

ŠTIEPACIE ZARIADENIA S HYDRAULICKÝM POHONOM

Milan Helexa¹, Jaroslav Matej²

¹Fakulta environmentálnej a výrobnjej techniky, Katedra environmentálnej a lesníckej techniky, Technická univerzita vo Zvolene, T.G.Masaryka 24, 960 01, Zvolen, Slovenská republika, e-mail: milan.helexa@tuzvo.sk

²Fakulta environmentálnej a výrobnjej techniky, Katedra mechaniky, strojnictva a dizajnu, Technická univerzita vo Zvolene, T.G.Masaryka 24, 960 01 Zvolen, Slovenská republika, e-mail: jaroslav.matej@tuzvo.sk

LOG SPLITTERS WITH HYDRAULIC DRIVE

Abstract: *Hydraulic log splitters have recently been an invaluable help in preparing and producing fuel wood, especially in households and small traders' shops. They allow us to reduce the hard work done to cleave the wood and to increase productivity while eliminating the potential risk of injuries. The used hydraulic systems make it possible to exert huge cleaving forces using log splitters with relatively compact dimensions. The presented article deals mainly with the synthesis and design of the log splitters hydraulic circuits, and it introduces the possible methodology of its calculation using an electric motor drive. However, a design problem lies in a choice of an appropriate intensity of an effective cleaving force for which the given cleaving equipment must be dimensioned in order that the selected power of the driving motor is optimal. Several connection diagrams of log splitters hydraulic circuits are provided along with the explanation of their functionality. A majority of the diagrams concerns the acceleration of the operating and reverse non-operating motion of the hydromotor, which results in the increase in the log splitter power.*

Key words: logs, hydraulics, cleaving wedge, operating hydraulic cylinder

ÚVOD

Pri neustálom kolísaní a náraste cien fosílnych palív a za súčasnej podpory štátu o zníženie ich spotreby z environmentálnych hľadísk sa do popredia neustále viac dostávajú rôzne alternatívne zdroje palív na báze obnoviteľných zdrojov. Jedným z nich je aj drevo, ktoré najmä v našich vidieckych podmienkach zohráva čím ďalej tým väčšiu úlohu. Drevo sa v súčasnosti v domácnostiach spaľuje v rôznej podobe. Medzi často používanú formu patria aj klátiky rôznej dĺžky vyrábané pílením a štiepaním z metrových výrezov palivového dreva.

Štiepanie dreva je však fyzicky veľmi namáhavá práca spojená navyše s rizikom vzniku úrazu. Preto je prirodzené, že existuje snaha túto činnosť mechanizovať a ručnú fyzickú prácu tým eliminovať alebo úplne odstrániť. Zariadenia, ktoré slúžia na mechanizované štiepanie dreva vo všeobecnosti označujeme ako štiepačky. Existuje mnoho pracovných princípov týchto zariadení, no najväčšie rozšírenie dosiahli hydraulické štiepacie zariadenia. Vyznačujú sa svojou kompaktnosťou

a jednoduchou konštrukciou a pritom sú schopné vyvodiť veľké štiepne sily statickým tlakom pracovnej kvapaliny (Prokeš, 1982).

V súčasnosti je na trhu množstvo takýchto štiepacích zariadení rôznej výkonovej kategórie, od hobby zariadení pre domáce použitie až po výkonné profesionálne štiepačky určené na výrobu a spracovanie palivového dreva. Ako bolo už vyššie naznačené, tieto zariadenia pracujú na princípe zatlačania štiepacieho klina do čela výrezu pomocou priamočiareho hydromotora. Hydraulický obvod je pritom jednoduchý poháňaný elektromotorom, spaľovacím motorom alebo vývodovým hriadeľom traktora, ktorý štiepačku zároveň aj nesie. Štiepačky dokážu vyvozovať veľmi veľké štiepne sily, až niekoľko 100-viek kN a rozštiepiť aj veľmi členité kmene na dva či viac štiepov podľa tvaru použitého štiepacieho klina (Lisičan, 1984).

Proces štiepania dreva je charakteristický tým, že pri zatlačaní štiepacieho klina do dreva sa na začiatku procesu musí vyvodiť veľká sila na vytvorenie trhliny, ktorá postupne narastá a kmeň napokon rozštiepi (Mikleš et al., 1993). Po vytvorení trhliny štiepna sila prudko klesá a kmeň sa pomerne ľahko a pri pomerne vysokej rýchlosti pohybu piestnice hydromotora rozštiepi. Prax ukazuje, že nie je racionálne navrhovať potrebný hydraulický výkon na maximálnu štiepnu silu ale na silu o niečo menšiu. Otázne však aj naďalej zostáva aká hodnota optimálnej štiepnej sily by to mala byť (Mikleš & Marko, 1992).

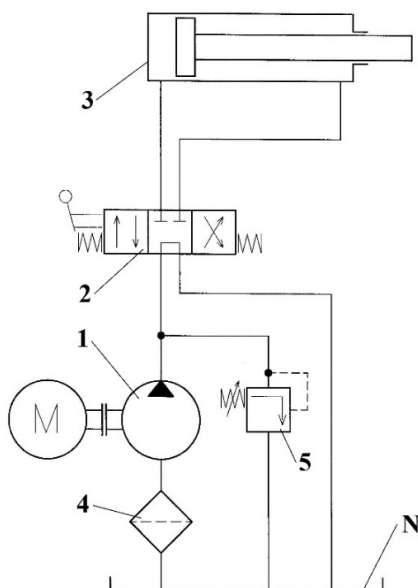
OBVODY HYDRAULICKÝCH ŠTIEPAČIEK

Ako sme už v úvode článku spomenuli, štruktúra hydraulických obvodov štiepacích strojov je relatívne jednoduchá. Základnú štruktúru hydraulického obvodu štiepacieho stroja by sme mohli prezentovať obrázkom 1. Obvod je tvorený zdrojom tlakovej energie (hnací motor M a čerpadlo 1), rozvádzačom 2 zabezpečujúcim chod priamočiareho hydromotora 3, poistným tlakovým ventilom 5 chrániacim konštrukčné časti hydraulického obvodu pred vysokým tlakovým preťažením a príslušenstva tvoreného nádržou pracovnej kvapaliny N a filtrov 4 umiestnených buď v saní hydrogenerátora 1 alebo v odpadovej vetve hydraulického obvodu. Použité hydrogenerátory sú zvyčajne neregulačné s vonkajším ozubením poháňané elektromotorom so stabilnými pracovnými otáčkami.

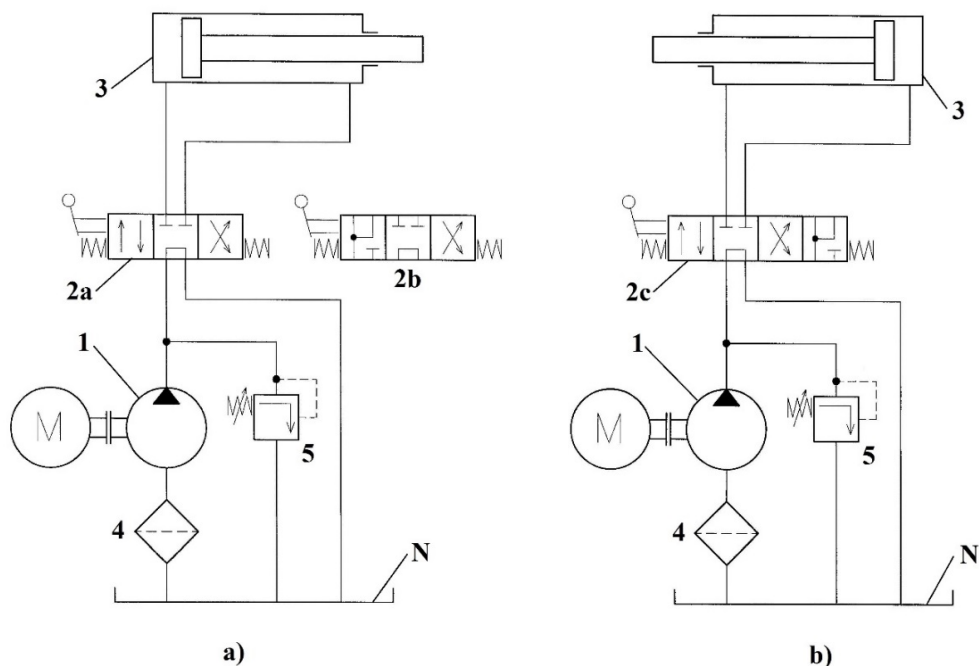
Uvedená štruktúra hydraulického obvodu je pomerne rozšírená a funkčná. V konštrukcii profesionálnych štiepacích strojov, ale aj v niektorých strojoch nižšej výkonovej úrovne, sa vyžaduje určitá pracovná výkonnosť zariadenia. Zvýšenú výkonnosť najčastejšie dosahujeme zrýchlením pracovných a nepracovných zdvihov priamočiareho hydromotora 3 zabezpečujúceho štiepanie dreva. Za týmto účelom sa hydraulický obvod znázornený na obrázku 1 upravuje rôznym spôsobom.

Prvým a najjednoduchším spôsobom je vhodná voľba priemeru piesta a piestnice, ktorá pri danej hodnote prietoku pracovnej kvapaliny môže výrazne urýchliť spätný (nepracovný) zdvih priamočiareho hydromotora 3. Dôležité je tu však zohľadniť aj podmienky vzpernej pevnosti priamočiareho hydromotora 3 pri danom spôsobe uchytenia.

Zrýchliť pracovný zdvih priamočiareho hydromotora je možné napr. použitím rozvádzača podľa obrázku 2.



Obr. 1 Základná štruktúra hydraulického obvodu štiepacieho stroja
M – hnací elektromotor, N – nádrž pracovnej kvapaliny, 1 – hydrogenerátor, 2 – rozvádzač, 3 – pracovný hydromotor, 4 – čistič pracovnej kvapaliny, 5 – poistný tlakový ventil



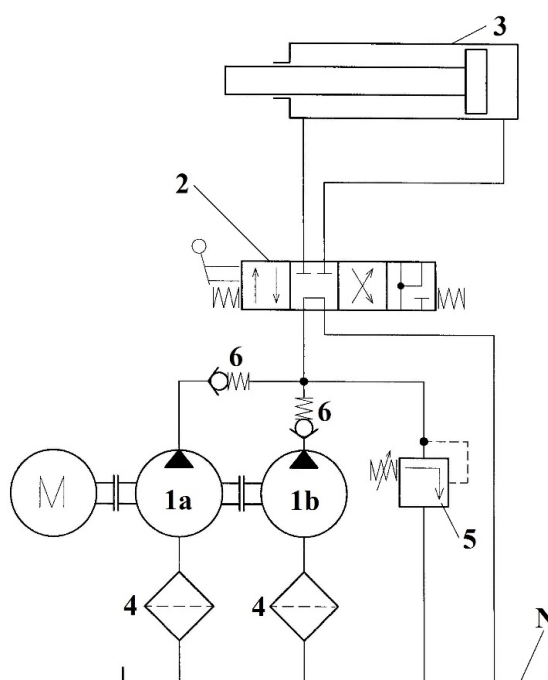
Obr. 2 Použitie vhodnej štruktúry rozvádzačov pre urýchlenie zdvihu hydromotora

M – hnací elektromotor, N – nádrž pracovnej kvapaliny, 1 – hydrogenerátor, 2a – rozvádzač 4/3, 2b – rozvádzač 4/3 s prepojením pracovných priestorov hydromotora, 2c – rozvádzač 4/4 v pravej krajnej polohe s prepojením pracovných priestorov hydromotora, 3 – priamočiarly hydromotor, 4 – čistič pracovnej kvapaliny, 5 – poistný tlakový ventil

Na obrázku 2a je rozvádzač 2a nahradený rozvádzačom 2b, umožňujúcim v ľavej pracovnej polohe vzájomné prepojenie pracovných priestorov priamočiareho hydromotora 3. Tlak v systéme sa odvíja od veľkosti vonkajšej zaťažujúcej sily pôsobiacej na piestnicu priamočiareho hydromotora

3. Vzhľadom nato, že priemer piesta je vždy väčší, bude sila vysúvania hydromotora vždy vyššia ako sila pôsobiaca na medzikružie na strane piestnice. Hydromotor sa tým bude vždy vysúvať. Pracovná kvapalina zo strany piestnice tečie späť do rozvádzača ale nemá inú voľbu len sa spojíť s kvapalinou dodávanou hydrogenerátorom a prúdiť do pracovného priestoru piesta. Tým dochádza k zväčšeniu prietoku pracovnej kvapaliny a k zrýchleniu pracovného zdvihu priamočiareho hydromotora 3 pri jeho silovom odľahčení. Funkčnosť obvodu znázorneného na obrázku 2c je rovnaká, len rozvádzač je riešený ako 4/4 s prepojením pracovných priestorov hydromotora 3 v pravej krajnej polohe.

Ďalším možným spôsobom zrýchľovania pracovných a nepracovných zdvihov priamočiareho hydromotora je použitie duálneho čerpadla (dva hydrogenerátory zapojené na spoločnej hriadeli), obrázok 3.



Obr. 3 Použitie duálneho čerpadla v pohone štiepacieho stroja

M – hnací elektromotor, N – nádrž pracovnej kvapaliny, 1a, 1b – pracovné hydrogenerátory, 2 - rozvádzač 4/4 v pravej krajnej polohe s prepojením pracovných priestorov hydromotora, 3 – priamočiary hydromotor, 4 – čističe pracovnej kvapaliny, 5 – poistný tlakový ventil, 6 – jednosmerné ventily

Princíp pracovnej činnosti tohto obvodu je presne taký istý ako sme to uviedli pri schematickom zapojení obvodu na obrázku 2. V obvode sú však zapojené dva hydrogenerátory 1a a 1b, buď rovnakého alebo rozdielneho geometrického objemu, pracujúce do spoločného hydraulického systému. To prirodzene znamená väčší objem pracovnej kvapaliny a rýchlejší pohyb piestnice pracovného hydromotora 3 či už pri pracovnom alebo spätnom zdvihu. Obvod je navyše opatrený dvoma jednosmernými ventilmi 6 zabráňujúcimi parazitnému prúdeniu pracovnej kvapaliny do pracovného priestoru druhého čerpadla.

VÝPOČTOVÝ NÁVRH OBVODU

Prezentovaný spôsob výpočtu je zameraný na návrh hydraulického obvodu štiepačky poháňanej trojfázovým asynchrónnym elektromotorom. Hydraulický obvod štiepacieho stroja môžeme prezentovať schémou zapojenia podľa obrázka 1. Pri voľbe základných parametrov obvodu je rozhodujúce na známu maximálnu hodnotu štiepnej sily zvoliť vhodnú veľkosť priamočiareho hydromotora a stanoviť menovitý prevádzkový tlak hydraulického obvodu. V našich úvahách nebudeme uvažovať z hľadiska zjednodušenia so silou trenia vo vedení klina, prípadne tlačnej dosky štiepacieho stroja.

Ako bolo uvedené už v prvej kapitole, rozhodujúce pre návrh nie je len zohľadniť maximálnu štiepnu silu ale na danú zvolenú rýchlosť pohybu, ktorá ovplyvňuje výkonnosť štiepačky zvoliť vhodnú výpočtovú štiepnu silu, ktorú môžeme racionálne kombinovať so stanovenou rýchlosťou pri hospodárnom dimenzovaní výkonu hnacieho motora.

V tomto priblížení budeme uvažovať s pohonom prostredníctvom trojfázového asynchrónneho motora štvorpólového (menovité otáčky pri frekvencii napájacieho napätia 50 Hz, 1500 min⁻¹).

Voľbu vhodnej veľkosti priamočiareho hydromotora vykonáme z katalógových materiálov ich výrobcov, pričom musíme zohľadniť maximálnu štiepnu silu, ktorú chceme dosiahnuť, nominálny prevádzkový tlak s ktorým hydromotor môže pracovať a maximálnu rýchlosť pohybu hydromotora, ktorá nám ovplyvňuje možnú voľbu rýchlosti štiepania. Pritom musíme zohľadniť tlakovú účinnosť priamočiareho hydromotora, ktorá býva zvyčajne $\eta_{HM} = 0,95 = 95 \%$ (Baroška, 2012).

Maximálnu štiepnu silu, ktorú vyvodí hydromotor pri výsuve a menovitom pracovnom tlaku p_t určíme podľa vzťahu

$$F_m = S \cdot p_t \cdot \eta_t = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot p_t \cdot \eta_t \quad [N] \quad (1)$$

kde: S – prierezová plocha piesta, [m²]

p_t – menovitý prevádzkový tlak, [Pa]

η_t – tlaková účinnosť priamočiareho hydromotora, [-]

D – priemer piesta priamočiareho hydromotora, [m]

Podľa toho čo poznáme, alebo vieme zistiť z katalógových materiálov výrobcu hydromotora, a zo známej hodnoty štiepnej sily, môžeme vzťah 1 využiť napr. na výpočet konštrukčného parametra hydromotora, ktorým je priemer piesta, alebo na výpočet menovitého prevádzkového tlaku hydrauliky štiepačky p_t .

Spätný pohyb hydromotora po rozštiepení kmeňa býva zvyčajne nepracovný a hydromotor tu prekonáva len vlastné pasívne odpory. My si však pre orientáciu a pre prípad zaklinenia štiepacieho klina môžeme vypočítať maximálnu hodnotu tejto sily pre menovitý prevádzkový tlak

$$F_{ms} = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} \cdot p_t \cdot \eta_t \quad [N] \quad (2)$$

Keď hovoríme o maximálnej štiepnej sile F_m a menovitom prevádzkovom tlaku p_t , máme na mysli hraničné veličiny s ktorými dokáže hydraulický obvod štiepačky pracovať. Po dosiahnutí menovitého prevádzkového tlaku p_t sa dostáva do činnosti ochranný prvok, poistný tlakový ventil, ktorý zabráni nadmernému stúpaniu tlaku v obvode a preťaženiu, prípadne až zastaveniu hnacieho motora. V tomto okamihu dosahuje štiepna sila F_m svoju maximálnu hodnotu ale pohyb hydromotora vzhľadom na otvorený poistný tlakový ventil je minimálny alebo dôjde k jeho úplnému zastaveniu.

Ako sme už uviedli vyššie nemôžeme z hľadiska racionálneho dimenzovania výkonu motora spolu kombinovať maximálnu štiepnu silu F_m a prevádzkovú rýchlosť vysúvania hydromotora. Na dimenzovanie budeme preto používať silu menšiu F_{sp} , ako je maximálna štiepna sila F_m , ale jej veľkosť momentálne ešte nepoznáme. Preto s ňou budeme zatiaľ pracovať ako s fiktívnou veličinou.

Maximálny prevádzkový tlak obvodu pri zaťažení štiepnou silou F_{sp} pri výsuve hydromotora môžeme stanoviť zo vzťahu

$$p_{tm} = \frac{F_{sp}}{S \cdot \eta_t} = \frac{4 \cdot F_{sp}}{\pi \cdot D^2 \cdot \eta_t} \quad [Pa] \quad (3)$$

kde: F_{sp} – výpočtová štiepna sila, [N]

Pri návrhu obvodu uvažujeme s vplyvom miestnych a dĺžkových odporov a tlakového spádu na rozvádzači. Tieto vplyvy môžeme v uvedenom jednoduchom hydraulickom obvode zjednodušene zohľadniť napr. 5 % stratou tlaku medzi hydromotorom a hydrogenerátorom. Takže skutočný prevádzkový (menovitý) tlak bude

$$p_{tg} = p_{tm} \cdot 1,05 \quad [Pa] \quad (4)$$

kde: p_{tg} – menovitý prevádzkový tlak dosahovaný na výstupe hydrogenerátora, [Pa]

Ako sme už spomínali, na dosiahnutie určitej výkonnosti je potrebné aby sa piest hydromotora pri štiepaní pohyboval určitou rýchlosťou. Na zabezpečenie tejto rýchlosti je potrebné do hydraulického obvodu dodať určitý prietok pracovnej kvapaliny. Za predpokladu, že požadovaná rýchlosť pohybu štiepacieho klina je „ v “, môžeme požadovaný prietok pracovnej kvapaliny vypočítať pomocou rovnice kontinuity

$$Q = S \cdot v = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot v \quad [m^3 \cdot s^{-1}] \quad (5)$$

kde: v – požadovaná rýchlosť štiepacieho klina, [m.s⁻¹]

Pritom uvažujeme, že priamočiary hydromotor je dokonale tesný a nedochádza na ňom k žiadnym únikom pracovnej kvapaliny. Rýchlosť zasúvania hydromotora po rozštiepení kmeňa pri uvažovaní prietoku pracovnej kvapaliny vypočítanom vzťahom 5 je daná vzťahom

$$v_z = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot (D^2 - d^2)} \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (6)$$

kde: d – priemer piestnice priamočiareho hydromotora, [m]

Požadovaný prietok pracovnej kvapaliny musí do obvodu dodať hydrogenerátor určitého geometrického objemu. Pre vzájomný vzťah prietoku pracovnej kvapaliny Q a geometrického objemu hydrogenerátora platí

$$Q = V_g \cdot n \cdot \eta_{Qg} \quad [m^3 \cdot s^{-1}] \quad (7)$$

kde: V_g – geometrický objem hydrogenerátora, [$m^3 \cdot ot^{-1}$]

n – pracovné otáčky hydrogenerátora, [s^{-1}]

η_{Qg} – prietoková účinnosť hydrogenerátora (0,96 až 0,99), [-]

Hľadaný konštrukčný parameter hydrogenerátora už potom vyjadríme jednoducho

$$V_g = \frac{Q}{n \cdot \eta_{Qg}} \quad [m^3 \cdot ot^{-1}] \quad (8)$$

Ako zdroj pracovnej kvapaliny môžeme v tomto prípade použiť jednoduchý zubový hydrogenerátor s vonkajším evolventným ozubením. Potrebný výkon hnacieho motora (elektromotora) potom môžeme určiť vzťahom

$$P = \frac{Q \cdot \Delta p}{\eta_{Qg} \cdot \eta_{pg}} \quad [W] \quad (9)$$

kde: Δp – tlakový spád na hydrogenerátore (v podstate je zhodný s prevádzkovým tlakom vo výtlaku hydrogenerátora p_{tg}), [Pa]

η_{pg} – tlaková účinnosť hydrogenerátora, (0,92 až 0,96), [-]

Pohon hydrogenerátora sa uskutočňuje u štiepačiek poháňaných elektromotormi priamym spojením hriadeľa motora s hriadeľom hydrogenerátora prostredníctvom pružnej spojky bez prevodových ústrojenstiev. Mechanickú účinnosť prenosu výkonu preto uvažujeme na úrovni $\eta_m = 0,98$. Výsledná hodnota požadovaného inštalovaného výkonu potom je

$$P_v = \frac{P}{\eta_m} \quad [W] \quad (10)$$

kde: η_m – mechanická účinnosť prenosu výkonu, [-]

Na základe vykonaného výpočtu výkonu hnacieho motora je teraz možné vybrať vhodnú veľkosť hnacieho elektromotora typizovanej veľkosti. Následne je tu potrebné skontrolovať, či pri zaťažení hydromotora na menovitý prevádzkový tlak, nedôjde k momentovému preťaženiu hnacieho elektromotora. Pre krútiaci moment platí

$$M_{kmax} = \frac{V_g \cdot \Delta p}{2 \cdot \pi \cdot \eta_{Qg} \cdot \eta_{pg} \cdot \eta_m} \quad [N \cdot m] \quad (11)$$

Do vzťahu 11 za Δp môžeme tiež dosadiť hodnotu menovitého prevádzkového tlaku p_t . Pokiaľ chceme vypočítať momentové zaťaženie elektromotora pri výpočtovej štiepnej sile F_{sp} dosadíme do vzťahu 11 za Δp hodnotu tlaku p_{tg} .

Ďalším dôležitým faktorom, ktorý musíme riešiť hneď v úvode úlohy, je voľba vhodnej veľkosti (priemeru) piestnice priamočiareho hydromotora. Priamočiary hydromotor sa správa v podstate ako štíhly prút, ktorý môže pri zaťažení určitou kritickou osovou silou náhle vybočiť. To v podstate vedie k jeho náhlemu zlyhaniu a poškodeniu. Problematikou vzperu sa však bližšie nebudeme zaoberať nakoľko celkom nekorešponduje s témou článku.

ZÁVER

Uvedené hydraulické schémy prezentujú možný spôsob zvýšenia výkonnosti štiepacieho zariadenia bez dodatočného navyšovania inštalovaného výkonu hnacieho motora. Zároveň je ich konštrukcia kompaktná a jednoduchá. Výpočtové určenie optimálnej štiepnej sily pre racionálnu voľbu veľkosti hnacieho motora však aj naďalej z nášho pohľadu ostáva problematické a bude si vyžadovať do budúcnosti ďalšie analýzy procesu štiepania drevnej hmoty (Mikleš et al. 2011; Siklienka et al. 2017). Máme zato, že uvedený výpočtový postup je relatívne správny a použiteľný na výber vhodnej veľkosti jednotlivých konštrukčných častí hydraulického obvodu. Pri praktickom navrhovaní týchto obvodov je vhodné aj naďalej sa riadiť napr. štatistickým rozborom technických parametrov už vyrábaných štiepacích strojov a tým zabezpečiť vývoj a výrobu konkurencieschopného zariadenia.

LITERATÚRA

- [1] BAROŠKA, Ján. Hydrostatické mechanizmy. Žilina : Hydropneutech, 2012, 388s.
ISBN 978-80-970897-2-6
- [2] LISIČAN, Jozef. Základy obrábania a delenia drevných materiálov. Zvolen : ES VŠLD, 1984, 412s.
- [3] MIKLEŠ, Milan. et al. Teória a stavba lesných strojov 2. Zvolen : ES TU, 1993, 274s.
ISBN 80-228-0281-6
- [4] MIKLEŠ, M. – MARKO, J. Teória a stavba lesných strojov 1. Zvolen : ES TU, 1992, 243s.
ISBN 80-228-0204-2
- [5] MIKLEŠ, Milan. et al. Lesnícke stroje a zariadenia. Zvolen : Vydavateľstvo TU, 2011, 294s.
ISBN 978-80-228-2302-9

- [6] PROKEŠ, Stanislav. Obrábění dřeva a nových hmot ze dřeva. Praha/Bratislava : SNTL/Alfa, 1982, 584s.
- [7] SIKLIENKA, Mikuláš.; KMINIAK, Richard.; ŠUSTEK, Ján.; JANKECH, Andrej. Delenie a obrábanie dreva. Zvolen : Vydavateľstvo TU, 2017, 357s. ISBN 978-80-228-2845-1

PodĎakovanie

Publikácia vznikla za finančnej podpory Kultúrnej a edukačnej grantovej agentúry MŠVVaŠ SR, KEGA č. 028SPU-4/2019 – „Praktické využitie poznatkov navrhovania a skúšania prenosových sústav hydraulických mechanizmov mobilnej poľnohospodárskej a lesníckej techniky“.