

## محاسبه ی توان مصرفی دماغه ی برداشت کمباین سهند 68s برای برداشت گندم رقم الوند (با استفاده از تحلیل احتیاجات قدرتی) (۳۳۳)

سمیرا زارعی<sup>۱</sup>، شمس اله عبدالله پور<sup>۲</sup>، حمیدرضا قاسم زاده<sup>۳</sup>

### چکیده

انرژی یک نهاده ی مهم در کشاورزی بوده و برداشت محصولات دانه ای از عملیات مهمی است که به انرژی قابل توجهی نیاز دارد. لذا محاسبات مصرف انرژی برای این عملیات در جهت حداقل سازی اتلاف توان ضروری می نماید. در تحقیق حاضر به محاسبه ی توان مصرفی دماغه ی برداشت کمباین سهند 68s در برداشت گندم رقم الوند در دشت تبریز پرداخته شده است. انجام این محاسبات مستلزم تعیین میزان مصرف توان در اجزای دماغه کمباین شامل: چرخ فلک، شانه برش، هلیس سکوی برش و تخصیص سازگارترین مدل موجود برای کمباین سهند 68s می باشد. بررسی مدل ها نشان می دهد که افزایش تعداد پره های چرخ فلک و نیز افزایش سرعت محیطی چرخ فلک سبب کاهش توان مصرفی در این جزء می شود. افزایش اصطکاک در سطوح سرشی چاقو، افزایش توان مصرفی شانه برش را در پی دارد. همچنین قدرت مورد نیاز برای انتقال توده ی محصول به طور خطی با نرخ تغذیه ی محصول تغییر می یابد.

**کلیدواژه:** توان مصرفی، دماغه برداشت، کمباین سهند68s

<sup>۱</sup> - دانشجوی دوره ی کارشناسی ارشد مکاتیزاسیون کشاورزی دانشگاه تبریز، پست الکترونیک: samira\_zarei63@yahoo.com

<sup>۲</sup> - استادیار گروه مهندسی ماشین های کشاورزی دانشگاه تبریز

<sup>۳</sup> - دانشیار گروه مهندسی ماشین های کشاورزی دانشگاه تبریز

## مقدمه

روند رو به رشد جمعیت جهان اهمیت تغذیه را روشن تر می سازد و در این میان غلات در زندگی بشر به عنوان اصلی ترین ماده ی غذایی نقش بسیار اساسی دارد که یکی از مهم ترین مراحل تولید آن، برداشت محصول است و به مقدار قابل ملاحظه ای انرژی نیاز دارد. از این رو هر گونه روشی در بهینه سازی پارامترهای طراحی و عملیاتی کمباین که موجب صرفه جویی و ذخیره ی انرژی گردد، مورد هدف خواهد بود. بیشتر تحقیقات انجام شده بر روی احتیاجات انرژی ماشین های برداشت و کوبنده، به مطالعات کتابخانه ای پایه و مطالعات مزرعه ای در مورد احتیاجات انرژی برای یک وضعیت خاص محدود می شوند. نتایج چنین مطالعاتی برای موقعیت های مشابه مفید می باشد ولی نمی توانند به سایر شرایط تممیم یابند. تصویر کامل و دقیقی از پدیده های برداشت و کوبیدن از این مطالعات به دست نمی آید چرا که صرفاً اثر تعداد کمی از پارامترهای عملیاتی انتخاب شده بر روی احتیاجات انرژی را مطالعه کرده اند [۸، ۱۱، ۱۳].

ارائه ی مدل ریاضی برای مصرف توان ماشین های کشاورزی می تواند ابزار قدرتمندی در جهت مدیریت انرژی باشد، با این حال مدل سازی انرژی ماشین های برداشت و کوبنده زیاد مورد توجه قرار نگرفته است. عوامل موثر در توان مصرفی هر کدام از اندام های کمباین متعدد بوده و از دیدگاه های مختلفی قابل بررسی است که در تحقیق حاضر اختصاصاً به محاسبه ی توان مصرفی دماغه ی برداشت کمباین پرداخته می شود. در دماغه ی کمباین محصول سرپا چیده می شود و یا نوار محصول از سطح مزرعه جمع آوری می شود و به واحد کوبنده ارسال می گردد.

## مواد و روش ها

در تحقیق حاضر به بررسی توان مصرفی کمباین سه‌سهند ۶۸S در برداشت گندم آبی در استان آذربایجان شرقی، دشت تبریز و رقم غالب الوند پرداخته می شود. ارتفاع میانگین ۱۰۰ سانتی متر از خصوصیات ظاهری این رقم می باشد که در برداشت ماشینی حائز اهمیت می باشد. در محاسبه ی توان مصرفی کمباین پارامترهای طراحی، عملیاتی و نیز شرایط خاک و محصول دخیل هستند که در این بخش به محاسبه ی توان مصرفی هر یک از اجزای دماغه ی برداشت کمباین سه‌سهند 68S شامل: چرخ فلک، شانه برش و هلیس سکوی برش پرداخته می شود.

## ۱. محاسبه ی توان مصرفی چرخ فلک

در یک کمباین برداشت، چرخ فلک ساقه ها را به مکانیسم برش تحویل می دهد، آن ها را در طی برش به صورت عمودی نگه می دارد و محصول بریده شده را به طرف هلیس سکوی برش هل می دهد [۶] (شکل یک). دو نوع چرخ فلک معمول است. یکی نوع پره ای است که برای جمع کردن بیشتر محصولات کاربرد دارد و دیگری نوع انگشتی دار است که برای محصولات خوابیده از آن بهره گرفته می شود [۱]. برای محاسبه ی توان مصرفی هد برداشت کمباین سه‌سهند 68S از بین مدل‌های موجود، از مدل ارائه شده توسط باروآ و پانسار [۷] که با ساختار کمباین سه‌سهند سازگاری بیشتری دارد استفاده می شود. کل قدرت مصرفی توسط چرخ فلک  $P_r$ ، حاصل جمع قدرت مصرفی چرخ فلک برای خم کردن ساقه ها و غلبه بر مقاومت هوا می باشد و به صورت زیر محاسبه می گردد.

$$P_r = k_r^w (u_r)^3 + k_r^b F \quad (1)$$

که در آن:

$$F = \text{نرخ تغذیه ی محصول} \times \frac{Mg}{h}$$

$$u_r = \text{سرعت محیطی چرخ فلک} \times \frac{m}{s}$$

$$k_r^w = \text{ضریب تخمین توان مصرفی توسط مقاومت هوا}$$

$$k_r^b = \text{ضریب انرژی برای خم کردن محصول می باشد.}$$

نرخ تغذیه ی محصول  $F$ ، به صورت تابعی از پارامترهای عملیاتی و شرایط محصول، مطابق با معادله ی (۲) تغییر می کند.

<sup>1</sup>.Baruah and Panesar

$$F = wC_d v_f \rho (h - h_c) \cdot 10^{-3} \quad (2)$$

که در آن:

$\rho$  = چگالی خطی ساقه ی محصول،  $\frac{g}{m}$

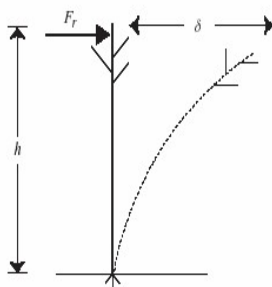
$C_d$  = چگالی محصول ایستاده،  $\frac{number}{m^2}$

$w$  = عرض برش ماشین،  $m$

$v_f$  = سرعت پیشروی ماشین،  $\frac{km}{h}$

$h_c$  = ارتفاع برش،  $m$

$h$  = ارتفاع ساقه ی محصول،  $m$  می باشد.



شکل ۱. تاثیر پره ی چرخ فلک بر روی ساقه ی محصول

برای محاسبه ی نرخ تغذیه، عرض برش ماشین با در نظر گرفتن کمباین سهند ۶۸۵، ۴/۲ متر می باشد و سرعت پیشروی کمباین برای برداشت گندم طبق توصیه ی کارخانه ی سازنده و پرسش های به عمل آمده از اپراتورهای کمباین به طور میانگین  $\frac{4 km}{h}$  می باشد. طبق اندازه گیری های انجام شده بر روی گندم رقم الوند، چگالی خطی ساقه ی محصول  $\frac{g}{m}$  ۲/۱۱۶ به دست آورده شد. تراکم مناسب بوته در متر مربع (چگالی محصول ایستاده) طبق توصیه ی مجری طرح گندم ۴۵۰ بوته در هر متر مربع در نظر گرفته می شود. ارتفاع معمول برداشت گندم نیز به طور میانگین ۲۵ سانتی متر می باشد. با در دست داشتن این اطلاعات و جایگذاری آنها در معادله ی (۲) مقدار  $F$  به صورت زیر محاسبه می شود.

$$F = 4.2 \cdot 450 \cdot 4 \cdot 2.116 \cdot (1 - 0.25) \cdot 10^{-3} = 12 \frac{Mg}{h}$$

برای محاسبه ی ضریب انرژی مورد نیاز برای خم کردن ساقه ی محصول توسط چرخ فلک  $k_r^b$ ، از معادله ی (۳) استفاده می گردد.

$$k_r^b = \left( \frac{5 \cdot 10^3 \pi^2 E I r^2}{3 \rho (h - h_c) h^3 Z^2 \lambda \sin \theta} \right) \quad (3)$$

که در آن:

$E$  = مدول الاستیسیته ی ساقه ی محصول،  $kPa$

$I$  = لنگر ماند مقطع عرضی ساقه ی محصول،  $m^4$

$Z$  = تعداد پره های چرخ فلک

$r$  = شعاع پره ی چرخ فلک،  $m$

$\lambda$  = شاخص سینماتیک چرخ فلک

$\theta$  = زاویه ی ایجاد شده بین پره ی چرخ فلک و سطح افق در لحظه ی برخورد با محصول می باشد.

ساقه ی محصول گندم رقم الوند ماشوره ای و توخالی بوده و طبق اندازه گیری با کولیس قطر ساقه از پایین به سمت نوک کاهش می یابد که در اینجا مقادیر میانگین ۳ و ۵ میلیمتر به ترتیب برای قطرهای داخلی و خارجی آن در نظر گرفته می شود. با

توجه به مقادیر به دست آمده برای قطرهای داخلی و خارجی ساقه می توان لنگر ماند مقطع ساقه  $I$ ، را از رابطه ی (۴) محاسبه کرد.

$$I = \frac{\pi}{4}(r_o^4 - r_i^4) \quad (4)$$

$$I = \frac{\pi}{4}(0.005^4 - 0.003^4) = 4.27 \cdot 10^{-10}$$

مدول الاستیسیته ی ساقه ی محصول طبق محاسبات انجام شده توسط کرونگز<sup>۱</sup> [۱۰] برابر با  $13/1 \text{ GPa}$  می باشد. در مورد چرخ فلک کمباین سهند ۶۸۵ تعداد پره ها  $Z$ ، ۶ عدد بوده و شعاع پره ی چرخ فلک ۵۴ سانتی متر و سرعت زاویه ای آن  $30 \text{ rpm}$  و یا  $\pi \text{ rad/s}$  اندازه گیری شده است. شاخص سینماتیک چرخ فلک  $\lambda$ ، که نسبت سرعت محیطی چرخ فلک به سرعت پیشروی کمباین برداشت است، از معادله ی (۵) به صورت زیر محاسبه می گردد.

$$\lambda = \frac{18r\omega_r}{5v_f} \quad (5)$$

با جایگذاری مقادیر اندازه گیری شده و مشخصات هندسی چرخ فلک، شاخص سینماتیک  $\lambda$  به صورت زیر تعیین می گردد.

$$\lambda = \frac{18 \cdot 0.54 \cdot \pi}{5 \cdot 4} = 1.52$$

زاویه ی ایجاد شده بین پره ی چرخ فلک و سطح افق در لحظه ی برخورد با محصول  $\theta$ ، متغیر بوده و تابعی از شکل و هندسه ی چرخ فلک و ارتفاع محصول می باشد که این زاویه در محاسبات به طور میانگین معادل ۳۰ درجه و یا  $0/52 \text{ rad}$  در نظر گرفته می شود و با جایگذاری مقادیر فوق در معادله ی (۳) مقدار  $k_r^b$  به دست می آید.

$$k_r^b = \left( \frac{5 \cdot 10^3 \cdot \pi^2 \cdot 13.1 \cdot 10^6 \cdot 4.27 \cdot 10^{-10} \cdot 0.54^2}{3 \cdot 2.116 \cdot (1-0.25) \cdot 1^3 \cdot 6^2 \cdot 1.52} \cdot \frac{1}{0.5} \right) = 0.617$$

و در نهایت از ضرب مقدار  $k_r^b$  در نرخ تغذیه  $F$ ، توان مورد نیاز چرخ فلک کمباین برای خم کردن ساقه های محصول محاسبه می گردد.

$$P_r^b = 0.617 \cdot 12 = 7.4 \text{ kW}$$

علاوه بر خم کردن ساقه ی محصول، برای غلبه بر مقاومت هوا نیز باید توان صرف گردد. کلین و همکاران<sup>۲</sup> [۹]، بیان کردند که تلفات بادی متناسب با توان سوم سرعت محیطی می باشند. جمله ی اول معادله ی (۱) برای تخمین قدرت مورد نیاز چرخ فلک برای غلبه بر مقاومت هوا به کار می رود. مقدار بیان شده برای ضریب مورد استفاده برای تخمین قدرت مصرفی دمنده به واسطه ی مقاومت هوا توسط بهروزی لار<sup>۱</sup> [۱]،  $\frac{1}{16600}$  می باشد که در مورد چرخ فلک با توجه به کوچکتر بودن این کسر در مقایسه با فن های پردور و نیز نامشخص بودن جهت باد و نیروی مقاوم باد و کم بودن سرعت محیطی می توان از جمله ی اول معادله ی فوق صرف نظر کرده و تنها قسمت دوم معادله را محاسبه کرد. توان تلف شده در اصطکاک یاتاقان ها  $P_{bearing}$ ، نیز از رابطه ی (۶) به صورت زیر محاسبه می گردد.

$$P_{bearing} = k_{bearing}^i u_i \quad (6)$$

که محاسبه ی اصطکاک یاتاقان در چرخ فلک با در نظر گرفتن ضریب اصطکاک یاتاقان  $k_{bearing}^i$ ، به مقدار  $0/003$  [۴]، به صورت زیر است.

$$P_{bearing} = 0.003 \cdot 1.7 = 0.0051 \text{ kW}$$

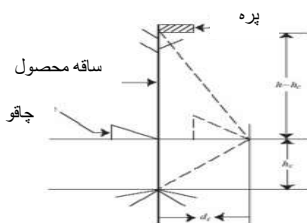
نهایتاً توان مصرفی چرخ فلک کمباین به میزان  $7/405 \text{ kW}$  (مجموع دو عدد محاسبه شده) محاسبه می گردد.

<sup>1</sup>.Kronbergs

<sup>2</sup>.Klenin et al

۲. محاسبه ی توان مصرفی شانه برش

ساقه های محصول در ابتدا خم شده و سپس در شانه برش بریده می شوند (شکل دو). برای اینکه عمل برش به طور صحیح انجام گیرد، چاقو باید تیز باشد و به راحتی در داخل انگشتی ها حرکت نماید. همچنین، تیغه های چاقو باید دارای تطابق صحیح نسبت به انگشتی ها باشند [۴]. در شانه برش کمباین علاوه بر مصرف انرژی برای خم کردن و برش ساقه ی محصول، برای غلبه بر اصطکاک در سطوح سرشی چاقوی رفت و برگشتی نیز انرژی مصرف می گردد (شکل سه).



شکل ۲. انحراف ساقه ی محصول به واسطه ی حرکت چاقو

توان مصرفی کل شانه ی برش از معادله ی (۷) محاسبه می شود.

$$P_{cb} = (k_{cb}^d + k_{cb}^s + k_{cb}^{f3})F + k_{cb}^{f2} \frac{u_{cb} F}{v_f} + k_{cb}^{f1} u_{cb} \quad (7)$$

که در آن:

$$k_{cb}^d = \text{ضریب انرژی انحراف برای شانه برش}$$

$$u_{cb} = \text{سرعت محیطی پولی محرک چاقو، } m/s$$

$$k_{cb}^s = \text{ضریب انرژی برشی برای شانه برش}$$

$$k_{cb}^{f1}, k_{cb}^{f2}, k_{cb}^{f3} = \text{ضرایب توان مصرفی برای غلبه بر مقاومت اصطکاکی می باشند.}$$

ضرایب انرژی برای غلبه بر اصطکاک در سطوح سرشی شانه برش  $k_{cb}^{f1}, k_{cb}^{f2}, k_{cb}^{f3}$  به ترتیب با استفاده از معادلات (۸) تا (۱۰) به دست می آیند.

$$k_{cb}^{f1} = \frac{2 \cdot 10^{-3}}{\pi} \alpha_h^d m_k g \quad (8)$$

$$k_{cb}^{f2} = \frac{2 \cdot 10^{-3} \alpha_h^d A_r l_k g}{\pi A_r} \quad (9)$$

$$k_{cb}^{f3} = \frac{10^4}{3} \frac{\alpha_h^d \pi E I r^2}{h^3 (h - h_c) Z^2 \rho \lambda} \frac{u_{cb}}{u_r} \quad (10)$$

که در آن:

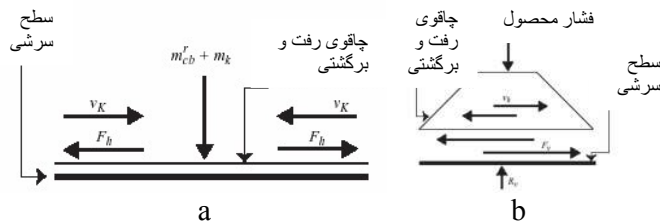
$$m_k = \text{جرم چاقو}$$

$$g = \text{شتاب ثقلی، } m/s^2$$

$$\alpha_h^d = \text{ضریب دینامیکی اصطکاک بین چاقو و سطح سرشی افقی}$$

$$A_r = \text{مساحت تصویر ش ه ی بخش رفت و برگشتی چاقو}$$

$A_f$  = مساحت تصویر شده ی کل شانه برش که توده ی محصول بر آن جریان دارد  
 $l_k$  = طول مقطع شانه برش،  $m$  می باشد.



شکل ۳. نیروهای اصطکاکی وارد بر سطح سرشی افقی (a) و عمودی (b) چاقوی رفت و برگشتی

ضرایب دینامیکی اصطکاک بین چاقو و سطوح افقی و عمودی  $\alpha_h^d$  و  $\alpha_v^d$  به دلیل تشابه جنس صفحات برابر با مقدار ضریب ارائه شده توسط بهروزی لار [۱] برای اصطکاک چاقو و کفی انگشتی،  $0.364$  در نظر گرفته می شوند.  $A_f$  مساحت بخشی از تیغه ی چاقوی رفت و برگشتی می باشد که در زیر انگشتی ها نباشد و  $A_f$  مساحت کل تیغه شامل بخش یاد شده و قسمتی که در زیر انگشتی ها قرار دارد، می باشد. برای محاسبه ی این مساحت ها از اندازه گیری های مستقیم بر روی شانه برش و نیز نقشه های مربوط به ساخت قطعات کمباین سهند ۶۸S استفاده شد. مساحت بخش رفت و برگشتی چاقو  $A_f$ ، از محاسبه ی مساحت یک تیغه ی چاقو و ضرب نمودن آن در تعداد تیغه ها که ۵۸ عدد می باشند و جمع کردن حاصل با مساحت شاسی چاقو که تیغه ها بر روی آن پرچ شده اند، به مقدار  $0.2904$  متر مربع به دست می آید. مساحتی از شانه برش که توده ی محصول بر آن جریان دارد  $A_f$ ، از محاسبه ی مساحت یک انگشتی و ضرب نمودن در تعداد آنها که ۳۰ عدد می باشند و سپس جمع نمودن مقدار حاصل با مقدار به دست آمده برای  $A_f$ ، حساب شده و مقدار  $0.3172$  مترمربع حاصل می شود. جرم چاقوی رفت و برگشتی نیز از توزین چاقوی برش کمباین سهند ۶۸S به میزان  $37/34 \text{ kg}$  اندازه گیری شد. طول شانه برش نیز با در نظر گرفتن عرض برش کمباین سهند،  $4/2 \text{ m}$  اندازه گیری شد. سرعت محیطی پولی محرک چاقو از نصب دورسنج دیجیتالی بر روی پولی محرک چاقو در حین کار کمباین و قرائت عدد ثبت شده توسط دورسنج،  $505 \text{ rpm}$  حاصل شد و شعاع پولی محرک چاقو  $r_c$ ، نیز از طریق اندازه گیری  $14 \text{ cm}$  به دست آمد. از طریق ضرب شعاع پولی محرک چاقو در سرعت دورانی آن، سرعت محیطی پولی محرک چاقو  $u_{cb}$ ، به میزان  $7/39 \text{ m/s}$  حاصل می شود.

سرعت محیطی چرخ فلک نیز متغیر بوده و طبق توصیه ی کارخانه ی سازنده مقدار آن از  $12-48 \text{ rpm}$  در شرایط کاری مختلف تغییر می نماید که در اینجا مقدار میانگینی معادل  $30 \text{ rpm}$  برای آن در نظر گرفته می شود. شتاب ثقلی نیز در کلیه ی محاسبات  $9/81 \text{ m/s}^2$  در نظر گرفته می شود. با جایگذاری مقادیر متناظر کمباین سهند 68S در روابط (۸) تا (۱۰)، مقادیر ضرایب  $k_{cb}^{f1}$ ،  $k_{cb}^{f2}$ ،  $k_{cb}^{f3}$  به صورت زیر محاسبه می شود.

$$k_{cb}^{f1} = \frac{2 \cdot 10^{-3}}{\pi} \cdot 0.364 \cdot 37.34 \cdot 9.81 = 0.0849$$

$$k_{cb}^{f2} = \frac{2 \cdot 10^{-3} \cdot 0.364 \cdot 0.2904 \cdot 4.2 \cdot 9.81}{\pi \cdot 0.3172} = 0.0087$$

$$k_{cb}^{f3} = \frac{10^4 \cdot 0.364 \cdot \pi \cdot 13.1 \cdot 10^6 \cdot 4.27 \cdot 10^{-10} \cdot 0.54^2 \cdot 7.39}{3 \cdot 1 \cdot (1-0.25)6^2 \cdot 2.116 \cdot 0.875} \cdot \frac{1.7}{1.7} = 0.541$$

برای محاسبه ی ضریب انرژی انحراف ساقه  $k_{cb}^d$  و انرژی برشی  $k_{cb}^s$  برای شانه برش از روابط (۱۱) و (۱۲) استفاده می شود.

$$k_{cb}^d = \frac{5 \cdot 10^3 E I h^3 s^2}{6 \rho (4h - h_c)(h - h_c)^3 h_c^3} \quad (11)$$

$$k_{cb}^s = \frac{5 \cdot \pi \cdot 10^{-3}}{36 \cdot \rho (h - h_c)} \tau_s A_c r_c \quad (12)$$

که در آن:

$s$  = طول ضربه،  $m$

$\tau_s$  = تنش برشی ساقه ی محصول،  $kN/m^2$

$A_c$  = مساحت برش عرضی ساقه ی محصول،  $m^2$

$r_c$  = شعاع لنگی محرک چاقو،  $m$  می باشد.

طول ضربه ی چاقو از اندازه گیری بر روی شانه برش کمباین  $m$  ۰/۰۷۶ به دست آورده شد که این مقدار در تطابق وسط به وسط چاقو حاصل می شود. مساحت برش عرضی ساقه ی محصول  $A_c$ ، با در دست داشتن مقادیر قطرهای داخلی و خارجی ساقه به صورت زیر محاسبه می شود.

$$A_c = \pi(r_o^2 - r_i^2) = \pi(0.005^2 - 0.003^2) = 5.024 \cdot 10^{-5} m^2 \quad (13)$$

مقدار تنش برشی ساقه ی محصول طبق محاسبات انجام شده توسط کرونیگر [۹]،  $8.47 \cdot 10^3 kN/m^2$  در نظر گرفته می شود. با جایگذاری مقادیر اختصاصی کمباین مورد مطالعه در روابط (۱۱) و (۱۲) می توان ضرایب  $k_{cb}^d$  و  $k_{cb}^s$  را به صورت زیر محاسبه نمود.

$$k_{cb}^d = \frac{5 \cdot 10^3 \cdot 13.1 \cdot 10^6 \cdot 4.27 \cdot 10^{-10} \cdot 1 \cdot 0.076^2}{6 \cdot 2.116 \cdot (4 - 0.25)(1 - 0.25)^3 (0.25)^3} = 0.514$$

$$k_{cb}^s = \frac{5 \cdot \pi \cdot 10^{-3}}{36 \cdot 2.116 \cdot (1 - 0.25)} 8.47 \cdot 10^3 \cdot 5.024 \cdot 10^{-5} \cdot 0.14 = 0.016371$$

در مورد شانه برش، توان مصرفی در اصطکاک یاتاقان بر طبق رابطه ی (۶)، به صورت زیر محاسبه می گردد.

$$P_{bearing} = 0.003 \cdot 7.39 = 0.0221 kW$$

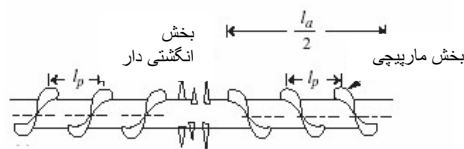
با جایگذاری مقادیر در رابطه ی (۷) کل قدرت مصرفی شانه ی برش کمباین را می توان به صورت زیر محاسبه کرد.

$$P_{cb} = (0.514 + 0.016371 + 0.541) \cdot 12 + 0.0087 \cdot \frac{7.39 \cdot 12}{4} + 0.0849 \cdot 7.39 = 13.67 kW$$

که نهایتاً با اضافه کردن توان مصرفی در اصطکاک یاتاقان، کل قدرت مصرفی شانه ی برش کمباین  $13.67 kW$  محاسبه می گردد.

۳. محاسبه ی توان مصرفی هلیس سکوی برش

پس از دروی محصول توسط شانه برش، چرخ فلک محصول را به طرف عقب فشرده و در کف سکو قرار می دهد. در این قسمت، پره های مارپیچی راست گرد و چپ گرد هلیس، محصول را از دو طرف سکو به وسط، جایی که نقاله تغذیه قرار گرفته است، انتقال می دهد (شکل چهار).



شکل ۴. هلیس سکوی برش

قدرت مورد نیاز هلیس سکوی برش  $P_{pc}$  شامل قدرت مورد نیاز برای انتقال توده ی محصول از کناره های سکو به مرکز و بالا بردن و کشیدن توده ی محصول به وسیله ی انگشتی های عقب رونده از رابطه ی زیر محاسبه می شود.

$$P_{pc} = (k_{pc}^c + k_{pc}^l) F \quad (14)$$

که در آن:

$$k_{pc}^c = \text{ضریب قدرت مصرفی انتقال محصول}$$

$k_{pc}^l = \text{ضریب قدرت مورد نیاز بالا بردن و کشیدن محصول توسط انگشتی های عقب رونده می باشند و به ترتیب از روابط زیر محاسبه می شوند.}$

$$k_{pc}^c = \left( \frac{g (l_a)^2 \alpha^s}{7200w} \cos \psi \right) \quad (15)$$

$$k_{pc}^l = \frac{gh_{al}}{3600} \quad (16)$$

که در آن:

$\psi = \text{زاویه ی ایجاد شده بین سطح افق و مسیر حرکت محصول در طول مارپیچ، rad}$

$l_a = \text{طول مقطع هلیس، m}$

$\alpha^s = \text{ضریب اصطکاک سرشی توده ی محصول بر روی سطح هلیس}$

$h_{al} = \text{ارتفاع بالا بردن موثر محصول توسط هلیس می باشد.}$

برای طول هلیس سکوی برش  $l_a$  و گام هلیس  $l_p$  و ارتفاع بالابری محصول توسط هلیس  $h_{al}$  از طریق اندازه گیری بر روی سکوی برش به ترتیب مقادیر  $3/56 m$  و  $0/583 m$  و  $0/5 m$  به دست آورده شدند. ضریب اصطکاک سرشی بین توده ی محصول و سطح هلیس مطابق محدوده ی ارائه شده توسط بهروزی لاری [۱]،  $0/2-0/8$ ، برای ضریب اصطکاک محصول و فولاد و میانگین گیری از این محدوده برابر با  $0/5$  در نظر گرفته می شود. مقدار زاویه ی ایجاد شده بین مسیر عبور محصول از روی هلیس و سطح افق  $\psi$ ، از نقشه ی تولیدی کارخانه برای هلیس سکوی برش، برابر با  $18$  درجه معادل  $0/314 rad$  به دست آمد و در نهایت با قرار دادن مقادیر فوق در معادلات (۱۴)، (۱۵) و (۱۶) کل قدرت مصرفی هلیس سکوی برش به صورت زیر محاسبه می شود.

$$k_{pc}^c = \left( \frac{9.81 \cdot (3.56)^2 \cdot 0.5}{7200 \cdot 4.2} \cdot 0.95 \right) = 0.00195$$

$$k_{pc}^l = \frac{9.81 \cdot 0.5}{3600} = 0.00136$$

$$P_{pc} = (0.00195 + 0.00136) \cdot 12 = 0.0397 \text{ Kw}$$

نهایتاً با جمع کردن توان های محاسبه شده در هر یک از اجزاء، توان مصرفی هد برداشت کمباین سه سد 68S محاسبه می شود.

$$7.405 + 13.692 + 0.0397 = 21.1367 \text{ kW} = 28.34 \text{ hp}$$



## نتایج و بحث

از بررسی مدل ارائه شده برای محاسبه ی توان مصرفی چرخ فلک کمباین چنین برمی آید که افزایش قطر چرخ فلک باعث افزایش توان مصرفی حتی در سرعت ثابت دوران چرخ فلک می شود. همچنین می توان دریافت که افزایش در سرعت محیطی چرخ فلک سبب افزایش در شاخص سرعت  $\lambda$  شده و در نتیجه کاهش توان مصرفی چرخ فلک را به همراه خواهد داشت. افزایش تعداد پره های چرخ فلک نیز باعث کاهش توان مصرفی می شوند.

در رابطه با شانه برش بررسی مدلها نشان می دهد که قدرت مصرفی شانه برش به واسطه ی اصطکاک، تابع خطی از سرعت محیطی پولی محرک چاقو می باشد. مشاهدات محققان قبلی مبنی بر افزایش قدرت مصرفی چاقو در نتیجه ی افزایش اصطکاک در سطوح سرشی چاقو، نتایج این مدل را تصدیق می کند [۱۱].

بررسی مدل ارائه شده برای توان مصرفی هلیس سکوی برش نشان می دهد که قدرت مورد نیاز برای انتقال توده ی محصول به طور خطی با نرخ تغذیه ی محصول تغییر می کند. همچنین افزایش در ضریب اصطکاک سرشی توه ی محصول بر روی سطح هلیس  $\alpha$ ، افزایش در قدرت مورد نیاز هلیس را به همراه خواهد داشت.

با توجه به قدرت موتور کمباین سه پند 68S که معادل با  $92 \text{ kW}$  یا  $123 \text{ hp}$  می باشد، سهم توان مصرفی دماغه برداشت از کل توان موتور حدود ۲۳٪ است که رقم قابل توجهی می باشد، از این رو هر گونه تغییری در پارامترهای طراحی و هندسه ی اجزای دماغه برداشت و نیز شرایط کاری و عملیاتی کمباین همچون افزایش تعداد پره ها و سرعت محیطی چرخ فلک و نیز انتخاب جنس مناسب و برداشت محصول در رطوبت بهینه (حدوداً ۱۴٪) برای کاهش اصطکاک در سطوح سرشی چاقو، که به کاهش توان مصرفی دماغه بیانجامد مورد هدف خواهد بود.

## نتیجه گیری و پیشنهادها

۱. میزان توان مصرفی دماغه برداشت کمباین به صورت تابعی از شرایط کاری، پارامترهای هندسی و ویژگی های محصول تغییر می کند، لذا تعیین مناسب ترین شرایط در جهت کاهش توان مصرفی ضروری می نماید.
۲. توان مصرفی چرخ فلک کمباین را می توان با افزایش تعداد پره ها و نیز افزایش سرعت دورانی کاهش داد.
۳. توان مصرفی شانه برش کمباین تابعی از اصطکاک سطوح سرشی چاقو می باشد، بنابراین پیشنهاد می شود موادی که دارای کمترین ضریب اصطکاک سرشی هستند تعیین شده و در ساخت چاقو مورد استفاده قرار گیرند. همچنین اصطکاک بین سطوح و محصول در چاقو و هلیس، تحت تاثیر رطوبت محصول می باشد که با برداشت محصول در رطوبت بهینه (حدوداً ۱۴٪) می توان اصطکاک را کاهش داد و موجب کاهش توان مصرفی شد.
۴. چنانچه اشاره شد قطر ساقه گندم از پایین به سمت نوک کاهش می یابد، بنابراین با افزایش ارتفاع برش  $h_c$ ، قطر مقطع ساقه کاهش یافته و به تبع آن لنگر ماند نیز کاهش می یابد و باعث کاهش در توان مصرفی می گردد. از طرفی ب ای ثابت نگهداشتن نرخ تغذیه در ارتفاع برش بیشتر می توان سرعت پیشروی کمباین را افزایش داد. در پایان، انجام مطالعات بیشتر در جهت بهینه کردن پارامترهای طراحی و عملیاتی دماغه برداشت کمباین به منظور کاهش مصرف توان پیشنهاد می شود.



#### منابع مورد استفاده

۱. بهروزی لاری، م، ۱۳۷۹، اصول طراحی ماشین های کشاورزی (ترجمه)، مرکز انتشارات دانشگاه آزاد اسلامی.
۲. منصوری ر د، د، ۱۳۶۸، تراکتورها و ماشین های کشاورزی، جلد دوم، انتشارات دانشگاه بوعلی سینا همدان.
۳. ولی نژاد، ع، ۱۳۸۱، جداول و استانداردهای طراحی و ماشین سازی (ترجمه)، انتشارات طراح.
4. Arnold, R.E., J.R, Lake., 1964, Experiments With Rasp Bar Threshing Drum, III: Power Requirement. Journal of Agricultural Engineering Research, 9; 348-355.
5. Baruah, D.C., B.S, Panesar., 2004, Energy Requirement Model for a Combine Harvester, Part I: Development of Component Models. Biosystem Engineering, doi:10.1016/j.Biosystemseng.2004.08.017
6. Burrough, D.E., 1954, Power requirements of combine drives. Agricultural Engineering, 35, 15-18.
7. Klenin, N.I., I.F, Popov., V.A, Sakun., 1985, Agricultural Machines. PP: 280-293, 400-411 and 542-545. Amerind Publishing Co. Pvt. Ltd, New Delhi.
8. Kronbergs, E., 1999, Mechanical Strength Testing of Stalk Materials and Compacting Energy Evaluation. Industrial Crops and Products 11(2000): 211-216.
9. Lotey, J.S., C.P, Singh., 1975, Studies on Cutting Force Requirements and Shattering Losses Incurred in Harvesting of Wheat. Journal of Agricultural Engineering, 12: 10-16.
10. Prince, R.P., W.C, Wheeler., D.A, Fisher., 1958, Discussion on Energy Requirements for Cutting Forage. Agricultural Engineering, 39, 638-639, 652.
11. Spokas, L., A, Lideikis., 1996, Study of Fuel Consumption of Harvester. Zemes-Ukio-Inzinerija, 28: 27-36.