

طراحی، ساخت و ارزیابی گودال‌کن هیدرولیکی موتوردار کاربر پیاده جهت ایجاد چال کود

سامان ملاپور^۱ - داود کلانتری^{۲*} - مجید رجیبی وندچالی^۳

تاریخ دریافت: ۱۳۹۶/۰۲/۲۶

تاریخ پذیرش: ۱۳۹۶/۰۵/۱۸

چکیده

در پژوهش حاضر طراحی، ساخت و آزمون یک نوع گودال‌کن هیدرولیکی جدید مناسب برای باغ‌های کوچک ارائه شده است. گودال‌کن ساخته شده دارای عمق کار ۳۰ و قطر کار ۲۰ سانتی‌متر، سرعت دورانی بین ۱۰۰ تا ۱۶۰ دور بر دقیقه و حداکثر توان ۶/۵ اسب بخار می‌باشد. ارزیابی دستگاه در دو باغ مرکبات با بافت رسی سیلتی و لومی شنی با آزمون فاکتوریل در قالب طرح کاملاً تصادفی و در سه تکرار اجرا شد. رطوبت میانگین خاک به‌عنوان عامل اول در دو سطح رطوبت بالا و رطوبت پایین (به ترتیب ۲۴/۸۵ و ۱۶/۱۲ درصد در خاک با بافت لومی شنی و ۲۵/۹۵ و ۱۶/۴۸ درصد در خاک با بافت رسی سیلتی) و عمق گودال به‌عنوان عامل دوم در سه سطح عمق کم، عمق متوسط و عمق زیاد (۱۰، ۲۰ و ۳۰ سانتی‌متر) در نظر گرفته شد. با توجه به نتایج به‌دست آمده، کم‌ترین مقدار مصرف ویژه سوخت دستگاه (۰/۰۱۴ لیتر بر گودال) در عمق گودال کم (۱۰ cm) و رطوبت خاک بالا (۲۵/۹۵ درصد) و در بافت رسی سیلتی به‌دست آمد. ظرفیت ماشین در عمق کاری ۳۰ سانتی‌متر در خاک رسی سیلتی و در رطوبت بالا و پایین به ترتیب برابر با ۹۰ و ۸۸ گودال در هر ساعت و در خاک لومی شنی و در رطوبت بالا و پایین به ترتیب برابر با ۱۰۱ و ۹۵ گودال در هر ساعت به‌دست آمد. بیشترین توان (۲/۵۴۸ kW) مورد نیاز دستگاه در عمق ۳۰ cm و رطوبت پایین و در بافت رسی سیلتی رخ داد. همچنین کم‌ترین گشتاور (۷۵/۹۹ N.m) و توان (۱/۰۳۴ kW) در عمق ۱۰ cm و رطوبت بالا و در بافت لومی شنی به‌دست آمد.

واژه‌های کلیدی: توان، طراحی، ظرفیت ماشین، گودال‌کن، مصرف ویژه سوخت

مقدمه

که در این صورت ریشه‌ها به‌طور مستقیم غذای مطلوب خود را تأمین کرده و غذای سالم تا چندین سال بدون زحمت در اختیار درخت خواهد بود (Terence *et al.*, 2015). بنابراین بهترین روش جهت کوددهی درختان حفر گودال‌هایی در اطراف تنه درختان می‌باشد (Koo, 1992). مردم ایران نیز از سال‌های بسیار دور به روش سنتی با ابزارهایی مثل بیل گودال حفر می‌کردند و حتی امروزه هم معمولاً این کار را به‌صورت سنتی انجام می‌دهند. گودال‌هایی که با این روش حفر می‌شوند، به علت نیاز ابزارهای دستی به فضای کافی برای کندن خاک، لزوماً قطرهای زیاد و نابرابری دارند. در این روش تعداد گودال‌های حفر شده محدود (معمولاً ۱ یا ۲) و کود اعمال شده به‌صورت مجتمعه در نقاطی قرار می‌گیرد (Mainwaring *et al.*, 2014). رایج‌ترین شکل گودال‌کن‌هایی که امروزه مورد استفاده قرار می‌گیرند، شامل گودال‌کن دستی تک نفره یا دو نفره موتور، گودال‌کن هیدرولیکی و گودال‌کن پشت تراکتوری است و در همه آن‌ها نیرو توسط سیستم انتقال توان مکانیکی یا هیدرولیکی به مته ماریپیچ انتقال می‌یابد. با تعویض مته‌های مختلف می‌توان گودال‌هایی با قطر ۲۰-۱۰ سانتی‌متر و عمق ۱۰۰-۳۰ سانتی‌متر حفر نمود (Taki *et al.*, 2015). در نوع پشت تراکتوری، دستگاه حفاری به اتصال سه نقطه تراکتور متصل شده و مته ماریپیچ آن توسط محور توان‌دهی

درختان میوه به دلیل حضور آهک فعال در خاک‌های آهکی، زیادی بی‌کربنات در آب‌های آبیاری، مصرف غیر صحیح کود در سایه‌انداز درختان و عدم رعایت مصرف بهینه کود و آب عمده‌تاً دچار کاهش تولید محصول می‌شوند (Maschowski *et al.*, 2016; Geissler and Scow, 2014; Li *et al.*, 2008). به همین علت برخی از روش‌ها در بین روش‌های معمول کوددهی شامل پخش سطحی، چالکود، کوددهی از طریق سیستم آبیاری و محلول‌پاشی حائز اهمیت می‌باشند (Koo, 1992; Terence *et al.*, 2015). با توجه به تحقیقات انجام یافته، راندمان و کارایی مصرف کود در روش چال کود به مراتب بیش‌تر از روش پخش سطحی کود می‌باشد، چرا

۱- دانشجوی کارشناسی ارشد مکانیک بیوسیستم، دانشکده مهندسی زراعی، دانشگاه علوم کشاورزی و منابع طبیعی ساری

۲- دانشیار، گروه مکانیک بیوسیستم، دانشکده مهندسی زراعی، دانشگاه علوم کشاورزی و منابع طبیعی ساری

۳- استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی واحد جویبار
* - نویسنده مسئول: (Email: d.kalantari@sanru.ac.ir)

DOI: 10.22067/jam.v8i2.64470

دلایل مختلفی نظیر بالا بودن هزینه کارگری، راندمان پایین و عدم یکنواختی گودال‌های حفر شده، کمتر مورد پسند است. به همین دلیل، توسعه روش‌های جدید برای حفر گودال‌های کوچک و عمیق را توجیه‌پذیر می‌سازد. گودال‌کن‌های دستی موتوردار (مکانیکی) دارای مشکلاتی نظیر کنترل و تغییر دور غیرپیوسته و محدودتر مته به علت استفاده از گیربکس مکانیکی، قطع مشکل‌تر و پیچیده‌تر توان از موتور به مته در حین بروز خطرات احتمالی ناشی از گیر کردن مته در گودال و اعمال نیروی عکس‌العمل موتور به اپراتور و عدم تأمین نیازهای ارگونومیکی به دلیل سنگینی دستگاه و مانورپذیری محدود دستگاه می‌باشد. گودال‌کن‌های پشت تراکتوری نیز دارای مشکلاتی مانند مانورپذیری پایین در فضاها محدود و گران بودن می‌باشند و تهیه آن توسط اکثر زارعین و باغداران توجیه اقتصادی ندارد. از این رو، در طرح حاضر تلاش گردید تا با طراحی و ساخت یک نوع گودال‌کن هیدرولیکی موتوردار کاربر پیاده در جهت بهبود مشکلات ذکر شده و بهینه‌سازی کیفیت کار گودال‌کن‌ها گامی کوچک برداشته شود. گودال‌کن طراحی شده دارای چهار چرخ متحرک بوده که انتقال و جابه‌جایی آن توسط اپراتور را بسیار آسان می‌کند. از طرف دیگر دو چرخ آن در حین عمل حفاری همانند لولا عمل کرده و نیروی اضافی وارد بر اپراتور را به حداقل می‌رساند. از مزایای دیگر دستگاه ساخته شده، تغییر دور پیوسته مته در محدوده مورد نظر برای حفاری می‌باشد. شروع حفاری با سرعت پایین، سپس افزایش دور مته پس از ورود مته به داخل زمین نیز از قابلیت‌های دستگاه ساخته شده می‌باشد.

مواد و روش‌ها

طراحی، محاسبات و ساخت دستگاه

برای طراحی گودال‌کن مورد نظر، ابتدا قدرت مورد نیاز موتور هیدرولیکی (هیدروموتور) محاسبه گردید. به‌طور معمول تعداد دور محور مته گودال‌کن‌ها از ۱۰۰ تا ۱۶۰ دور بر دقیقه متغیر اعلام شده است (Alizade, 1997). از آنجایی که گشتاور مورد نیاز مته‌هایی با قطر کمتر از ۳۰ سانتی‌متر برای خاک‌های مختلف در محدوده بین ۱۳۰ تا ۲۱۰ نیوتن‌متر گزارش شده (Yamawaki, 1962)، لذا از حد متوسط اعداد داده شده (۱۷۰ نیوتن‌متر) برای محاسبه توان مورد نیاز گودال‌کن استفاده شد. توان مورد نیاز هیدروموتور برای مته‌ای با قطر ۲۰ سانتی‌متر در عمق کاری ۳۰ سانتی‌متر به کمک رابطه (۱) و با مقدار گشتاور متوسط ۱۷۰ نیوتن‌متر محاسبه گردید (Church, 2009).

$$P_{HM} = (T \times N) / 9550 \quad (1)$$

که در آن P_{HM} قدرت مورد نیاز بر حسب کیلووات، T گشتاور هیدروموتور بر حسب نیوتن‌متر و N سرعت دورانی هیدروموتور بر

تراکتور (PTO) و یا توسط پمپ هیدرولیک تراکتور به کار می‌افتد (Tappan, 2011).

تاکنون تحقیقات بسیار محدودی در رابطه با توسعه گودال‌کن هیدرولیکی در داخل کشور صورت گرفته است. در پژوهشی چهار نوع مته‌ی مختلف شامل مته استوانه‌ای، مته ماریپیچ مخروطی با گام کوچک، مته ماریپیچ مخروطی با گام بزرگ و مته ماریپیچ با لبه برش صفحه‌ای مورد آزمون قرار گرفتند. نتایج نشان داد که بیش‌ترین گشتاور و توان مورد نیاز جهت ورود مته به داخل خاک، مربوط به مته استوانه‌ای و مته ماریپیچ مخروطی با گام کوچک است. همچنین نتایج تحقیقات ایشان نشان داد که مقدار توان مورد نیاز مته ماریپیچ مخروطی با گام بزرگ به‌طور معنی‌داری کمتر از مته ماریپیچ مخروطی با گام کوچک است (Taki et al., 2015). در تحقیق دیگری ارگونومی یک دستگاه گودال‌کن یک نفره موتوری که دارای مته‌ای به ارتفاع ۵۰ سانتی‌متر بوده و به‌طور مستقیم توسط سیستم انتقال نیروی مکانیکی به موتور احتراقی متصل شده بود، مورد بررسی قرار گرفت. نتایج نشان داد که گودال‌کن‌های مکانیکی در شرایطی که کاربر با دور بالا شروع به کار نماید، عکس‌العمل برخورد ناگهانی تیغه با خاک ممکن است باعث گردش کاربر به دور محور هلیس گردد. همچنین به علت دور بالای مته در شروع کار، حین ورود مته به داخل خاک امکان پرتاب خاک و سنگ‌ریزه به اطراف وجود دارد. از طرف دیگر با توجه به این که در این نوع گودال‌کن‌ها اپراتور جهت حفر هر گودال مجبور است حرکت دستگاه را دنبال کند (پایین و بالا رفتن دستگاه)، لذا نیازهای ارگونومیکی اپراتور ممکن است در کل کورس حرکت مته فراهم نباشد (Afsari et al., 2011).

در پژوهشی دیگر، عملکرد یک گودال‌کن موتوری توسط Miller و همکاران (۲۰۰۴) مورد بررسی قرار داده شد. آن‌ها دریافتند که خطراتی مانند گیر کردن مته در حفاره و اعمال نیروی عکس‌العمل موتور به اپراتور وجود دارد. آن‌ها همچنین اعلام کردند که اپراتور در هر روز حدود ۶۰۰ بار در ارتفاع ۶۰ سانتی‌متری با زاویه شروع ۴۵ درجه خم و راست خواهد شد که این موضوع از نظر سلامتی در دراز مدت مشکل‌ساز بوده و به دنبال خود کمردردهای شدید را در کارگران به‌وجود می‌آورد.

محققان در تحقیق خود نشان داد که عوامل مؤثر در طراحی ارگونومیکی دستگاه‌های حفاری باید شامل موارد عدم ایجاد محدودیت حرکتی برای کارگر در فضای کاری، قابل تنظیم بودن ارتفاع مته، قابل تنظیم بودن مته از نظر زاویه و جهت، اجتناب از خمش و وضعیت‌های غیر طبیعی، اجتناب از خم‌شدگی یا پیچیدگی در ناحیه میج دست، عدم فعالیت در بالای سطح شانه‌ها، عدم کشیدگی بیش از حد دستان و اجتناب از دور شدن آرنج از بدن (بالا آمدن آرنج) باشد (Fatemi, 2006).

در سال‌های اخیر، روش سنتی حفر گودال به‌صورت دستی به

بخار، ۷۰/۸۳ سانتی متر مکعب و ۹/۲ لیتر در دقیقه به دست آمد. بر این اساس، با توجه به هیدروموتورهای موجود در بازار، از یک هیدروموتور اوربیتالی ۸۰ سی سی (سانتی متر مکعب) (BMR- 80، Ningbo Zhongyi، چین) با حجم جابه‌جایی ۸۰/۵ سانتی متر مکعب، دبی کارکرد قابل دستیابی در محدوده ۰/۸ تا ۶۰ لیتر بر دقیقه، قدرت حداکثر ۱۷ کیلووات، گشتاور بیشینه ۲۲۰ نیوتن‌متر و فشار ماکزیمم ۱۷۵ بار با محدوده سرعت ۷۵۰-۱۰ دور بر دقیقه استفاده شد (شکل ۱a). در ادامه برای انتخاب پمپ هیدرولیکی (هیدروپمپ) از رابطه (۴) استفاده گردید (Lambeck, 1983).

$$V_{GHP} = \left(\frac{V_{GHM} \times N_{HM}}{N_{HP} \times \eta_{HP}} \right) \quad (4)$$

که در آن، V_{GHP} حجم جابه‌جایی هیدروپمپ و V_{GHM} حجم جابه‌جایی هیدروموتور بر حسب سانتی متر مکعب می‌باشند. N_{HM} سرعت دورانی هیدروموتور و N_{HP} سرعت دورانی هیدروپمپ بر حسب دور بر دقیقه می‌باشند. η_{HP} بازده کلی هیدروپمپ است که حدود ۸۰٪ در نظر گرفته شد (Kalantari, 2015). از آنجایی که دبی موردنیاز هیدروپمپ‌ها در دور ۱۵۰۰rpm تعیین می‌شود (Dibaenia et al., 2003)، لذا حجم جابه‌جایی هیدروپمپ ۷/۶۷ سانتی متر مکعب به دست آمد. از این رو با توجه به هیدروپمپ‌های موجود در بازار، از یک هیدروپمپ ۱۲ لیتری دنده‌ای (دنده خارجی) (2APF8، REXPORT، چین) با حجم جابه‌جایی ۸ سانتی متر مکعب، دبی ۱۲ لیتر بر دقیقه، فشار ماکزیمم ۲۵۰ بار و حداکثر دور ۳۶۰۰rpm استفاده شد (شکل ۱b).

حسب دور بر دقیقه می‌باشد.

با توجه به این که هیدروموتور مورد استفاده به علت سادگی سیستم و ارزان تر شدن آن از نوع دنده‌ای انتخاب شده و محدوده فشار کاری مناسب هیدروموتورهای دنده‌ای برای کارکرد ممتد حداکثر ۱۶۰ بار می‌باشد (Kalantari, 2015)، لذا برای محاسبه حجم جابه‌جایی هیدروموتور با در نظر گرفتن فشار کاری ۱۵۰ بار از رابطه (۲) استفاده شد (Taki et al., 2015).

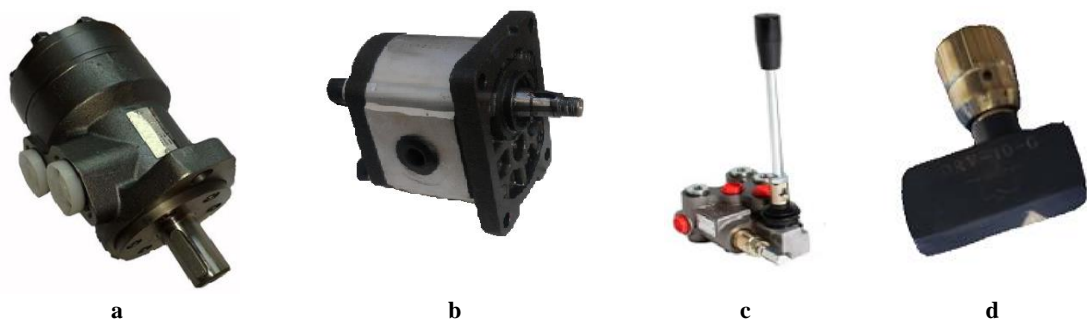
$$V_{GHM} = \frac{T}{0.016 \times \Delta p} \quad (2)$$

در رابطه (۲)، V_{GHM} حجم جابه‌جایی هیدروموتور بر حسب سانتی متر مکعب، T گشتاور هیدروموتور بر حسب نیوتن‌متر و Δp اختلاف فشار ورودی و خروجی هیدروموتور بر حسب بار می‌باشد. لازم به ذکر این که در مطالعات قبلی نیز مقدار فشار موردنیاز سیستم برای مته‌های با قطر ۱۵ سانتی متر در عمق کاری صفر تا ۵۰ سانتی متر برابر با حداکثر ۱۴۰ بار گزارش شده است (Gambi, 1964). در ادامه دبی موردنیاز سیستم به کمک رابطه (۳) به دست آمد (Church, 2009).

$$Q = \frac{N \times V_{GHM}}{1000} \quad (3)$$

در رابطه (۳)، Q دبی موردنیاز هیدروموتور (برابر با دبی موردنیاز هیدروپمپ) بر حسب لیتر بر دقیقه، N سرعت دوران هیدروموتور بر حسب دور بر دقیقه و V_{GHM} حجم جابه‌جایی هیدروموتور بر حسب سانتی متر مکعب می‌باشند.

با توجه به روابط (۱) تا (۳)، توان موردنیاز هیدروموتور، حجم جابه‌جایی آن و دبی سیستم به ترتیب ۲/۳ کیلووات معادل ۳/۱ اسب



شکل ۱- نمای ظاهری (a) هیدروموتور، (b) هیدروپمپ، (c) شیر کنترل مسیر جریان و (d) شیر کنترل مقدار جریان تعبیه شده در گودال کن
Fig.1. Exterior shape of a) Hydro-motor, b) Hydro-pump, c) Flow control valve and d) Flow controller embedded in hole-digger

در رابطه‌ی (۵)، P_M قدرت موردنیاز موتور بر حسب کیلووات، Q دبی موردنیاز سیستم بر حسب لیتر بر دقیقه، p_{HP} فشار کاری سیستم بر حسب بار و η_{HP} بازده کلی هیدروپمپ می‌باشند. بر این اساس، قدرت موردنیاز موتور احتراقی طبق رابطه (۵)، برابر با ۲/۸۷۵ کیلووات

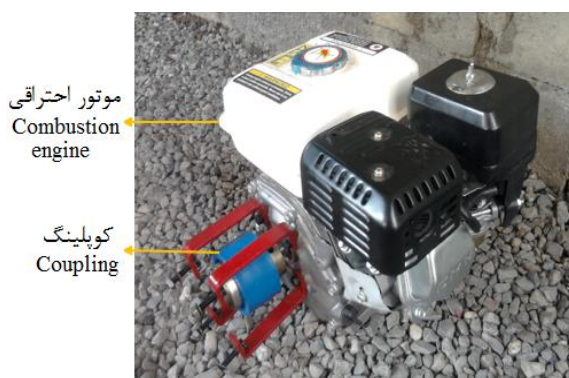
با تعیین فشار کاری و دبی مصرفی روغن، توان موردنیاز برای موتور احتراق داخلی که گرداننده هیدروپمپ است، طبق رابطه (۵) محاسبه گردید (Drexler, 2013).

$$P_M = [Q \times p_{HP}] / [600 \times \eta_{HP}] \quad (5)$$

با ظرفیت ۲۵۰ بار (HAWE, LB-250، چین) در مسیرهای ورودی و خروجی هیدروموتور استفاده شد (شکل b۲). برای انتخاب فیلتر مکش باید ظرفیت جریان فیلتر مکش ۲ تا ۴ برابر ظرفیت پمپ (دبی پمپ) باشد (Koo, 1992)، لذا حداکثر ظرفیت جریان فیلتر مکش ۳۶ لیتر بر دقیقه در نظر گرفته شد. از این‌رو با توجه به فیلترهای مکش موجود در بازار از فیلتر مکش (TS-1457، هیدرولیک بهفن) با ظرفیت جریان ۵۰ لیتر بر دقیقه و درجه فیلتراسیون (مش‌بندی) ۱۰۰ میکرون استفاده شد.

معادل ۳/۸۵ اسب بخار به‌دست آمد. از این‌رو با توجه به موتورهای موجود در بازار، از یک موتور تک سیلندر بنزینی (WX168F-1، KATO، چین) با قدرت ۶/۵ اسب بخار و حداکثر دور موتور ۳۶۰۰ دور بر دقیقه استفاده شد. برای اتصال موتور احتراقی به هیدروپمپ از یک کوپلینگ مدل DK42 ساخت شرکت هیدرولیک بهفن استفاده شد (شکل a۲).

در ادامه، بر اساس فشار کاری سیستم که ۱۵۰ بار در نظر گرفته شد و با توجه به فشارسنج‌های موجود در بازار از دو فشارسنج ایستاده



شکل ۲- a) موتور مورد استفاده در دستگاه گودال‌کن و کوپلینگ آن و b) نحوه نصب درجه فشار

Fig.2. a) Engine used in the hole-digger and its coupling and b) Placement of pressure gauge

ترکیب شیلینگ به ضریب اطمینان استفاده شد (Kalantari, 2015). ضریب اطمینان موردنیاز برای انتخاب شیلینگ هیدرولیک در جدول ۱ ارائه شده است.

جدول ۱ - ضریب اطمینان موردنیاز برای انتخاب شیلینگ هیدرولیک
(Kalantari, 2015)

Table 1- Required Confidence to select hydraulic hose

حداکثر فشار کاری Maximum working pressure	ضریب اطمینان Confidence
< 70 bar	8
70-180 bar	6
> 80 bar	4

در ادامه، قطر داخلی شیلینگ هیدرولیک بر اساس حداکثر سرعت مجاز جریان روغن داخل شیلینگ و بر طبق رابطه (۶) و جدول ۲ به‌دست آمد (Kalantari, 2015; Miller et al., 2011).

$$d_i = \sqrt{\frac{4Q}{\pi \cdot V_{max}}} \quad (۶)$$

که در آن، d_i قطر داخلی شیلینگ هیدرولیک بر حسب متر، Q دبی مورد نیاز سیستم بر حسب متر مکعب بر ثانیه و V_{max} حداکثر سرعت مجاز جریان روغن داخل شیلینگ بر حسب متر بر ثانیه می‌باشند. بر این اساس، حداکثر فشار ترکیب شیلینگ مورد نظر ۹۰۰ بار و قطر

در مرحله بعد برای کنترل جریان روغن از هیدروپمپ به هیدروموتور از یک شیر هیدرولیک کنترل مسیر جریان استفاده شد. شیر هیدرولیک به‌کار رفته باید بتواند دبی موردنیاز سیستم را از خود عبور داده و حداکثر فشار کاری سیستم را تحمل کند (Lewis, 2010). با توجه به شیرهای موجود در بازار از یک شیر چهار راه سه وضعیته (۴/۳) با کنترل دستی سه هشتم (۳/۸) اینچ مدل MB20/13/8BSP ساخت شرکت HOF تایلد با حداکثر دبی ۴۵ لیتر بر دقیقه و فشار ماکزیمم ۲۱۰ بار استفاده شد (شکل c۱). شیر مورد نظر دارای ۴ مجرا است که دو مجرای آن برای جریان ورودی و خروجی به هیدروموتور (A و B)، یک مجرا برای اتصال به مخزن (T) و دیگری برای خروجی هیدروپمپ (P) در نظر گرفته شده است. سه وضعیت شیر کنترل جریان انتخاب شده شامل حالت‌های چپ‌گرد، خلاص و راست‌گرد می‌باشد. برای کنترل مقدار دبی جریان از دو شیر سوزنی (فلوکنترلر) ۳/۸ اینچ قابل تنظیم (DRV-10-REXPORT.G، چین) با دبی حداکثر ۵۰ لیتر بر دقیقه و فشار ماکزیمم ۳۱۵ بار برای حالت‌های چپ‌گرد و راست‌گرد استفاده شد (شکل d۱).

برای انتخاب شیلینگ هیدرولیک دو عامل حداکثر فشار قابل تحمل توسط شیلینگ و سایز شیلینگ مد نظر قرار گرفتند. برای محاسبه حداکثر فشار کاری سیستم هیدرولیک از تقسیم حداکثر فشار

فشار کاری ۳۳۰ بار و حداکثر فشار ترکیدگی ۱۳۲۰ بار برای خط فشار استفاده شد. همچنین برای خط مکش از شیلنگ خرطومی با قطر داخلی یک دوم (۱/۲) اینچ استفاده گردید.

داخلی شیلنگ‌های خط مکش، خط فشار و خط برگشت به ترتیب ۱۰، ۷/۲ و ۹/۸ میلی‌متر به دست آمد. از این رو با توجه به شیلنگ‌های هیدرولیک موجود در بازار از دو شیلنگ هیدرولیک ۲ متری با حداکثر

جدول ۲- حداکثر سرعت مجاز جریان داخل شیلنگ‌های هیدرولیک (Kalantari, 2015)

Table 2- Maximum allowable flow speed in hydraulic hoses

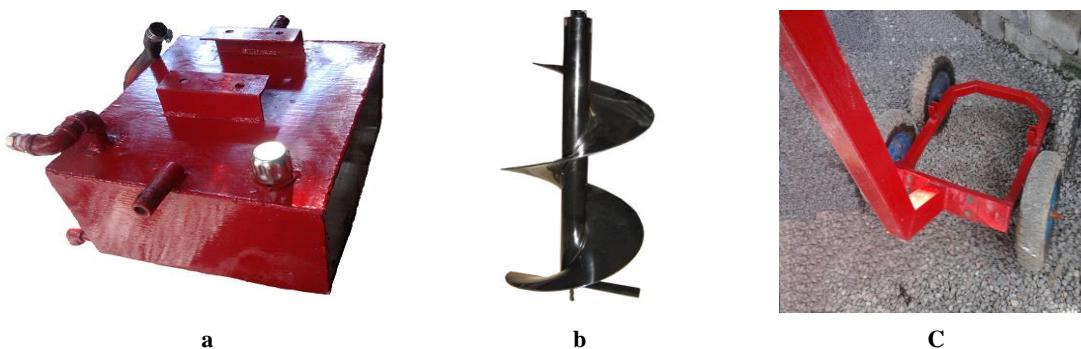
خط تخلیه روغن به مخزن هیدرولیک Hydraulic oil drain line to the tank	$V_{max} \leq 2 \text{ ms}^{-1}$
خط فشار (p برحسب بار) Pressure line (p based on bar)	$V_{max} \leq 2.5+0.8(p/100) \text{ ms}^{-1}$
خط مکش پمپ Pump suction line	$V_{max} \leq 1.5 \text{ ms}^{-1}$

دادن درب باک که خود دارای فیلتر هوا می‌باشد، تعبیه گردید. همچنین در قسمت بالای مخزن دو عدد نبشی برای استقرار موتور جوشکاری شد.

عضو کاری سیستم یک مته هلیسی (LIONS، چین) با نوک مخروطی، قطر بیرونی ۲۰۰ میلی‌متر، قطر محور اتصال ۴۰ میلی‌متر، ارتفاع ۷۰۰ میلی‌متر (با احتساب ارتفاع نوک مخروطی) و طول گام ۱۸۰ میلی‌متر می‌باشد (شکل b۳). برای این که وقتی مته به سمت پایین حرکت می‌کند، روغن داخل مخزن هیدرولیک و روغن موتور و بنزین داخل موتور به صورت شیب‌دار قرار نگیرد، از دو لوله فلزی کوتاه جوش داده شده در دو طرف مخزن استفاده شده و مخزن به صورت لولایی روی شاسی سوار گردید (شکل a۳).

در مرحله آخر قاب یا شاسی اصلی سیستم در محیط نرم‌افزار SOLIDWORKS 2013 طراحی شد که در برگرنده مته هلیسی، اجزای هیدرولیک و موتور بوده و تمامی قطعات گودال کن به‌طور مستقیم یا با واسطه به شاسی متصل می‌گردد. در ساخت شاسی دستگاه از قوطی‌های فلزی با ابعاد ۷۰×۷۰ و ۸۰×۴۰ و ۴۰×۴۰ میلی‌متر و لوله‌های فلزی با قطر خارجی ۲۰ میلی‌متر و ورق فلزی با ضخامت ۳ میلی‌متر استفاده شد (شکل c۳).

برای طراحی و ساخت مخزن ابتدا حجم مخزن دو برابر حداکثر دبی هیدروپمپ مورد استفاده در سیستم در نظر گرفته شد. این حجم مخزن برای ممانعت از ورود سریع روغن تخلیه شده از سیستم به پمپ، ته‌نشین شدن مواد خارجی داخل روغن و خنک شدن روغن قبل از ورود به پمپ توصیه شده است (Kalantari, 2015). با توجه به محدوده دبی کاری هیدروپمپ که بین ۸ تا ۱۲/۸ لیتر بر دقیقه بود، حجم مخزن تقریباً ۲ برابر حداکثر آن یعنی ۲۴ لیتر انتخاب شد. برای خنک‌کاری بهتر مخزن ساخته شده از ورق فلزی با ضخامت کم (۳ میلی‌متر) استفاده گردید. در نهایت مخزن روغن هیدرولیک با ابعاد ۴۰۰×۳۰۰×۲۰۰ میلی‌متر ساخته شد. برای اتصال شیلنگ‌های هیدرولیک به مخزن از دو لوله فلزی با قطر خارجی ۲۰ میلی‌متر استفاده شد که یکی از آن‌ها لوله خط مکش بوده و به فاصله ۱/۵ سانتی‌متری از کف مخزن نصب گردید (Chapple, 2011). لوله خط برگشت نیز در سمت دیگر مخزن (ناحیه مقابل خط مکش پمپ) و به منظور جلوگیری از کف کردن روغن، به اندازه دو برابر قطر لوله خط برگشت یعنی ۴۰ میلی‌متر بالاتر از کف مخزن نصب گردید (Chapple, 2011). برای تخلیه روغن، یک پیچ تخلیه در پایین‌ترین قسمت مخزن و نیز یک سوراخ کوچک در بالای مخزن برای قرار



شکل ۳- a) مخزن روغن، b) مته هلیسی و c) شاسی مورد استفاده در ماشین

Fig. 3. a) The oil reservoir, b) Helical auger and c) Chassis used in the fabricated machine

خشک برحسب گرم می‌باشد.

آزمون مزرعه‌ای به‌صورت فاکتوریل در قالب دو طرح کاملاً تصادفی در کرت‌هایی با ابعاد $(10 \times 4 \text{ m}^2)$ ، در سه تکرار و در دو باغ با بافت رسی سیلتی و بافت لومی شنی انجام گرفت (هر باغ شامل یک بافت بود) (Alizade, 1997). رطوبت میانگین خاک بر مبنای وزن خشک به‌عنوان عامل اول در دو سطح رطوبت بالا و رطوبت پایین (به‌ترتیب ۲۴/۸۵ و ۱۶/۱۲ درصد در خاک با بافت لومی شنی و ۲۵/۹۵ و ۱۶/۴۸ درصد در خاک با بافت رسی سیلتی) و عمق گودال به‌عنوان عامل دوم در سه سطح شامل عمق کم (۱۰ سانتی‌متر)، عمق متوسط (۲۰ سانتی‌متر) و عمق زیاد (۳۰ سانتی‌متر) در نظر گرفته شد. پارامترهای اندازه‌گیری شده شامل مصرف سوخت ویژه، ظرفیت ماشین، گشتاور موردنیاز مته، توان موردنیاز مته و انرژی مصرفی بود. برای تعیین مقدار سوخت مصرف شده از روش باک پر (توسط یک سرنگ مدرج با حجم ۶۰CC) استفاده شد (Habibi- Asl and Gilani, 2014; Hemmat and Asadi Khashoei, 1995). سپس با توجه به تعداد گودال‌های حفر شده، مصرف ویژه سوخت از رابطه (۸) به‌دست آمد.

$$S.F.C = \frac{L}{N} \quad (8)$$

که در این رابطه، S.F.C مصرف ویژه سوخت برحسب لیتر بر گودال، L میزان مصرف سوخت در هر کرت برحسب لیتر و N تعداد کل گودال‌ها در هر کرت می‌باشد.

هم‌چنین چهار عدد چرخ به قطر ۳۵۰mm و پهنا ۹۰mm در قسمت جلوی گودال‌کن برای قابلیت حمل و نقل راحت‌تر دستگاه تعبیه گردید. از چرخ‌های نزدیک‌تر به مته به‌عنوان تکیه‌گاه در زمان‌هایی که مته رو به پایین حرکت می‌کند، استفاده می‌شود (شکل ۸a). گودال‌کن ساخته شده، شماتیک و نقشه مربوط به مدار هیدرولیک دستگاه و اجزای آن در شکل‌های ۴ و ۵ نشان داده شده است.

تعیین شرایط کاری بهینه دستگاه

با توجه به این که وسیله ساخته شده یک دستگاه گودال‌کن جدید در ایران می‌باشد، از این رو تعیین شرایط کاری بهینه دستگاه برای حصول برخی پارامترهای عملکردی مطلوب مربوط به دستگاه امری ضروری می‌نمود. به همین منظور آزمون مزرعه‌ای گودال‌کن در دو باغ مرکبات واقع در استان مازندران (شهرستان بابلسر) با طول و عرض جغرافیایی به‌ترتیب $36^{\circ}69'$ و $52^{\circ}64'$ انجام گرفت. از نظر آب و هوایی، منطقه دارای اقلیم مرطوب بود. درصد رطوبت خاک بر مبنای خاک خشک با از استفاده از رابطه (۷) محاسبه شد (Gouran Oreyimi and Keyhani, 2010).

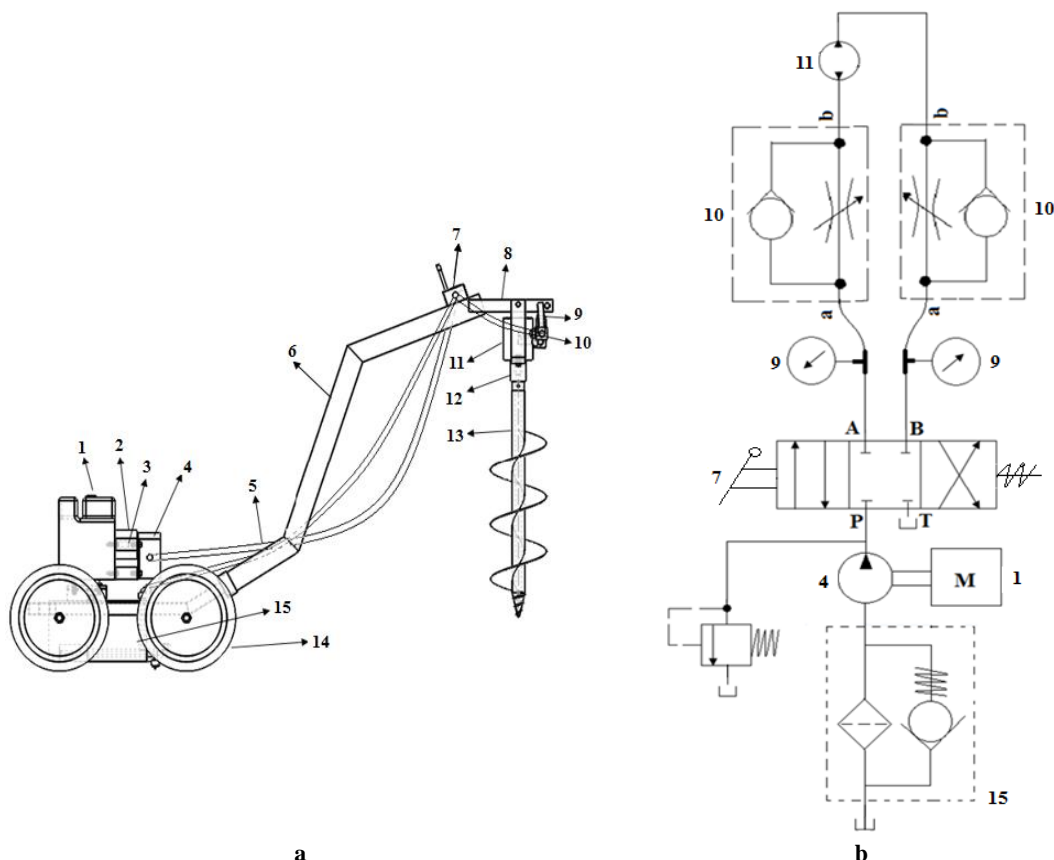
$$MC = \frac{m_1 - m_2}{m_2} \times 100 \quad (7)$$

که در رابطه (۷)، MC رطوبت خاک بر مبنای خاک خشک برحسب درصد، m_1 وزن خاک تر برحسب گرم و m_2 وزن خاک



شکل ۴- گودال‌کن هیدرولیکی ساخته شده

Fig.4. The constructed hydraulic hole-digger



شکل ۵- a) شماتیک دستگاه و اجزای آن (۱) موتور، (۲) کوپلینگ بین هیدروپمپ و موتور، (۳) پوسته نگهدارنده هیدروپمپ، (۴) هیدروپمپ، (۵) شیلنگ‌ها، (۶) شاسی، (۷) شیر کنترل مسیر جریان، (۸) دسته هدایت و کنترل، (۹) درجه فشار، (۱۰) شیر سوزنی، (۱۱) هیدروموتور، (۱۲) کوپلینگ مته و هیدروموتور، (۱۳) مته، (۱۴) چرخ‌ها و (۱۵) مجموعه مخزن روغن هیدرولیک
b) نقشه مربوط به مدار هیدرولیک دستگاه و اجزای آن

Fig. 5. a) Schematic of the device and its components; (1) Engine, (2) Coupling between engine and hydro-pump, (3) Hydro-pump's shell holder, (4) Hydro-pump, (5) Hoses, (6) Chassis, (7) Flow control valve, (8) Guidance and control handle, (9) Pressure gauge, (10) Flow controller, (11) Hydro-motor, (12) Coupling between auger & hydro-motor, (13) Auger, (14) Wheels and (15) Hydraulic oil tank complex
b) Hydraulic map of the constructed machine and its parts

خروجی هیدروموتور نصب شده بود، اندازه‌گیری شدند. با توجه به مقادیر فشار به‌دست آمده، گشتاور چرخشی موردنیاز برای به حرکت در آوردن مته در داخل خاک از رابطه (۲) به‌دست آمد (Taki et al., 2015). با اندازه‌گیری گشتاور موردنیاز برای ورود مته به داخل خاک، توان موردنیاز با داشتن دور هیدروموتور از رابطه (۱) محاسبه گردید. پس از اندازه‌گیری توان موردنیاز جهت حفر گودال‌ها و زمان حفر گودال، با محاسبه‌ی سطح زیر نمودار توان-زمان، انرژی مصرفی هیدروموتور برای مته مورد آزمایش به‌دست آمد.

تجزیه و تحلیل داده‌ها به روش تجزیه واریانس (ANOVA) و مقایسه مقادیر میانگین و برهم‌کنش پارامترها از طریق نرم‌افزار SPSS22 انجام گرفت. مقایسه میانگین‌ها از طریق آزمون چند

برای تعیین ظرفیت کاری ماشین گودال کن ابتدا دستگاه ساخته شده به زمین مورد نظر انتقال داده شده و تعداد ۱۰ گودال به فاصله ۴ متر از یکدیگر حفر گردید. مدت زمان حفاری از آغاز حفر اولین گودال تا انتهای حفر آخرین گودال (دهمین گودال) ثبت شد. این عمل در ۳ تکرار صورت گرفت و میانگین مدت زمان حفر ۱۰ گودال در ۳ تکرار تعیین شد. در نهایت با توجه به زمان حفر ۱۰ گودال، تعداد گودال‌هایی که دستگاه در یک ساعت می‌تواند حفر کند، مشخص گردید (Alizade, 1997).

برای محاسبه گشتاور در این آزمون از روش اندازه‌گیری فشار روغن ورودی و خروجی هیدروموتور استفاده شد. در این روش اختلاف فشار روغن توسط دو نشانگر فشار که در قسمت ورودی و

دامنه‌ای دانکن در سطح احتمال ۱ درصد انجام شد (Arvidsson and Bolenius, 2006).

نتایج و بحث

نتایج آزمون مزرعه‌ای و تعیین شرایط کاری بهینه دستگاه ارزیابی اولیه دستگاه

تمامی اجزای متحرک مانند مته، کوپلینگ، اجزای ثابت دستگاه و اتصالات پس از چند روز کار در مزرعه مورد بازرسی قرار گرفت و هیچ گونه مشکل فنی مشاهده نشد.

تعیین شرایط کاری بهینه دستگاه

نتایج تجزیه واریانس پارامترهای اندازه‌گیری تحت تأثیر عوامل آزمایش و برهم‌کنش آن‌ها در خاک رسی سیلتی و خاک لومی شنی به ترتیب در جدول ۳ و ۴ آمده است. همچنین مقایسه مقادیر میانگین پارامترهای اندازه‌گیری تحت تأثیر رطوبت و عمق گودال در خاک رسی سیلتی و خاک لومی شنی به ترتیب در جدول ۵ و ۶ ارائه شده است.

جدول ۳- تجزیه واریانس پارامترهای اندازه‌گیری تحت تأثیر عوامل آزمایش و برهم‌کنش آن‌ها در بافت رسی سیلتی

Table 3- ANOVA of the measured parameters affected by the experiment factors and their interaction in silty-clay soil texture

منبع تغییر	درجه آزادی	میانگین مربعات				
		مصرف ویژه سوخت	ظرفیت ماشین	گشتاور	توان	انرژی مصرفی
Source of variation	df	Specific fuel consumption (S.F.C)	Machine field capacity	Torque (T)	Power (P)	Consumed energy (E)
رطوبت خاک (A)	1	$1.9 \times 10^{-5**}$	84.5 ^{ns}	884.9**	0.181**	45.188**
عمق گودال (B)	2	$5.3 \times 10^{-5**}$	253476.5**	8647.3**	1.609**	1235.62**
خطا (A×B)	2	$3 \times 10^{-6**}$	6.5 ^{ns}	37.22 ^{ns}	0.007 ^{ns}	11.882**
Error	12	4.6×10^{-8}	32	25.8	0.004	0.941

** معنی‌دار بودن در سطح احتمال ۱ درصد و ns غیر معنی‌دار بودن را نشان می‌دهد.
** Significant at 1% of probability levels and ^{ns} Non. Significant

۵ و ۶). در رطوبت‌های پایین، ذرات خاک در اثر بالا بودن نیروهای هم‌دوسی به هم چسبیده و منسجم بوده، مقاومت زیادی در برابر برش نشان می‌دهند اما با افزایش رطوبت، مولکول‌های آب خاصیت هم‌دوسی را کاهش داده و خاصیت از هم‌پاشی را در خاک افزایش می‌دهند (Rajabi- Vandechali et al., 2015). احتمالاً به همین دلیل بود که در رطوبت پایین گشتاور چرخشی مته در خاک افزایش یافت. همچنین گشتاور موردنیاز مته در خاک با بافت رسی سیلتی بیش‌تر از خاک با بافت لومی شنی به‌دست آمد. این یافته نشان می‌دهد که برش و عبور خاک با بافت رسی سیلتی از لابه‌لای پره‌های مته دشوارتر از خاک با بافت لومی شنی است. در منابع تحقیقی نیز ضریب اصطکاک بین تیغه فولادی و خاک رسی سیلتی برابر با $0/۹-0/۶$ و بین فولاد و خاک لومی شنی برابر با $0/۷-0/۵$ گزارش شده که نشان‌دهنده اصطکاک بیشتر بین سطوح تیغه و خاک رسی سیلتی می‌باشد (Shahidi and Ahmadi Moghadam,

نتایج به‌دست آمده نشان داد که با افزایش عمق گودال (عمق حفاری) از ۱۰ تا ۳۰ سانتی‌متر، گشتاور موردنیاز مته در هر دو سطح رطوبتی و در هر دو بافت خاک افزایش می‌یابد (جدول ۵ و ۶). این نتیجه با یافته‌های کیفی حاصل از نفوذسنج مخروطی در پیش‌آزمون‌های انجام شده مطابقت دارد، به‌طوری که با افزایش عمق از صفر تا ۳۰ سانتی‌متر مقدار شاخص نفوذ در خاک (CI^۱) افزایش یافت. از آنجایی که طبق تحقیقات انجام شده توسط Cullet (۲۰۰۷)، مقاومت برشی خاک با مقاومت نفوذی رابطه مستقیم دارد، لذا می‌توان نتیجه گرفت که مقاومت مکانیکی در خاک و به تبع آن گشتاور موردنیاز مته با افزایش عمق نفوذ افزایش می‌یابد. موضوعی که در نتایج آزمایش‌های مقاله حاضر نیز قابل رؤیت است. بیش‌ترین مقدار گشتاور موردنیاز مته برای حفاری در رطوبت پایین حاصل شد (جدول

1- Cone Index

طراحی، ساخت و ارزیابی گودال کن هیدرولیکی موتوردار کاربر پیاده جهت ایجاد چال کود ۲۴۳

2008). بیشترین گشتاور (۱۸۷/۱۹۶ N.m) و توان (۲/۵۴۸ kW) در عمق ۱۰ cm و رطوبت بالا و در بافت لومی شنی مورد نیاز دستگاه در عمق ۳۰ cm و رطوبت پایین و در بافت رسی سیلتی رخ داد. هم‌چنین کم‌ترین گشتاور (۷۵/۹۹ N.m) و توان

جدول ۴- تجزیه واریانس پارامترهای اندازه‌گیری تحت تأثیر عوامل آزمایش و برهم‌کنش آن‌ها در بافت لومی شنی

Table 4- ANOVA of the measured parameters affected by the experiment factors and their interaction in sandy-loam soil texture

منبع تغییر	درجه آزادی	میانگین مربعات				
		مصرف ویژه سوخت	ظرفیت ماشین	گشتاور	توان	انرژی مصرفی
Source of variation	df	Specific fuel consumption (S.F.C)	Machine field capacity	Torque (T)	Power (P)	Consumed energy (E)
رطوبت خاک (A)	1	1×10 ^{-5**}	128 **	2539.4**	0.477**	13.93**
عمق گودال (B)	2	5.5×10 ^{-5**}	299522 **	6205.7**	1.144**	1291.83**
خطا (A×B)	2	3×10 ^{-6*}	2 ^{ns}	66.68 ^{ns}	0.012 ^{ns}	4.214**
Error	12	6.6×10 ⁻⁷	10.833	54.368	0.01	0.444

* و ** به ترتیب معنی‌دار بودن در سطح احتمال ۵ و ۱ درصد، و ns غیر معنی‌دار بودن را نشان می‌دهد.
* , ** Significant at 5% and 1% of probability levels, respectively, ^{ns} Non. Significant

جدول ۵- مقایسه مقادیر میانگین پارامترهای اندازه‌گیری تحت تأثیر رطوبت و عمق گودال در بافت رسی سیلتی

Table 5- Mean comparison of the measured parameters affected by soil moisture and depth in silty-clay soil texture

رطوبت خاک	عمق خاک (cm)	پارامترهای اندازه‌گیری				
		مصرف ویژه سوخت	ظرفیت ماشین	گشتاور	توان	انرژی مصرفی
Soil moisture	Soil depth	Specific fuel consumption (S.F.C)	Machine field capacity	Torque (T)	Power (P)	Consumed energy (E)
رطوبت پایین	10	0.0021 ^b	473 ^a	106.89 ^b	1.455 ^b	3.14 ^a
High moisture	10	0.0014 ^a	478 ^a	97.46 ^a	1.327 ^a	2.585 ^a
Low moisture	20	0.0053 ^d	158 ^b	154.56 ^d	2.104 ^d	14.68 ^c
High moisture	20	0.0033 ^c	164 ^b	141.25 ^c	1.923 ^c	11.872 ^b
Low moisture	30	0.0095 ^f	88 ^c	187.196 ^f	2.548 ^f	34.3 ^e
High moisture	30	0.006 ^e	90 ^c	167.87 ^e	2.285 ^e	28.16 ^d

میانگین‌ها در هر ستون که دارای حروف مشابه هستند، بر اساس آزمون LSD در سطح احتمال ۵٪ اختلاف معنی‌داری ندارند.

Means in each column with the same letters according to LSD test has no significant difference on probability of 5%.

جدول ۶ - مقایسه مقادیر میانگین پارامترهای اندازه‌گیری تحت تأثیر رطوبت و عمق گودال در بافت لومی شنی

Table 6- Mean comparison of the measured parameters affected by Soil moisture and depth in sandy- loam soil texture

رطوبت خاک	عمق خاک (cm)	پارامترهای اندازه‌گیری				
		مصرف ویژه سوخت (Lit.pit ⁻¹) Specific fuel consumption (S.F.C)	ظرفیت ماشین (Pits.hr ⁻¹) Machine field capacity	گشتاور (N.m) Torque (T)	توان (kW) Power (P)	انرژی مصرفی (kJ) Consumed energy (E)
رطوبت پایین Low moisture	10	0.0025 ^{ab}	515 ^a	92.31 ^b	1.256 ^b	3.6375 ^a
رطوبت بالا High moisture	10	0.0018 ^a	519 ^a	75.99 ^a	1.034 ^a	3.317 ^a
رطوبت پایین Low moisture	20	0.0045 ^c	170 ^c	134.81 ^d	1.835 ^d	15.78 ^c
رطوبت بالا High moisture	20	0.0039 ^{bc}	176 ^b	109.05 ^c	1.484 ^c	14.422 ^b
رطوبت پایین Low moisture	30	0.0097 ^e	95 ^e	162.72 ^e	2.215 ^e	34.398 ^e
رطوبت بالا High moisture	30	0.0066 ^d	101 ^d	133.52 ^d	1.817 ^d	30.85 ^d

میانگین‌ها در هر ستون که دارای حروف مشابه هستند، بر اساس آزمون LSD در سطح احتمال ۵٪ اختلاف معنی‌داری ندارند.

Means in each column with the same letters according to LSD test has no significant difference on probability of 5%.

ظرفیت ماشین معنی‌دار بود ولی در بافت رسی سیلتی اثر معنی‌داری نداشت. بنابراین ظرفیت ماشین از نظر آماری نه تنها متأثر از رطوبت خاک می‌باشد، بلکه از بافتی به بافت دیگر نیز اثر متفاوتی دارد و می‌توان گفت که نوع خاک نیز بر روی ظرفیت ماشین تأثیرگذار است. از طرف دیگر با افزایش عمق، مصرف ویژه سوخت گودال‌کن افزایش یافت و در بافت لومی شنی بیش‌تر از بافت رسی سیلتی بود (جدول ۵ و ۶). مصرف سوخت گودال‌کن، در رطوبت پایین بیش‌ترین مقدار بود (جدول ۵ و ۶). در عمق زیاد و هم‌چنین در رطوبت پایین، با توجه به افزایش چگالی ظاهری خاک و افزایش مقاومت برشی خاک، گشتاور بیش‌تری صرف چرخاندن مته در خاک شد که این امر منجر به افزایش مصرف ویژه سوخت دستگاه گردید. بیش‌ترین مقدار مصرف ویژه سوخت برابر با ۰/۰۰۹۷ لیتر بر گودال در عمق ۳۰ سانتی‌متری خاک لومی شنی و رطوبت پایین به‌دست آمد. به همین ترتیب کم‌ترین مقدار مصرف ویژه سوخت برابر با ۰/۰۰۱۴ لیتر بر گودال در عمق کاری ۱۰ سانتی‌متری خاک رسی سیلتی و رطوبت بالا مشاهده شد (جدول ۵ و ۶). علت این که مصرف ویژه سوخت در خاک لومی شنی برخلاف گشتاور مربوط به آن نسبت به خاک رسی سیلتی بیش‌تر شده، احتمالاً به دلیل زمان بیش‌تری است که صرف

هم‌چنین با توجه به نتایج به‌دست آمده، اثر رطوبت بر ظرفیت ماشین در خاک با بافت رسی سیلتی و نیز اثر متقابل تیمارهای عمق و رطوبت خاک بر ظرفیت دستگاه در هیچ‌کدام از بافت‌های مورد آزمون معنی‌دار نبود (جدول ۳ و ۴). ظرفیت مزرعه‌ای گودال‌کن مورد آزمایش در شرایط مزرعه‌ای و در عمق ۳۰ سانتی‌متر در خاک رسی سیلتی و در رطوبت بالا و پایین به‌ترتیب برابر با ۸۸ و ۹۰ گودال در هر ساعت و در خاک لومی شنی و در رطوبت بالا و پایین به‌ترتیب برابر با ۱۰۱ و ۹۵ گودال در هر ساعت به‌دست آمد که این مقدار تقریباً ۱۳ برابر ظرفیت مزرعه‌ای حفر گوال به روش دستی است. با توجه به نتایج ارائه شده در جدول ۳ و ۴، اثر عمق گودال بر روی ظرفیت ماشین در هر دو نوع خاک معنی‌دار بوده است. با این که قدرت مانورپذیری دستگاه پایین بود ولی در هر دو نوع خاک مورد آزمون در تمامی تیمارها اثر مشابه و نسبتاً یکسانی داشت. به عبارت دیگر، زمان‌های جابه‌جایی دستگاه در هر نوع خاک، در تمام تیمارها تقریباً یکسان بود و معنی‌دار شدن ظرفیت ماشین بیشتر متأثر از زمان مفید حفر گودال بوده است تا زمان‌های جابه‌جایی. در خصوص تأثیر نوع خاک و رطوبت نیز باید اذعان داشت که طبق جدول تجزیه واریانس (جدول ۳ و ۴)، اثر رطوبت در بافت لومی شنی بر روی

نتیجه گیری

نتایج آزمون مزرعه‌ای در این کار تحقیقاتی نشان داد که اثر عمق و رطوبت خاک بر پارامترهای اندازه‌گیری شده (گشتاور مته، توان موردنیاز مته، انرژی مصرفی، مصرف ویژه سوخت و ظرفیت ماشین) در بافت لومی شنی و اثر عمق و رطوبت خاک بر پارامترهای اندازه‌گیری شده در بافت رسی سیلتی (به جز ظرفیت ماشین) و همچنین اثر بر هم‌کنش عمق و رطوبت بر انرژی مصرفی در هر دو بافت خاک و بر مصرف ویژه سوخت در خاک با بافت رسی سیلتی در سطح احتمال یک درصد و نیز اثر متقابل رطوبت و عمق گودال بر مصرف ویژه سوخت در خاک با بافت لومی شنی در سطح احتمال ۵ درصد معنی‌دار بود. عملیات حفر گودال در رطوبت‌های پایین به دلیل افزایش مصرف سوخت و با توجه به اهتمام در بهینه‌سازی مصرف سوخت‌های فسیلی و مسایل آلودگی زیست‌محیطی ناشی از عدم مصرف بهینه سوخت توصیه نمی‌گردد.

می‌شود تا خاک لومی شنی از داخل گودال حفر شده تخلیه شود زیرا اصطکاک بین خاک‌دانه‌ها و نیز اصطکاک بین خاک و فلز در بافت لومی شنی کم بوده و خاک برش خورده بر روی پره‌های مته سر می‌خورند. با افزایش عمق، انرژی مصرفی دستگاه در هر دو بافت افزایش یافت و در بافت لومی شنی بیش‌تر از بافت رسی سیلتی بود (جدول ۵ و ۶). انرژی مصرفی گودال کن، در رطوبت پایین بیش‌ترین مقدار بود (جدول ۵ و ۶). در عمق زیاد و هم‌چنین در رطوبت پایین (۱۶/۳ درصد بر مبنای وزن خشک)، با توجه به افزایش چگالی ظاهری و مقاومت مکانیکی خاک، گشتاور بیش‌تری صرف چرخاندن مته در خاک شد که این امر منجر به افزایش انرژی مصرفی دستگاه گردید. بیش‌ترین مقدار انرژی مصرفی دستگاه برابر با ۳۴/۳۹۸ کیلوژول در عمق ۳۰ سانتی‌متر خاک لومی شنی و رطوبت پایین به‌دست آمد. به همین ترتیب کم‌ترین مقدار انرژی مصرفی ماشین برابر با ۲/۵۸۵ کیلوژول در عمق کاری ۱۰ سانتی‌متری خاک رسی سیلتی و رطوبت بالا مشاهده شد (جدول ۵ و ۶).

References

1. Afsari, H., A., Taki, B., Farzane, and M. Mosavi. 2011. Check the status of one man engine post hole digger ergonomics. 7th National Congress of Occupational health and safety, University of Tehran. (In Farsi).
2. Alizade, M. R. 1997. Design and Construction of post hole digger-attach the tiller. M.Sc thesis in mechanical engineering of agricultural machinery, College of Tarbiat modares. (In Farsi).
3. Arvidsson, J., and E. Bolenius. 2006. Effects of soil water content during primary tillage – laser measurements of soil surface changes. *Soil and Tillage Research* 90: 222-229.
4. Carl, G. A. 1965. Drilling and well completions. 1st ed. Prentice hall, USA. Chapple, P. 2011. Principles of hydraulic system design. Coxmoor publishing CO, 268 p.
5. Church, M. C. E. 2009. Hydraulics motors. Knowledge Publications, 330 p.
6. Cullet, J. L. B. 2007. Density and Compressibility. In: Carter, M. R, Soil sampling and Method of Analysis.
7. Dibaenia, B., F. Aghadavoodi, and S. Lenjan Nejhadian. 2003. Industrial hydraulic (Translated). Arkan danesh Publication, Esfahan, 490 p. (In Farsi).
8. Drexler, P. 2013. Planning and design of hydraulic power systems, 318 p.
9. Edmeades, D. C. 2003. The Long-term Effects of Manure and Fertilizers on Soil Productivity and Quality: a Review. *Nutr. Cycling Agroecosyst* 66 (2): 165-180.
10. Fatemi, F. 2006. Workstation Design. Available at: <http://www.ghalenoy.persianblog.ir>. Accessed in May 2016. (In Farsi).
11. Gambi, G. 1964. A physiological analysis of the hydraulic post hole diggers. Cab abstracts of forestry.
12. Geisseler, D., and K. M. Scow. 2014. Long-term Effects of Mineral Fertilizers on Soil Microorganisms- a Review. *Soil boil, Biochem* 75: 54-63.
13. Gouran Oreyimi, M., and A. R. Keyhani. 2010. Effects of tractor velocity and soil moisture content on drive wheel slippage of tractor. The 6th National Conference on Agricultural Machinery Engineering and Mechanization. College of Agriculture and Natural Resources of University Of Tehran, Karaj, Iran. (In Farsi).
14. Habibi- Asl, J., and A. A. Gilani. 2014. Effect of Tillage method and rice cultivation on machine parameters, yield and yield components of wheat and residue management for Rice-Wheat rotation in Khuzestan. *Journal of Agricultural Engineering Research* 15: 45-62. (In Farsi).
15. Hemmat, A., and A. Asadi-Khashoei. 1995. Fuel requirements and machine capacity for tillage and

- planting operations on a clay loam soil in Isfahan. *Iran Agricultural Research* 14 (2): 175-201. (In Farsi).
16. Kalantari, D. 2015. Identification & Design of Hydraulic Systems. Naghoos publication, 525 p. (In Farsi).
 17. Koo, R. C. J. 1992. Use of controlled – release fertilizers of young citrus trees. *Scientia Horticulturae*, 49 (4): 233-241.
 18. Lambeck, R. P. 1983. Hydraulic pumps and motors: selection and application for hydraulic power control systems (fluid power and control).
 19. Lewis, E. E. 2010. Design of hydraulic control systems. Hill, 360 p.
 20. Li, J., B. Q. Zhao, X. Y. Li, R. B. Jiang, and H. B. So. 2008. Effects of Long-term Combined application of Organic and Mineral Fertilizers on Microbial Biomass, Soil Enzyme Activities and Soil Fertility. *Agric. Sci. China* 7 (3) 336-343.
 21. Mainwaring, D. B., D. A. Maguire, and S. S. Perakis. 2014. Three year growth response of young douglas-fir to nitrogen, calcium, phosphorus and blended fertilizers in Oregon and Washington. *Forest Ecology and Management* (327): 178-188.
 22. Maschowski, C., M. C. Zangna, G. Trouve, and R. Giere. 2016. Bottom ash of trees from Cameroon as fertilizer. *Applied Geochemistry* (72): 88-96.
 23. Miller, J., L. Fragar, and R. Franklin. 2004. Farm Machinery Safety-Injuries associated with post hole diggers. Australian Centre for Agricultural Health and Safety, Moree and Rural Industries Research and Development Corporation, Canberra.
 24. Miller, R., M. R. Miller, and H. L. Stewart. 2011. Pumps and Hydraulics. Wiley pub, 574 p.
 25. Rajabi-Vandechali, M., A. Hemmat, and A. Ghanbari-Malidareh. 2015. Field performance of the disk harrow, power harrow and rotary tiller at different soil moisture contents on a clay loam soil in Mazandaran. *Journal of Agricultural Machinery* 5 (1): 63-72. (In Farsi).
 26. Shahidi, K., and P. Ahmadi Moghadam. 2008. Soil and Machine. Jahad danehgahie oromie publication, 312 p. (In Farsi).
 27. Taki, A., M. Heidari, and A. Asadi. 2015. Development and Evaluation of a Hydraulic Hole Digger for Spot treatment of Landscapes and Orchards. The 9th National Conference on Agricultural Machinery Engineering and Mechanization, College of Tehran. (In Farsi).
 28. Tappan, E. M. 2011. Diggers in the earth. Kindle eBook. 52 p.
 29. Terence, E., C. R. Bryant, C. Akkari, and O. Daouda. 2015. Can organic fertilizers set the pace for a greener arable agricultural revolution in Africa? Analysis, synthesis and way forward, land use policy (47): 179-187.
 30. Yamawaki, S. 1962. Studies on silvicultural machines. Report no. 1, earth drill for tree planting, Bull, Exp, Sta, Meguro, Tokyo, 83-123.



Design, Development and Evaluation of a New Motorized Hydraulic Hole-digger for Spot Treatment

S. Mollapour¹- D. Kalantari^{2*} - M. Rajabi Vandechali³

Received: 16-05-2017

Accepted: 09-08-2017

Introduction

Nowadays, the best method for fertilizing trees is spot treatment via hole-digger. Conventional mechanical hole-diggers have several drawbacks such as auger's non-continuous and limited speeds due to using a mechanical gearbox, and risks of getting stuck inside the hole and motor reaction force to the operator. On the other hand, a three-point hitch hole-digger has problems such as the lack of maneuverability in confined spaces and high prices. Meanwhile, preparation of these hole-diggers by most farmers and gardeners has no economic justification. Thus, in this research it has been aimed to handle the mentioned problems and to optimize the working quality of hole-diggers via designing and manufacturing a new hydraulic hole-digger.

Materials and Methods

To start design the machine, displacement volume and power requirement of the hydro-motor and consequently displacement volume requirement of a hydro-pump were calculated using the appropriate formulas (70.83 cm³, 2.3 kW & 7.5 cm³, respectively). According to available hydro-motors and hydro-pumps in the market and using obtained values of displacement volume, an orbital hydro-motor, BMR-80 model with the maximum torque of 220 N.m and an external gear pump REXPORT-2APF8 with displacement volume of 8 cm³ and flow rate of 12 L.min⁻¹ were chosen. In the following, hydro-pump's parameters were used to select the internal combustion engine. The engine power requirement was 2.875 kW (3.85 hp); thus according to the available engines in the market, a single cylinder gasoline engine, WX168F-1 model that made in Kato company of China with 6.5 hp power and maximum speed of 3600 rpm was chosen. To transmit the power from the engine to the hydro-pump, a coupling DK-42 model was used. Also, two pressure gauges, LB-250 model with maximum pressure of 250 bars were used in the entrance and the exit of the hydro-motor. An hydraulic oil tank with total volume of 24 liters was made from a sheet metal with thickness of 3 mm. The helical auger used in this research, was made in china by LIONS Company with cone tip, total diameter of 200 mm and pitch of 180 mm. The fabricated digger has a working depth and diameter of 30 cm & 20 cm, respectively; rotational speed between 100-160 rpm and maximum power equal to 6.5 hp. In order to evaluate the stress distribution in the auger set, the static analysis based on maximum dynamic torque exerting on auger's axle and maximum dynamic force exerting on auger's blades, was used in SOLIDWORKS 2013 software. The maximum force 214.07 kgf (2100 N) proportional to the maximum exerting torque (210 N.m) from soil to the edge of the auger's blade were considered in the modelling. Farm experiments were carried out in two citrus gardens with silty-clay and sandy-loam texture based on factorial test in Completely Randomized Design with three replications. Soil moisture content as high and low humidity levels (24.85% and 16.12% in sandy-loam and 25.95% and 16.48% in silty-clay) as the first factor and soil depth as the second factor varied in three levels of low, medium, and high (10, 20 and 30 cm), respectively. The measured parameters consisted of specific fuel consumption, machine efficiency, auger torque, auger power and used energy. To determine the auger's torque, the oil pressure measurement method with two manometers was used in the entrance and the exit of the hydro-motor. After measuring the time and power needed to dig pits, for determining the used energy, the area under the power-time graph was calculated in Excel software. Also, to determine the fuel consumption during the experiments, the filled fuel tank

1- M.Sc Student of Mechanics of Biosystems Engineering, Sari Agricultural Sciences and Natural Resources University (SANRU)

2- Associate Professor, Dep. of Mechanics of Biosystems Engineering, Sari Agricultural Sciences and Natural Resources University (SANRU)

3- Assistant Professor, Dep. of Mechanical Engineering, Islamic Azad University, Joybar Branch

(*- Corresponding Author Email: d.kalantari@sanru.ac.ir)

method was used. Data analysis including analysis of variance (Anova), mean comparisons and interaction between the parameters were performed using the SPSS 22 software.

Results and Discussion

The numerical stress analysis results of the auger showed that the maximum von - Mises stress is occurred in the position of the blade-auger axis connections, with a magnitude of 86 MPa. The obtained experimental results in this study indicated that influence of soil depth and moisture content on the measured parameters were significant ($P < 0.01$) in both soil textures and the influence of soil moisture on machine efficiency was non-significant in the silty-clay texture. With increasing soil depth, measured parameters excluding machine efficiency were increased in both soil textures. In high depth and also in low moisture, regarding to the increasing soil bulk density and shear strength, more torque was needed for the rotating auger in the soil that this has led to an increasing in specific fuel consumption of the device. Regarding the results obtained in this study, minimum specific fuel consumption value of the device ($0.0014 \text{ liter pit}^{-1}$) was obtained at the low working depth (10 cm) and the high soil moisture (25.95%) in the silty-clay soil. The hole-digger working capacity at 30 cm working depth and soil moisture content as high and low humidity levels in silty- clay obtained equal to 90 and 88 pits per hour and in sandy-loam obtained equal to 101 and 95 pits per hour, respectively. Also, the maximum device's power (2.548 kW) occurred in deep soil (30 cm) and low soil moisture in silty-clay texture.

Conclusions

Stress analysis and field qualitative observations results indicated that the fabricated device has sufficient resistance and strength against maximum torque from tested soils. Field evaluation of the fabricated machine showed that pit digging operations in soil is not appropriate in low moisture content because of the high fuel consumption and environmental pollution issues.

Keywords: Design, Hole-digger, Machine efficiency, Power, Specific fuel consumption