

Česká zemědělská univerzita v Praze

Technická fakulta

Katedra zemědělských strojů



**Porovnání energetické náročnosti hydraulického systému
ovládání pracovních mechanismů na stroji UDS 114**

Diplomová práce

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Petr Heřmánek, Ph.D.

Autor: Bc. Michal Jůza

© 2017 ČZU v Praze

ČESKÁ ZEMĚDĚLSKÁ UNIVERZITA V PRAZE

Technická fakulta

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Bc. Michal Jůza

Obchod a podnikání s technikou

Název práce

Porovnání energetické náročnosti hydraulického systému ovládání pracovních mechanismů na stroji UDS 114

Název anglicky

Compare the energy performance of the hydraulic system for working mechanisms on the machine UDS 114

Cíle práce

Cílem práce je stanovit tlakové ztráty, výkonové parametry a na závěr posoudit energetickou náročnost v hydraulickém obvodu pro ovládání mechanismů stroje UDS 114.

Metodika

Student prostuduje literaturu týkající se popisu stroje a stanovení tlakových ztrát včetně energetické náročnosti v hydraulických obvodech.

Následně bude práce zaměřena na stanovení ztrát v přímém vedení, místních odporech a hydraulických prvcích systému pro ovládání pracovních mechanismů na stroji UDS 114. Hodnoty budou získány před opravou a po opravě uvedeného stroje. Při porovnání bude brán zřetel na ekonomické zhodnocení opravy a následné účinnosti systému.

Doporučený rozsah práce

40

Klíčová slova

ztráta, hydraulický, průtok, tlak

Doporučené zdroje informací

Návod k obsluze a servisní příručka stroje UDS 114

Pivoňka, J., a kol.: Tekutinové mechanismy. SNTL. 1987, 623 s.

ROH, J. – VYSOKÁ ŠKOLA ZEMĚDĚLSKÁ V PRAZE. TECHNICKÁ FAKULTA. *Tekutinové mechanismy*. V Praze:

Vysoká škola zemědělská, 1994. ISBN 80-213-0172-4.

Předběžný termín obhajoby

2016/17 LS – TF

Vedoucí práce

doc. Ing. Petr Heřmánek, Ph.D.

Garantující pracoviště

Katedra zemědělských strojů

Elektronicky schváleno dne 3. 3. 2016

prof. Dr. Ing. František Kumhála

Vedoucí katedry

Elektronicky schváleno dne 16. 3. 2016

prof. Ing. Vladimír Jurča, CSc.

Děkan

V Praze dne 25. 02. 2017

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou diplomovou práci vypracoval samostatně pod vedením pana doc. Ing. Petra Heřmánka, Ph.D. a uvedl jsem všechny literární prameny a publikace, ze kterých jsem čerpal.

V Nové Vsi u Chýnova dne 30.3. 2017

Podpis:

Poděkování

Rád bych touto cestou poděkoval vedoucímu diplomové práce, panu doc. Ing. Petru Heřmánkovi, Ph.D. za odborné vedení a cenné připomínky při zpracování této diplomové práce. Dále bych rád poděkoval mému otci Vladimíru Jůzovi st. a mému bratru Vladimíru Jůzovi ml. za odborné rady při vypracování této diplomové práce.

Abstrakt a klíčová slova

Porovnání energetické náročnosti hydraulického systému ovládání pracovních mechanismů na stroji UDS 114

Diplomová práce se zabývá rozbohem přenosu energie různými druhy obvodů. Popisuje analogii mezi jednotlivými druhy přenosu. Popisuje vybrané teleskopické rypadlo UDS 114 a jeho hydraulickou soustavu. Pro účely práce byly praktickým měřením změřeny hodnoty průtoku hydraulického oleje v jednotlivých hydraulických obvodech pro ovládání pracovních mechanismů rypadla a to ve stavu stroje před a po provedené opravě. Pomocí změřených hodnot byly vypočteny ztrátové tlaky v přímém vedení a místních odporech prvků jednotlivých hydraulických obvodů rypadla a byla vypočtena účinnost jednotlivých hydraulických obvodů ve stavu stroje před a po provedené opravě. Výsledkem je rozbor a porovnání energetické náročnosti hydraulických obvodů ve stavu stroje před a po provedené opravě. V práci je brán zřetel na ekonomické hledisko provedené opravy. Je zde uveden rozsah provedené opravy, včetně finančního vyjádření. Podle zjištěných nákladů na provoz teleskopického rypadla UDS 114 na podvozku Tatra 815 a možných příjmů z jeho ročního provozu je vypočtena návratnost této investice.

Klíčová slova: ztráta, hydraulický, průtok, tlak

Compare the energy performance of the hydraulic system for working mechanisms on the machine UDS 114

The master thesis deals with the analysis of different kinds of the energy transmission by hydraulic drive systems. It describes the analogy between modes of transmission. The given telescopic excavator UDS 114 and its hydraulic drive system are described. For the thesis purposes, hydraulic oil flow rates in particular hydraulic circuits for driving the excavator working mechanisms were measured in particular hydraulic circuits by a standard testing in a state before and after the repair. By using the measured values, the pressure losses in straight pipes and local losses in particular components of studied excavator hydraulic circuits were calculated and the efficiency of given hydraulic circuits was evaluated in the state before and after the repair. As the result, we can considered the analysis and comparison of the energy consumption of hydraulic circuits in the machine state before and after the repair. In the thesis, the economic aspect of repairs is also taken into account. There is stated the extent of given repair and there are calculated the total costs of a repair. According to the identified costs for the operation of the telescopic excavator UDS 114 on the base of Tatra 815 and potential incomes from its annual operation, the return on this investment is calculated.

Key words: loss, hydraulic, flow rate, pressure

Obsah

1 Úvod.....	1
2 Literární rešerše	2
2.1 Rozbor energetické náročnosti jednotlivých druhů obvodů	6
2.1.1 Popis jednotlivých částí hydraulického obvodu	7
2.1.2 Popis jednotlivých veličin použitých v rovnicích.....	8
2.1.3 Postup výpočtu.....	10
2.2 Popis nastavby UDS 114	18
3 Cíl a metodika.....	23
4 Popis hydraulického systému rypadla UDS 114.....	24
4.1 Hydraulický obvod ovládání zdvihu výložníku.....	26
4.2 Hydraulický obvod ovládání výsuvu teleskopického výložníku	27
4.3 Hydraulický obvod ovládání otáčení nastavby, otáčení nástroje a ovládání otevírání a zavírání nástroje.....	28
4.4 Pomocný hydraulický obvod proplachu hydromotoru otáčení nastavby.....	30
4.5 Popis stavu rypadla UDS 114 před opravou	31
4.6 Popis provedené opravy rypadla UDS 114.....	32
5 Metodika měření	33
5.1 Měření hydraulického obvodu mezi čerpadlem a rozvaděčem	33
5.2 Měření hydraulického obvodu mezi rozvaděčem a spotřebičem.....	35
5.3 Postup měření	35
6 Zpracování naměřených hodnot.....	37
5.3 Výpočet účinnosti jednotlivých hydraulických obvodů	47
5.3.1 Postup výpočtu účinnosti hydraulického obvodu otoče nastavby	47
5.3.2 Výsledné účinnosti hydraulického obvodu ovládání zdvihu výložníku před a po opravě.....	49

5.3.3 Výsledné účinnosti hydraulického obvodu otevírání a zavírání nástroje před a po opravě.....	50
5.3.4 Výsledné účinnosti hydraulického obvodu otáčení nástroje před a po opravě...51	
5.3.5 Výsledné účinnosti hydraulického obvodu výsuvu teleskopického výložníku	52
7 Ekonomické zhodnocení.....	54
8 Diskuse a praktická doporučení	57
9 Závěr	59
Seznam použitých zdrojů.....	61
Seznam použitých obrázků	62
Seznam tabulek	63
Seznam vzorců.....	64
Seznam použitých zkratk	66
PŘÍLOHA	67

1 Úvod

Hydraulické mechanismy neustále zaznamenávají velký rozmach, který je vyvolán potřebou dokonalejšího a výkonějšího zařízení. Stavební stroje jsou jedna z oblastí techniky, ve které hydraulické mechanismy nachází široké aplikační možnosti. Využití těchto mechanismů je úzce navázáno na správné zacházení a jejich odpovídající údržbu. Veškeré tyto činnosti vyžadují stále více vědomostí a znalostí, jak teoretických, tak i praktických.

V současnosti se vývoj stavebních strojů rapidně posunul a je na velmi vysoké úrovni. Neustále jsou kladeny větší požadavky na jejich pracovní výkonnost, udržovatelnost, provozní náklady, univerzálnost, nízkou hlučnost apod. Splnění těchto stále se stupňujících požadavků by bylo nesplnitelné bez možnosti použití hydraulického obvodu.

Téma diplomové práce bylo zvoleno právě z důvodu důležitosti aplikace uvedených činností pro správné odstraňování závad a provádění oprav hydraulických obvodů, jak na zvoleném rypadle UDS 114, tak i na ostatních stavebních strojích. Včasné prováděná údržba může přispět k prodloužení životnosti, udržení výkonnosti a tím i k hospodárnosti provozu stroje.

2 Literární rešerše

Hydraulický obvod je nástrojem tekutinových mechanismů a díky němu je umožněn přenos energie z jednoho místa na druhé za pomoci využití fyzikálních vlastností kapalin. Přes veškeré výhody mají hydraulické obvody základní nevýhodu. Jejich provozní spolehlivost je ve velké míře závislá na čistotě kapaliny a v praktickém provozu jsou nečistoty v kapalině příčinou většiny poruch hydraulických obvodů. [13]

Způsobů jak provést zmíněný přenos energie je mnoho. Za všechny je možno jmenovat tři, pomocí nichž budou dále vysvětleny výhody a nevýhody hydraulických obvodů.

Jsou jimi:

- mechanický přenos,
- elektrický přenos,
- hydraulický přenos. [10]

Z principu využití chemické energie paliv vyplývá, že vstupní energie je u strojních mechanismů prakticky vždy mechanická práce, kterou je svým výkonem schopna vyvinout energetická jednotka stroje. Energetickou jednotkou je u většiny stavebních strojů spalovací motor. Tato situace přímo vybízí k použití mechanického převodu pro další přenos vzniklé energie, tímto řešením podstatně zvýšíme efektivitu a jednoduchost přenosu. [9]

Mechanickým přenosem energie čelním ozubeným soukolím je možno dosáhnout účinnosti v rozmezí 96% - 99%. Díky tomu je ztráta energie určené pro přenos pouze v rozmezí 1% - 4%. Ztrátová energie, jejíž zanedbatelná část se stane tepelnou energií, se promění v teplo. Tento jev způsobí oteplení všech částí, které se účastní daného přenosu. [10]

Mechanický způsob vedení energie se tím pádem hodí k využití v systémech těch strojů, které mají mezi svými částmi minimální relativní pohyby. Pro příklad hnací soustava automobilu: motor - spojka - převodovka - kardanův hřídel - diferenciál a přenos na kola. Tento princip je samozřejmě možné využít i jinde. Například u stavebních strojů,

kteřé jsou pak ovšem velice těžkopádné, neobratné a vyžadují časté seřizování třecích spojek, mazání a opravy. Velmi názorným příkladem jsou lanová rypadla. [10]



Obr. 1 - Lanové lopatové rypadlo [1]

Určité řešení zmíněných nevýhod mechanického přenosu nabízí další způsob vedení energie a to použití elektrického obvodu. Když porovnáme mechanický přenos energie s elektrickým obvodem tak zjistíme, že elektrický obvod je také schopen vysoké účinnosti přenosu, která se blíží 90%, ale v tomto případě je nutno použít více prvků, které jsou řazeny za sebe a díky tomu se účinnost dále snižuje. Nutností více prvků je myšleno potřebu transformovat vstupní mechanickou práci na elektrickou energii a na konci obvodu zase zpět energii elektrickou na mechanickou práci. Je samozřejmostí, že účinnost elektrického přenosu energie ovlivní také to, jaký druh elektrické energie použijeme. Protože se zde mohou vyskytnout ztráty, které u mechanického přenosu nejsou. Například se může jednat o vznik elektromagnetického pole nebo magnetické indukce. [11]

Použití elektrického obvodu umožňuje využití jeho dvou výhodných vlastností. Tou první je možnost přenesení energie (po zpětné transformaci - mechanické práce) prakticky na libovolné místo stroje, které však nemusí být v geometrické návaznosti na zdroj energie. Druhou možností je potom řízení způsobu přenosu energie a také možnost automatizovat toto řízení. Například se může jednat o regulaci otáček výstupního hřídele. [11]

Nejenom z těchto důvodů se elektrického přenosu využívá především pro přenos točivého momentu na pohyblivá místa, u kterých je nutné například plynule a hlavně přesně regulovat počet otáček. Elektrický obvod však není vhodný pro případ, kdy je

potřeba na výstupu obvodu velkou suvnou silou při malé rychlosti pohybu. A právě toto vyžadují prakticky všechny typy stavebních strojů. [11]

V takovýchto případech je poměrně elegantním řešením problému použití hydraulického obvodu, který jak již bylo řečeno využívá mechaniky kapalin. [8]

Hydraulický obvod je v podstatě analogií obvodu elektrického, z čehož vyplývá, že má většinu zmíněných výhod tohoto obvodu. Jako například možnost přenesení energie jednoduše na jakékoliv místo stroje a snadné řízení jejího přenosu. [11]

Analogie veličin u elektrického a hydraulického obvodu:

Elektrický obvod

elektrický proud I [A]

elektrické napětí U [V]

Přenášený výkon

$$P = U \cdot I \quad (1)$$

$$[\text{W}] = [\text{V}] \cdot [\text{A}]$$

$$[\text{kg} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{s}^{-3}] = [\text{kg} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{s}^{-2} \cdot \text{C}^{-1}] \cdot [\text{s}^{-1} \cdot \text{C}]$$

Hydraulický obvod

průtok kapaliny Q [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$]

tlak v hydraulickém obvodu p [Pa]

Přenášený výkon

$$P = Q \cdot p \quad (2)$$

$$[\text{W}] = [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}] \cdot [\text{Pa}]$$

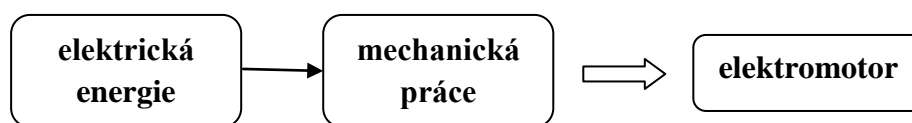
$$[\text{kg} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{s}^{-3}] = [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}] \cdot [\text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-2}]$$

Díky hydraulickému obvodu je možné přenést energii prakticky v libovolném a časově proměnném směru a také je výhodou snadná regulace přenosu. Hydraulický obvod má výhody i proti popisovanému elektrickému obvodu. Celý obvod je podstatně jednodušší a má nižší hmotnost. Snížení hmotnosti je hlavně patrné u převodníků energie. Což jsou prvky obvodu, které transformují mechanickou práci do obvodu a zpět. Na druhou stranu má u hydraulického obvodu značný podíl na jeho celkové hmotnosti vedení (potrubí, hadice). Zatímco u elektrického obvodu můžeme hmotnost tohoto vedení většinou zanedbat. [13]

Elektrický obvod

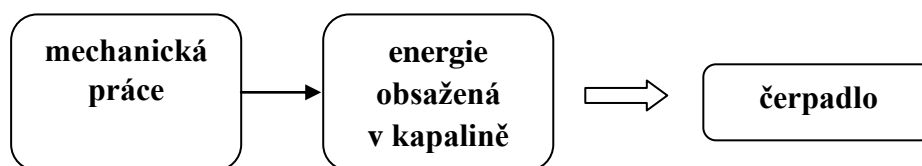


Obr. 2 - Blokové schéma funkce elektrického generátoru

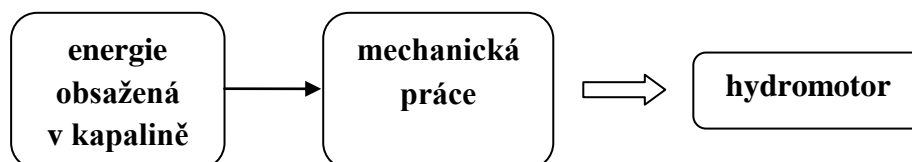


Obr. 3 - Blokové schéma funkce elektromotoru

Hydraulický obvod



Obr. 4 - Blokové schéma funkce čerpadla



Obr. 5 - Blokové schéma funkce hydromotoru

Pro příklad hmotnost elektromotoru o určitém výkonu je v porovnání se stejně výkonným prvkem hydraulického obvodu - hydromotorem - několikanásobně vyšší. Hydromotor má také menší rozměry a díky tomu jsou potřeba menší prostory pro jeho zástavbu na stroji. [12]

Ale ani hydraulický obvod není úplně dokonalý. A tak již dříve zmíněná jednoduchost hydraulického obvodu je vyvážena značnými nároky na přesnost výroby všech jeho částí. To má za následek rapidně vyšší cenu prvků, než je tomu u ostatních druhů obvodů. Tato nevýhoda je kompenzována tím, že tyto prvky mají velkou spolehlivost a dlouhou životnost, což je další z výhod hydraulického obvodu. [8]

Za největší problém u hydraulického obvodu je považována jeho malá účinnost vzhledem k přenosu mechanické práce. Právě zjištěním této účinnosti u stavebních strojů, která je reprezentována ztrátovou energií během přenosu obvodem se zabývá tato diplomová práce.

Jedná se o zjištění energetické náročnosti hydraulických obvodů pro ovládání pracovních mechanismů teleskopického rypadla UDS 114.

2.1 Rozbor energetické náročnosti jednotlivých druhů obvodů

V hydraulických obvodech je využívána k přenosu energie, tlaková pracovní kapalina - hydraulický olej. Nejdříve je potřeba si celý hydraulický obvod představit z hlediska účinnosti jeho jednotlivých částí. [13]

Hydraulický obvod



Obr. 6 - Blokové schéma funkce hydraulického obvodu

M - energetická jednotka (spalovací motor), **P₁** - hydraulický převodník (čerpadlo), **Vedení** - hydraulické vedení (potrubí a hadice), **Řízení** - prvky pro řízení průtoku pracovní kapaliny, **P₂** - hydraulický převodník - hydromotor, **Výstup** - výstupní mechanická práce

2.1.1 Popis jednotlivých částí hydraulického obvodu

Energetická jednotka (M)

Jedná se o energetickou jednotku, která je u většiny stavebních strojů zastoupena spalovacím vznětovým motorem. Tento spalovací motor, jak je již známo, využívá chemickou energii uloženou v palivu v tomto případě v naftě. Pomocí jejího spalování ji uvolňuje. Díky tomu vzniká výstupní produkt a to mechanická práce (rotační pohyb klikového hřídele). [9]

Účinnost přeměny chemické energie paliva na mechanickou práci je u vznětových motorů v rozmezí 38% - 50%. Je zřejmé, že vyšší účinností budou disponovat přeplňované vznětové motory. [9]

Zde v této práci jde pouze o zkoumání účinnosti hydraulického obvodu. Potom je možné konstatovat, že mechanická práce na výstupu energetické jednotky, tedy vznětového spalovacího motoru, je 100% energie, která vstupuje do hydraulického obvodu.

Hydraulický převodník (P₁)

Hydraulický převodník, který převádí mechanickou práci vytvořenou spalovacím motorem na energii obsaženou v proudícím hydraulickém oleji - čerpadlo.

Hydraulické vedení (Vedení)

Hydraulické vedení, které představuje ocelové potrubí, hadice, jejich spojky a další prvky, které vedou proudící hydraulický olej mezi hydraulickými převodníky (čerpadly) a řídicími prvky průtoku (rozvaděči).

Prvky pro řízení průtoku pracovní kapaliny (Řízení)

Řídicí prvek, který je v tomto případě představován blokem rozvaděčů, který určuje směr proudění hydraulického oleje v hydraulickém obvodu.

Hydraulický převodník (P₂)

Hydraulický převodník, který převádí zpět energii přicházející v podobě proudící kapaliny na mechanickou práci - hydromotor.

Celý hydraulický obvod je možné rozdělit na jednotlivé prvky, které mají samostatně vliv na ztrátách energie v proudícím hydraulickém oleji. Protože jsou tyto prvky řazeny v hydraulickém obvodu sériově (za sebou), můžeme jejich ztráty sečíst a tím získat ztráty celého hydraulického obvodu. Ztráty v hydraulickém obvodu je možné určit na základě energetické bilance obvodu. Pro vyjádření této bilance je nutné použít Bernoulliho rovnici, která zohledňuje zákon zachování energie. [7]

$$E_P + E_K + E_T = E_V + E_Z \quad [J] \quad (3)$$

2.1.2 Popis jednotlivých veličin použitých v rovnicích

Polohová energie E_P

Jedná se o energii polohovou, která je dána rozdílností výšky umístění vstupu a výstupu hydraulického obvodu. Tato výška se u stavebních strojů pohybuje v řádech centimetrů, a proto je polohová energie vzhledem k ostatním složkám zanedbatelná. [7]

$$E_P = m \cdot g \cdot h \quad [J] \quad (4)$$

m - hmotnost kapaliny [kg]

g - tíhové zrychlení [m·s⁻²]

h - rozdíl výšky vstupu a výstupu z obvodu [m]

Kinetická energie E_K

Jedná se o energii kinetickou někdy též nazývanou pohybová, která je uložena ve hmotě hydraulického oleje proudícím hydraulickým vedením určitou rychlostí. [7]

$$E_K = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 \quad [J] \quad (5)$$

m - hmotnost kapaliny [kg]

v - rychlost proudění kapaliny vedením [m·s⁻¹]

Tlaková energie E_T

Jedná se o energii tlakovou. Tato energie je naakumulována ve vedení v podobě tlaku hydraulického oleje. Tato složka se největší měrou podílí na přenosu energie hydraulickým obvodem. [7]

$$E_T = \frac{m}{\rho} \cdot p \quad [J] \quad (6)$$

m - hmotnost kapaliny [kg]

ρ - hustota pracovní kapaliny [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$]

p - tlak ve vedení [Pa]

Ztrátová energie E_Z

Jedná se o ztrátovou energii, její velikost závisí na všech odporech, které je nucen hydraulický olej překonat během svého proudění vedením. Je možné ji dle dříve uvedených vztahů přepočítat na jakoukoliv z těchto veličin: [7]

- ztrátový tlak p_z ,
- ztrátovou rychlost v_z ,
- ztrátovou výšku h_z .

Vždy však pouze na jedinou z nich.

Výsledná odebíraná energie E_V

Jedná se o výslednou energii, která je z obvodu odebírána. [J]

Energie, která je vložena do obvodu E_D je určena, jako součet všech dříve zmíněných složek. [7]

Dodaná energie E_D

Jedná se o energii dodanou do hydraulického obvodu čerpadlem. [7]

$$E_D = E_P + E_K + E_T \quad [J] \quad (7)$$

Energie, která proudí hydraulickým obvodem, se během své cesty vedením neustále přeměňuje v již dříve zmíněné druhy energií, podle toho jak to skladba obvodu vyžaduje. Bernoulliho rovnice však platí v libovolném bodě hydraulického obvodu. Z této podmínky vyplývá, že čím dále k výstupu z obvodu měříme tyto složky energie, ztrátová energie E_z se bude zvyšovat na úkor výsledné energie E_v . Jestliže je potřeba zjistit celkovou ztrátovou energii, je potřeba ji zjišťovat na výstupu hydraulického obvodu (u spotřebiče). [7]

Když se ztrátová energie vynásobí hustotou pracovní kapaliny, tak získaný výsledek jsou ztráty v podobě ztrátového tlaku - tlakové ztráty. Tlakové ztráty, které vznikají v hydraulickém obvodu, jsou děleny na tři druhy:

- ztráty, které vznikají ve vedení, neboli ztráty délkové,
- ztráty v místních odporech,
- ztráty, které vznikají v jednotlivých prvcích obvodu. [7]

Ztrátovou energii, kterou jsme získali pro jednotlivé části hydraulického obvodu je poté nutné přepočítat na ztrátový tlak v daném místě obvodu. Ztrátový tlak je veličina, která nejnázorněji ukazuje ztráty v takovém typu hydraulického obvodu, jaký je použit u stavebních strojů. Když vynásobíme ztrátový tlak průtokem v daném místě hydraulického obvodu, získáme ztrátový výkon hydraulického obvodu a poté stejným principem i celé hydraulické soustavy stroje. [7]

$$P_z = p_z \cdot Q \quad (8)$$

P_z - ztrátový výkon [W]

Q - průtok pracovní kapaliny [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$]

p_z - ztrátový tlak [Pa]

2.1.3 Postup výpočtu

Při sériovém řazení prvků v hydraulickém obvodu by měl být průtok hydraulického oleje v každém místě konstantní, protože je kapalina díky svým vlastnostem nestlačitelná. Ovšem při paralelním řazení se průtok hydraulického oleje rozdělí do jednotlivých potrubí podle jejich hydraulického odporu. Hydraulický olej vždy teče místem menšího odporu. [6]

Když se podíváme na průtok hydraulického oleje z hlediska geometrických rozměrů daného hydraulického obvodu, tak je možné zjistit, že má hydraulický olej v různých místech hydraulického obvodu různou rychlost proudění v , při stejném průtoku hydraulického oleje, danou průřezem hydraulického vedení S v tomto místě. [6]

$$Q = S \cdot v \Rightarrow v = \frac{Q}{S} \quad (9)$$

Q - průtok pracovní kapaliny $[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$

S - průřez hydraulického vedení $[\text{m}^2]$

v - rychlost proudění pracovní kapaliny $[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$

Průřez hydraulického vedení je možné určit z jeho jmenovité světlosti, která je rovna vnitřnímu průměru hydraulického potrubí nebo hadice d . [6]

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad (10)$$

S - průřez hydraulického vedení $[\text{m}^2]$

d - vnitřní průměr hydraulického vedení $[\text{m}]$

V tomto okamžiku je možné za předpokladu znalosti vnitřního průměru hydraulického vedení d , rychlosti proudění hydraulického oleje v a součinitele kinematické viskozity ν , spočítat tlakové ztráty v přímém vedení. Nejprve je potřeba určit hodnotu takzvaného Reynoldsova kritéria (čísla) Re . [6]

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} \quad (11)$$

Re - Reynoldsovo kritérium $[-]$

v - rychlost proudění kapaliny $[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$

ν - kinematická viskozita $[\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$

Reynoldsovo kritérium je bezrozměrné číslo, které dává zprávu o tom, o jaké proudění se v hydraulickém obvodu jedná. Je možné ho zařadit do jednoho ze tří intervalů:

- $Re < 2300$ - oblast laminárního proudění,
- $2300 < Re < 20000$ - oblast přechodová,
- $20000 < Re$ - oblast turbulentního proudění. [6]

Podle toho o jaký typ proudění se v daném hydraulickém obvodu jedná, je možné určit matematický vztah, ze kterého vyjde součinitel délkových ztrát λ , který je potřebný k určení ztrát v přímém hydraulickém vedení. [6]

Pro oblast laminárního proudění:

V případě, že se hydraulický olej nachází v této oblasti proudění je nutné rozlišit zda se jedná o hydraulické potrubí nebo hadice. [6]

Pro hadice:

$$\lambda = \frac{80}{Re} \quad (12)$$

Pro potrubí:

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (13)$$

Pro oblast přechodovou:

$$\lambda = \frac{0,316}{\sqrt[4]{Re}} \quad (14)$$

Pro oblast turbulentního proudění:

$$\lambda = \left(\frac{200}{Re}\right)^2 \quad (15)$$

λ - součinitel délkových ztrát [-]

V tomto okamžiku je možné určit přímo ztrátovou energii E_z v přímém vedení z dříve vypočtených veličin a také při znalosti délky tohoto vedení L . [6]

$$E_z = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2} \quad (16)$$

E_z - ztrátová energie [J]

λ - součinitel délkových ztrát [-]

l - délka hydraulického vedení [m]

d - vnitřní průměr vedení [m]

v - rychlost proudění pracovní kapaliny [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]

Proto aby byly získány ztráty v úseku přímého vedení v podobě ztrátového tlaku p_z , je nutné ještě ztrátovou energii E_z , vynásobit hustotou použité pracovní kapaliny ρ . [6]

$$p_z = E_z \cdot \rho \quad (17)$$

p_z - ztrátový tlak [Pa]

E_z - ztrátová energie [J]

ρ - hustota pracovní kapaliny [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$]

Výsledný vzorec pro výpočet ztrátového tlaku p_z je v této podobě:

$$p_z = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \rho \quad (18)$$

p_z - ztrátový tlak [Pa]

λ - součinitel délkových ztrát [-]

l - délka hydraulického vedení [m]

d - vnitřní průměr vedení [m]

v - rychlost proudění pracovní kapaliny [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]

ρ - hustota pracovní kapaliny [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$]

V hydraulickém obvodu se kromě ztrát v přímém vedení, pro které jsou výše uvedené výpočty, vyskytují ještě ztráty v místních odporech, nebo se také uvádí pod názvem místní ztráty. Ztráty v místních odporech jsou jako ztráty v přímém vedení reprezentovány energií, která se v nich ztratí při průtoku proudícího hydraulického oleje. Jedná se také o ztrátovou energii. Tuto energii je možné určit podobně, jako při určování ztrát v přímém vedení. Ovšem ve výpočtu je nutné nahradit součinitel délkových ztrát λ a podíl délky přímého vedení l ku jeho vnitřnímu průměru d , součinitelem místního odporu ξ . Hodnoty těchto součinitelů pro jednotlivé místní odpory jsou uvedeny ve zdroji informací 6. [6]

$$E_z = \xi \cdot \frac{v^2}{2} \quad (19)$$

E_z - ztrátová energie [J]

v - rychlost proudění pracovní kapaliny [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]

ξ - součinitel místního odporu [-]

$$p_z = E_z \cdot \rho \quad (20)$$

p_z - ztrátový tlak [Pa]

E_z - ztrátová energie [J]

ρ - hustota pracovní kapaliny [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$]

Výsledný vzorec pro výpočet ztrátového tlaku p_z je v této podobě:

$$p_z = \xi \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \rho \quad (21)$$

p_z - ztrátový tlak [Pa]

v - rychlost proudění pracovní kapaliny [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]

ξ - součinitel místního odporu [-]

ρ - hustota pracovní kapaliny [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$]

Proto aby byl získán celkový ztrátový výkon daného hydraulického obvodu, je nutné všechny dílčí ztrátové tlaky jednotlivých prvků obvodu vynásobit změřeným průtokem a výsledné ztrátové výkony jednotlivých prvků obvodu sečíst. [6]

Ztráty v prvcích se určí podle účinnosti prvků. Účinnosti prvků se dělí na účinnost tlakovou η_p , účinnost průtokovou η_Q a účinnost celkovou η_c . Tyto účinnosti jsou ve vzájemném vztahu:

$$\eta_c = \eta_p \cdot \eta_Q \quad (22)$$

η_c - účinnost celková [-]

η_p - účinnost tlaková [-]

η_Q - účinnost průtoková [-]

Dalším krokem v postupu toho výpočtu bylo stanovit teoretický průtok čerpadla Q_t .

$$Q_t = V_g \cdot n \quad (23)$$

Q_t - teoretický průtok $[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$

V_g - geometrický objem čerpadla $[\text{m}^3]$

n - pohybová frekvence $[\text{s}^{-1}]$

Protože je skutečný naměřený průtok Q vždy nižší než teoretický průtok Q_t . Bylo nutné určit průtokovou účinnost čerpadla η_Q poměrem těchto známých veličin a po vynásobení tlakovou účinností, kterou udává výrobce vyšla účinnost celková. [7]

$$\eta_{CHG} = \frac{Q}{Q_t} \cdot \eta_p \quad (24)$$

η_{CHG} - celková účinnost čerpadla [-]

Q - skutečný naměřený průtok $[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$

Q_t - teoretický průtok $[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$

η_p - účinnost tlaková [-]

Celková účinnost η_{CHG} byla vypočítána pro naměřenou hodnotu průtoku Q , která byla naměřena na začátku hydraulického obvodu tedy na čerpadle. Při výpočtech ztrát v přímém vedení a místních odporech je tato hodnota průtoku označována jako naměřený průtok mezi čerpadlem a rozvaděčem.

Při znalosti celkové účinnosti čerpadla η_{CHG} a příkonu čerpadla P , který udává výrobce mohl být dopočítán ztrátový výkon čerpadla P_z .

$$P_z = (1 - \eta_{CHG}) \cdot P \quad (25)$$

P_z - ztrátový výkon čerpadla [kW]

η_{CHG} - průtoková účinnost [-]

P - příkon čerpadla udávaný výrobcem [kW]

Ztrátový výkon čerpadla P_z byl poté připsán do tabulek s vypsanými prvky jednotlivých hydraulických obvodů u kterých byl předešlými výpočty stanoven ztrátový výkon. Celkový součet všech ztrátových výkonů v hydraulickém obvodu je roven celkové výkonové ztrátě jednotlivých hydraulických obvodů P_{zC} . Tato celková výkonová ztráta hydraulického obvodu stanovená výpočty P_{zC} se poté dala do poměru s udávaným příkonem P od výrobce a výsledek se odečetl od sta procent a vyšla celková účinnost daného zkoumaného hydraulického obvodu stanovená výpočty η_{CV} .

$$\eta_{CV} = 1 - \frac{P_{zC}}{P} \quad (26)$$

η_{CV} - celková účinnost hydraulického obvodu stanovená výpočty [-]

P_{zC} - celková výkonová ztráta hydraulického obvodu [kW]

P - příkon čerpadla udávaný výrobcem [kW]

Tato výsledná hodnota η_{CV} se poté porovnávala s celkovou účinností hydraulického obvodu stanovenou měřením η_{CN} . Tato naměřená účinnost se stanovila analogickým výpočtem podle vzorce 24, s tím rozdílem, že jako naměřený průtok Q je zde brána hodnota, která byla naměřena na konci hydraulického obvodu sdruženým měřidlem, před vstupem hydraulického oleje do spotřebiče (přímočarý nebo rotační hydromotor). Tato hodnota průtoku hydraulického oleje je dále v práci označována jako naměřený průtok mezi rozvaděčem a koncovým spotřebičem.

$$\eta_{CN} = \frac{Q}{Q_t} \cdot \eta_p \quad (27)$$

η_{CN} - celková účinnost hydraulického systému stanovená měřením [-]

Q - skutečný naměřený průtok [m³·s⁻¹]

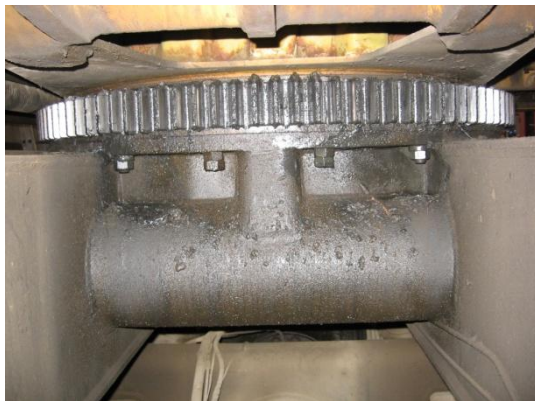
Q_t - teoretický průtok [m³·s⁻¹]

η_p - účinnost tlaková [-]

2.2 Popis nástavby UDS 114

UDS 114 je samohybný hydraulicky ovládaný univerzální zemní stroj v provedení na automobilovém podvozku Tatra 815, který zabezpečuje stroji dokonalou mobilitu na cestách i v terénu. Konstrukce rychloupínače zajišťuje rychlou výměnu pracovních nástrojů a přídatných zařízení. Stroj UDS 114 není vybavený pomocným mikropojedem. Při přestavování stroje do nové pracovní polohy musí strojník přestoupit z kabiny otočného svršku do kabiny podvozku Tatra a popojet. [3]

Univerzální dokončovací stroj UDS 114 je na podvozek Tatra 815 namontován přes spodní rám, jehož součástí jsou čtyři výsuvné stabilizační podpěry. Spodní rám je s otočným svrškem spojen přes velkorozměrové otočové ložisko s vnějším ozubením. [3]



Obr. 7 - Velkorozměrové otočové ložisko na teleskopickém rypadle UDS 114 [5]



Obr. 8 - Nové velkorozměrové otočové ložisko [5]

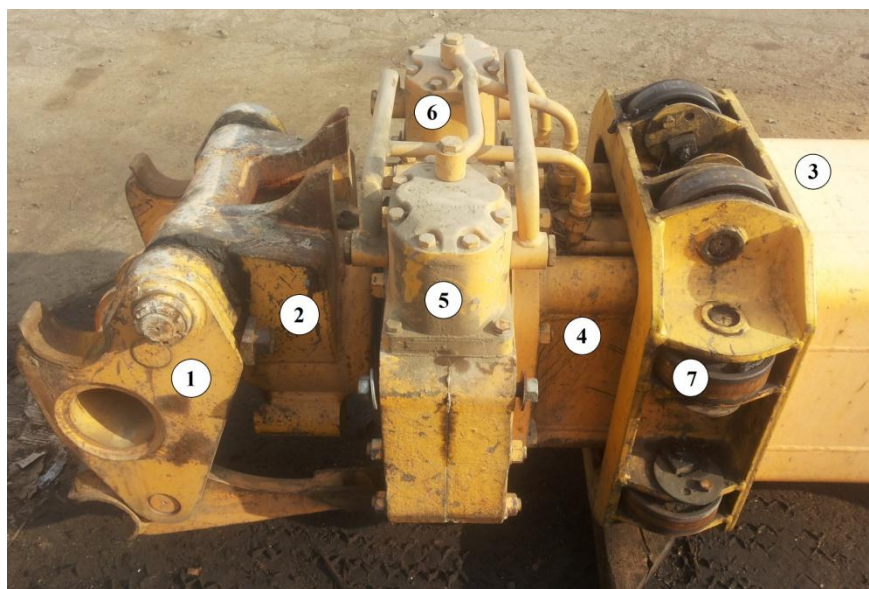
Na rámu otočného svršku je umístěna pohonná jednotka dokončovacího stroje - řadový čtyřdobý kapalinou chlazený naftový šestiválcový motor Zetor 8701.102. Chlazení motoru je kapalinové s nuceným oběhem. Tento motor přes náhonovou skříň pohání tři čerpadla. Jedno zubové U 80L a dvě pístové regulační SPV 23. Ty umožňují dosáhnout pět základních pohybů pracovního nástroje:

- vysouvání a zasouvání vnitřního teleskopického ramene,
- zdvihání a spouštění vnějšího ramene,
- natáčení pracovního nástroje (pomocí otočné hlavy),
- otevírání a zavírání pracovního nástroje,
- otáčení nástavby rypadla UDS 114. [3]



Obr. 9 - Demontovaný agregát teleskopického rypadla UDS 114 [5]

1 - motor Zetor 8701.102, **2** - náhonová skříň, **3** - zubové čerpadlo U 80L, **4** - pístové regulační čerpadlo SPV 23, **5** - pístové regulační čerpadlo SPV 23



Obr. 10 - Demontované vnější rameno z teleskopického rypadla UDS 114 [5]

1 - rychloupínač, **2** - otočná hlava, **3** - vnější rameno, **4** - vnitřní teleskopické rameno, **5** - zubový hydromotor UMN 80, **6** - zubový hydromotor UMN 80, **7** - vodící kladka

Pracovní zařízení UDS 114 se skládá z polohového ramene, základního vnějšího ramene, ze kterého vyjíždí teleskopické vnitřní rameno. Na jeho konci je umístěna otočná hlava, která umožňuje otáčení pracovního nástroje okolo své osy o 360°. Základním pracovním nástrojem je hloubková pětizubá lopata o objemu 0,63m³. [3]



Obr. 11 - Teleskopické rypadlo UDS 114 [5]

1 - základní vnější rameno, **2** - vnitřní teleskopické rameno, **3** - otočná hlava, **4** - hloubková pětizubá lopata s objemem 0,63 m³, **5** - polohové rameno, **6** - spodní rám, **7** - podvozek Tatra 815

Vnitřní teleskopické rameno je ve vnějším posuvně uloženo na nosných a současně i vodicích kladkách. Vysunutí vnitřního teleskopického ramene zajišťuje přímočarý hydromotor se zdvihem 4150 mm. Tento přímočarý hydromotor je okem pístní tyče uchycený v přední části vnitřního teleskopického ramene a okem obalu v zadní části vnějšího ramene. V přední části má tento přímočarý hydromotor výsuvu objímku s nosnými a vodicími kladkami, které se odvalují po vodicích plochách vnitřního teleskopického ramene při jeho posuvu. V přední části vnitřního teleskopického ramene je uchycený přímočarý hydromotor, kterým je ovládán pracovní nástroj (lopata). [3]



Obr. 12 - Přímočarý hydromotor výsuvu vnitřního teleskopického ramene[5]

Zdvihání a spouštění základního vnějšího ramene vykonávají dva přímočaré hydromotory. Polohové rameno tvoří nosnou přestavitelnou soustavu, která nese základní vnější rameno. Polohové rameno tvoří svařovaná skříň trojúhelníkového tvaru, která je podepřena přestavitelným táhlem. [3]



Obr. 13 - Detail nástavby teleskopického rypadla UDS 114[5]

1 - levý přímočarý hydromotor zdvihu vnějšího ramene, **2** - pravý přímočarý hydromotor zdvihu vnějšího ramene, **3** - přestavitelné táhlo, **4** - polohové rameno, **5** - základní vnější rameno, **6** - nosné vodící kladky

Otočný svršek se může otáčet o 360° pomocí pomaloběžného rotačního hydromotoru, jehož pastorek zapadá do vnějšího ozubení velkorozměrového otočového ložiska. Odvalováním pastorku po věnci dochází k otáčení nástavby. Konstrukce rotačního hydromotoru otoče zabezpečuje spolehlivé zastavení otáčení nástavby při práci. [3]



Obr. 14 - Hydromotor otoče HMB 630 U na teleskopickém rypadle UDS 114 [5]



Obr. 15 - Demontovaný hydromotor otoče HMB 630 U [5]

Karoserie otočného svršku je složená z jednotlivých samostatných častí vytvářejících její celkový estetický vzhled. Všechny části jsou připevněné na horním rámu. Na něm je připevněna i palivová nádrž o objemu 400 litrů pro motor otočného svršku. Na horním rámu je i kabina obsluhy s přehledně a účelně uspořádanými ovládacími a kontrolními prvky. [3]



Obr. 16 - Horní rám UDS 114 v průběhu opravy [5]

3 Cíl a metodika

Hlavním cílem diplomové práce bylo stanovit tlakové ztráty, výkonové parametry a na závěr posoudit energetickou náročnost v hydraulických obvodech pro ovládání pracovních mechanismů stroje UDS 114.

Dílčí cíle:

Prvním dílčím cílem bylo popsat hydraulický systém teleskopického rypadla UDS 114. A zároveň detailně popsat tři hlavní nezávislé hydraulické obvody.

Dalším dílčím cílem bylo sestavit popis stavu stroje UDS 114 před opravou a popsat postup opravy rypadla pro zlepšení pracovní výkonnosti a celkové životnosti stroje.

Následujícím dílčím cílem bylo provést měření průtoku hydraulického oleje v jednotlivých hydraulických obvodech pomocí sdruženého měřidla OTC H50.

Dalším dílčím cílem bylo zpracovat naměřené hodnoty a vypočítat ztráty v přímém vedení a místních odporech jednotlivých prvků hydraulických obvodů. Poté stanovit účinnost hydraulických obvodů stroje před a po provedené opravě.

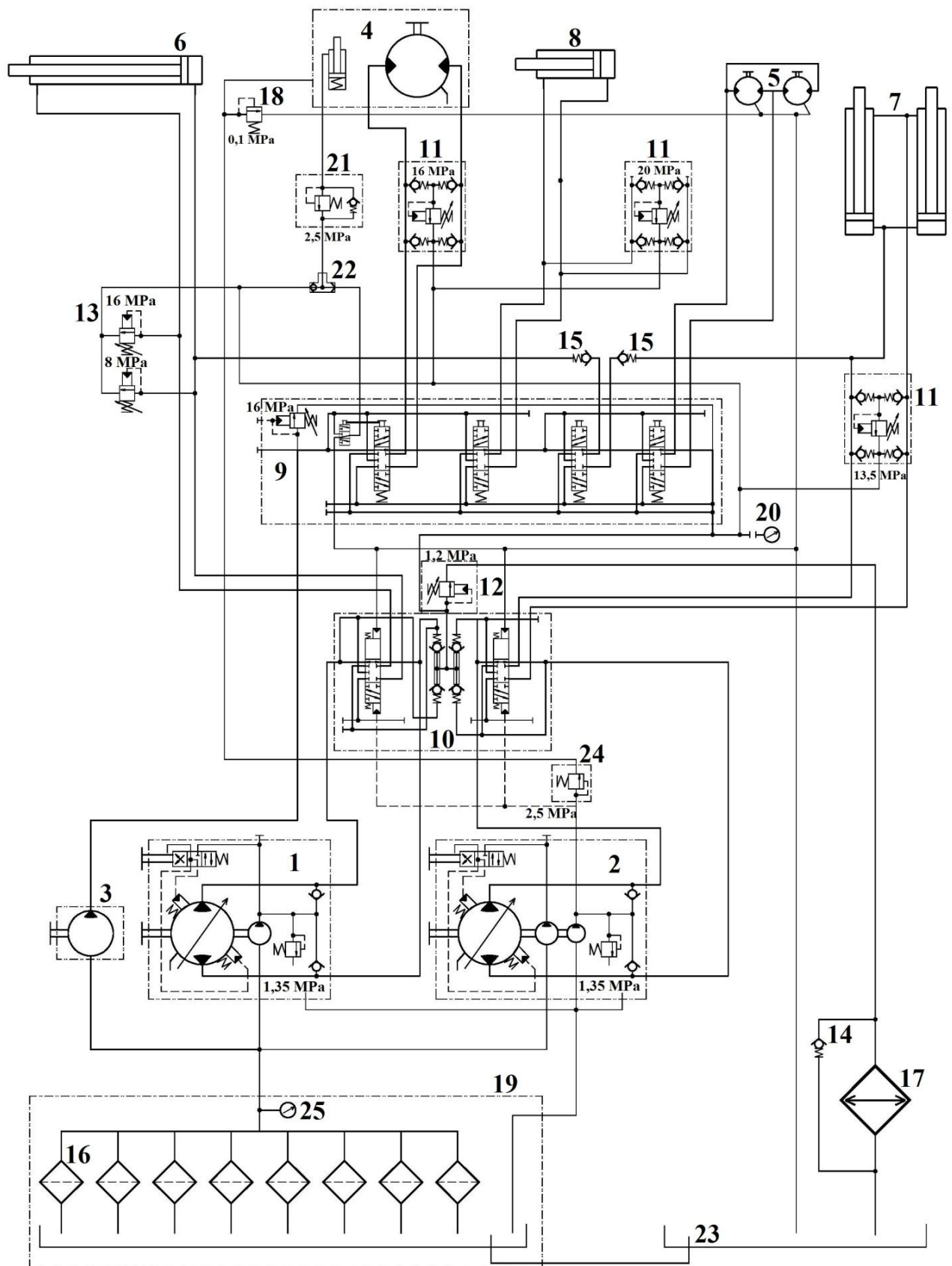
Posledním dílčím cílem bylo ekonomicky zhodnotit provedenou opravu a vyčíslit náklady na provoz stroje. Následně byla stanovena doba návratnosti vložených finančních prostředků do opravy.

4 Popis hydraulického systému rypadla UDS 114

Hydraulický systém teleskopického rypadla UDS 114 se skládá ze třech hlavních na sobě nezávislých hydraulických obvodů. Zdrojem tlakové kapaliny hlavních hydraulických obvodů jsou dvě regulační pístová čerpadla SPV 23 a jedno zubové čerpadlo s konstantním průtokem U 80L. Plnicí zubová čerpadla regulačních čerpadel SPV 23 nasávají ochlazený hydraulický olej přes sací potrubí do regulačních čerpadel, které dodávají hydraulický olej do hydraulických obvodů. Rozdílné množství hydraulického oleje do malé a velké komory přímočarých hydromotorů zdvihu vnějšího ramene a výsuvu teleskopického výložníku je doplňováno z odpadního potrubí rozvaděče RS 25 otevřeného obvodu, který je plněn zubovým čerpadlem s konstantním průtokem U 80L a tento olej vstupuje do hydraulických obvodů přes ventily umístěné ve střední části rozvaděče RS 32. Pro správnou funkci regulačních čerpadel SPV 23 udržuje stálý potřebný plnicí tlak 1,2 MPa v hydraulickém systému přepouštěcí ventil PV 32. [4]

Tab. 1: Kusovník hydraulického systému teleskopického rypadla UDS 114 [2]

Pozice	Název	Počet kusů
1	Regulační pístové čerpadlo SPV 23 (výsuv teleskopického ramene)	1
2	Regulační pístové čerpadlo SPV 23 (zdvih výložníku)	1
3	Zubové čerpadlo U 80L	1
4	Rotační hydromotor otoče nástavby HMB 630 U	1
5	Zubové hydromotory otočné hlavy UMN 80	2
6	Přímočarý hydromotor výsuvu vnitřního teleskopického ramene (110/70/4150)	1
7	Přímočarý hydromotor zdvihu vnějšího ramene (140/70/1000)	2
8	Přímočarý hydromotor nástroje (140/70/500)	1
9	Rozvaděč RS - 25	1
10	Rozvaděč RS - 32	1
11	Pojistný ventil DPV 25	3
12	Přepouštěcí ventil PV - 32	1
13	Pojistný ventil PV - 20	2
14	Zpětný ventil ZVV - 25	1
15	Zpětný ventil ZVV - 25	2
16	Filtrační vložka	8
17	Chladič hydraulického oleje	1
18	Pojistný ventil	1
19	Hydraulická nádrž	1
20	Tlakoměr (0– 6 MPa)	1
21	Redukční ventil RV- 4	1
22	Rozvaděč 3/2	1
23	Spodní hydraulická nádrž (součást horního rámu)	1
24	Přímo řízený ventil	1
25	Vakuometr	1

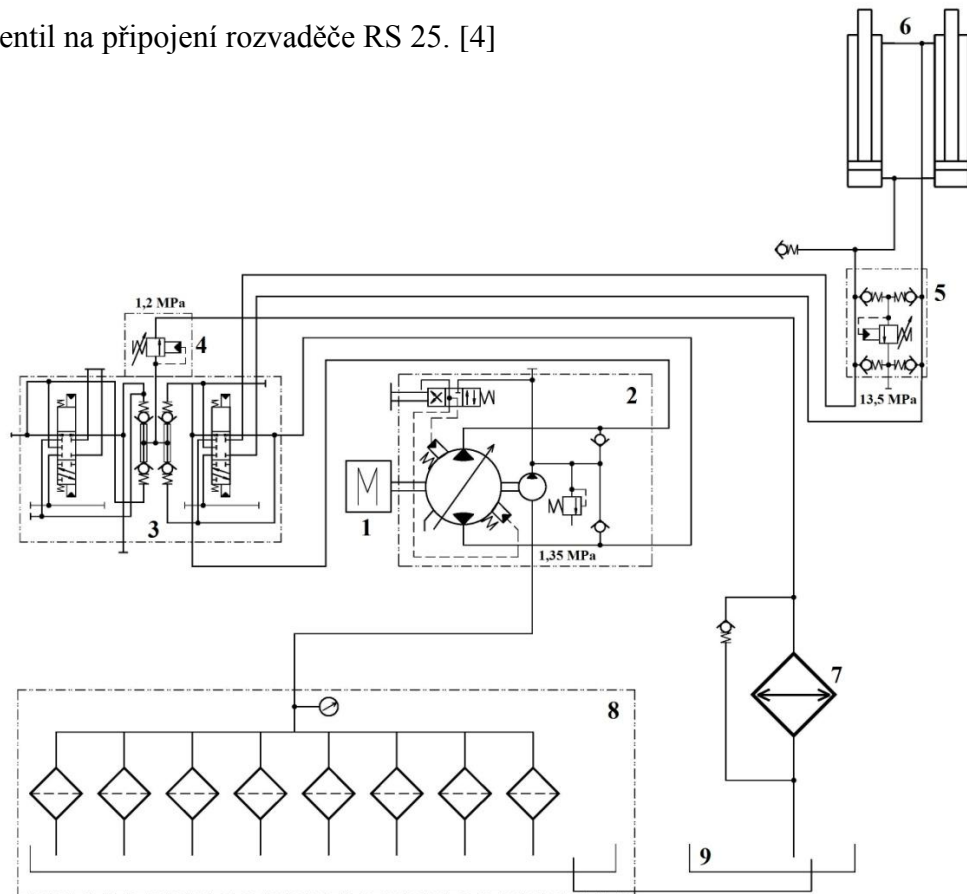


Obr. 17 - Celkové hydraulické schéma teleskopického rypadla UDS 114

číselné označení pozic prvků ve schématu je dle kusovníku v Tab.1

4.1 Hydraulický obvod ovládání zdvihu výložníku

Nasávaný hydraulický olej pístové regulační čerpadlo SPV 23 dodává přes rozvaděč RS 32, dále pokračuje potrubím přes pojistný ventil DPV 25 seřízeným na tlak 13,5 MPa ke dvojici přímočarých hydromotorů (140/70/1000) zdvihu vnějšího ramene. Odkud se hydraulický olej vrací přes rozvaděč RS 32 zpět do regulačního čerpadla SPV 23. Chybějící množství hydraulického oleje v obvodu je doplňované přes ventily rozvodného bloku rozvaděče RS 32 z obvodu plněného neregulačním čerpadlem U 80L. Přebytečné množství hydraulického oleje je přepouštěné ventily rozvodného bloku RS 32 přes přepouštěcí ventil PV 32 do chladiče hydraulického oleje a odtud do hydraulické nádrže. Obvod chladiče je jistěn zpětným ventilem. Zdvih výložníku se zrychluje dodávkou hydraulického oleje z neregulačního čerpadla U 80L přes rozvaděč RS 25 a zpětný ventil na připojení rozvaděče RS 25. [4]

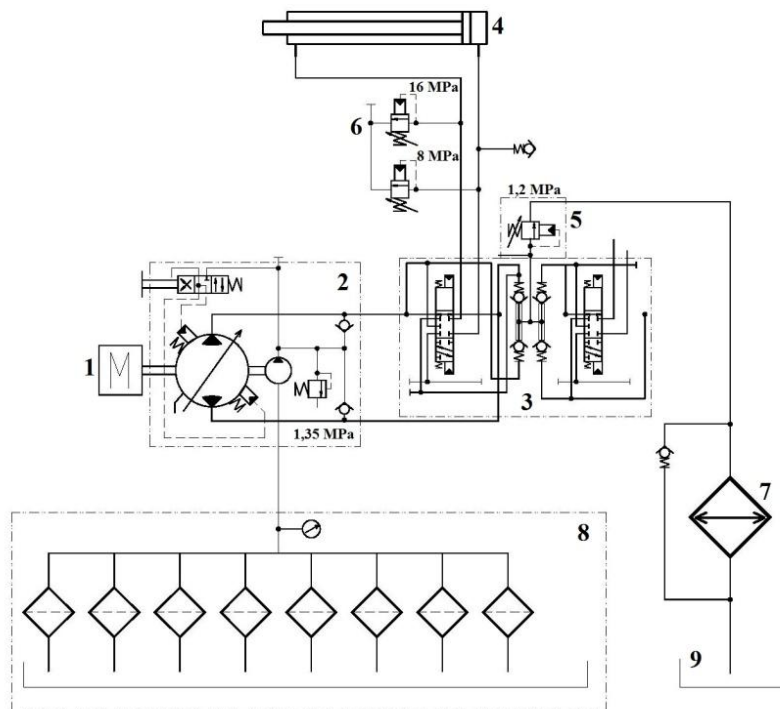


Obr. 18 - Hydraulické schéma obvodu ovládání zdvihu výložníku

1 - motor Zetor 8701.102, **2**- regulační pístové čerpadlo SPV 23, **3** - rozvaděč RS 32, **4** - přepouštěcí ventil PV - 32, **5** - pojistný ventil DPV 25, **6** - přímočaré hydromotory zdvihu výložníku, **7** - chladič hydraulického oleje, **8** - hydraulická nádrž, **9** - spodní hydraulická nádrž

4.2 Hydraulický obvod ovládání výsuvu teleskopického výložníku

Regulační čerpadlo SPV 23 dodává hydraulický olej přes rozvaděč RS 32 do přímočarého hydromotoru výsuvu teleskopického ramene (110/70/4150), odkud se hydraulický olej vrací přes rozvaděč RS 32 zpět do regulačního čerpadla SPV 23. Chybějící množství hydraulického oleje v obvodu je doplňované přes ventily rozvodného bloku rozvaděče RS 32 z obvodu plněného neregulačním čerpadlem. Přebytečné množství hydraulického oleje je přepouštěné ventily rozvodného bloku RS 32 přes přepouštěcí ventil PV 32 a chladič hydraulického oleje do hydraulické nádrže. Výsuv přímočarého hydromotoru teleskopického ramene je možné zrychlit dodávkou hydraulického oleje z neregulačního čerpadla U 80L přes rozvaděč RS 25 a zpětný ventil na připojení rozvaděče RS 25. Hydraulický obvod ovládání výsuvu teleskopického ramene je jištěný při zasouvání přímočarého hydromotoru pojistným ventilem PV 20 seřízeným na pojistný tlak 16 MPa. Při vysouvání přímočarého hydromotoru je obvod jištěný druhým pojistným ventilem PV 20 seřízeným na pojistný tlak 8 MPa. [4]



Obr. 19 - Hydraulické schéma obvodu ovládání výsuvu teleskopického výložníku

1 - motor Zetor 8701.102, 2 - regulační pístové čerpadlo SPV 23, 3 - rozvaděč RS 32, 4 - přímočarý hydromotor vnitřního teleskopického ramene (110/70/4150), 5 - přepouštěcí ventil PV 32, 6 - pojistné ventily PV - 20, 7 - chladič hydraulického oleje, 8 - hydraulická nádrž, 9 - spodní hydraulická nádrž

4.3 Hydraulický obvod ovládnání otáčení nástavby, otáčení nástroje a ovládnání otevírání a zavírání nástroje

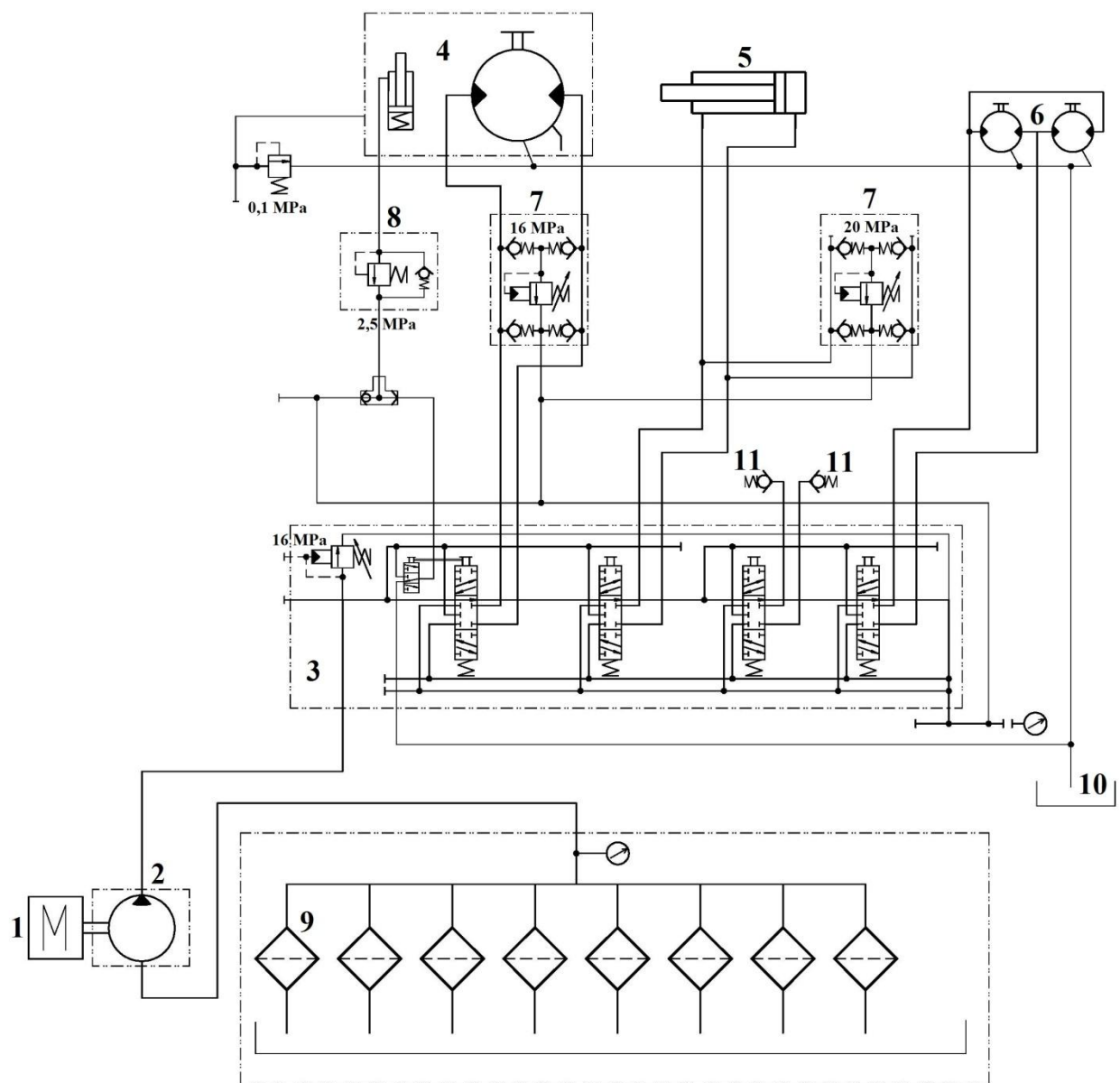
Zubové čerpadlo U 80L dodává hydraulický olej podle ovládnání rozvaděče RS 25 do čtyř obvodů:

- přes sekci A rozvaděče do rotačního hydromotoru otoče HMB 630 U,
- přes sekci B rozvaděče do přímočarého hydromotoru otevírání a zavírání nástroje,
- přes sekci C rozvaděče do obvodu zdvihu vnějšího ramene a výsuvu teleskopického ramene,
- přes sekci D do dvojice rotačních hydromotorů UMN 80, které přes otočnou hlavu otáčejí nástrojem. [4]

Z rotačního hydromotoru otáčení nástavby, přímočarého hydromotoru otevírání a zavírání nástroje nebo z rotačních hydromotorů otáčení nástroje hydraulický olej proudí přes rozvaděč RS 25 potrubím odpadu z pojistných ventilů DPV 25 do chladiče hydraulického oleje a odtud do hydraulické nádrže. Odpad hydraulického oleje z rotačního hydromotoru otoče nástavby a rotačních hydromotorů otáčení nástroje odchází průsakovým vedením do hydraulické nádrže. [4]

Sekce A rozvaděče ovládnání hydromotoru otoče má nástavbu pro odbrždění brzdy hydromotoru otoče. Tlak hydraulického oleje je před vstupem do odbržděvacího válce snížený redukčním ventilem RV 4 na tlak 2,5 MPa. Hydromotor otoče má lamelovou brzdou, u které jsou lamely přitlačovány talířovou pružinou. Odbrždění provádí odbržděvací hydromotor, který je plněný hydraulickým olejem z nástavby sekce A. Rozvaděč RS 25 je sestaven tak, že když například vysuneme současně šoupátko sekce A pro ovládnání otoče nástavby a šoupátko sekce B pro ovládnání otevírání nástroje. Bude upřednostněn pohyb otoče nástavby před otevíráním a zavíráním nástroje. [4]

Hydraulický obvod zubového čerpadla U 80L je jištěný pojistným ventilem umístěným ve vstupní sekci rozvaděče RS 25 a je nastavený na tlak 16 MPa. Obvod je sekundárně jištěný pojistnými ventily DPV 25, které jsou nastaveny v obvodu hydromotoru otoče na pojistný tlak 16 MPa a v obvodu přímočarého hydromotoru nástroje na pojistný tlak 20 MPa. [4]

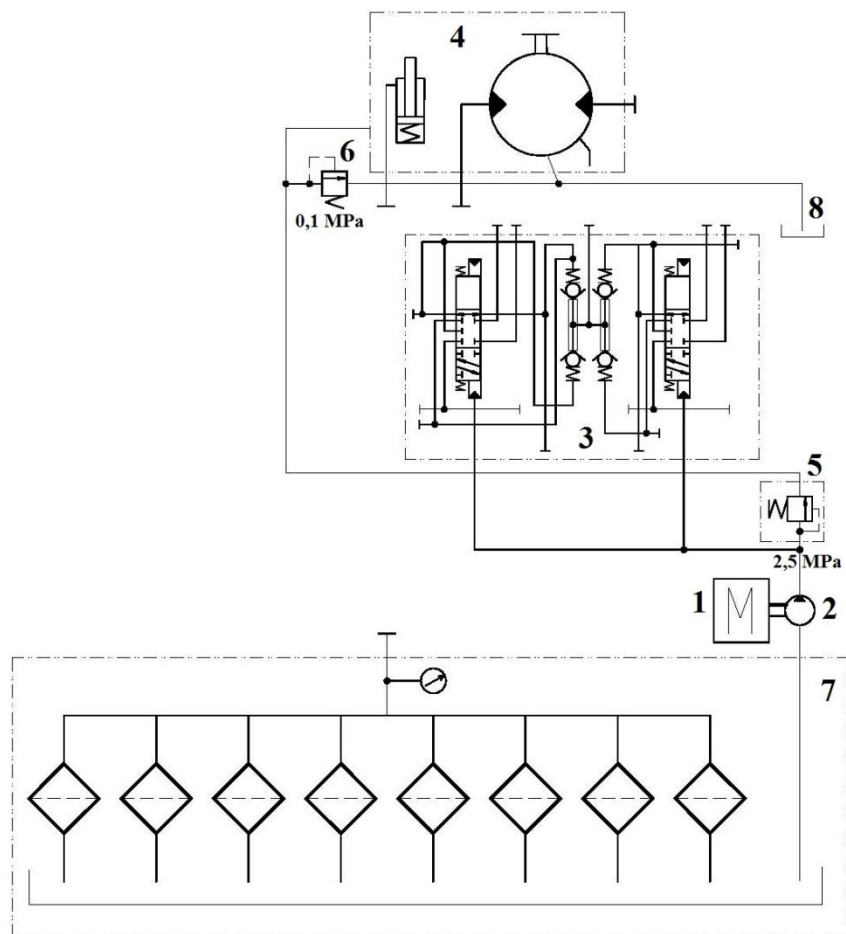


Obr. 20 - Hydraulické schéma obvodu ovládní otáčení nástavby, otáčení nástroje a ovládní otevírní a zavírání nástroje

1 - motor Zetor 8701.102, 2 - zubové čerpadlo U 80L, 3 - rozvaděč RS 25, 4 - rotační hydromotor otoče nástavby HMB 630 U, 5 - přímočarý hydromotor nástroje (140/70/500), 6 - zubové hydromotory otočné hlavy UMN 80, 7 - pojistné ventily DPV 25, 8 - redukční ventil RV- 4, 9 - filtrační vložka, 10 - spodní hydraulická nádrž, 11 - zpětné ventily ZVV - 25

4.4 Pomocný hydraulický obvod proplachu hydromotoru otáčení nástavby

Proplach hydromotoru otoče probíhá následujícím způsobem. Zubové čerpadlo, které je druhým stupněm plnicího zubového čerpadla umístěného na axiálním pístovém čerpadle SPV 23, dodává hydraulický olej do redukčního ventilu. Z redukčního ventilu je hydraulický olej přiveden pod šoupátka rozvaděče RS 32. Po nastartování motoru nástavby dojde ke zvednutí šoupátek do pracovní polohy a přebytečný hydraulický olej odchází přes obal hydromotoru otoče HMB 630 U. Tento hydraulický olej proplachuje a ochlazuje rotační hydromotor otoče nástavby a poté je sveden do odpadní větve. [4]



Obr. 21 - Hydraulické schéma pomocného obvodu proplachu hydromotoru otáčení nástavby

1 - motor Zetor 8701.102, 2 - druhý stupeň plnicího zubového čerpadla umístěného na SPV 23 zdvih, 3 - rozvaděč RS 32, 4 - rotační hydromotor otoče nástavby HMB 630 U, 5 - přímo řízený ventil, 6 - pojistný ventil PV - 20, 7 - hydraulická nádrž, 8 - spodní hydraulická nádrž

4.5 Popis stavu rypadla UDS 114 před opravou

Teleskopické rypadlo mělo před opravou odpracováno přibližně dvanáct tisíc motohodin. Po provedené vstupní prohlídce při přebírání stroje do opravy ve firmě Vladimír Jůza - Hydraulický servis byly zjištěny tyto závady:

- viditelná vůle v čepových spojích,
- netěsnost přímočarých hydromotorů,
- viditelné poškození hydraulických hadic,
- poškození vodicích kladek vnějšího ramene,
- vůle v mechanickém ovládní hydraulických rozvaděčů a čerpadel.

Po domluvě s majitelem stroje byly pro potřeby této diplomové práce naměřeny hodnoty průtoků hydraulického oleje v jednotlivých hydraulických obvodech pro ovládní pracovních mechanismů teleskopického rypadla UDS 114. Majitel stroje byl poté s výsledky měření seznámen a po konzultaci s panem Vladimírem Jůzou souhlasil s rozsáhlejší opravou teleskopického rypadla UDS 114.



Obr. 22 - Teleskopické rypadlo UDS 114 před opravou [5]

4.6 Popis provedené opravy rypadla UDS 114

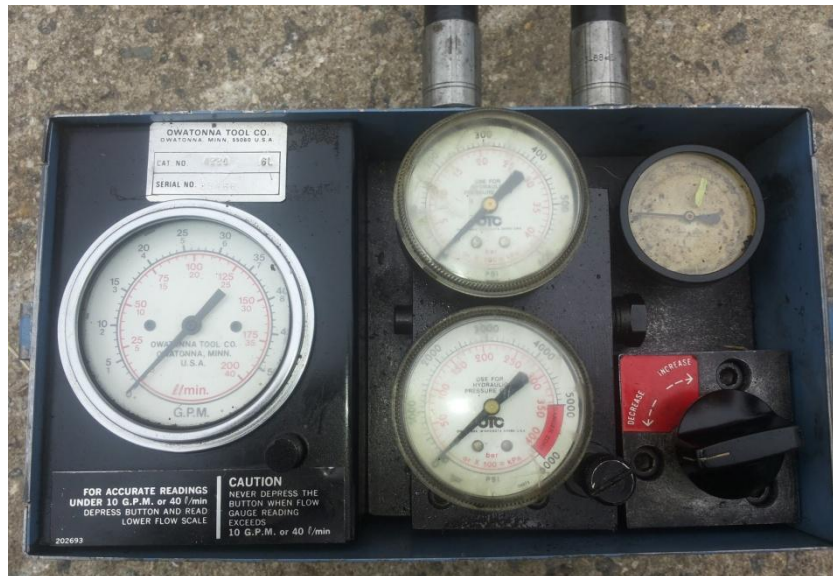
Během přebírání stroje do opravy a hlavně po měření průtoku hydraulického oleje v jednotlivých hydraulických obvodech byla zjištěna snížená pracovní výkonnost teleskopického rypadla UDS 114. Po konzultaci s majitelem stroje a domluvě předběžné ceny opravy stroje byl zvolen následující rozsah opravy:

- celková oprava motoru Zetor 8701.102,
- výměna starého zubového čerpadla s konstantním průtokem U 80L za nové,
- oprava dvou kusů regulačních axiálních pístových čerpadel SPV 23,
- oprava a přetěsnění dvou kusů přímočarých hydromotorů zdvihu vnějšího ramene,
- oprava a přetěsnění přímočarého hydromotoru pro otevírání a zavírání nástroje,
- oprava a přetěsnění přímočarého hydromotoru výsuvu teleskopického výložníku,
- oprava rotačního hydromotoru pro otoč nastavby HMB 630 U,
- oprava dvou kusů zubových hydromotorů otáčení nástroje UMN 80,
- oprava tří kusů pojistných ventilů DPV 25,
- oprava dvou kusů pojistných ventilů PV 20,
- výměna sedmnácti poškozených hydraulických hadic,
- výměna čtyř kusů poškozeného hydraulického potrubí,
- přetěsnění hydraulického rozvaděče RS 25,
- přetěsnění rozvaděče RS 32,
- kompletní výměna hydraulického oleje,
- výměna osmi kusů filtračních vložek na sání hydraulického oleje,
- renovace otvorů poškozených čepových spojů,
- výměna poškozených čepů a pouzder čepových spojů.

Touto opravou se zvýšila pracovní výkonnost stroje a došlo k prodloužení předpokládané životnosti o dalších 8000 motohodin. Kvůli antikorozi ochraně a vzhledu stroje se také provedlo přelakování otočné nastavby UDS 114. Na podvozku Tatra 815 a spodním rámu teleskopického rypadla se neprováděly žádné opravy. Po domluvě s majitelem stroje mi bylo umožněno, pro potřeby této diplomové práce, změřeni průtoku hydraulického oleje sdruženým měřidlem na jednotlivých hydraulických obvodech po opravě stroje.

5 Metodika měření

Měření bylo prováděno sruženým měřidlem od firmy Owatonna tool company, která sídlí v Minnesotě v USA. Tento přístroj se nazývá OTC s označením H50. Sružené měřidlo umožňuje zároveň měřit tlak, průtok a teplotu hydraulického oleje v daném hydraulickém obvodu. Průtok lze měřit v rozmezí $0 - 200 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$, tlak v rozmezí $0 - 40 \text{ MPa}$ a teplotu v rozmezí $0 - 120 \text{ }^\circ\text{C}$.



Obr. 23 - Sružené měřidlo OTC H50 pro měření tlaku, průtoku a teploty [5]

U každého hydraulického obvodu se provádělo měření nejprve mezi čerpadlem a rozvaděčem a poté mezi rozvaděčem a spotřebičem. Jako spotřebič je v tomto případě myšlen přímočarý hydromotor nebo rotační hydromotor.

5.1 Měření hydraulického obvodu mezi čerpadlem a rozvaděčem

Při měření hydraulického obvodu zdvihu výložníku a výsuvu teleskopického výložníku je v obou hydraulických obvodech zdrojem tlakového hydraulického oleje regulační reverzační axiální pístové čerpadlo SPV 23 a hydraulický olej je veden v obou případech do rozvaděče RS 32. Hodnoty se měřily v obou těchto obvodech a postup byl vždy totožný. Při měření mezi čerpadlem SPV 23 a rozvaděčem RS 32 se přívodní hadice do sruženého měřidla OTC H50 napojí na výtlak čerpadla SPV 23 a výstupní hadice ze sruženého měřidla se napojí na sací větev do čerpadla SPV 23, aby zůstal hydraulický obvod uzavřený. Je to proto, že oba tyto hydraulické obvody jsou uzavřené a hydraulický olej, který vystupuje ze sruženého měřidla je pouze minimálně tlakově zatížitelný.

Při těchto měření bylo nutné dát ovládací páku v kabině strojníka do pracovní polohy, aby došlo k nastavení maximálního průtoku hydraulického oleje. Páka se musela dát do takové polohy podle toho jaký hydraulický obvod se zrovna měřil. Obsluhu těchto ovládacích pák v kabině strojníka proto prováděl zkušený a zaškolený pracovník.



Obr. 24 - Zapojení měřidla při měření hydraulického obvodu zdvihu výložníku mezi SPV 23 a RS 32 [5]

Při měření hydraulických obvodů ovládní otáčení nástavby, otáčení nástroje a ovládní otevírání a zavírání nástroje, kde je zdrojem tlakového hydraulického oleje zubové čerpadlo U 80L s konstantním průtokem se postupovalo takto. Přívodní hadice do sdruženého měřidla se připojí do hydraulického obvodu za zubovým čerpadlem a výstupní hadice ze sdruženého měřidla se zapojí na přívod k rozvaděči RS 25. Při těchto měření mezi zubovým čerpadlem a rozvaděčem RS 25 se v žádném případě nesmělo manipulovat s ovládacími pákami a pedály v kabině strojníka, protože by mohlo dojít k natlakování zpětného vedení a mohlo by dojít k poruše sdruženého měřidla.

5.2 Měření hydraulického obvodu mezi rozvaděčem a spotřebičem

Při měření v hydraulickém obvodu mezi rozvaděčem a spotřebičem se sružené měřidlo připojovalo do hydraulického obvodu místo spotřebiče (místo přímočarých nebo rotačních hydromotorů). Přívodní hadice do sruženého měřidla se zapojovala na přívodní vedení do spotřebiče a výstupní hadice ze sruženého měřidla se zapojovala do zpětného vedení od spotřebiče.



Obr. 25 - Zapojení měřidla při měření hydraulického obvodu otáčení nástavby mezi rozvaděčem RS 25 a rotačním hydromotorem HMB 630 U [5]

Obr. 26 - Zapojení měřidla při měření hydraulického obvodu zdvihu výložníku mezi rozvaděčem RS 32 a přímočarými hydromotory zdvihu výložníku [5]

5.3 Postup měření

Po připojení sruženého měřidla do měřeného hydraulického obvodu probíhalo měření následujícím způsobem. Po nastartování motoru Zetor 8701.102 se nastavili na otáčkoměru motoru potřebné otáčky (1800 min^{-1}). Poté byla pracovníkem v kabině strojníka nastavena do pracovní polohy ovládací páka nebo pedál podle toho, který hydraulický obvod se zrovna měřil. Tento postup se neprováděl pouze u měření zubového čerpadla U 80L mezi čerpadlem a rozvaděčem RS 25 z důvodu, že by mohlo dojít k natlakování zpětného vedení a mohlo by dojít k poruše sruženého měřidla.

Poté se sruženým měřidlem začal zatěžovat hydraulický obvod tím způsobem, že se začalo otáčet škrtícím ventilem a začaly se na tlakoměru sruženého měřidla nastavovat předem zvolené hodnoty tlaků hydraulického oleje. Vždy, když se nastavila hodnota

měřeného tlaku, bylo nutné zaznamenat hodnoty průtoku hydraulického oleje, teploty hydraulického oleje a v kabině strojníka odečíst hodnotu z otáčkoměru.

Měření jsme třikrát opakovali, aby se zamezilo vzniku chyby měření. Výsledné hodnoty se braly jako aritmetický průměr měření. Pro zdárné měření bylo vždy zapotřebí dvou pracovníků. Jeden, který seděl v kabině strojníka. Startoval a vypínal motor Zetor 8701.102, nastavoval potřebné otáčky na otáčkoměru, dával ovládací páku nebo pedál do pracovní polohy (podle toho jaký hydraulický obvod se měřil) a zapisoval hodnoty z otáčkoměru. Druhý pracovník obsluhoval sdružené měřidlo OTC H50, nastavoval předem zvolené hodnoty tlaků škrtícím ventilem na měřidle a zapisoval do připravených tabulek hodnoty naměřeného průtoku a teploty. Zároveň tento pracovník dával znamení rukou kolegovi, který seděl v kabině strojníka, že má nastavený na měřidle požadovaný tlak a tento pracovník v kabině strojníka zaznamenal hodnotu aktuálních provozních otáček motoru Zetor 8701.102 z otáčkoměru.

Tabulky s naměřenými hodnotami v jednotlivých hydraulických obvodech teleskopického rypadla UDS 114 před opravou a po opravě jsou uvedeny v Příloze 1.

Tab. 2: Tabulka naměřených hodnot ve stavu před opravou v hydraulickém obvodu otoče nástavby mezi zubovým čerpadlem U 80L a rozvaděčem RS25

p [MPa]	Q [dm³ · min⁻¹]	t [°C]	n [min⁻¹]
2	80	25	1800
5	75	25	1800
10	60	30	1720
17	46	35	1660

V prvním sloupci tabulky jsou uvedeny nastavované tlaky na sdruženém měřidle. V druhém sloupci jsou zapsané hodnoty průtoku odečtené ze sdruženého měřidla. Ve třetím sloupci je odečtená teplota hydraulického oleje ze sdruženého měřidla a ve čtvrtém sloupci jsou odečtené otáčky motoru z otáčkoměru v kabině strojníka. Při měření hydraulických obvodů mezi čerpadlem a rozvaděčem byla konečná hodnota nastavovaného tlaku 17 MPa a při měření hydraulického obvodu mezi rozvaděčem a spotřebičem byla konečná hodnota 16 MPa. Protože byl předpoklad, že při měření a simulaci zátěže na konci hydraulického obvodu na vstupu do spotřebiče při maximálním tlaku 16 MPa dojde k nárůstu tlaku hydraulického oleje na výstupu z čerpadla.

6 Zpracování naměřených hodnot

Při praktickém výpočtu bylo nejdříve nutné změřit všechny potřebné geometrické rozměry daného hydraulického obvodu (vnitřní průměr hadic, potrubí a délku vedení). Protože výrobce tyto údaje neuvádí v katalogu náhradních dílů bylo nutné toto měření provádět velmi pečlivě. Dřívějším měřením hydraulických obvodů sruženým měřidlem byly známé hodnoty průtoků Q při nastaveném tlaku na sruženém měřidle, a proto se již mohlo přistoupit k praktickým výpočtům ztrát v přímém vedení a místních odporech.

Ze schémat jednotlivých hydraulických obvodů pro ovládání pracovních pohybů rypadla UDS 114 byly určeny jednotlivé prvky řazené v sérii. Prvky byly zapsány do tabulky příslušející vždy určitému hydraulickému obvodu. Pro každý měřený hydraulický obvod byla vytvořena tabulka. Každá tabulka se skládá ze čtyř sloupců.

Tab. 3: Sestavená tabulka pro hydraulický obvod otoče nástavby

Hydraulický obvod otoče nástavby - před opravou			
Prvek v obvodu	počet kusů	p_z [kPa]	P_z [W]
zubové čerpadlo U 80L	1	 	
H25/1850	1		
šroubení	2		
rozvaděč RS 25	1		
H25/800	1		
šroubení	3		
H25/1000	1		
koleno 90° Ø24	1		

V prvním z nich je název prvku a ve druhém počet kusů v obvodu. Ve třetím je vypočtená hodnota ztrátového tlaku p_z a ve čtvrtém je pak ztrátový výkon prvku P_z . Místo názvu hydraulického prvku může být uveden „kód hydraulického vedení“. Tímto kódem je například výraz **H25/1850**. Písmenem **H** je označena hadice. Když se bude jednat o ocelové potrubí, bude zde **R**. Číslice před lomítkem označuje vnitřní průměr daného hydraulického vedení v milimetrech. Číslice za lomítkem reprezentuje délku hydraulického vedení v milimetrech. Vedení označené kódem **H25/1850** je hadice s vnitřním průměrem 25 mm a délkou 1850 mm.

U všech prvků v hydraulickém obvodu kromě čerpadla je nutné určit tlakové ztráty (uvedené ve třetím sloupci každé tabulky). Tyto tlakové ztráty v jednotlivých prvcích hydraulického obvodu po vynásobení daným průtokem v daném úseku hydraulického obvodu znamenají ztrátový výkon prvku v hydraulickém obvodu. U čerpadla bude vypočítán přímo ztrátový výkon. Po sečtení těchto jednotlivých ztrátových výkonů dostaneme celkový ztrátový výkon hydraulického obvodu.

Když známe průtok hydraulického oleje Q , v jednotlivých úsecích hydraulických obvodů, je poté nutné vypočítat ostatní veličiny potřebné ke zjištění ztrátového tlaku p_z . Celý výpočet je pro větší přehlednost zpracován do tabulky. Jako příklad výpočtu hydraulického vedení byla vybrána hadice hydraulického obvodu otoče nástavby rypadla UDS 114 ve stavu před opravou: **H25/1850**.

Znamé hodnoty:

- průtok hydraulického oleje $Q = 0,77 \text{ dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
- kinematická viskozita hydraulického oleje $\nu = 42 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
- hustota hydraulického oleje $\rho = 900 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
- vnitřní průměr hadice $d = 25 \text{ mm}$
- délka hadice $l = 1850 \text{ mm}$

Vnitřní průřez hadice je podle vztahu (10):

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 25^2}{4} = 490,87 \text{ mm}^2$$

Rychlost proudění je podle vztahu (9):

$$v = \frac{Q}{S} = \frac{0,77 \cdot 10^6}{490,87} = 1568,64 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1} = 1,57 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Reynoldsovo kritérium je podle vztahu (11):

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} = \frac{1568,64 \cdot 25}{42} = 933,7$$

Podle velikosti Reynoldsova kritéria jde o oblast laminárního proudění. Součinitel délkových ztrát proto vypočteme podle vztahu (12).

$$\lambda = \frac{80}{933,7} = 0,08568$$

Ztrátová energie je podle vztahu (16):

$$E_z = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2} = 0,08568 \cdot \frac{1,850}{25 \cdot 10^{-3}} \cdot \frac{1,57^2}{2} = 7,81 \text{ J}$$

Tlakové ztráty jsou podle vztahu (17):

$$p_z = E_z \cdot \rho = 7,81 \cdot 900 = 7024 \text{ Pa} = 7,024 \text{ kPa}$$

Výpočet tlakových ztrát v hydraulickém vedení jednotlivých hydraulických obvodů je uveden v následujících tabulkách. Přičemž tabulka 4 obsahuje kombinace hadic použitých na rypadle a jsou zde spočítány tlakové ztráty pro stav stroje před opravou. Příklad výpočtu je zde zvýrazněn tučně se světle modrým podkladem. Tabulka 5 je totožná s tabulkou 4, ale jsou zde spočítány tlakové ztráty pro hadice ve stavu stroje po provedené opravě. Tabulka 6 obsahuje kombinace ocelového potrubí, které je použité jen v některých hydraulických obvodech a jsou zde spočítány tlakové ztráty ocelového potrubí ve stavu stroje před opravou. Tabulka 7 je totožná s tabulkou 6 a obsahuje vypočtené tlakové ztráty ocelového potrubí pro stav stroje po provedené opravě.

Tab. 4: Výpočet tlakových ztrát v přímém vedení před opravou rypadla UDS 114 - hadice

Stav	Před opravou rypadla UDS 114											
	Hydraulický obvod otoče nástavby		Hydraulický obvod ovládání zdvíhu výložníku		Hydraulický obvod otevírání a zavírání nástroje		Hydraulický obvod otáčení nástroje		Hydraulický obvod výsuvu teleskopického výložníku			
	U 80L/ RS 25	RS 25/ HMB 630	SPV 23/ RS 32	RS 32/ HV zdvih	U 80L/ RS 25	RS 25/ HV nástroj	U 80L/ RS 25	RS 25/ UMIN 80	SPV 23/ RS 32	RS 32/ HV výsuv		
Q [dm ³ ·s ⁻¹]	0,77	0,7	1,58	1,55	0,75	0,67	0,73	0,67	1,55	1,5		
d [mm]	25	25	25	25	25	16	25	16	25	25		
S [mm ²]	490,87	490,87	490,87	490,87	490,87	201,06	490,87	201,06	490,87	490,87		
v [m·s ⁻¹]	1,57	1,43	3,22	3,16	1,53	3,33	1,49	3,33	3,16	3,06		
Re [-]	934	849	1916	1880	909	1269	885	1269	1880	1819		
λ [-]	0,085680	0,0942478	0,0417553	0,042563513	0,087964594	0,063019411	0,0903746	0,06301941	0,042563513	0,043982297		
l [mm]												
500			3,89						3,82			
800		2,76				15,75						
1000		3,45										
1250				9,55								
1850	7,02				6,84		6,66					13,68
4300						84,63		84,63				

Tab. 5: Výpočet tlakových ztrát v přímém vedení po opravě rypadla UDS 114 - hadice

Stav	Po opravě rypadla UDS 114									
	Hydraulický obvod otoče nástavby		Hydraulický obvod ovládání zdvíhu výložníku		Hydraulický obvod otevirání a zavírání nástroje		Hydraulický obvod otáčení nástroje		Hydraulický obvod výšuvu teleskopického výložníku	
	U 80L/ RS 25	RS 25/ HMB 630	SPV 23/ RS 32	RS 32/ HV zdvih	U 80L/ RS 25	RS 25/ HV nástroj	U 80L/ RS 25	RS 25/ UMN 80	SPV 23/ RS 32	RS 32/ HV výšuv
Q [dm ³ ·s ⁻¹]	1,72	1,63	2,3	2,17	1,7	1,58	1,68	1,57	2,23	2,1
d [mm]	25	25	25	25	25	16	25	16	25	25
S [mm ²]	490,87	490,87	490,87	490,87	490,87	201,06	490,87	201,06	490,87	490,87
v [m·s ⁻¹]	3,50	3,32	4,69	4,42	3,46	7,86	3,42	7,81	4,54	4,28
Re [-]	2086	1977	2789	2631	2061	2994	2037	2975	2704	2546
λ [-]	0,038357	0,0404745	0,0434835	0,044120654	0,038807909	0,042720625	0,0392699	0,042788	0,043820836	0,044484
l [mm]	Pz [kPa]									
500			8,59						8,14	
800		6,43				59,36				
1000		8,03								
1250				19,40						
1850	15,68				15,50		15,32			27,11
4300						319,05		315,52		

Tab. 6: Výpočet tlakových ztrát v přímém vedení před opravou rypadla UDS 114 - ocelové potrubí

Stav	Před opravou rypadla UDS 114							
	Hydraulický obvod ovládání zdvihu výložníku		Hydraulický obvod otevírání a zavírání nástroje		Hydraulický obvod otáčení nástroje		Hydraulický obvod výsuvu teleskopického výložníku	
	SPV 23/ RS 32	RS 32/ HV zdvih	RS 25/ HV nástroj		RS 25/ UMN 80		SPV 23/ RS 32	RS 32/ HV výsuv
Q [dm ³ ·s ⁻¹]	1,58	1,55	0,67	0,67	0,67	0,67	1,55	1,5
d [mm]	24	24	24	18	24	18	24	24
S [mm ²]	452,39	452,39	452,39	254,47	452,39	254,47	452,39	452,39
v [m·s ⁻¹]	3,49	3,43	1,48	2,63	1,48	2,63	3,43	3,32
Re [-]	1996	1958	846	1128	846	1128	1958	1895
λ [-]	0,03206811	0,032688778	0,075623293	0,05671747	0,075623	0,056717	0,032688778	0,033778404
l [mm]	p _z [kPa]							
500	3,67						3,60	
800		5,76						
1000								
1200		8,63						
1750		12,59						
2000			6,22		6,22			13,93
2500								17,41
4000				39,32				27,85
5600						55,05		

Tab. 7: Výpočet tlakových ztrát v přímém vedení po opravě rypadla UDS 114 - ocelové potrubí

Stav	Po opravě rypadla UDS 114							
	Hydraulický obvod ovládání zdvihu výložníku		Hydraulický obvod otevírání a zavírání nástroje		Hydraulický obvod otáčení nástroje		Hydraulický obvod výsuvu teleskopického výložníku	
	SPV 23/ RS 32	RS 32/ HV zdvih	RS 25/ HV nástroj		RS 25/ UMN 80		SPV 23/ RS 32	RS 32/ HV výsuv
Q [dm ³ ·s ⁻¹]	2,3	2,17	1,58	1,58	1,57	1,57	2,23	2,1
d [mm]	24	24	24	18	24	18	24	24
S [mm ²]	452,39	452,39	452,39	254,47	452,39	254,47	452,39	452,39
v [m·s ⁻¹]	5,08	4,80	3,49	6,21	3,47	6,17	4,93	4,64
Re [-]	2905	2741	1996	2661	1983	2644	2817	2653
λ [-]	0,04304203	0,043672671	0,032068105	0,04399727	0,032272	0,044067	0,043375897	0,044032147
l [mm]	p _z [kPa]							
500	10,43						9,88	
800		15,07						
1000								
1200		22,61						
1750		32,97						
2000			14,67		14,58			35,58
2500								44,48
4000				169,62				71,16
5600						234,84		

Pro příklad výpočtu místních ztrát v hydraulickém obvodu budou určeny například tlakové ztráty šroubení (hrdla do rozvaděče) u již zmiňovaného hydraulického obvodu otoče nástavby rypadla UDS 114 ve stavu před opravou. Toto šroubení navazuje na dříve počítanou hadici. Hodnoty součinitelů ξ pro jednotlivé místní odpory byly zjištěny ve zdroji informací 6.

Známé hodnoty:

- průtok hydraulického oleje $Q = 0,77 \text{ dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
- vnitřní průměr šroubení $d = 24 \text{ mm}$
- hustota hydraulického oleje $\rho = 900 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
- součinitel místního odporu $\xi = 0,10$

Vnitřní průřez šroubení je podle vztahu (10):

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 24^2}{4} = 452,39 \text{ mm}^2$$

Rychlost proudění je podle vztahu (9):

$$v = \frac{Q}{S} = \frac{0,77 \cdot 10^6}{452,39} = 1702,07 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1} = 1,7 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Ztrátová energie je podle vztahu (19):

$$E_Z = \xi \cdot \frac{v^2}{2} = 0,10 \cdot \frac{1,7^2}{2} = 0,145 \text{ J}$$

Tlakové ztráty jsou podle vztahu (20):

$$p_Z = E_Z \cdot \rho = 0,145 \cdot 900 = 130,5 \text{ Pa} = 0,13 \text{ kPa}$$

Výpočet tlakových ztrát v místních odporech je pro stav stroje před opravou uveden v tabulce 8, příklad výpočtu je zde zvýrazněn tučně se světle modrým podkladem. V tabulce 9 jsou vypočtené hodnoty tlakových ztrát v místních odporech pro stav stroje po opravě. Pod tabulkami jsou uvedeny součinitele místního odporu všech prvků, které se vyskytují v jednotlivých hydraulických obvodech rypadla UDS 114.

Tab. 8: Výpočet tlakových ztrát v místních odporech před opravou rypadla UDS 114

Stav	Před opravou rypadla UDS 114											
	Hydraulický obvod otoče nástavby		Hydraulický obvod ovládání zdvíhu výložníku		Hydraulický obvod otevírání a zavírání nástroje		Hydraulický obvod otáčení nástroje		Hydraulický obvod výstupu teleskopického výložníku		Hydraulický obvod	
	U 80L/ RS 25	RS 25/ HMB 630	SPV 23/ RS 32	RS 32/ HV zdvih	U 80L/ RS 25	RS 25/ HV nástroj	U 80L/ RS 25	RS 25/ UMN 80	SPV 23/ RS 32	RS 32/ HV výstuv		
Q [dm ³ ·s ⁻¹]	0,77	0,7	1,58	1,55	0,75	0,67	0,73	0,67	1,55			
d [mm]	24	24	24	24	24	19	24	19	24	24	24	24
S [mm ²]	452,39	452,39	452,39	452,39	452,39	283,53	452,39	283,53	452,39	452,39	452,39	452,39
v [m·s ⁻¹]	1,70	1,55	3,49	3,43	1,66	2,36	1,61	2,36	3,43	3,43	3,43	3,32
ξ [-]	p _Z [kPa]											
0,1	0,13	0,11	0,55	0,53	0,12	0,25	0,10	0,12	0,25	0,10	0,53	0,49
1,27	1,66	1,37	6,97	6,71	1,57	3,19	1,25	1,49	3,19	1,25	6,71	6,28
2	2,61	2,15	10,98	10,57	2,47	5,03	1,97	2,34	5,03	1,97	10,57	9,89

ξ [-]

Šroubení (spojka hadice a ocelového potrubí nebo hrdlo do rozvaděče)

0,10

Koleno 90°

1,27

Pojistný ventil

2,00

Tab. 9: Výpočet tlakových ztrát v místních odporech po opravě rypadla UDS 114

Stav	Po opravě rypadla UDS 114											
	Hydraulický obvod otoče nástavby		Hydraulický obvod ovládání zdvihu výložníku		Hydraulický obvod otevření a zavírání nástroje		Hydraulický obvod otáčení nástroje		Hydraulický obvod výsuvu teleskopického výložníku		Hydraulický obvod	
	U 80L/ RS 25	RS 25/ HMB 630	SPV 23/ RS 32	RS 32/ HV zdvih	U 80L/ RS 25	RS 25/ HV nástroj	U 80L/ RS 25	RS 25/ UMIN 80	SPV 23/ RS 32	RS 32/ HV výsuv		
Q [dm ³ ·s ⁻¹]	1,72	1,63	2,3	2,17	1,7	1,58	1,58	1,68	1,57	2,23	2,1	
d [mm]	24	24	24	24	24	19	24	24	19	24	24	
S [mm ²]	452,39	452,39	452,39	452,39	452,39	283,53	452,39	452,39	283,53	452,39	452,39	
v [m·s ⁻¹]	3,80	3,60	5,08	4,80	3,76	5,57	3,49	3,71	5,54	4,93	4,64	
ξ [-]	p _z [kPa]											
0,1	0,65	0,58	1,16	1,04	0,64	1,40	0,55	0,62	1,38	1,09	0,97	
1,27	8,26	7,42	14,77	13,15	8,07	17,75	6,97	7,88	17,52	13,89	12,31	
2	13,01	11,68	23,26	20,71	12,71	27,95	10,98	12,41	27,60	21,87	19,39	

ξ [-]

Šroubení (spojka hadice a ocelového potrubí nebo hrdlo do rozvaděče) 0,10

Koleno 90° 1,27

Pojistný ventil 2,00

Znamé hodnoty:

Pro zubové čerpadlo U 80L uvádí výrobce tyto hodnoty:

- tlaková účinnost $\eta_p = 0,94$
- geometrický objem $V_g = 0,08 \text{ dm}^3$
- příkon čerpadla $P = 39 \text{ kW}$

Podle vyjádření výrobce bylo zjištěno, že vstupní otáčky na zubové čerpadlo U 80L na stroji UDS 114 jsou nižší než výstupní otáčky motoru Zetor. Bylo sděleno rozmezí otáček $1490 - 1510 \text{ min}^{-1}$, proto byla zvolena střední hodnota otáček $n=1500 \text{ min}^{-1}$ a při výpočtech hydraulických obvodů kde je zdrojem tlakového hydraulického oleje zubové čerpadlo U 80L je počítáno s touto hodnotou.

Pro axiální pístové čerpadlo SPV 23 uvádí výrobce tyto hodnoty:

- tlaková účinnost $\eta_p = 0,94$
- geometrický objem $V_g = 0,089 \text{ dm}^3$
- příkon čerpadla $P = 45 \text{ kW}$

Podle vyjádření výrobce jsou vstupní otáčky na axiální pístové čerpadlo SPV 23 srovnatelné s výstupními otáčkami motoru Zetor, proto je při výpočtech u hydraulických obvodů kde je zdrojem tlakového hydraulického oleje axiální pístové čerpadlo SPV 23 počítáno s hodnotou naměřených otáček motoru Zetor, které jsou uvedeny v tabulkách naměřených hodnot v Příloze 1.

Z toho důvodu, že byly známy tlakové účinnosti všech tří čerpadel, které jsou použity v hydraulických obvodech na teleskopickém rypadle UDS 114 byly tyto tlakové účinnosti brány v potaz již při měřeních na stroji před opravou i po opravě. Proto se při měřeních na čerpadle, které je na začátku hydraulického obvodu měřila poslední hodnota průtoku při tlaku 17 MPa. Tento postup se zvolil proto, aby byl navozen přibližně stejný provozní stav, jako při měření hodnoty průtoku hydraulického oleje na konci hydraulického obvodu. Maximální hodnota měřeného tlaku hydraulického oleje na konci hydraulického obvodu byla rovna maximální možné přípustné hodnotě v hydraulických obvodech na teleskopickém rypadle UDS 114 tedy 16 MPa.

Pro rozvaděč RS 25 uvádí výrobce tuto hodnotu:

- ztrátový tlak $p_z = 0,6 \text{ MPa}$

Pro rozvaděč RS 32 uvádí výrobce tuto hodnotu:

- ztrátový tlak $p_z = 0,7 \text{ MPa}$

5.3 Výpočet účinnosti jednotlivých hydraulických obvodů

Postup výpočtu bude popsán u hydraulického obvodu otoče nástavby ve stavu stroje před opravou. U zbylých hydraulických obvodů budou uvedeny výsledné tabulky.

5.3.1 Postup výpočtu účinnosti hydraulického obvodu otoče nástavby

- naměřený průtok hydraulického oleje na čerpadle U 80L $Q_1 = 0,77 \text{ dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
- naměřený průtok hydraulického oleje, který by vstupoval do rotačního hydromotoru HMB 630 $Q_2 = 0,7 \text{ dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$

Teoretický průtok čerpadla U 80L je podle vztahu (23):

$$Q_t = V_g \cdot n = 0,08 \cdot \frac{1500}{60} = 2 \text{ dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

V případě u zubového čerpadla U 80L při stanovování teoretického průtoku čerpadla se počítá jak při měření průtoku na čerpadle tak průtoku, který by vstupoval do spotřebiče se stejnou hodnotou otáček a to $n = 1500 \text{ min}^{-1}$. V případě axiálního pístového čerpadla SPV 23 se počítá se změřenými otáčkami a proto se výsledné hodnoty teoretických průtoků v jednom hydraulickém obvodu mohou lišit.

Celková účinnost čerpadla je podle vztahu (24):

$$\eta_{CHG} = \frac{Q_1}{Q_t} \cdot \eta_p = \frac{0,77}{2} \cdot 0,94 = 0,3619 = 36,19\%$$

Ztrátový výkon čerpadla P_z je podle vztahu (25):

$$P_z = (1 - \eta_{CHG}) \cdot P = (1 - 0,3619) \cdot 39000 = 24\,885,9 \text{ W}$$

Ztrátový výkon čerpadla P_z je v tabulce 10 tučně zvýrazněn a světle modře podbarven.

Tab. 10: Výpočet celkové výkonové ztráty hydraulického obvodu otoče nástavby - před opravou

Hydraulický obvod otoče nástavby - před opravou			
Prvek v obvodu	počet kusů	p_z [kPa]	P_z [W]
zubové čerpadlo U 80L	1	 	24 885,9
H25/1850	1	7,02	5,41
šroubení Ø24	2	0,26	0,20
rozvaděč RS 25	1	600	462
H25/800	1	2,76	1,93
šroubení Ø24	3	0,33	0,23
H25/1000	1	3,45	2,42
koleno 90° Ø24	1	1,37	0,96
Celková výkonová ztráta P_{zC} [W]			25 359,04

Ztrátové tlaky jednotlivých částí hydraulického systému jako jsou hadice, potrubí, šroubení atd. jsou násobeny skutečnými naměřenými průtoky Q_1 a Q_2 a vyjdou jejich jednotlivé ztrátové výkony. Prvky hydraulických obvodů jsou v jednotlivých tabulkách seřazeny tak jak na sebe ve skutečném hydraulickém obvodu na rypadle UDS 114 navazují. Proto jsou ztrátové výkony prvků hydraulického obvodu před rozvaděčem včetně násobeny skutečným změřeným průtokem Q_1 na zubovém čerpadle U 80L. A ztrátové tlaky prvků hydraulického obvodu za rozvaděčem jsou násobeny skutečným změřeným průtokem na konci hydraulického obvodu Q_2 . Tento postup je použit u všech zkoumaných hydraulických obvodů rypadla UDS 114 jak ve stavu před opravou tak po opravě.

Celková účinnost hydraulického obvodu stanovená výpočty je podle vztahu (26):

$$\eta_{CV} = 1 - \frac{P_{zC}}{P} = 1 - \frac{25\,359,04}{39\,000} = 0,3498 = 34,98\%$$

Celková účinnost hydraulického systému stanovená měřením místo spotřebiče (27):

$$\eta_{CN} = \frac{Q_2}{Q_t} \cdot \eta_p = \frac{0,7}{2} \cdot 0,94 = 0,329 = 32,9\%$$

Z výsledných hodnot je možné vyzorovat, že výsledné hodnoty účinností stanovené výpočty nebo měřením se liší jen velmi málo. V ideálním případě by se tyto hodnoty naměřené a vypočítané účinnosti měly rovnat.

U dalších hydraulických obvodů budou uvedeny tabulky s vyčíslenými výkonovými ztrátami, jednotlivými naměřenými průtoky, Q_1 na čerpadle a Q_2 místo spotřebiče. A vypočítanými celkovými účinnostmi.

Tab. 11: Výpočet celkové výkonové ztráty a celkových účinností hydraulického obvodu otoče nástavby - po opravě

Hydraulický obvod otoče nástavby - po opravě			
Prvek v obvodu	počet kusů	p_z [kPa]	P_z [W]
zubové čerpadlo U 80L	1	 	7 472,4
H25/1850	1	15,68	26,97
šroubení Ø24	2	1,3	2,24
rozvaděč RS 25	1	600	978
H25/800	1	6,43	10,48
šroubení Ø24	3	1,74	2,84
H25/1000	1	8,03	13,09
koleno 90° Ø24	1	7,42	12,09
Celková výkonová ztráta P_{zC} [W]			8 518,11

$$Q_1 = 1,72 \text{ dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$Q_2 = 1,63 \text{ dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$P_{zHG} = 7 472,4 \text{ W}$$

$$\text{vypočítaná } \eta_{CV} = 78,16\%$$

$$\text{naměřená } \eta_{CN} = 76,61\%$$

5.3.2 Výsledné účinnosti hydraulického obvodu ovládní zdvihu výložníku před a po opravě

Tab. 12: Výpočet celkové výkonové ztráty a celkových účinností hydraulického obvodu ovládní zdvihu výložníku - před opravou

Hydraulický obvod ovládní zdvihu výložníku - před opravou			
Prvek v obvodu	počet kusů	p_z [kPa]	P_z [W]
pístové čerpadlo SPV 23	1	 	17 856
koleno 90° Ø24	2	13,94	22,03
R24/500	1	3,67	5,80
H25/500	1	3,8	6,00
šroubení Ø24	1	0,55	0,87
rozvaděč RS 32	1	700	1106
šroubení Ø24	3	1,59	2,46
R24/1750	1	12,59	19,51
H25/1250	1	9,55	14,80
R24/1200	1	8,63	13,38
koleno 90° Ø24	4	26,84	41,60
Celková výkonová ztráta P_{zC} [W]			19 088,46

$$Q_1 = 1,58 \text{ dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$Q_2 = 1,55 \text{ dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$P_{zHG} = 17 856 \text{ W}$$

$$\text{vypočítaná } \eta_{CV} = 57,58\%$$

$$\text{naměřená } \eta_{CN} = 57,44\%$$

Tab. 13: Výpočet celkové výkonové ztráty a celkových účinností hydraulického obvodu ovládání zdvihu výložníku - po opravě

Hydraulický obvod ovládání zdvihu výložníku - po opravě			
Prvek v obvodu	počet kusů	P_z [kPa]	P_z [W]
pístové čerpadlo SPV 23	1	 	6 867
koleno 90° Ø24	2	29,54	67,94
R24/500	1	10,43	23,99
H25/500	1	8,59	19,76
šroubení Ø24	1	1,16	2,67
rozvaděč RS 32	1	700	1610
šroubení Ø24	3	3,12	6,77
R24/1750	1	32,97	71,54
H25/1250	1	19,4	42,10
R24/1200	1	22,61	49,06
koleno 90° Ø24	4	52,6	114,14
Celková výkonová ztráta P_{zC} [W]			8 874,98

$$Q_1 = 2,3 \text{ dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$Q_2 = 2,17 \text{ dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$P_{zHG} = 6 867 \text{ W}$$

$$\text{vypočítaná } \eta_{CV} = 80,28\%$$

$$\text{naměřená } \eta_{CN} = 79,95\%$$

5.3.3 Výsledné účinnosti hydraulického obvodu otevírání a zavírání nástroje před a po opravě

Tab. 14: Výpočet celkové výkonové ztráty a celkových účinností hydraulického obvodu otevírání a zavírání nástroje - před opravou

Hydraulický obvod otevírání a zavírání nástroje - před opravou			
Prvek v obvodu	počet kusů	P_z [kPa]	P_z [W]
zubové čerpadlo U 80L	1	 	25 252,5
H25/1850	1	6,84	5,13
šroubení Ø24	2	0,24	0,18
rozvaděč RS 25	1	600	450
šroubení Ø24	1	0,1	0,07
koleno 90° Ø24	3	3,75	2,51
H16/4300	1	84,63	56,70
R18/4000	1	39,32	26,34
H16/800	1	15,75	10,55
šroubení Ø19	1	0,25	0,17
Celková výkonová ztráta P_{zC} [W]			25 804,16

$$Q_1 = 0,75 \text{ dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$Q_2 = 0,67 \text{ dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$P_{zHG} = 25 252,5 \text{ W} \quad \text{vypočítaná } \eta_{CV} = 33,84\%$$

$$\text{naměřená } \eta_{CN} = 31,49\%$$

Tab. 15: Výpočet celkové výkonové ztráty a celkových účinností hydraulického obvodu otevírání a zavírání nástroje - po opravě

Hydraulický obvod otevírání a zavírání nástroje - po opravě			
Prvek v obvodu	počet kusů	p_z [kPa]	P_z [W]
zubové čerpadlo U 80L	1	 	7 839
H25/1850	1	15,5	26,35
šroubení Ø24	2	1,28	2,18
rozvaděč RS 25	1	600	1020
šroubení Ø24	1	0,55	0,87
koleno 90° Ø24	3	20,91	33,04
H16/4300	1	319,05	504,10
R18/4000	1	169,62	268,00
H16/800	1	59,36	93,79
šroubení Ø19	1	1,4	2,21
Celková výkonová ztráta P_{zC} [W]			9 789,53

$$Q_1 = 1,7 \text{ dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$Q_2 = 1,58 \text{ dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$P_{ZHG} = 7 839 \text{ W}$$

$$\text{vypočítaná } \eta_{cv} = 74,90\%$$

$$\text{naměřená } \eta_{cn} = 74,26\%$$

5.3.4 Výsledné účinnosti hydraulického obvodu otáčení nástroje před a po opravě

Tab. 16: Výpočet celkové výkonové ztráty a celkových účinností hydraulického obvodu otáčení nástroje - před opravou

Hydraulický obvod otáčení nástroje - před opravou			
Prvek v obvodu	počet kusů	p_z [kPa]	P_z [W]
zubové čerpadlo U 80L	1	 	25 619,1
H25/1850	1	6,66	4,86
šroubení Ø24	2	0,24	0,18
rozvaděč RS 25	1	600	438
koleno 90° Ø24	3	3,75	2,51
R24/2000	1	6,22	4,17
H16/4300	1	84,63	56,70
R18/5600	1	55,05	36,88
koleno 90° Ø19	4	12,76	8,55
Celková výkonová ztráta P_{zC} [W]			26 170,95

$$Q_1 = 0,73 \text{ dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$Q_2 = 0,67 \text{ dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$P_{ZHG} = 25 619,1 \text{ W}$$

$$\text{vypočítaná } \eta_{cv} = 32,89\%$$

$$\text{naměřená } \eta_{cn} = 31,49\%$$

Tab. 17: Výpočet celkové výkonové ztráty a celkových účinností hydraulického obvodu otáčení nástroje - po opravě

Hydraulický obvod otáčení nástroje - po opravě			
Prvek v obvodu	počet kusů	p_z [kPa]	P_z [W]
zubové čerpadlo U 80L	1	 	6 240
H25/1850	1	15,32	25,74
šroubení Ø24	2	1,24	2,08
rozdaděč RS 25	1	600	1008
koleno 90° Ø24	3	20,64	32,40
R24/2000	1	14,58	22,89
H16/4300	1	315,52	495,37
R18/5600	1	234,84	368,70
koleno 90° Ø19	4	70,08	110,03
Celková výkonová ztráta P_{zC} [W]			8 305,21

$$Q_1 = 1,68 \text{ dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$Q_2 = 1,57 \text{ dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$P_{ZHG} = 6\,240 \text{ W}$$

$$\text{vypočítaná } \eta_{CV} = 78,70\%$$

$$\text{naměřená } \eta_{CN} = 78,50\%$$

5.3.5 Výsledné účinnosti hydraulického obvodu výsuvu teleskopického výložníku

Tab. 18: Výpočet celkové výkonové ztráty a celkových účinností hydraulického obvodu výsuvu teleskopického výložníku - před opravou

Hydraulický obvod výsuvu teleskopického výložníku - před opravou			
Prvek v obvodu	počet kusů	p_z [kPa]	P_z [W]
pístové čerpadlo SPV 23	1	 	17 716,5
koleno 90° Ø24	1	6,71	10,40
R24/500	1	3,6	5,58
H25/500	1	3,82	5,92
šroubení Ø24	1	0,53	0,82
rozdaděč RS 32	1	700	1085
koleno 90° Ø24	4	25,12	37,68
R24/2500	1	17,41	26,12
Pojistný ventil PV 20	1	9,89	14,84
H25/1850	1	13,68	20,52
R24/2000	1	13,93	20,90
R24/4000	1	27,85	41,78
šroubení Ø24	4	1,96	2,94
Celková výkonová ztráta P_{zC} [W]			18 988,98

$$Q_1 = 1,55 \text{ dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$Q_2 = 1,5 \text{ dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$P_{ZHG} = 17\,716,5 \text{ W}$$

$$\text{vypočítaná } \eta_{CV} = 57,80\%$$

$$\text{naměřená } \eta_{CN} = 57,61\%$$

Tab. 19: Výpočet celkové výkonové ztráty a celkových účinností hydraulického obvodu výsuvu teleskopického výložníku - po opravě

Hydraulický obvod výsuvu teleskopického výložníku - po opravě			
Prvek v obvodu	počet kusů	p_z [kPa]	P_z [W]
pístové čerpadlo SPV 23	1	 	7 591,5
koleno 90° Ø24	1	13,89	30,97
R24/500	1	9,88	22,03
H25/500	1	8,14	18,15
šroubení Ø24	1	1,09	2,43
rozvaděč RS 32	1	700	1561
koleno 90° Ø24	4	49,24	103,40
R24/2500	1	44,48	93,41
Pojistný ventil PV 20	1	19,39	40,72
H25/1850	1	27,11	56,93
R24/2000	1	35,58	74,72
R24/4000	1	71,16	149,44
šroubení Ø24	4	3,88	8,15
Celková výkonová ztráta P_{zC} [W]			9 752,85

$$Q_1 = 2,23 \text{ dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$Q_2 = 2,1 \text{ dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$P_{zHC} = 7 591,5 \text{ W}$$

$$\text{vypočítaná } \eta_{CV} = 78,33\%$$

$$\text{naměřená } \eta_{CN} = 78,28\%$$

7 Ekonomické zhodnocení

S každou opravou či technickým zhodnocením stroje úzce souvisí i ekonomické hledisko, proto je žádoucí si podrobně rozebrat jednotlivé náklady a příjmy celé investice. V následující tabulce je vyčíslena popsaná oprava v kapitole 4.6. Použité částky byly získány od firmy Vladimír Jůza - Hydraulický servis, která opravu prováděla.

Tab. 20: Vyčíslení provedené opravy v prodejních cenách bez DPH [5]

Název	Měrné množství [ks; l; h]	Jednotková cena [Kč]	Cena celkem [Kč]
Zubové čerpadlo U 80L nové	1	11 500	11 500
Oprava pístového čerpadla SPV 23	2	12 000	24 000
Celková oprava motoru Zetor 8701.102	1	56 000	56 000
Oprava přímočarého hydromotoru zdvíhu vnějšího ramene	2	3 800	7 600
Oprava přímočarého hydromotoru otevírání a zavírání nástroje	1	3 750	3 750
Oprava přímočarého hydromotoru výsuvu teleskopického výložníku	1	6 400	6 400
Oprava rotačního hydromotoru otoče nástavby HMB 630 U	1	20 000	20 000
Oprava zubových rotačních hydromotorů pro otáčení nástroje	2	3 500	7 000
Přetěsnění rozvaděče RS 25	1	12 500	12 500
Přetěsnění rozvaděče RS 32	1	10 000	10 000
Oprava pojistného ventilu DPV 25	3	2 500	7 500
Oprava pojistného ventilu PV 20	2	1 400	2 800
Výměna poškozených hydraulických hadic	17	680	11 560
Výměna poškozeného hydraulického potrubí	4	1 375	5 500
Výměna poškozených čepů a pouzder čepových spojů			25 000
Kompletní nový lak nástavby UDS 114			40 000
Výměna hydraulického oleje	400 l	30	12 000
Filtrační vložka na sání hydraulického oleje	8	80	640
Celkové očištění stroje			15 000
Celkové umytí stroje	16 h	400	6 400
Práce (montáž, demontáž) stroje - 4 zaměstnanci	400 h	300	120 000
Celková cena [Kč]			405 150

Pro ekonomické zhodnocení opravy bude použita metoda doby návratnosti investice. Pro její stanovení jsou níže vyčísleny náklady na provoz a údržbu stroje v horizontu jednoho roku. Údaje k výši jednotlivých druhů nákladů na pravidelnou údržbu a servisní prohlídky, jak podvozku Tatra 815, tak nástavby UDS 114, poskytla firma Vladimír Jůza - Hydraulický servis. Hodnota silniční daně byla zjištěna ze zákona č. 16/1993 Sb. o dani silniční. Průměrná cena nafty byla stanovena na základě vyhlášky o náhradách za používání silničních motorových vozidel č.440/2016 Sb., kterou se stanoví náhrady za používání silničních motorových vozidel pro rok 2017. Všechny ostatní potřebné údaje poskytly firmy Švado s.r.o. a Radek Šimsa. Oba subjekty se dlouhodobě zabývají prováděním zemních prací a provozují teleskopická rypadla UDS. V nákladech jsou zahrnuty fixní náklady a variabilní náklady, které se odvíjí od pracovní vytiženosti stroje.

Tab. 21: Celkové fixní náklady na provoz stroje za 1 rok

Fixní náklady	Cena za rok [Kč]
Povinné ručení	14 000
Silniční daň	26 640
STK + emise	3 500
Pravidelná údržba nástavby UDS 114	18 000
Pravidelná údržba podvozku Tatra 815	9 000
Poměrná část nákladů na pneumatiky Tatra 815	15 000
Fixní náklady celkem [Kč]	86 140

Variabilní náklady byly stanoveny na období jednoho roku, který se pro provoz stroje rozděluje podle možnosti práce na období devíti měsíců (sezony), kdy je díky vlivům klimatických podmínek umožněna bezproblémová práce na stavebních dílech. A období tří měsíců (mimo sezonu), kdy jsou klimatické podmínky nepříznivé, a tím jsou ovlivněny další faktory hodnocených parametrů, jako například mzdové náklady obsluhy rypadla.

Podle zjištěných údajů od výrobce rypadla je pracovní doba vytiženosti stroje 1200 motohodin za rok. Podle praktických zkušeností majitele stroje tato hodnota odpracovaných motohodin odpovídá 1600 provozním hodinám za rok. Uvedené hodnoty byly použity při výpočtu variabilních nákladů u spotřeby paliva u rypadla a pravidelné servisní prohlídky.

Tab. 22: Celkové variabilní náklady na provoz stroje za 1 rok

Variabilní náklady	Kvantitativní poměr	Množství	Jednotková cena [Kč]	Cena celkem [Kč]
Spotřeba nafty rypadla UDS 114	10 l / strojohodinu	1 600	23,63	378 080
Mzdové náklady obsluhy rypadla UDS 114	150 Kč / hod (v sezoně)	1 560	201	313 560
	100 Kč / hod (mimo sezonu)	520	134	69 680
Pravidelná servisní prohlídka rypadla UDS 114	po odpracování 250 mth	3	6 000	18 000
Pravidelná servisní prohlídka rypadla UDS 114	po odpracování 500 mth	2	8 000	16 000
Spotřeba nafty podvozku Tatra 815	50 l / 100 km	5 000	23,63	59 075
Variabilní náklady celkem [Kč]				854 395

Pro výpočet doby návratnosti investice bylo nutné také stanovit možné příjmy vlastníka z popisovaného stroje. Podle výše uvedených údajů stroj standardně odpracuje 1600 provozních hodin za rok. Přičemž prodejní cena hodiny práce je průměrně stanovena na 1000 Kč. Příjmy vlastníka stroje jsou tudíž 1 600 000 Kč za rok. V následující tabulce jsou přehledně uvedeny náklady a příjmy stroje za stanovené období jednoho roku.

Tab. 23: Celkové náklady a příjmy z provozu stroje za 1 rok

Náklady na provedenou opravu stroje	405 150 Kč
Fixní náklady na provoz stroje	86 140 Kč
Variabilní náklady na provoz stroje	854 395 Kč
Příjmy z provozu stroje	1 600 000 Kč

Níže je uveden vzorec pro výpočet prosté doby návratnosti investice i se samotným výpočtem:

$$T_S = \frac{IN}{CF} \quad (28)$$

T_S - prostá doba návratnosti investice [počet let]

IN - investiční, jednorázové náklady na realizaci úspor [Kč]

CF - cash flow (roční peněžní toky) [Kč]

$$T_S = \frac{405\,150}{1\,600\,000 - (80\,740 + 851\,240)}$$

$$T_S = 0,61 \text{ roku} = 7,3 \text{ měsíce}$$

Podle vypočtených výsledků vychází, že návratnost investice nákladů na opravu rypadla bude v horizontu sedmi až osmi měsíců.

8 Diskuse a praktická doporučení

Při bližším zkoumání tlakových ztrát v přímém vedení a místních odporech jednotlivých prvků hydraulických obvodů je patrné, že u rypadla po opravě jsou tyto tlakové ztráty vyšší. Je to způsobeno vyšším průtokem hydraulického oleje v daném hydraulickém obvodu. U hydraulických obvodů, kde je zdrojem tlakového hydraulického oleje zubové čerpadlo U 80L došlo v průměru, ve stavu po opravě, ke zvýšení průtoku oleje o $0,935 \text{ dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$. Zato u hydraulických obvodů, kde je zdrojem tlakového hydraulického oleje axiální pístové čerpadlo SPV 23 došlo ke zvýšení průtoku v průměru o $0,655 \text{ dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$. Při zkoumání celkového ztrátového výkonu P_{ZC} hydraulických obvodů, kde je zdrojem tlakového hydraulického oleje zubové čerpadlo U 80L zjistíme, že u stroje po opravě dochází v průměru k 2,75 násobnému snížení ztrátového výkonu P_{ZC} než u stroje před opravou. U hydraulických obvodů, kde je zdrojem tlakového hydraulického oleje axiální pístové čerpadlo SPV 23 je pokles celkového ztrátového výkonu u stroje po opravě v průměru dvojnásobný.

Tab. 24: Porovnání ztrátových výkonů a účinností jednotlivých hydraulických obvodů před a po opravě

Hydraulický obvod	před opravou		po opravě		Úspora ztrátového výkonu [W]	Průměrné zvýšení účinnosti hydraulického obvodu η [%]
	Ztrátový výkon P_{ZC} [W]	vypočítaná η_{CV} [%]	Ztrátový výkon P_{ZC} [W]	vypočítaná η_{CV} [%]		
		naměřená η_{CN} [%]		naměřená η_{CN} [%]		
otoče nástavby	25 359,04	34,98 32,90	8 518,11	78,16 76,61	16 840,93	43,45
ovládání zdvihu výložníku	19 088,46	57,58 57,44	8 874,98	80,28 79,95	10 213,48	22,61
otevírání a zavírání nástroje	25 804,16	33,84 31,49	9 789,53	74,90 74,26	16 014,63	41,92
otáčení nástroje	26 170,95	32,89 31,49	8 305,21	78,70 78,50	17 865,74	46,41
výsuvu teleskopického výložníku	18 988,98	57,80 57,61	9 752,85	78,33 78,28	9 236,13	20,60

U hydraulických obvodů, kde je zdrojem tlakového hydraulického oleje zubové čerpadlo U 80L, došlo v průměru ke zvýšení účinnosti o více než 40%. Zato u hydraulických obvodů, kde je zdrojem tlakového hydraulického oleje axiální pístové čerpadlo SPV 23, se zvýšila účinnost o více než 20%. Uvedené závěry je možné ověřit ve výše uvedené tabulce.

Z výsledků porovnání účinností hydraulických systémů rypadla UDS 114 před opravou a po opravě je patrné, že se tato oprava velkou měrou projeví na celkové výkonnosti, životnosti a ekonomice provozu stroje. Po přihlédnutí k ekonomické stránce opravy rypadla UDS 114 je patrné, že doba návratnosti vložených finančních prostředků je v docela krátkém a příznivém časovém horizontu.

Při poklesu pracovní výkonnosti stroje je velice důležité, aby byla obsluha dokonale seznámena s jeho návodem na obsluhu a údržbu. Kde jsou detailně popsány postupy pro vyhledání příčin možné poruchy. Dále je přísný zákaz provádění zakázané manipulace se strojem, která by mohla být příčinou vzniku poruchy a nebo snížené pracovní výkonnosti stroje. Praktické doporučení pro majitele stavebních strojů. Je nutné zajistit kvalitní a zaškolenou obsluhu stroje, která bude vykonávat preventivní údržbu, bude danému stroji rozumět a také bude průběžně kontrolovat jeho chování při práci. V případě zjištění snížené účinnosti například hydraulického obvodu zdvihu výložníku, která se projeví snížením zvedací síly a rychlosti výsuvu přímočarých hydromotorů, je potom nutné kontaktovat odborný servis, který provede diagnostiku a opravou nebo výměnou poruchového dílu, například čerpadla, rozvaděče nebo přímočarého hydromotoru uvede stroj do původního bezvadného stavu.



Obr. 27: Teleskopické rypadlo UDS 114 po provedené opravě [5]

9 Závěr

Hlavním cílem diplomové práce bylo porovnání energetické náročnosti hydraulického systému ovládání pracovních mechanismů na teleskopickém rypadle UDS 114. V literární rešerši byly nejprve rozebrány základní přenosy energie a jejich rozdíly. Dále byly teoreticky podrobně popsány základní prvky jednotlivých částí hydraulického obvodu a veličiny, které jsou pro výpočty možných ztrát v hydraulických obvodech důležité. Dále byly jednotlivě popsány výpočty ztrát v přímém vedení a místních odporech hydraulického obvodu.

První kapitolou praktické části diplomové práce byl popis teleskopického rypadla UDS 114. V další části byl popsán hydraulický systém rypadla, který se skládá ze tří na sobě nezávislých hydraulických obvodů. Hlavními zdroji tlakové kapaliny v těchto obvodech jsou dvě regulační pístová čerpadla a jedno zubové čerpadlo. Zároveň byly v této části práce uvedeny jednotlivé prvky hydraulických obvodů, ze kterých je hydraulický obvod sestaven.

Pro možnost porovnání jednotlivých ztrát na stroji UDS 114 byl popsán jeho stav před opravou a návrh na provedení opravy rypadla pro zlepšení pracovní výkonnosti a celkové životnosti stroje. Tyto předpoklady byly podloženy měřením průtoku hydraulického oleje v jednotlivých hydraulických obvodech pomocí sdruženého měřidla. U každého obvodu bylo provedeno měření nejprve mezi čerpadlem a rozvaděčem a poté mezi rozvaděčem a spotřebičem. A každé z tohoto měření bylo podrobně popsáno.

Při výpočtech bylo nejdříve nutné změřit všechny potřebné geometrické rozměry daného hydraulického obvodu (vnitřní průměr hadic, potrubí a délku vedení).. Díky měření hydraulických obvodů sdruženým měřidlem byly získány hodnoty pro výpočet ztrát v přímém vedení a místních odporech. Veškeré vypočtené a získané hodnoty byly popsány v tabulkách, kde byl uveden vždy název prvku, počet kusů, vypočtená hodnota ztrátového tlaku a ztrátový výkon prvku. Z jednotlivých výpočtů se poté vypočítal celkový ztrátový výkon hydraulického obvodu.

Na základě vypočtených ztrátových hodnot, byly vypočteny účinnosti samostatných hydraulických obvodů ve stavu stroje před opravou a po opravě a bylo provedeno jejich jednotlivé porovnání.

Poslední částí diplomové práce bylo ekonomické zhodnocení investice do opravy stroje. Byla vyčíslena oprava teleskopického rypadla UDS 114. Dále byly vyčísleny náklady, jak fixní, tak i variabilní na provoz a údržbu tohoto stroje v rámci jednoho období. Poté byla pomocí všech hodnot vypočítána doba návratnosti investovaných finančních prostředků.

Seznam použitých zdrojů

- [1] Lanové lopatové rypadlo Unex, [online], [cit.2017-02-25], dostupné z:
<<http://posting.org/image/dasx2liid/>>
- [2] Firemní literatura CSM Tisovec a.s.
- [3] JŮZA, Michal. *Koncept údržby lopatových rypadel*. Praha, 2015. Bakalářská práce. Česká zemědělská univerzita v Praze - Technická fakulta. Vedoucí práce doc. Ing. Petr Heřmánek, Ph.D.
- [4] KOLEKTÍV ODDELENIA DOKUMENTÁCIE OTS. *Návod na obsluhu a údržbu UDS 114*. II. vydanie. Detva: Závody těžkého strojárstva, n.p. Detva, 1986, 153 s.
- [5] Archiv firmy Vladimír Jůza – Hydraulický servis
- [6] PIVOŇKA, J. a kolektiv.: *Tekutinové mechanismy*. SNTL, 1987, 623 s.
- [7] ROH, Jiří. *Tekutinové mechanismy*. Praha: VYSOKÁ ŠKOLA ZEMĚDĚLSKÁ V PRAZE. TECHNICKÁ FAKULTA, 1994, 168 s. ISBN 80-213-0172-4.
- [8] ŠMÍDA, Jaroslav. *HYDROSTATICKÉ MECHANISMY STAVEBNÍCH STROJŮ: I. DÍL*. II. vydání. Praha: VHJ VODNÍ STAVBY, 1984, 46 s.
- [9] Vznětové motory. *Vítej na Zemi..* [online]. CENIA, česká informační agentura životního prostředí, 2013 [cit. 2017-03-07]. Dostupné z:
<http://vitejtenazemi.cz/cenia/index.php?p=vznetove_motory&site=doprava>
- [10] KŘÍŽ, Rudolf, Karel WEIGNER a Jiřina AUDYOVÁ. *Stavba a provoz strojů II: PŘEVODY* [online]. SNTL, 1978 [cit. 2017-03-07]. Dostupné z:
<<https://www.pslib.cz/na/podklady/S4B/SPS/ucebnice/SPS-2---P%C5%99evody.pdf>>
- [11] Z elektrárny do zásuvky. *Miniencyklopedie ELEKTRINA* [online]. 2003 [cit. 2017-03-10]. Dostupné z: <https://www.cez.cz/edee/content/microsites/elektrina/4-4.htm>
- [12] Hydromotory. *Parker* [online]. 2014 [cit. 2017-03-12]. Dostupné z:
<http://www.parker.cz/produkty/hydraulika/hydromotory/>

[13] EXNER, H., R. FREITAG, H. GEIS a R. LANG. *Basic Principles and Components of Fluid Technology* [online]. Mannesmann Rexroth, 1991 [cit. 2017-03-07]. Dostupné z: <https://www.scribd.com/doc/146365207/The-Hydraulic-Trainer-Volume-1-Basic-Principles-Components-of-Fluid-Technology>

Seznam použitých obrázků

Obrázek 1 - Lanové lopatové rypadlo.....	3
Obrázek 2 - Blokové schéma funkce elektrického generátoru.....	5
Obrázek 3 - Blokové schéma funkce elektromotoru.....	5
Obrázek 4 - Blokové schéma funkce čerpadla.....	5
Obrázek 5 - Blokové schéma funkce hydromotoru.....	5
Obrázek 6 - Blokové schéma funkce hydraulického obvodu.....	6
Obrázek 7 - Velkorozměrové otočové ložisko na teleskopickém rypadle UDS 114.....	18
Obrázek 8 - Nové velkorozměrové otočové ložisko.....	18
Obrázek 9 - Demontovaný agregát teleskopického rypadla UDS 114.....	19
Obrázek 10 - Demontované vnější rameno z teleskopického rypadla UDS 114.....	19
Obrázek 11 - Teleskopické rypadlo UDS 114.....	20
Obrázek 12 - Přímočarý hydromotor výsuvu vnitřního teleskopického ramene.....	21
Obrázek 13 - Detail nástavby teleskopického rypadla UDS 114.....	21
Obrázek 14 - Hydromotor otoče HMB 630 U na teleskopickém rypadle UDS 114.....	22
Obrázek 15 - Demontovaný hydromotor otoče HMB 630 U.....	22
Obrázek 16 - Horní rám UDS 114 v průběhu opravy.....	22
Obrázek 17 - Celkové hydraulické schéma teleskopického rypadla UDS 114 číselné označení pozic prvků ve schématu je dle kusovníku v Tab.1.....	25
Obrázek 18 - Hydraulické schéma obvodu ovládání zdvihu výložníku.....	26
Obrázek 19 - Hydraulické schéma obvodu ovládání výsuvu teleskopického výložníku.....	27
Obrázek 20 - Hydraulické schéma obvodu ovládání otáčení nástavby, otáčení nástroje a ovládání otevírání a zavírání nástroje.....	29

Obrázek 21 - Hydraulické schéma pomocného obvodu proplachu hydromotoru otáčení nastavby.....	30
Obrázek 22 - Teleskopické rypadlo UDS 114 před opravou.....	31
Obrázek 23 - Sdružené měřidlo OTC H50 pro měření tlaku, průtoku a teploty.....	33
Obrázek 24 - Zapojení měřidla při měření hydraulického obvodu zdvihu výložníku mezi SPV 23 a RS 32.....	34
Obrázek 25 - Zapojení měřidla při měření hydraulického obvodu otáčení nastavby mezi rozvaděčem RS 25 a rotačním hydromotorem HMB 630 U.....	35
Obrázek 26 - Zapojení měřidla při měření hydraulického obvodu zdvihu výložníku mezi rozvaděčem RS 32 a přímočarými hydromotory zdvihu výložníku.....	35
Obrázek 27 - Teleskopické rypadlo UDS 114 po provedené opravě.....	58

Seznam tabulek

Tabulka 1 - Kusovník hydraulického systému teleskopického rypadla UDS 114.....	24
Tabulka 2 - Tabulka naměřených hodnot ve stavu před opravou v hydraulickém obvodu otoče nastavby mezi zubovým čerpadlem U 80L a rozvaděčem RS25.....	36
Tabulka 3 - Sestavená tabulka pro hydraulický obvod otoče nastavby.....	37
Tabulka 4 - Výpočet tlakových ztrát v přímém vedení před opravou rypadla UDS 114 - hadice.....	40
Tabulka 5 - Výpočet tlakových ztrát v přímém vedení po opravě rypadla UDS 114 - hadice.....	41
Tabulka 6 - Výpočet tlakových ztrát v přímém vedení před opravou rypadla UDS 114 - ocelové potrubí.....	42
Tabulka 7 - Výpočet tlakových ztrát v přímém vedení po opravě rypadla UDS 114 - ocelové potrubí.....	42
Tabulka 8 - Výpočet tlakových ztrát v místních odporech před opravou rypadla UDS 114.....	44
Tabulka 9 - Výpočet tlakových ztrát v místních odporech po opravě rypadla UDS 114....	45
Tabulka 10 - Výpočet celkové výkonové ztráty hydraulického obvodu otoče nastavby - před opravou.....	48

Tabulka 11 - Výpočet celkové výkonové ztráty a celkových účinností hydraulického obvodu otoče nástavby - po opravě.....	49
Tabulka 12 - Výpočet celkové výkonové ztráty a celkových účinností hydraulického obvodu ovládání zdvihu výložníku - před opravou.....	49
Tabulka 13 - Výpočet celkové výkonové ztráty a celkových účinností hydraulického obvodu ovládání zdvihu výložníku - po opravě.....	50
Tabulka 14 - Výpočet celkové výkonové ztráty a celkových účinností hydraulického obvodu otevírání a zavírání nástroje - před opravou.....	50
Tabulka 15 - Výpočet celkové výkonové ztráty a celkových účinností hydraulického obvodu otevírání a zavírání nástroje - po opravě.....	51
Tabulka 16 - Výpočet celkové výkonové ztráty a celkových účinností hydraulického obvodu otáčení nástroje - před opravou.....	51
Tabulka 17 - Výpočet celkové výkonové ztráty a celkových účinností hydraulického obvodu otáčení nástroje - po opravě.....	52
Tabulka 18 - Výpočet celkové výkonové ztráty a celkových účinností hydraulického obvodu výsuvu teleskopického výložníku - před opravou.....	52
Tabulka 19 - Výpočet celkové výkonové ztráty a celkových účinností hydraulického obvodu výsuvu teleskopického výložníku - po opravě.....	53
Tabulka 20 - Vyčíslení provedené opravy v prodejních cenách bez DPH.....	54
Tabulka 21 - Celkové fixní náklady na provoz stroje za 1 rok.....	55
Tabulka 22 - Celkové variabilní náklady na provoz stroje za 1 rok.....	56
Tabulka 23 - Celkové náklady a příjmy z provozu stroje za 1 rok.....	56
Tabulka 24 - Porovnání ztrátových výkonů a účinností jednotlivých hydraulických obvodů před a po opravě.....	57

Seznam vzorců

Vzorec 1 - Elektrický výkon.....	4
Vzorec 2 - Hydraulický výkon.....	4
Vzorec 3 - Zákon zachování energie (Bernoulliho rovnice).....	8
Vzorec 4 - Polohová energie.....	8

Vzorec 5 - Kinetická energie.....	8
Vzorec 6 - Tlaková energie.....	9
Vzorec 7 - Dodaná energie do hydraulického obvodu čerpadlem.....	9
Vzorec 8 - Ztrátový výkon.....	10
Vzorec 9 - Průtok pracovní kapaliny.....	11
Vzorec 10 - Průřez hydraulického vedení.....	11
Vzorec 11 - Reynoldsovo kritérium.....	11
Vzorec 12 - Laminární proudění pro hadice.....	12
Vzorec 13 - Laminární proudění pro potrubí.....	12
Vzorec 14 - Oblast přechodová.....	12
Vzorec 15 - Oblast turbulentního proudění.....	12
Vzorec 16 - Ztrátová energie v přímém vedení.....	13
Vzorec 17 - Ztrátový tlak v přímém vedení.....	13
Vzorec 18 - Výsledný vzorec pro ztrátový tlak v přímém vedení.....	13
Vzorec 19 - Ztrátová energie v místních odporech.....	14
Vzorec 20 - Ztrátový tlak v místních odporech.....	14
Vzorec 21 - Výsledný vzorec pro ztrátový tlak v místních odporech.....	14
Vzorec 22 - Celková účinnost.....	15
Vzorec 23 - Teoretický průtok čerpadla.....	15
Vzorec 24 - Celková účinnost čerpadla.....	15
Vzorec 25 - Ztrátový výkon čerpadla.....	16
Vzorec 26 - Celková účinnost hydraulického obvodu stanovená výpočty.....	16
Vzorec 27 - Celková účinnost hydraulického obvodu stanovená měřením.....	17
Vzorec 28 - Prostá doba návratnosti investice.....	56

Seznam použitých zkratk

UDS - Univerzální Dokončovací Stroj

CSM - Cestné a Stavebné Mechanizmy

ZTS - Závody Ťažkého Strojárstva

SPV - Sauer pump variable

OTC - Owatonna tool company

RS - Rozvaděč šoupátkový

PV 32 - Přepouštěcí ventil

DPV - Dvojvětvový pojistný ventil

U 80L - Označení výrobce zubového čerpadla s geometrickým objemem 80 cm^3 ,
levotočivé

Sb. - Sbírký

PŘÍLOHA

Seznam příloh:

Příloha 1: Naměřené hodnoty před opravou a po opravě teleskopického rypadla UDS 114

Příloha 2: Tabulky s vypočítanými teoretickými průtoky, účinností čerpadel a celých hydraulických obvodů stanovených měření pro stroj před a po opravě

Příloha 1: Naměřené hodnoty před opravou a po opravě teleskopického rypadla UDS 114

Hydraulický obvod otoče nástavby rypadla UDS 114

před opravou rypadla UDS114
U 80L/ RS 25

p [MPa]	Q [dm ³ ·min ⁻¹]	t [°C]	n [min ⁻¹]
2	80	25	1800
5	75	25	1800
10	60	30	1720
17	46	35	1660

po opravě rypadla UDS 114
U 80L nový/ RS 25

p [MPa]	Q [dm ³ ·min ⁻¹]	t [°C]	n [min ⁻¹]
2	115	25	1800
5	113	25	1800
10	107	30	1760
17	103	35	1730

před opravou rypadla UDS114
RS 25/ HMB 630 U

p [MPa]	Q [dm ³ ·min ⁻¹]	t [°C]	n [min ⁻¹]
2	78	35	1800
5	74	35	1800
10	56	40	1710
16	42	45	1650

po opravě rypadla UDS 114
RS 25/ HMB 630 U

p [MPa]	Q [dm ³ ·min ⁻¹]	t [°C]	n [min ⁻¹]
2	115	35	1800
5	111	40	1800
10	107	42	1760
16	98	45	1720

Hydraulický obvod ovládání zdvihu výložníku rypadla UDS 114

před opravou rypadla UDS114
SPV 23/ RS 32

p [MPa]	Q [dm ³ ·min ⁻¹]	t [°C]	n [min ⁻¹]
2	145	25	1800
5	135	28	1800
10	115	30	1750
17	95	35	1660

po opravě rypadla UDS 114
SPV 23/ RS 32

p [MPa]	Q [dm ³ ·min ⁻¹]	t [°C]	n [min ⁻¹]
2	154	30	1800
5	150	32	1800
10	143	35	1780
17	138	40	1720

před opravou rypadla UDS114
RS 32/ přímočaré hydromotory zdvihu
výložníku

p [MPa]	Q [dm ³ ·min ⁻¹]	t [°C]	n [min ⁻¹]
2	145	35	1800
5	137	40	1800
10	117	42	1750
16	93	45	1710

po opravě rypadla UDS 114
RS 32/ přímočaré hydromotory zdvihu
výložníku

p [MPa]	Q [dm ³ ·min ⁻¹]	t [°C]	n [min ⁻¹]
2	150	40	1800
5	147	42	1800
10	138	45	1800
16	130	50	1720

Hydraulický obvod otevírání a zavírání nástroje rypadla UDS 114

před opravou rypadla UDS114
U 80L/ RS 25

p [MPa]	Q [dm ³ ·min ⁻¹]	t [°C]	n [min ⁻¹]
2	80	24	1800
5	74	26	1800
10	60	31	1720
17	45	36	1650

po opravě rypadla UDS 114
U 80L/ RS 25

p [MPa]	Q [dm ³ ·min ⁻¹]	t [°C]	n [min ⁻¹]
2	115	25	1800
5	113	25	1800
10	106	30	1750
17	102	35	1725

před opravou rypadla UDS114
RS 25/ přímočarý hydromotor nástroje

p [MPa]	Q [dm ³ ·min ⁻¹]	t [°C]	n [min ⁻¹]
2	77	35	1800
5	72	35	1800
10	52	40	1710
16	40	45	1650

po opravě rypadla UDS 114
RS 25/ přímočarý hydromotor nástroje

p [MPa]	Q [dm ³ ·min ⁻¹]	t [°C]	n [min ⁻¹]
2	113	35	1800
5	109	40	1800
10	104	42	1760
16	95	45	1720

Hydraulický obvod otáčení nástroje rypadla UDS 114

před opravou rypadla UDS114
U 80L/ RS 25

p [MPa]	Q [dm ³ ·min ⁻¹]	t [°C]	n [min ⁻¹]
2	81	25	1800
5	73	26	1800
10	62	31	1720
17	44	35	1620

po opravě rypadla UDS 114
U 80L/ RS 25

p [MPa]	Q [dm ³ ·min ⁻¹]	t [°C]	n [min ⁻¹]
2	115	25	1800
5	112	26	1800
10	107	30	1750
17	101	34	1725

před opravou rypadla UDS114
RS 25/ rotační hydromotory UMN 80

p [MPa]	Q [dm ³ ·min ⁻¹]	t [°C]	n [min ⁻¹]
2	78	35	1800
5	72	35	1800
10	52	40	1710
16	40	45	1650

po opravě rypadla UDS 114
RS 25/ rotační hydromotory UMN 80

p [MPa]	Q [dm ³ ·min ⁻¹]	t [°C]	n [min ⁻¹]
2	113	35	1800
5	109	40	1800
10	104	42	1760
16	94	45	1720

Hydraulický obvod výsuvu teleskopického výložníku

před opravou rypadla UDS114
SPV 23/ RS 32

p [MPa]	Q [dm ³ ·min ⁻¹]	t [°C]	n [min ⁻¹]
2	145	25	1800
5	136	30	1800
10	114	30	1720
17	93	40	1620

po opravě rypadla UDS 114
SPV 23/ RS 32

p [MPa]	Q [dm ³ ·min ⁻¹]	t [°C]	n [min ⁻¹]
2	152	30	1800
5	148	32	1800
10	140	38	1770
17	134	40	1700

před opravou rypadla UDS114
RS 32/ přímočarý hydromotor výsuvu
(malá komora)

p [MPa]	Q [dm ³ ·min ⁻¹]	t [°C]	n [min ⁻¹]
2	145	35	1800
5	136	40	1780
10	116	44	1740
16	90	45	1650

po opravě rypadla UDS 114
RS 32/ přímočarý hydromotor výsuvu
(malá komora)

p [MPa]	Q [dm ³ ·min ⁻¹]	t [°C]	n [min ⁻¹]
2	148	40	1800
5	145	42	1800
10	137	45	1790
16	126	48	1700

Příloha 2: Tabulky s vypočítanými teoretickými průtoky, účinností čerpadel a celých hydraulických obvodů stanovených měření pro stroj před a po opravě

Stav	Před opravou rypadla UDS 114									
	Hydraulický obvod otoče nástavby		Hydraulický obvod ovládání zdvihu výložníku		Hydraulický obvod otevírání a zavírání nástroje		Hydraulický obvod otáčení nástroje		Hydraulický obvod výsuvu teleskopického výložníku	
	U 80L/ RS 25	RS 25/ HMB 630	SPV 23/ RS 32	RS 32/ HV zdvih	U 80L/ RS 25	RS 25/ HV nástroj	U 80L/ RS 25	RS 25/ UMN 80	SPV 23/ RS 32	RS 32/ HV výsuv
Q [$\text{dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$]	0,77	0,7	1,58	1,55	0,75	0,67	0,73	0,67	1,55	1,5
Q_t [$\text{dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$]	2	2	2,46	2,54	2	2	2	2	2,40	2,45
η_{CHG}	36,19%		60,32%		35,25%		34,31%		60,63%	
η_{CN}		32,90%		57,44%		31,49%		31,49%		57,61%

$$V_g(\text{U 80L}) \quad 0,08 \text{ dm}^3$$

$$V_g(\text{SPV 23}) \quad 0,089 \text{ dm}^3$$

$$\eta_p(\text{U 80L}) \quad 0,94$$

$$\eta_p(\text{SPV 23}) \quad 0,94$$

Stav	Po opravě rypadla UDS 114									
	Hydraulický obvod otoče nástavby		Hydraulický obvod ovládání zdvihu výložníku		Hydraulický obvod otevírání a zavírání nástroje		Hydraulický obvod otáčení nástroje		Hydraulický obvod výsuvu teleskopického výložníku	
	U 80L/ RS 25	RS 25/ HMB 630	SPV 23/ RS 32	RS 32/ HV zdvih	U 80L/ RS 25	RS 25/ HV nástroj	U 80L/ RS 25	RS 25/ UMN 80	SPV 23/ RS 32	RS 32/ HV výsuv
Q [$\text{dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$]	1,72	1,63	2,3	2,17	1,7	1,58	1,68	1,57	2,23	2,1
Q_t [$\text{dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$]	2	2	2,55	2,55	2	2	2	2	2,52	2,52
η_{CHG}	80,84%		84,74%		79,90%		78,96%		83,13%	
η_{CN}		76,61%		79,95%		74,26%		73,79%		78,28%

$$V_g(\text{U 80L}) \quad 0,08 \text{ dm}^3$$

$$V_g(\text{SPV 23}) \quad 0,089 \text{ dm}^3$$

$$\eta_p(\text{U 80L}) \quad 0,94$$

$$\eta_p(\text{SPV 23}) \quad 0,94$$