل نصب بر روی دماغه کمباین جهت برداشت کلزا. پایان نامه کارشناسی ارشد. مکانیک ماشین های کشاورزی. دانشکده کشاورزی. دانشگاه بیراز.
9. Appelquist, L. A. and R. Ohlson. 1972. Rapeseed. Pub. Elsevier. Com. Amesterdam London Newyork. 394p.
10. Bphillips, P.W. and G. G. Khachatourians. 2001. The biotechnology revolution in global agriculture: Invention, Innovation and investment in the canola sector. CABI publishing
11. Bruce, M., J. W. Farrent, C. L. Morgan and R. D. Child. 2002. Determining the oilseed rape pod strength needed to reduce seed loss due to pod shatter. Biosystems engineering. 81: 79-184
12. Hobson, R. N. and D. M. Bruce. 2002. Seed loss when cutting a standing crop of oilseed rape with two types of combine harvester header. Biosystems Engineering. 81: 281-286
13. Ivancan, S. 1996. Problems with the harvesting of rape. Aktualani Mehanizacije. Italy. vol.6 (9): 151-155
14. Price, J. S., R. N. Hobson, M. A. Neal and D. M. Bruce. 1996. Seed losses in commercial harvesting of oil seed rape. Journal of Agriculture Engineering Research. 65: 183-191
15. Srivastava, A.K , E.G. Carrol and R.P. Rohrbach (1993). Engineering Principal of Agricultural Machines. ASAE Textbook Number 6.
16. Smith, E.A and A.M. Ramsy (1983). Force During Fruit Removal by a Mechanical Raspberry Harvester. Journals of Agricultural Engineering Research, Vol. 26, No 4, P.35-51.
17. Szot, B., M. Grochowicz and M. Szpryngil. 1995. Necessary adaptation of combine for rape harvesting, Zeszty Problemowe Postepow Nauk Rolniczych. Poland. 1995. 427: 35-39
18. Szpryngiel, M., M.Grochowicz and B.Szot, 1995: Source and causes of rape seed damage during combine harvesting, Niczych. Poland. 1995 427, 35-39.