

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

**Stanovení a porovnání energetické
bilance hydraulických systémů podle jejich
uspořádání**

Determination and comparison of energy
balance of hydraulic systems according to
their arrangement

Student: Filip Adamec
Vedoucí bakalářské práce: Ing. Adam Bureček, Ph.D.

Ostrava 2018

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Zadání bakalářské práce

Student: **Filip Adamec**

Studijní program: B2341 Strojírenství

Studijní obor: 2302R007 Hydraulické a pneumatické stroje a zařízení

Téma: Stanovení a porovnání energetické bilance hydraulických systémů podle jejich uspořádání
Determination and Comparison of Energy Balance of Hydraulic Systems According to their Arrangement

Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

1. Literární rešerše k problematice energetické bilance hydraulických systémů podle jejich uspořádání.
2. Návrh a realizace experimentálního zařízení pro stanovení energetické bilance hydraulického systému.
3. Stanovení energetické bilance a účinnosti pro jednotlivá uspořádání hydraulického systému.
4. Vyhodnocení a porovnání energetické bilance a účinnosti pro jednotlivá uspořádání hydraulického systému.

Seznam doporučené odborné literatury:

1. PAVLOK, B. *Hydraulické prvky a systémy, díl 1. Kapaliny v hydraulických mechanismech. Hydrostatické převodníky*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2009, 2. vyd., 156 s. ISBN 978-80-248-0857-4.
2. PAVLOK, B. *Hydraulické prvky a systémy, díl 2. Řídící prvky hydrostatických systémů. Příslušenství hydraulických obvodů*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008, 2. vyd., 140 s. ISBN 978-80-248-1827-6.
3. PAVLOK, B., HRUŽÍK, L., BOVA, M. *Hydraulická zařízení strojů*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2007, 116 s.
4. PIVOŇKA, J. a kol. *Tekutinové mechanismy*. SNTL, Praha, 1987, 04-255-87, 623 s.
5. BAROŠKA, J. *Hydrostatické mechanismy*. Žilina: Hydropneutech s.r.o., 2012. 388 s. ISBN 978-80-970 897-2-6.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Adam Bureček, Ph.D.**

Datum zadání: 08.12.2017

Datum odevzdání: 21.05.2018



doc. Dr. Ing. Lumír Hružík
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 21.5.2018


Filip Čadamec

Podpis studenta

Prohlašuji, že:

- jsem si vědom, že na tuto moji závěrečnou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (Školní dílo),
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užit tuto závěrečnou bakalářskou práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),
- bude-li požadováno, jeden výtisk této bakalářské práce bude uložen u vedoucího práce,
- s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užit dílo v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona,
- užit toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- beru na vědomí, že - podle zákona č. 111/1998 Sb. o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů - že tato bakalářská práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce, a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne.....21.5.2018.....


.....
Podpis autora práce

Jméno a příjmení autora práce:

Filip Adamec

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Hlavní 28, 74723 Bolatice-Borová

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

ADAMEC, F. *Stanovení a porovnání energetické bilance hydraulických systémů podle jejich uspořádání: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, 2018, 48 s. Vedoucí práce: Bureček, A.

Bakalářská práce se zabývá energetickou bilancí hydraulických systémů. Úkolem bylo stanovit energetickou bilanci systémů, ve kterých jsou použity škrticí ventily, dvoucestné regulátory průtoku a třícestné regulátory průtoku. Do měřeného systému byly zvoleny jednotlivé hydraulické a měřicí prvky, včetně snímačů tlaku, průtoku a teploty. Je popsán postup měření, při kterém byly použity přístroje Hydrotechnik M5050 a M5060. Z naměřených hodnot byly sestaveny jednotlivé charakteristiky, které byly vzájemně porovnány.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

ADAMEC, F. *Determination and comparison of energy balance of hydraulic systems according to their arrangement: bachelor thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Hydromechanics and Hydraulic Equipment's, 2018, 48 s. Thesis head: Bureček, A.

This bachelor thesis is about energetic balance of hydraulic systems. Main goal was to determine energetic balance of systems, which are using throttle valves, 2-way flow control valves and 3-way flow control valves. Hydraulic and measuring elements, including pressure, flow and temperature sensor, were chosen into the measured system. Hydrotechnik M5050 and M5060 were used to describe this measurement. Parameters were put together from measured values and compared together.

OBSAH

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ	1
ÚVOD	2
1 ENERGETICKY ÚSPORNÉ SYSTÉMY A TEPELNÁ BILANCE OBVODU.....	3
1.1 Škrticí ventily	3
1.2 Škrticí ventily se stabilizací	6
1.2.1 Dvoucestné škrticí ventily se stabilizací.....	7
1.2.2 Třícestné škrticí ventily se stabilizací	9
1.3 Hydraulický systém s hydrogenerátorem s regulací na konstantní tlak	11
1.4 Load – Sensing systém s uzavřeným středem	11
2 VEDENÍ TEKUTIN A SPOJOVACÍ ČÁSTI	12
2.1 Vedení	12
2.1.1 Stanovení jmenovité světlosti potrubí.....	12
2.1.2 Tlakové ztráty.....	13
2.2 Trubky	13
2.2.1 Materiál trubek	13
2.2.2 Ohýbání trubek	14
2.3 Trubkové spoje	14
2.3.1 Přírubové spojení trubek	14
2.3.2 Šroubení.....	14
3 NÁVRH OBVODU PRO URČENÍ ENERGETICKÉ BILANCE	16
3.1 Škrticí ventil	18
3.2 Vestavný škrticí ventil s dvoucestnou stabilizací tlakového spádu	20
3.3 Vestavný škrticí ventil s třícestnou stabilizací tlakového spádu	21
4 MĚŘENÍ.....	23
4.1 Zapojení se škrticím ventilem	23
4.2 Zapojení se škrticím ventilem s dvoucestnou tlakovou vahou	27
4.3 Zapojení se škrticím ventilem s trojcestnou tlakovou vahou.....	33
4.4 Srovnání jednotlivých zapojení	38

5	ZÁVĚR	42
	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	44
	SEZNAM POUŽITÝCH TABULEK	45
	SEZNAM POUŽITÝCH GRAFŮ	46
	SEZNAM POUŽITÝCH OBRÁZKŮ	47

Seznam použitých zkratk a symbolů

Značka:	Název:	Jednotka:
F	síla	[N]
h	výška, zdvih	[m]
l	délka	[m]
M	moment	[N·m]
n	otáčky	[min ⁻¹]
p	tlak	[Pa]
Δp	tlakový spád	[Pa]
P	výkon	[W]
Q	objemový průtok	[dm ³ ·min ⁻¹]
R	laminární odpor proti pohybu	[N·m ⁻⁵ ·s]
Re	Reynoldsovo číslo	[1]
S	průřez, obsah	[m ²]
T	teplota	[°C]
v	rychlost	[m·s ⁻¹]
η	účinnost	[1]
λ	součinitel tření	[1]
μ	součinitel průtoku	[1]
π	Ludolfovo číslo ($\pi=3,14159$)	[1]
ρ	hustota	[kg·m ⁻³]

Úvod

Tématem této bakalářské práce je stanovení a porovnání energetické bilance hydraulických systémů podle jejich uspořádání.

V první části bakalářské práce je zpracována literární rešerše k problematice energetické bilance hydraulických systémů. Konkrétně popis funkce a vliv řízení pomocí škrticího ventilu, dvoucestného regulátoru průtoku a třícestného regulátoru průtoku na energetickou bilanci systému. Dvoucestný regulátor průtoku můžeme označit také jako škrticí ventil s dvoucestnou tlakovou váhou, popřípadě dvoucestný škrticí ventil s tlakovou stabilizací. Třícestný regulátor průtoku můžeme rovněž označit jako škrticí ventil s třícestnou tlakovou váhou, popřípadě třícestný škrticí ventil s tlakovou stabilizací. Dále je zde popsán způsob vedení pracovních kapalin v hydraulických systémech, pomocí trubek a hadic, jejich možné spojování, popřípadě tvarování. Popsány jsou zde také tlakové ztráty ve vedení.

V praktické části je navržen a následně také sestaven hydraulický obvod v laboratoři, který je vhodně rozvržen tak, aby bylo možné měřit jednotlivé energetické bilance samostatně. V hydraulickém obvodu je k řízení otáček hydromotoru použit škrticí ventil, dvoucestný regulátor průtoku a trojcestný regulátor průtoku. Pro jednotlivé řídicí prvky bude stanovena energetická bilance systému. Pro jednotlivá měření jsou také vybrány snímače tlaku, průtoku, teploty, otáček a krouticího momentu. V laboratoři jsou provedena měření na sestaveném hydraulickém obvodu pomocí měřících přístrojů M 5050 a M 5060, jednotlivá měření jsou zpracována a následně vyhodnocena.

Cílem této bakalářské práce je stanovení energetické bilance a účinnosti pro jednotlivá zapojení hydraulického systému.

1 Energeticky úsporné systémy a tepelná bilance obvodu

Hydrostatické systémy využívají k přenosu energie tlakovou energii kapaliny. Jeden z hlavních požadavků při návrhu hydraulických systémů je energetická bilance hydraulického systému. Systémy, které minimalizují energetické ztráty, se nazývají energeticky úsporné systémy.

Při přenosu tlakové energie dochází k přeměně na energii:

- mechanickou – k přeměně dochází na hydromotoru.
- tepelnou – k přeměně dochází na hydraulických odporech proti pohybu. Jedná se o nezvratnou přeměnu energie.
- kinetickou – k přeměně dochází na odporu proti zrychlení (kinetická energie hmoty pístu a pístnice, hmoty zátěže, hmoty kapaliny ve vedení apod.). Tato přeměna je vratná s určitou malou disipací tlakové energie kapaliny.
- deformační – k přeměně dochází na odporu proti deformaci (v hydraulickém akumulátoru, ve stlačitelném potrubí či pružné hadici se stlačitelnou kapalinou apod.). Tato přeměna je vratná s určitou malou disipací tlakové energie v teplo.

Při navrhování hydraulických systému je vhodné navrhnout takový hydraulický systém, u kterého se většina tlakové energie přemění v energii mechanickou a minimum tlakové energie se přemění v tepelnou energii. V hydraulických systémech lze ušetřit energii:

- konstrukcí hydraulických prvků, hydrogenerátorů a hydromotorů, zajišťujících maximální účinnost,
- rekuperací energie, tj. zpětným využitím části akumulované energie,
- uspořádáním hydraulického systému. ³

1.1 Škrticí ventily

Pomocí škrticích ventilů je možné spojitě řízení průtoku v hydraulickém obvodu, díky plynule se měnícímu průřezu jejich konstrukčních prvků. Při průtoku kapaliny dochází k přeměně části tlakové energie na tepelnou, která způsobí zvyšování teploty kapaliny. Škrticí ventil se tedy z hlediska přenosu energie chová jako odpor, na kterém dochází k přeměně energie vlivem tlakového spádu Δp a průtoku Q . ⁴

Tento odpor popisujeme vztahem:

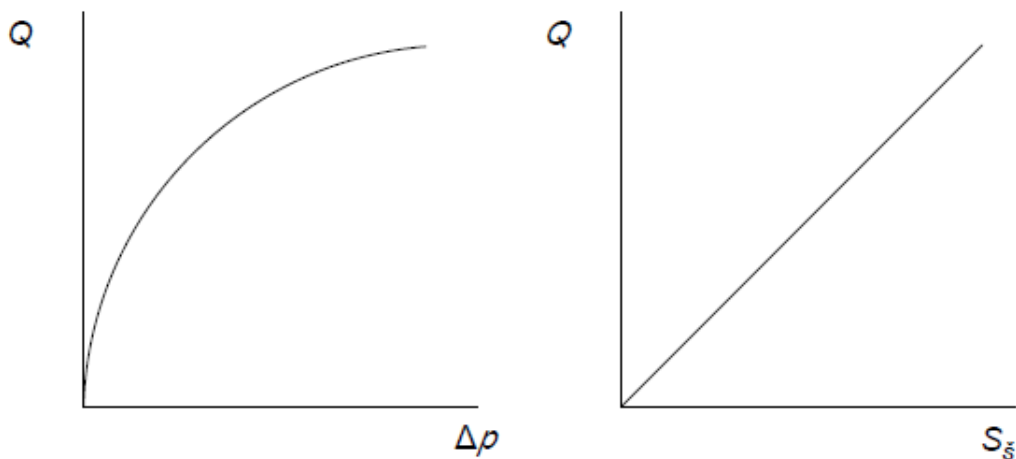
$$R = \frac{d(\Delta p)}{dQ}. \quad (1.1)$$

Velikost průtoku určíme ze vztahu:

$$Q = \mu \cdot S_s \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}}, \quad (1.2)$$

kde μ je součinitel průtoku, S_s je průtočný průřez škrticího ventilu, ρ je měrná hmotnost protékající kapaliny a Δp je tlaková ztráta.

Průtočný průřez S_s je lineárně závislý na průtoku Q , zatímco závislost průtoku na tlakovém spádu je nelineární, viz obrázek 1.1. Průtokový součinitel μ je závislý na Reynoldsově čísle Re , protitlaku za ventilem a na geometrii ventilu. Obvykle nabývá hodnot mezi $\mu = 0,68 \div 0,78$.²

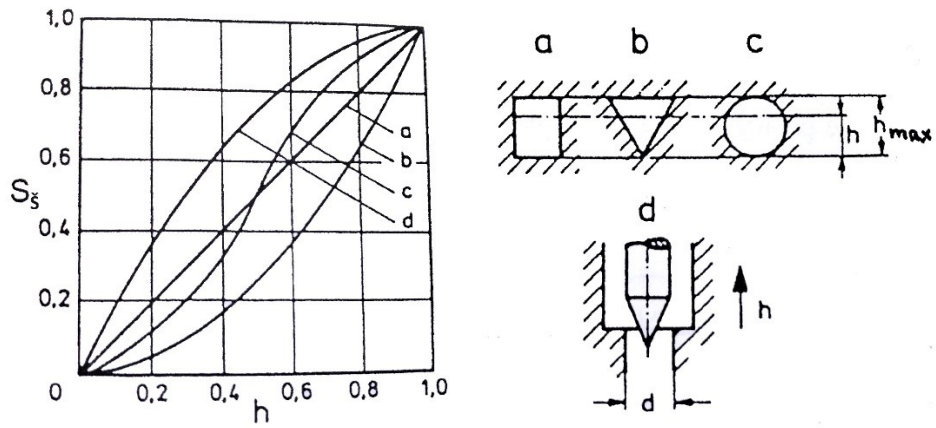


Obrázek 1.1 Závislost průtoku Q na tlakovém spádu Δp a na teoretickém průtočném průřezu S_s ²

Konstrukční prvky, které se používají ve škrticích ventilech, jsou jehly, válcová šoupátka a kuželky s nejrůznějšími tvary, které vytvářejí lineární nebo nelineární průtočné průřezy. Základní statické charakteristiky jsou uvedeny na obrázku 1.2. Závislost je měřena pro konstantní poměrné otevření ventilu φ , které je dáno vztahem:

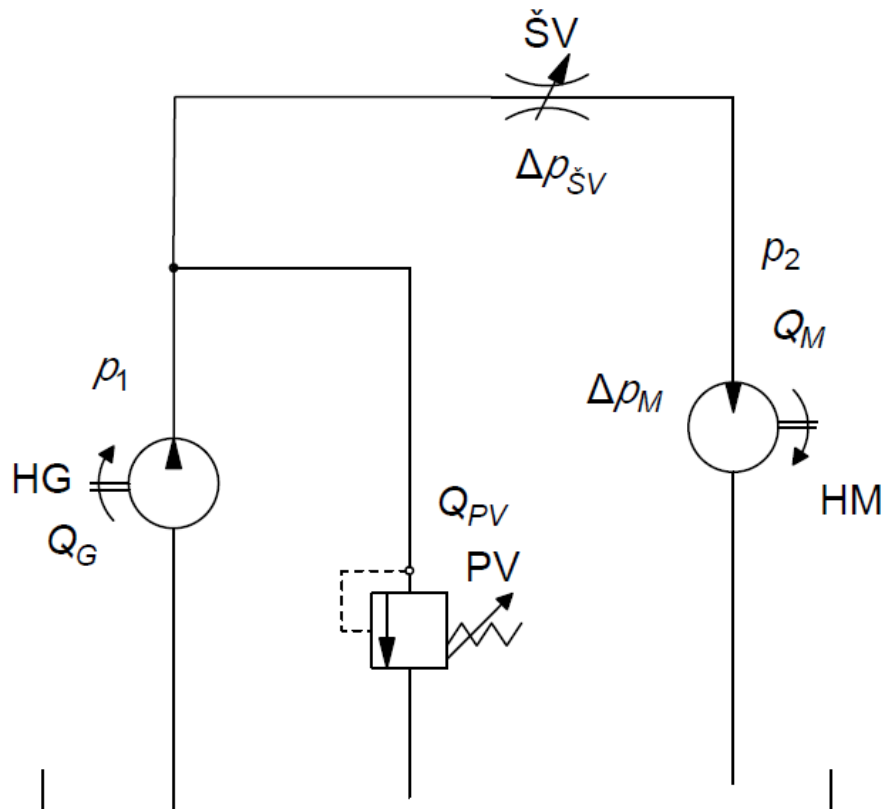
$$\varphi = \frac{h}{h_{max}}, \quad (1.3)$$

kde h je řídicí parametr (zdvih šoupátka, úhel pootočení ovládacího knoflíku apod.)²



Obrázek 1.2 Závislost průtočné plochy S_s na řídicím parametru h pro různá provedení²

Škrticí ventily se v největší míře používají k řízení rychlosti hydromotoru. Při postupném uzavírání škrticího ventilu dochází ke zvyšování tlaku na hydrogenerátoru až do dosažení hodnoty tlaku nastaveném na pojistném ventilu, kdy se pojistný ventil otevírá a odpouští z hlavní větve část průtoku. Tímto se snižuje průtok do hydromotoru a také rychlost pohybu hydromotoru. Tyto obvody, viz obrázek 1.2, jsou ovšem energeticky nevýhodné, kvůli přeměně tlakové energie v teplo, proto by jejich využití mělo být zdůvodněno.⁵



Obrázek 1.3 Hydraulický obvod se škrticím ventilem a větvením průtoku³

Účinnost systému je dána vztahem:

$$\eta = \frac{P_{U\check{z}}}{P_{zPV} + P_{z\check{S}V} + P_{pM}} = \frac{Q_M \cdot p_2}{(Q_G - Q_M) \cdot p_1 + (p_1 - p_2) \cdot Q_M + Q_M \cdot p_1}. \quad (1.4)$$

Užitečný mechanický výkon na motoru:

$$P_{U\check{z}} = Q_M \cdot p_2. \quad (1.5)$$

Příkon motoru:

$$P_{pM} = Q_M \cdot p_1. \quad (1.6)$$

Ztrátový výkon na přepouštěcím ventilu:

$$P_{zPV} = (Q_G - Q_M) \cdot p_1. \quad (1.7)$$

Ztrátový výkon na škrticím ventilu:

$$P_{z\check{S}V} = (p_1 - p_2) \cdot Q_M. \quad (1.8)$$

1.2 Škrticí ventily se stabilizací

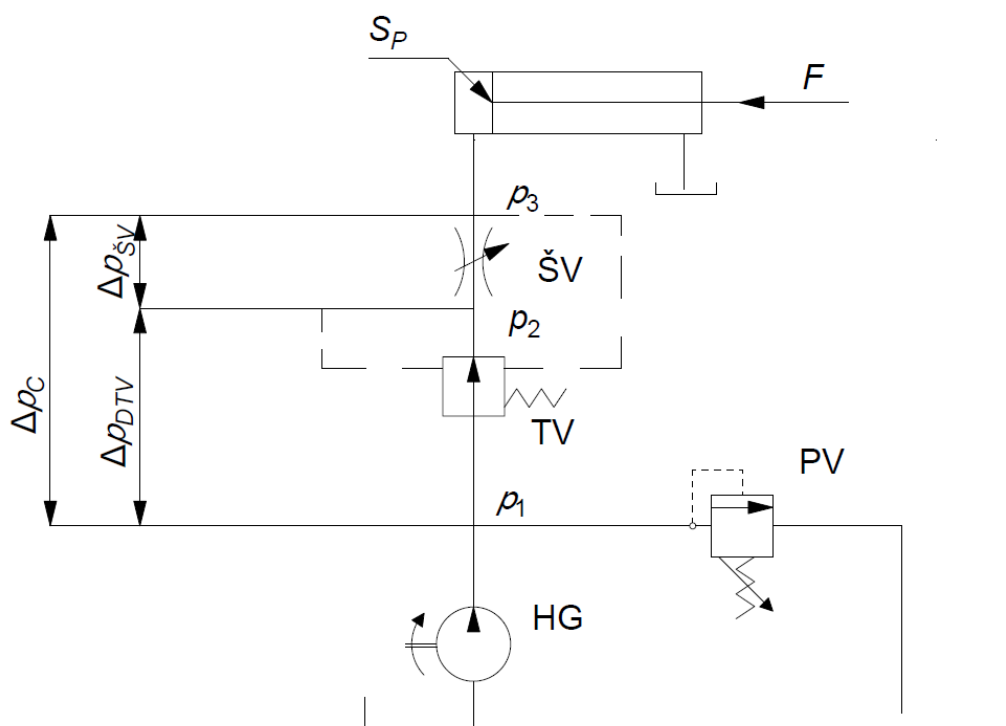
Z principu činnosti škrticích ventilů a jejich průtokových charakteristik vyplývá, že průtok škrticím ventilem je závislý na tlakovém spádu a zátěži na hydromotoru. Pokud požadujeme v hydraulickém obvodu konstantní výstupní rychlost nebo otáčky při proměnlivé zátěži hydraulických motorů, nemůžeme škrticí ventil použít.

Pro dosažení konstantního průtoku je třeba použít škrticí ventily se stabilizací tlakového spádu. Což jsou hydraulické prvky, jejichž průtok je prakticky nezávislý na tlakovém spádu mezi výstupním a vstupním tlakem ventilu. To zajišťuje tlaková váha, která bývá se škrticím ventilem zapojena sériově nebo paralelně. Podle způsobu zapojení dělíme škrticí ventily se stabilizací na dvojcestné a třícestné. ⁴

1.2.1 Dvoucestné škrťací ventily se stabilizací

Dvoucestné škrťací ventily se používají podobně jako škrťací ventily k řízení pohybu hydromotoru, avšak při tomto zapojení je pohyb hydromotoru nezávislý na zatížení. V tomto systému je škrťací ventil s dvoucestnou tlakovou váhou řazen sériově.

Při změně síly F , která zatěžuje hydromotor na obrázku 1.4, se změní i tlak p_3 , čímž se změní i tlakový spád $\Delta p_{\text{šV}}$ na škrťacím ventilu. Tímto by se změnila velikost průtoku na škrťacím ventilu ŠV a zároveň by došlo ke změně rychlosti hydromotoru. Konstantního průtoku, který je požadován, dosáhneme přidáním dalšího škrťacího prvku, který zapojíme do série. Ten bude měnit svůj škrťací průřez při změně tlaku p_3 , který byl vyvolán změnou velikosti síly F . Změna tlakového spádu $\Delta p_{\text{šV}}$ na škrťacím ventilu bude takto okamžitě korigována a průtok zůstane konstantní. Přidaný škrťací prvek je regulátor tlakového spádu a nazývá se tlaková váha TV.



Obrázek 1.4 Dvoucestný škrťací ventil se stabilizací⁵

Rovnováha sil na tlakové váze je vyjádřena touto rovnicí:

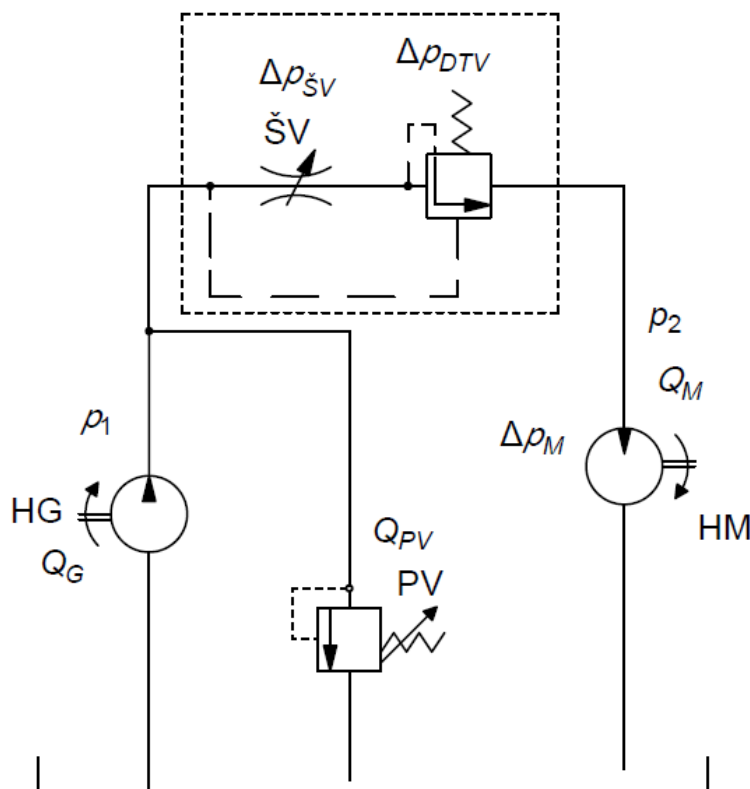
$$\begin{aligned}
 p_2 \cdot S_k &= p_3 \cdot S_k + F_p, \\
 S_k \cdot (p_2 - p_3) &= F_p, \\
 \Delta p_{\text{šV}} &= \frac{F_p}{S_k} = \text{konst.},
 \end{aligned}
 \tag{1.9}$$

$$p_3 = \frac{F}{S_p}, \quad (1.10)$$

kde F_p je síla na pružině tlakové váhy, F je síla působící na pístnici hydromotoru, S_p je plocha pístu hydromotoru a S_k je průřez čelní plochy šoupátka tlakové váhy.

Tlaková váha může být zapojena před škrticím ventilem nebo za škrticím ventilem, rozhodující je, aby tlak snímáný za škrticím ventilem byl přivedený na stranu šoupátka tlakové váhy s pružinou a tlak snímáný před škrticím ventilem na protilehlé čelo šoupátka. Příklad zapojení obvodu s dvoucestným regulátorem průtoku je na obrázku 1.4.

U dvoucestného regulátoru průtoku dochází stejně jako u škrticího ventilu k přeměně tlakové energie na teplo. Tudiž tento způsob řízení je energeticky nevýhodný. Ztrátový výkon na přepouštěcím ventilu ve formě tepla lze eliminovat použitím hydrogenerátoru s regulací na konstantní tlak. ⁵



Obrázek 1.5 Hydraulický obvod s dvoucestným regulátorem průtoku ³

$$\eta = \frac{P_{U\check{z}}}{P_p} = \frac{P_p - P_{zPV} - P_{zDTV} - P_{z\check{S}V}}{P_p} = \frac{Q_M \cdot p_2}{Q_G \cdot p_1} = \frac{Q_M \cdot p_2}{Q_G \cdot (p_2 + \Delta p_{\check{S}V} + \Delta p_{DTV})} \quad (1.11)$$

Ztrátový výkon na přepouštěcím ventilu:

$$P_{PV} = (Q_G - Q_M) \cdot p_1. \quad (1.12)$$

Ztrátový výkon na tlakové váze:

$$P_{zDTV} = Q_M \cdot \Delta p_{DTV}. \quad (1.13)$$

Ztrátový výkon na škrticím ventilu:

$$P_{zšV} = Q_M \cdot \Delta p_{šV}. \quad (1.14)$$

1.2.2 Třícestné škrticí ventily se stabilizací

Třícestné škrticí ventily slouží, stejně jako dvoucestné, ke stabilizaci průtoku kapaliny do hydromotoru zatíženého proměnnou zátěží. V porovnání s dvoucestnými škrticími ventily jsou energeticky úspornější. ² Tlaková váha je spojena se škrticím ventilem paralelně. Pokud kapalina neproudí přes ventil, je škrticí průřez tlakové váhy uzavřený. Změna síly na hydromotoru je korigovaná tím, že škrticí průřez na tlakové váze bude více či méně otevřený a přebytečný průtok z hydrogenerátoru bude odváděn třetím kanálem do odpadu. Tento přebytečný průtok je možné využít i pro další hydromotory, kdy bude tlaková váha stále udržovat konstantní tlakový spád.

Rozdíl mezi dvoucestným a trojcestným škrticím ventilem se stabilizací je v odvodu přebytečné kapaliny, viz obrázek 1.6. U dvoucestné tlakové váhy je přebytečný průtok odváděn přes přepouštěcí ventil, na kterém je nastavena hodnota nejvyššího pracovního tlaku. U trojcestné tlakové váhy je přebytečný průtok odváděn přímo do nádrže, popřípadě je využit v dalším hydromotoru. Tlak přebytečného průtoku je vyšší o tlakový spád na škrticím ventilu vůči tlaku v hydromotoru, což zlepšuje energetickou bilanci hydraulického obvodu. Nevýhodou tohoto zapojení je nutnost připojení jednoho vedení pracovní kapaliny navíc. Trojcestná tlaková váha může být použita pouze s hydrogenerátorem s konstantním hydraulickým objemem. ⁵

Pro rovnováhu sil na šoupátku platí rovnice:

$$p_1 \cdot S_k = p_2 \cdot S_k + F_P,$$
$$\Delta p_{šV} = p_1 - p_2 = \frac{F_P}{S_k} = konst., \quad (1.15)$$

kde p_1 je tlak kapaliny od hydrogenerátoru, S_k je plocha průřezu šoupátka, p_2 tlak na vstupu do hydromotoru a F_P je síla pružiny tlakové váhy.

Průtok hydromotorem:

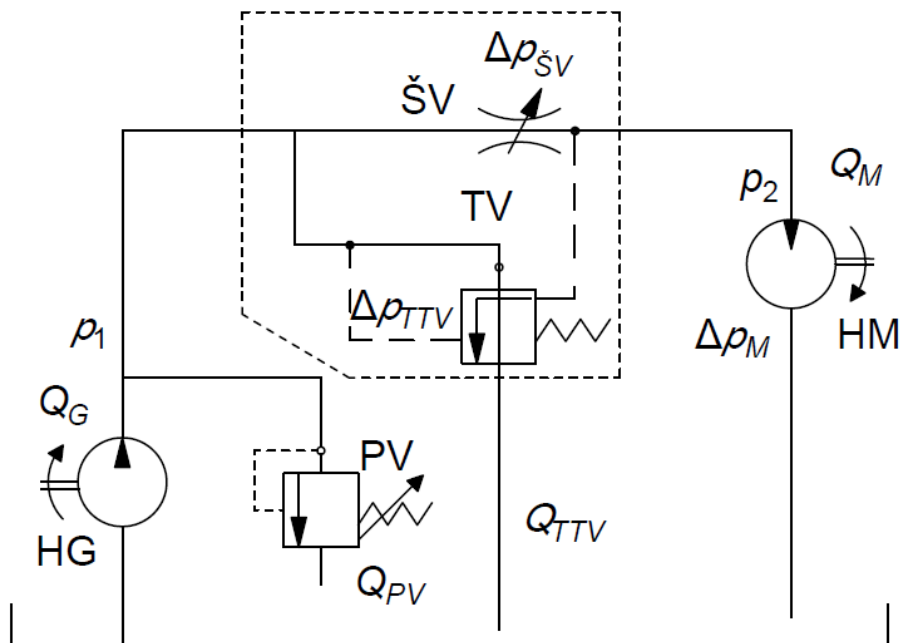
$$Q_M = \mu \cdot S_{\dot{S}V} \sqrt{\frac{2F_P}{\rho \cdot S_k}}, \quad (1.16)$$

kde $S_{\dot{S}V}$ je plocha škrticího prvku a μ je průtokový součinitel.

Průtok do odpadu:

$$Q_{TTV} = \mu \cdot S_{TTV} \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot p_1}, \quad (1.17)$$

kde S_{TTV} je průtočná plocha tlakové váhy.⁴



Obrázek 1.6 Hydraulický obvod s třístředným regulátorem průtoku³

Účinnost systému:

$$\eta = \frac{P_{U\dot{Z}}}{P_P} = \frac{P_P - P_{zTTV} - P_{\dot{S}V}}{P_P} = \frac{Q_M \cdot p_2}{Q_G \cdot p_1} = \frac{Q_M \cdot p_2}{Q_G \cdot (p_2 + \Delta p_{\dot{S}V})}. \quad (1.18)$$

Ztrátový výkon na tlakové váze:

$$P_{zTTV} = (Q_G - Q_M) \cdot p_1. \quad (1.19)$$

Ztrátový výkon na škrticím ventilu:

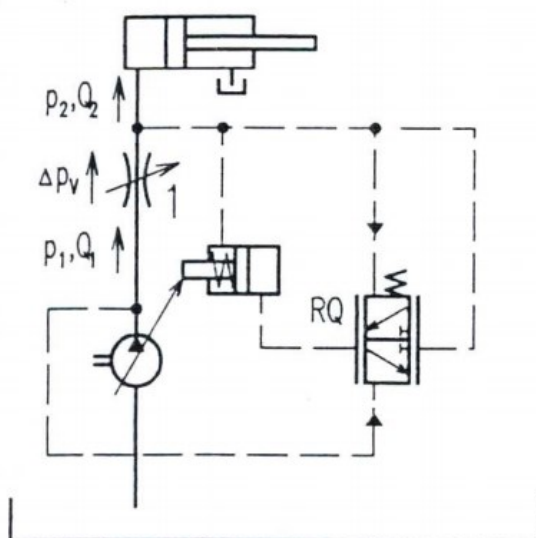
$$P_{z\dot{S}V} = \Delta p_{\dot{S}V} \cdot Q_M. \quad (1.20)$$

1.3 Hydraulický systém s hydrogenerátorem s regulací na konstantní tlak

Při použití regulačního hydrogenerátoru s regulací na konstantní tlak, který dodává do obvodu pouze tolik oleje kolik je nutné k dosažení požadovaného pracovního tlaku, dochází ke zlepšení účinnosti systému. Jelikož není potřeba přepouštět přebytečný olej přes pojistný ventil do nádrže, tudíž nedochází k takovým ztrátám. Obvod obsahuje tlakový regulátor, který se při dosažení tlaku na něm nastaveném přestaví do polohy, ve které by měl protékat nulový průtok, ovšem je potřebný určitý minimální průtok na odvod tepla, mazání a krytí ztrát. ⁴

1.4 Load – Sensing systém s uzavřeným středem

V obvodech využívajících Load – Sensing systémů dochází ke značným energetickým úsporám. Jako zdroj tlakové energie je používán regulační hydrogenerátor s regulací na konstantní průtok.



Obrázek 1.7 Hydraulický obvod s dvoucestným regulátorem průtoku ³

Na obrázku 1.7 je znázorněn LS systém s uzavřeným středem, u kterého se průtok nastavuje řídicím ventilem a tuto funkci zde plní škrticí ventil 1. Často se rovněž k této funkci používají proporcionální rozvaděče. U těchto systémů dochází k tlakovým ztrátám na řídicím ventilu. Na řídicím ventilu dochází k tlakovému spádu Δp_v přibližně 1 až 2 MPa. ³

2 Vedení tekutin a spojovací části

2.1 Vedení

Jednotlivé prvky hydraulických obvodů jsou spojovány pomocí vedení. Pokud nedochází ke změně polohy prvků, používá se vedení z ocelových nebo kovových trubek. Pro spojení jednotlivých trubek s hydraulickými prvky využíváme různá šroubení, spoje přírubami a tvarovkami, jimiž lze určit směr i polohu vedení. Pokud se vzájemná poloha jednotlivých prvků obvodu mění, použijí se pohyblivé spoje nebo ohebné hadice. ⁴

Při návrhu vhodného potrubí je potřeba znát hydraulické schéma daného systému s příslušnými parametry o pracovní kapalině, průtocích, tlacích a teplotě. Při výpočtu vnitřního průměru trubek, tloušťky stěn a výběru materiálu je potřeba zohlednit parametry, jako jsou: průtok, viskozita kapaliny, pevnostní parametry, opracovatelnost, vliv koroze, přípustný rozsah teplot. S rychlostí průtoku kapaliny souvisí tlakové ztráty v potrubí, které by měly být co nejnižší. ⁵

2.1.1 Stanovení jmenovité světlosti potrubí

Pro požadovaný průtok je dána vzájemná závislost mezi rychlostí proudění kapaliny v , průřezem vedení S a průtokem Q .

$$Q = S \cdot v. \quad (1.21)$$

Průřez kruhovým vedením je:

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4}. \quad (1.22)$$

Vnitřní průměr vedení vypočítáme:

$$d = 1,128 \sqrt{\frac{Q}{v}}, \quad (1.23)$$

kde d je vnitřní průměr vedení, Q je průtok a v je průměrná rychlost proudění.

Z vypočítaného vnitřního průměru se stanoví jmenovitá světlost vedení, u které je vnitřní průměr stejný nebo nejbližší vyšší. Trubky a hadice jsou vyráběny ve jmenovitých světlostech, které jsou dány normou. ⁵

2.1.2 Tlakové ztráty

Tlaková ztráta v hydraulickém obvodu je dána součtem jednotlivých ztrát v rovných úsecích, v ohybech, v rozvaděčích, ve tvarovkách, v řídicích prvcích, ve škrticích ventilech, při náhlých změnách průřezu, při rozdělení nebo spojování proudu, ztráty drsností vnitřního povrchu trubek a jiné.

V celém potrubí by neměly tlakové ztráty přesahovat 5 ÷ 10% provozního tlaku generátoru. Tlakové ztráty je možné snížit zvětšením průměru vedení, snížením počtu ohybů a tvarovek a snížením počtu škrticích míst. U zařízení s nepřetržitým provozem musíme zajistit co nejmenší tlakové ztráty. ⁴

Tlaková ztráta Δp_λ , která vzniká v trubkách kruhovitého průřezu vlivem tření kapaliny, se vypočítá ze vztahu:

$$\Delta p_\lambda = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2}, \quad (1.24)$$

kde λ je součinitel tření, l je délka trubky, v je rychlost proudění, d je vnitřní průměr trubky a ρ je hustota kapaliny.

2.2 Trubky

2.2.1 Materiál trubek

V průmyslu se nejvíce využívají ocelové trubky. Měděné trubky jsou používány jen o malých průměrech a pro nízkotlaké soustavy, jelikož kvůli dlouhodobým vibracím tvrdnou. V letectví se používají trubky z oceli a slitin mědi. Také se často využívají trubky ze slitin hliníku, nerezavějící oceli a pro nízkotlaké soustavy z plastů.

Tlustostěnné trubky nejsou vhodné pro velmi vysoké tlaky kvůli únavě materiálu, a to v důsledku vzniku malých trhlin, shrnutí materiálu nebo švů. Pro velmi vysoké tlaky se používají trubky ze speciální legované oceli, které mají velmi dobrou jakost vnitřního povrchu. Dalším způsobem je složení trubek ze dvou či více tenčích trubek z nízko uhlíkové a legované oceli skládaných do sebe. Tyto trubky vyhovují provozním tlakům až do 700 MPa.

Každá trubka by měla být zkoušena při výrobě na provozní tlak a zároveň konzervována proti rzi povlakem, popřípadě balením. ⁴

2.2.2 Ohýbání trubek

Při montáži hydraulického potrubí se často využívá ohýbání trubek, jelikož usnadňují montáž s minimálním použitím tvarovek, čímž snížíme možný počet netěsných míst. Správné provedení ohýbání je stejně důležité, jako výběr materiálu a rozměru potrubí. Ohyby u tvarovek je nutné zhotovovat s velkou pečlivostí, a to z důvodu neporušení kruhovitosti a přímosti trubek. U ohybu s velkým poloměrem je tlaková ztráta zanedbatelná. U ohýbané trubky je menší pevnost než u trubky přímé.

Při ohýbání by mělo být dodrženo pravidlo, že nejmenší poloměr ohybu se má rovnat trojnásobku vnějšího průměru trubky. U menších průměrů trubek se doporučuje tento poměr ještě zvýšit. Ohýbání malých průměrů trubek je prováděno ručně, u větších průměrů se používají ohýbací stroje. ⁴

2.3 Trubkové spoje

2.3.1 Přírubové spojení trubek

Přírubové spoje se obvykle využívají při vnitřním průměru trubky větším než 40 mm. Často používané jsou kruhové nebo čtvercové příruby. Při spojování záleží na tlaku, který bude muset spoj přenášet, u nízkých tlaků se příruby spojují s trubkami našroubováním, pro vysoké tlaky se svažují. Příruby pro vysoké tlaky bývají často kované. Přírubové spojení se často využívá v hydraulických zařízeních lisů pracujících s tlaky 30 ÷ 40 MPa. ⁴

2.3.2 Šroubení

Pro vzájemné spojení trubek nebo i jiných hydraulických prvků je možné použít několik různých provedení šroubení.

Šroubení se zářezným prstencem je jeden z nejpoužívanějších druhů šroubení. Pomocí přípravku se zářezný prstenec natáhne na trubku a poté se zařeže do povrchu trubky. Prstenec přitlačuje do hrdla přitlačná matice, těsní kov na kov.

Šroubení se zářezným prstencem se dvěma zářeznými hranami. Zatlačením dvou prstenců do trubky se zlepšuje jejich pevnost i těsnění. Vyrábějí se nejvíce s kuželovitostí 24°. Pro co nejspolehlivější spojení je třeba používat trubky, které jsou z materiálu, který udává výrobce zářezného prstence.

Šroubení se zářezným prstencem se dvěma zářeznými hranami s nalepeným těsněním. U tohoto typu šroubení jsou na zářezném prstenci dvě řezné hrany a na čele nalepené

měkké těsnění z gumy, které ulehčuje montáž. Těsnění přebírá funkci hlavního těsnění. Jelikož je toto těsnění měkké, dobře se přizpůsobuje utěsněnému profilu a tím zabezpečí velmi dobré utěsnění mezi prstencem a trubkou.

Šroubení pro spojení s olemovanou trubkou. U tohoto šroubení je olemovaný konec trubky přitlačený na kužel pomocí podpěrného prstence s převlečnou maticí. Těsní kov na kov. Lem svírá s osou trubky 37°.

Šroubení s olemovanou trubkou s mezikusem. U trubek s velkou tloušťkou stěn je výhodné lemování pod úhlem 10°. Těsní kov na kov. Podpěrný prstenec, který je přitlačený na lem trubky převlečnou maticí zajišťuje pevné uchycení. Jako těsnění se používá vložený mezikus s O kroužkem.

Šroubení s navařenou těsnící kuželkou, která je přímo přivařená na trubku a zároveň opatřená drážkou, do které se vkládá O kroužek. U tohoto šroubení se nevyskytují problémy s utěsněním mezi trubkou a navařenou kuželkou.⁵

3 Návrh obvodu pro určení energetické bilance

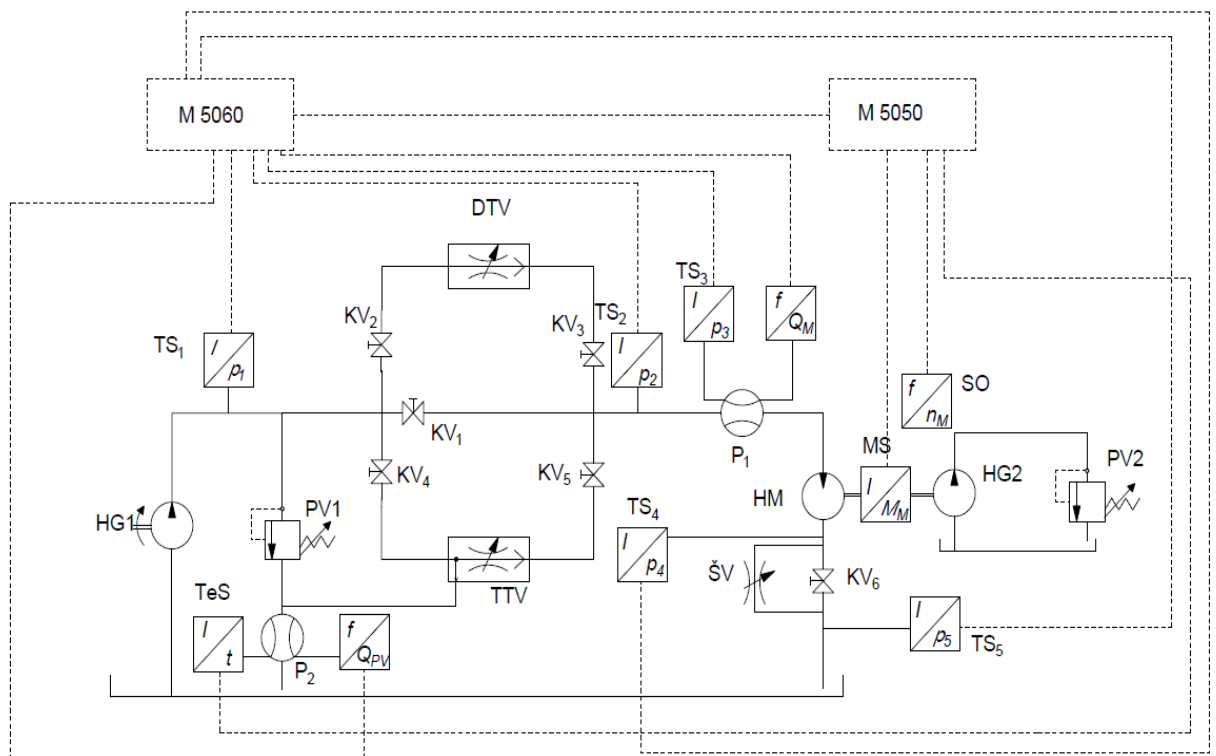
Pro určení energetické bilance jsem se rozhodl zkompletovat zkušební obvod skládající se z vestavného škrticího ventilu s dvoucestnou tlakovou váhou DTV s označením SF22A-B2/H, škrticího ventilu s třícestnou tlakovou váhou TTV s označením SF3A-B3/H a škrticím ventilem ŠV s označením ST21A-B2. Tyto prvky jsou produktem firmy Argo Hytos a slouží k řízení průtoku. Pomocí těchto ventilů jsou řízeny otáčky rotačního hydromotoru HM. Jednotlivé prvky jsou spojeny pomocí potrubí a tvarovek tak, aby byl zastavený prostor co nejmenší. V obvodu jsou použity kulové ventily KV₁ ÷ KV₆, pomocí nichž usměřňujeme průtok jednotlivými částmi obvodu tak, abychom mohli měřit konkrétní zapojení. Jako zdroj tlaku slouží regulační hydrogenerátor HG1, který ovšem bude mít při měření konstantní geometrický objem. Hydromotor je zatěžován pomocí hydrogenerátoru HG2 a tlakového ventilu PV2. Ve zkušebním obvodu jsou umístěny MINIMESS přípojky pro snadné připojení tlakových snímačů od firmy Hydrotechnik. V obvodu se rovněž nachází dva zubové průtokoměry. Průtokoměr P1, který měří průtok pracovní kapaliny hydromotorem a průtokoměr P2 měří průtok kapaliny pojistným ventilem PV1.

Použité prvky:

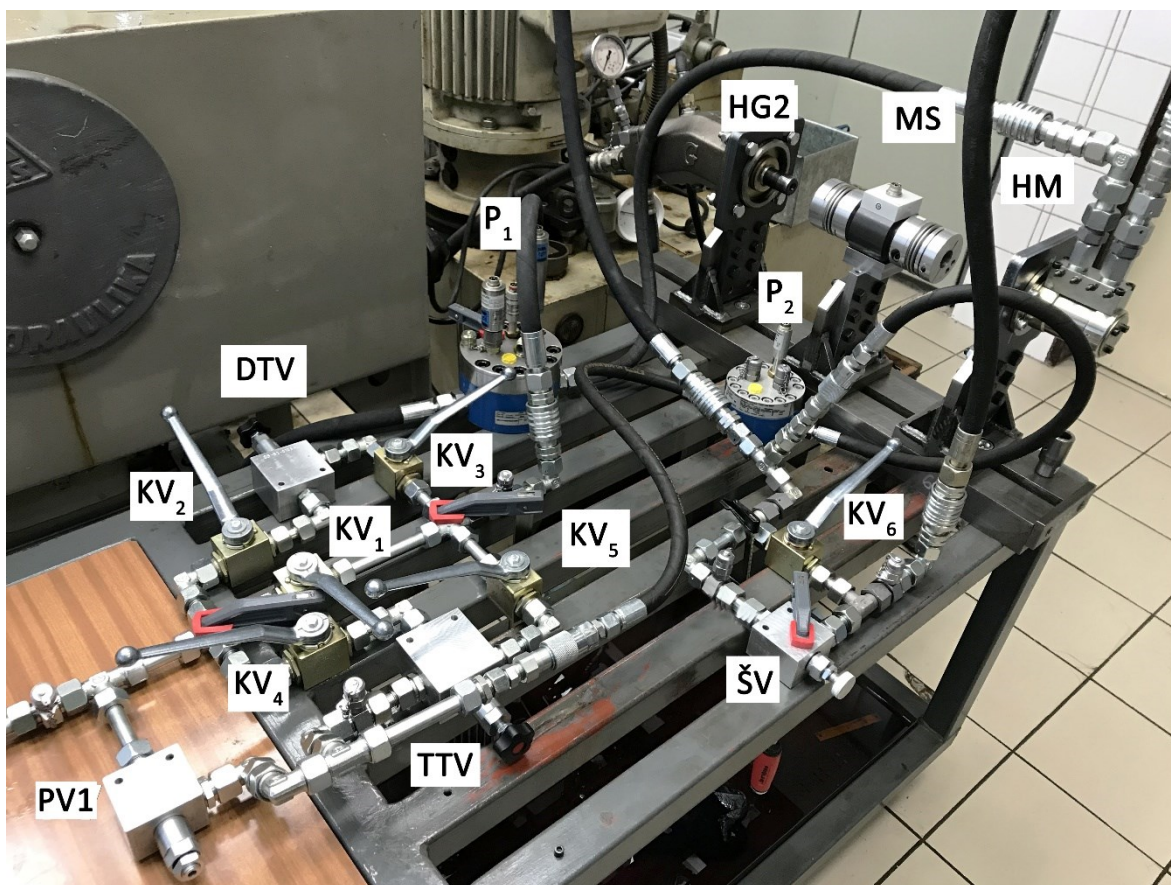
Tabulka 1 Seznam použitých prvků

ŠV	Škrticí ventil	ST21A-A2/L20RS-A	Argo Hytos
DTV	Škrticí ventil s dvoucestnou tlakovou váhou	SF22A-B2/H 12 RP-A	Argo Hytos
TTV	Škrticí ventil s třícestnou tlakovou váhou	SF32A-B3/H 10 RP A	Argo Hytos
PV1	Pojistný ventil	SR1A-A2/L 35S-A	Argo Hytos
HM	Hydromotor	SM 05 / 10	SM HYDRO
HG1	Hydrogenerátor	PPAR2-63-10	TOS Vrchlabí
KV	Kulový ventil	BKH 15L 16	
P ₁	Zubový průtokoměr	QG 100 / 0,7 ÷ 70 l/min	Hydrotechnik
P ₂	Zubový průtokoměr	QG 100 / 0,2 ÷ 30 l/min	Hydrotechnik
TS ₁	Tlakový snímač	PR 15 0 ÷ 400 bar	Hydrotechnik

TS ₂	Tlakový snímač	PR 15 0 ÷ 400 bar	Hydrotechnik
TS ₃	Tlakový snímač	PR 15 0 ÷ 200 bar	Hydrotechnik
TS ₄	Tlakový snímač	PR 15 0 ÷ 200 bar	Hydrotechnik
TS ₅	Tlakový snímač	PR 15 0 ÷ 60 bar	Hydrotechnik
TeS	Teplotní snímač	PT 100 -50 ÷ 200 °C	Hydrotechnik
MS	Momentový snímač	T22/50NM	HBM
SO	Snímač otáček	RS 110	Hydrotechnik
HG2	Hydrogenerátor	HV 28 AV	Glentor
PV2	Pojistný ventil	RV10-26A-0-N-15	HydraForce



Obrázek 3.1 Schéma zkušebního obvodu-

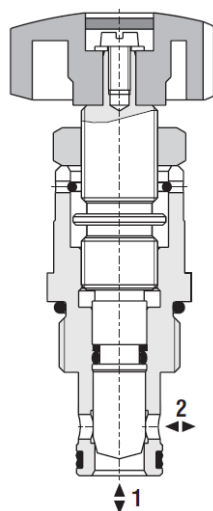


Obrázek 3.2 Fotografie zkušebního obvodu

3.1 Škrticí ventil

Pro škrčení průtoku za motorem jsem zvolil vestavný škrticí ventil od firmy Argo Hytos pod označením ST21A-A2/L20RS-A. Jedná se o precizní výrobek s kalenými dílci s jemným lineárním nastavováním požadovaného objemového průtoku, s možností těsného uzavření ventilu pozitivním překrytím hran. Nastavování průtoku je možné pomocí vnitřního šestihranu nebo otočnou rukojetí, která lze zajistit pojistnou maticí.

Vestavný škrticí ventil, viz obrázek 3.3, omezuje průtok v obou směrech. Je vhodný pro škrčení objemového průtoku škrčením proudu kapaliny v systémech bez stabilizace tlakového spádu, popřípadě jako uzavírací ventil. ⁶



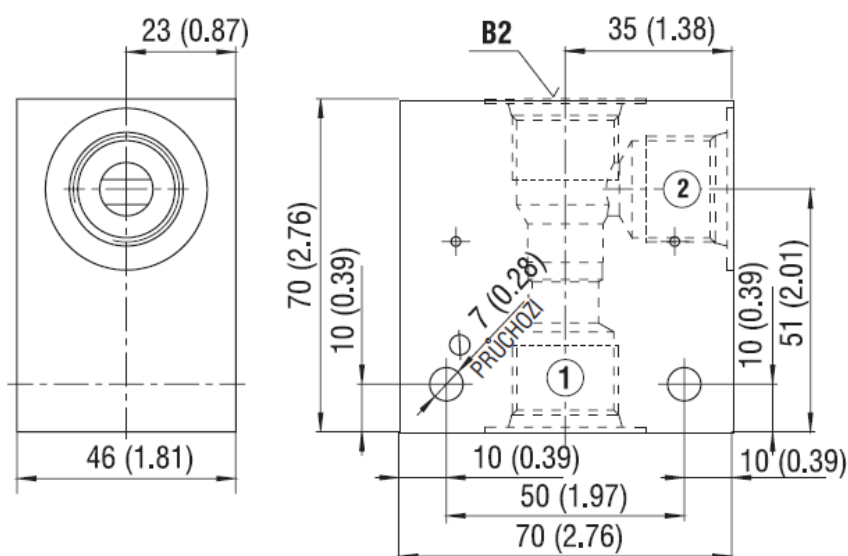
Obrázek 3.3 Vestavný škrticí ventil⁶

Technická data:

Tabulka 2 Technická data škrticího ventilu

Jmenovitý průtok	dm ³ ·min ⁻¹	140
Maximální provozní tlak	MPa	35
Rozsah provozních teplot kapaliny (NBR)	°C	-30 ÷ +100

Pro zapojení škrticího ventilu do obvodu bylo využito zástavbového tělesa s označením SB-B2-0103AL od firmy Argo Hytos, s maximálním tlakem 25 MPa. Tyto tělesa představují flexibilní řešení pro stavbu hydraulických obvodů, díky standardizovaným komorám mohou být tělesa využita pro vestavné ventily s různými funkcemi.⁹

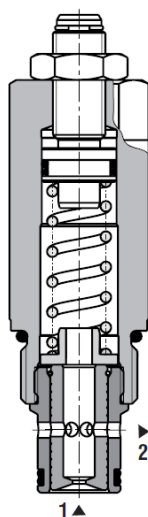


Obrázek 3.4 Schéma s rozměry tělesa pro zástavbu vestavných ventilů do potrubí⁹

3.2 Vestavný škrticí ventil s dvoucestnou stabilizací tlakového spádu

Zvolil jsem škrticí ventil s dvoucestnou stabilizací tlakového spádu od firmy Argo Hytos s označením SF22A-B2/H 12 RP-A, u kterého je nastavovaný objemový průtok nezávislý na změně zátěžného tlaku a změně teploty. Velikost průtoku závisí na zvoleném průřezu trysky a nastaveném tlakovém spádu. Zvládá vysoké objemové průtoky, má rychlou a plynulou odezvu na změnu zátěže s velkým rozsahem nastavitelného průtoku. Průtok se nastavuje šroubem s vnitřním 6HR otvorem pro plombovací drát nebo otočnou rukojetí.

Šoupátko dvoucestného stabilizátoru udržuje škrčením konstantní tlakový spád na ventilu a tím i konstantní průtok ve směru 1-2 viz obrázek 3.5. Při opačném směru průtoku 2-1 ventil pouze škrťí průtok, stabilizace tlakového spádu je tedy nefunkční. ⁷



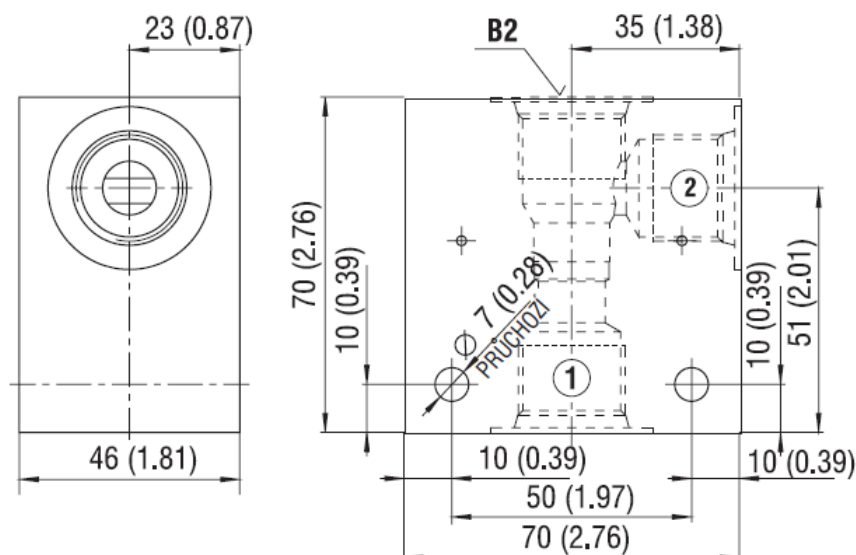
Obrázek 3.5 Vestavný škrticí ventil s dvoucestnou stabilizací tlakového spádu ⁷

Technická data:

Tabulka 3 Technická data škrticího ventilu s dvoucestnou stabilizací tlakového spádu

Jmenovitý průtok	dm ³ ·min ⁻¹	12
Maximální provozní tlak	MPa	35
Nastavitelný rozsah průtoku	dm ³ ·min ⁻¹	3,2 ÷ 12
Rozsah provozních teplot kapaliny (NBR)	°C	-30 ÷ 100

Pro propojení škrticího ventilu s obvodem je použito těleso pro zástavbu vestavěných ventilů do potrubí s označením SB-B2-0103AL rovněž od firmy Argo Hytos. Tohoto tělesa je využito hlavně kvůli flexibilnímu řešení, které umožňuje. ⁹

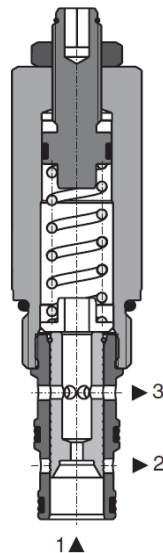


Obrázek 3.6 Schéma s rozměry tělesa pro zástavbu vestavných ventilů do potrubí⁹

3.3 Vestavný škrticí ventil s třicestnou stabilizací tlakového spádu

Vybral jsem vestavný škrticí ventil s třicestnou stabilizací tlakového spádu s označením SF32A-B3/H 10 RP-A od firmy Argo Hytos. Nastavený objemový průtok je rovněž nezávislý na změně zátěžného tlaku a změně teploty. Velikost průtoku rovněž závisí na zvoleném průřezu trysky a nastaveném tlakovém spádu, stejně jako u škrticího ventilu s dvoucestnou stabilizací.

Šoupátko třicestného stabilizátoru, viz obrázek 3.7, udržuje odpouštěním přebytečné kapaliny kanálem 2 konstantní tlakový spád na ventilu, a tím i konstantní průtok ve směru 1 – 3. Velikost průtoku není závislá na změně tlaku v kanálech 1 a 3. Nastavení průtoku se provádí změnou tlakového spádu stlačováním pružiny nastavovacím šroubem. Při opačném směru průtoku 3 – 1 nebo pokud je kanál 2 uzavřen, stabilizace tlakového spádu je nefunkční.⁸



Obrázek 3.7 Vestavný škrticí ventil s třícestnou stabilizací tlakového spádu ⁸

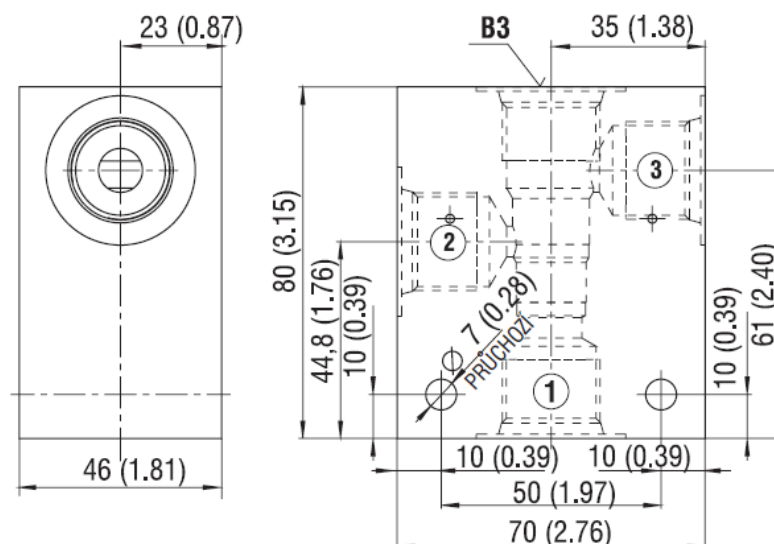
Technická data:

Tabulka 4 Technická data škrticího ventilu s třícestnou stabilizací tlakového spádu

Jmenovitý průtok	$\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$	10
Maximální provozní tlak	MPa	35
Nastavitelný rozsah průtoku	$\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$	5 ÷ 10
Rozsah provozních teplot kapaliny (NBR)	°C	-30 ÷ 100

K připojení škrticího ventilu s třícestnou stabilizací do obvodu je stejně jako u škrticího ventilu a škrticího ventilu s dvoucestnou stabilizací využito tělesa pro zástavbu vestavných ventilů do potrubí s označením SB-B3-0103AL s maximálním tlakem 25 MPa. ⁹

Těleso pro 3-cestný vestavný ventil



Obrázek 3.8 Schéma s rozměry tělesa pro zástavbu vestavných ventilů do potrubí⁹

4 Měření

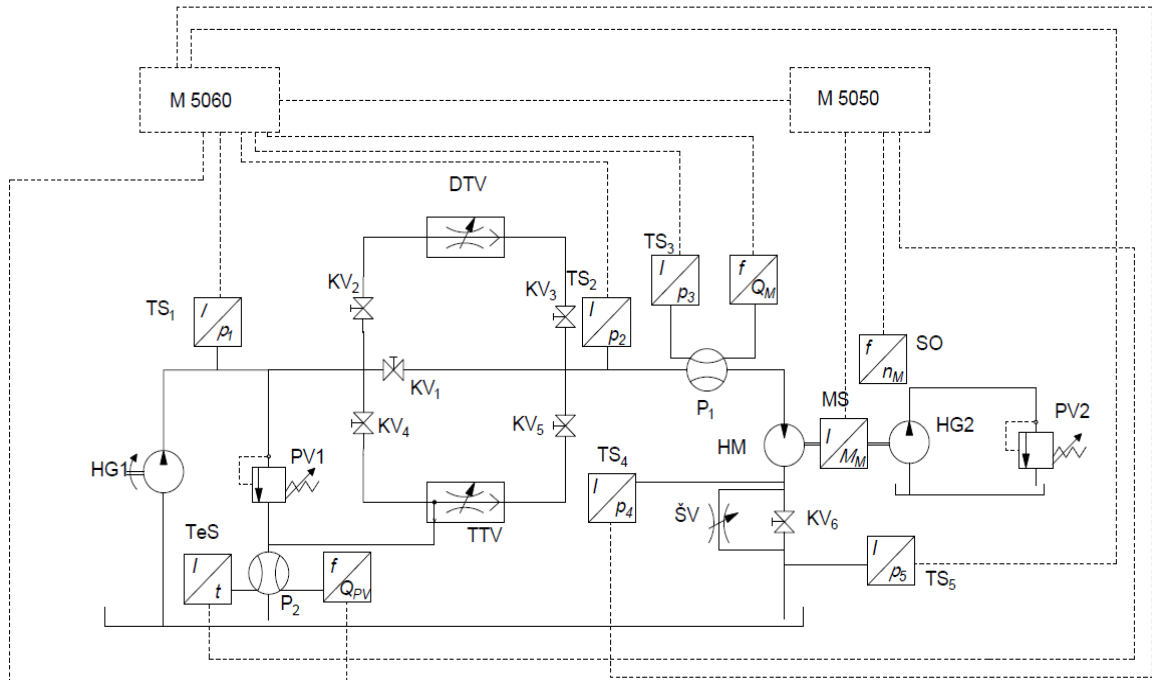
Zkušební obvod pro stanovení a porovnání energetické bilance hydraulických systémů byl připojen na hydrogenerátor s proměnlivým geometrickým objemem tak, aby bylo možné nastavit požadovaný průtok pracovní kapaliny, který zůstal po celou dobu měření konstantní. K vyvození zátěže bylo využito hydromotoru. Tato zátěž byla vyvozena pomocí druhého hydrogenerátoru HG2 a tlakového ventilu PV2.

K měření požadovaných veličin jsem využil tlakové snímače, zubové průtokoměry, optický snímač otáček, snímač momentu a teplotní snímač, které jsou uvedeny v tabulce 1. Vše bylo připojené na dvě měřící zařízení, konkrétně M5050 a M5060 od firmy Hydrotechnik. Tyto měřící zařízení byly vzájemně propojeny tak, aby bylo možné začít měření se záznamem ve stejný čas a po stejný časový úsek na obou zařízeních zároveň. Vyhodnocení jednotlivých měření jsem provedl pomocí programu Hydrowin, ve kterém jsem vyhodnocoval střední hodnoty jednotlivých měření.

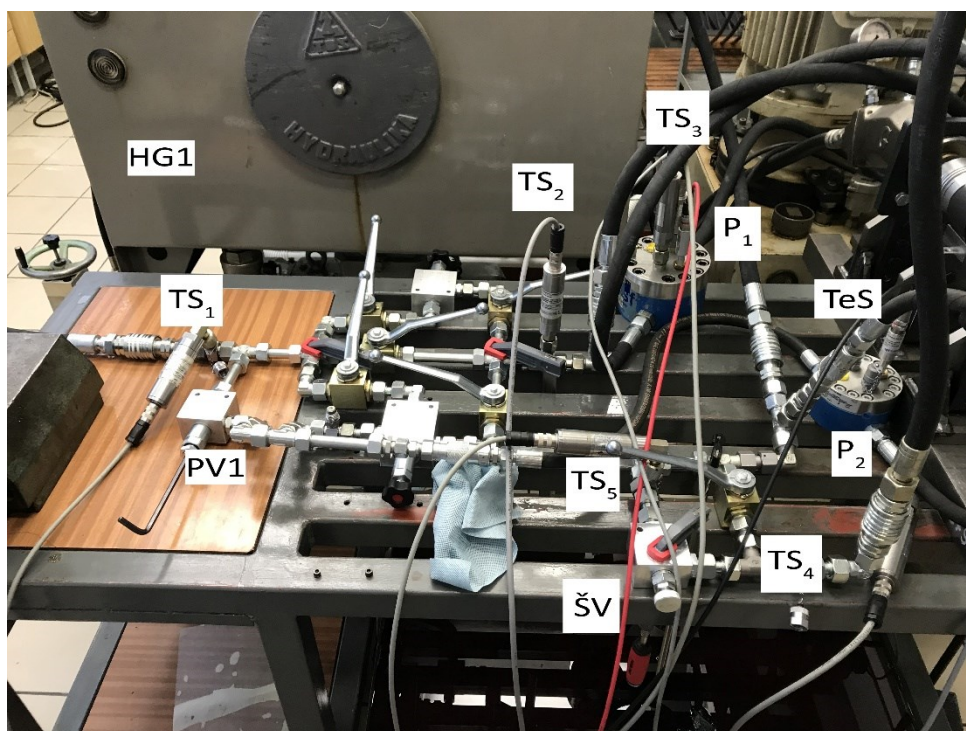
4.1 Zapojení se škrticím ventilem

Pro měření energetické bilance hydraulického obvodu, kde byly otáčky motoru řízeny se škrticím ventilem ŠV, bylo nutné otevřít kulový ventil KV_1 a uzavřít kulové ventily KV_2 , KV_3 , KV_4 , KV_5 a KV_6 v obvodu tak, aby pracovní kapalina protékala přes obvod do hydromotoru a následně přes škrticí ventil ŠV, ve kterém docházelo ke škrcení, viz obrázek 4.1. Tlakové snímače jsem umístil na vstup do obvodu TS_1 , před průtokoměr TS_2 , v průtokoměru TS_3 , před škrticím ventilem TS_4 a za škrticím ventilem TS_5 . Zubový

průtokoměr označený jako P_1 měřil průtok kapaliny do motoru, na kterém byla také měřena teplota kapaliny teplotním snímačem TeS , průtok kapaliny do odpadu přes pojistný ventil měřil průtokoměr označený jako P_2 . Na hydromotoru byly pomocí optického snímače SO a odrazky měřeny otáčky n a také moment M vyvozený hydromotorem, který byl měřen snímačem krouticího momentu MS .

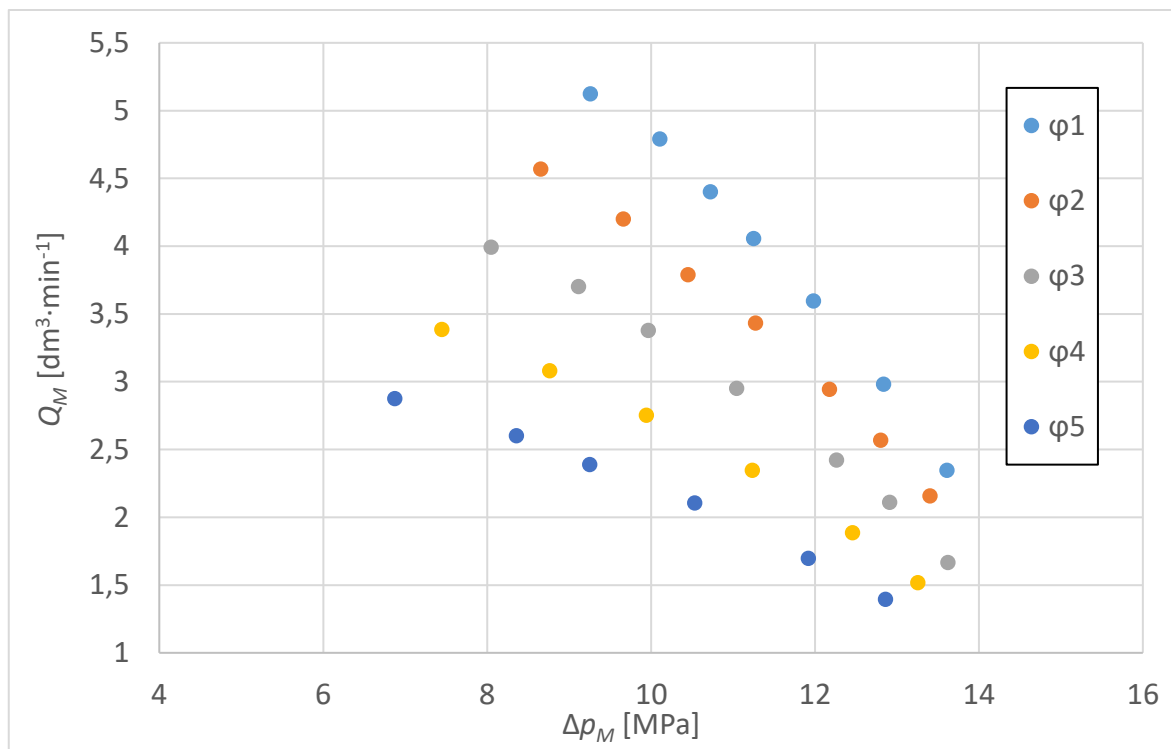


Obrázek 4.1 Schéma zapojení hydraulického obvodu se škrticím ventilem



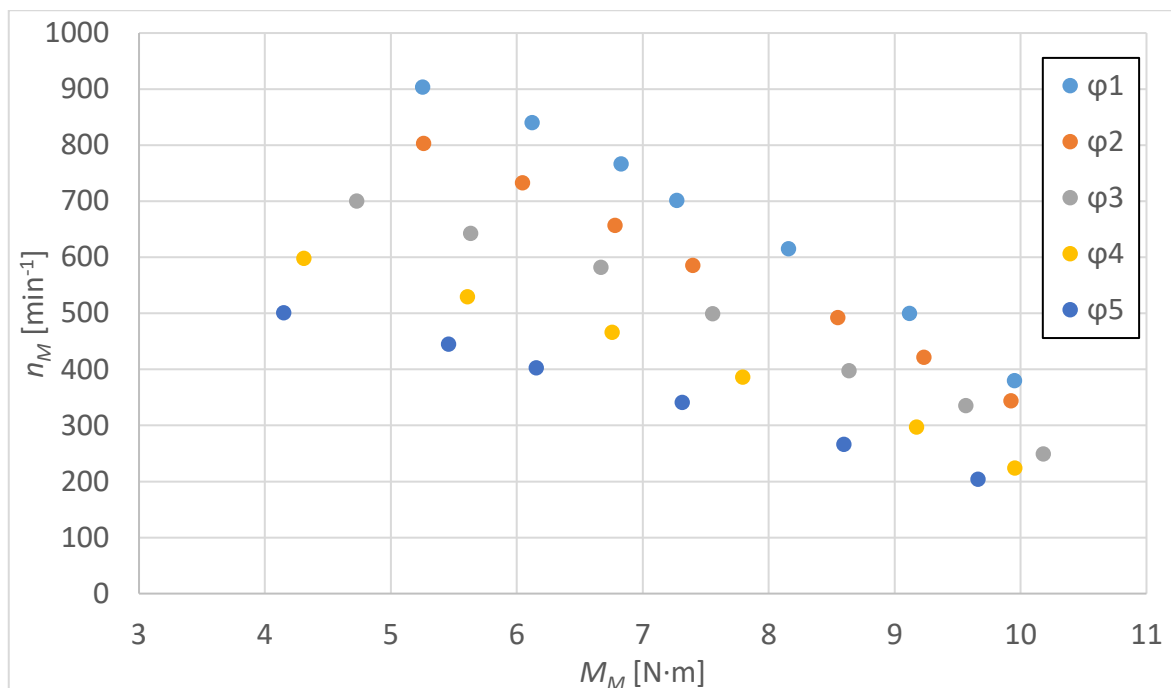
Obrázek 4.2 Fotografie zapojení hydraulického obvodu se škrticím ventilem

Po nastavení průtoku $Q_G = 8,5 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ pracovní kapaliny na hydrogenerátoru a nastavení tlaku $p_{pv} = 15 \text{ MPa}$ na pojistném ventilu v obvodu jsem mohl začít s nastavením počátečního momentu na hydromotoru tak, aby vznikl na motoru tlakový spád Δp_M . Pro jedno nastavení škrticího ventilu jsem naměřil více hodnot, mezi kterými jsem navyšoval zatěžující moment na hydromotoru. Takto jsem postupoval pro pět nastavení škrticího ventilu $\varphi_1 \div \varphi_5$. Tyto naměřené hodnoty jsem dále zpracoval do grafu 4.1..



Graf 4.1 Závislost průtoku hydromotorem Q_M na tlakovém spádu na hydromotoru Δp_M

Z grafu 4.1 je patrné, že při zvyšujícím se tlakovém spádu na hydromotoru Δp_M dochází k poklesu průtoku na hydromotoru Q_M . Z jednotlivých křivek je patrné, že v měřené oblasti dochází k poklesu průtoku se zvyšujícím se tlakovým spádem. Při prvním nastavení škrticího ventilu φ_1 je počáteční hodnota průtoku $Q_M \doteq 5,1 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ při tlakovém spádu na motoru $\Delta p_M = 9,2 \text{ MPa}$, která po zvýšení zátěže klesne na $Q_M \doteq 2,5 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ při tlakovém spádu na motoru $\Delta p_M = 13,6 \text{ MPa}$.



Graf 4.2 Závislost otáček hydromotoru n_M na momentu na hydromotoru M_M

Z grafu 4.2 je patrné, že se zvyšováním momentu na hydromotoru M_M klesají otáčky hydromotoru n_M . Toto zapojení tudíž není vhodné pro udržení konstantních otáček na hydromotoru. Při postupném uzavírání škrticího ventilu dochází ke snižování otáček n_M při konstantním tlakovém spádu na hydromotoru Δp_M . U závislosti otáček na momentu hydromotoru pro nastavení škrticího ventilu φ_2 klesnou otáčky hydromotoru z počátečních $n_M = 800 \text{ min}^{-1}$ při $M_M = 5,3 \text{ N}\cdot\text{m}$ krouticího momentu až k $n = 350 \text{ min}^{-1}$ při $M_M \doteq 10 \text{ N}\cdot\text{m}$. Z toho vyplývá, že zapojení se škrticím ventilem není vhodné při velkém rozsahu zatížení na hydromotoru.

Celková účinnost hydraulického systému se škrticím ventilem se vypočítá podle následujících vztahů:

Celková účinnost systému:

$$\eta_c = \frac{P_{U\check{z}}}{P_{zPV} + P_{z\check{S}V} + P_P} \quad (4.1)$$

Užitečný mechanický výkon:

$$P_{U\check{z}} = 2\pi \cdot M_M \cdot n_M \quad (4.2)$$

Příkon na hydromotoru:

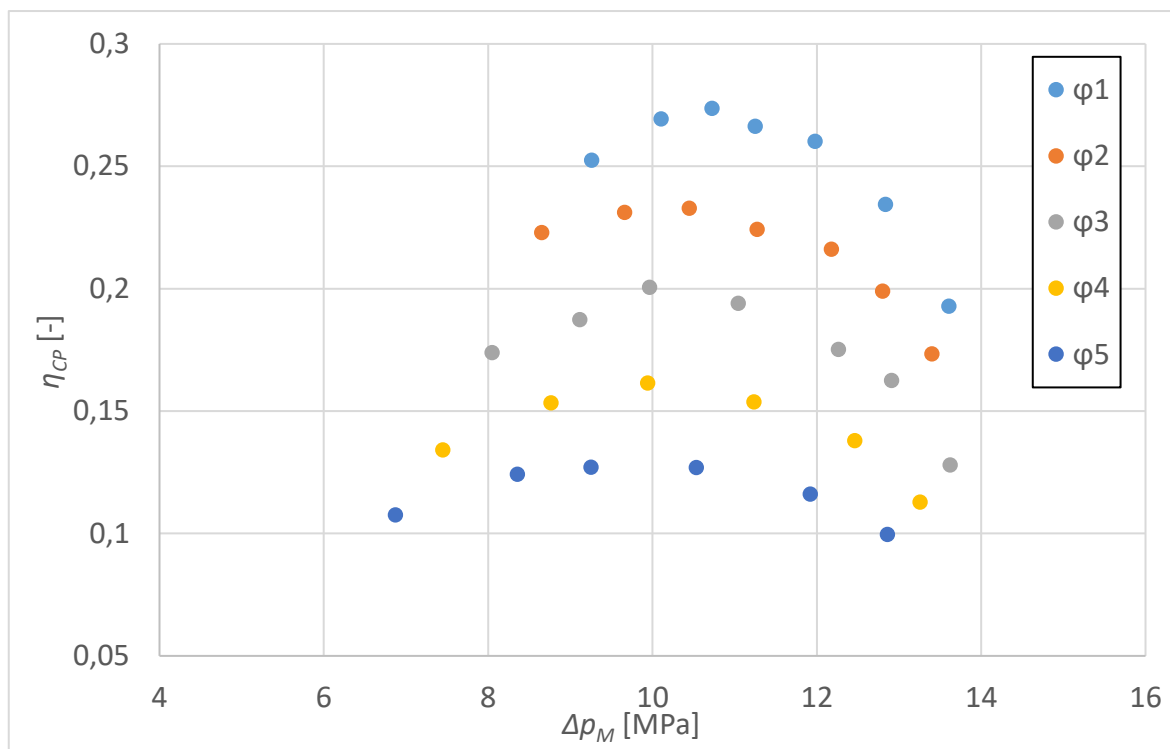
$$P_P = \Delta p_M \cdot Q_M = (p_3 - p_4) \cdot Q_M \quad (4.3)$$

Ztrátový výkon na škrticím ventilu

$$P_{z\check{S}V} = \Delta p_{\check{S}V} \cdot Q_M = (p_1 - p_2) \cdot Q_M. \quad (4.4)$$

Ztrátový výkon na pojistném ventilu:

$$P_{zPV} = p_1 \cdot Q_{PV}. \quad (4.5)$$



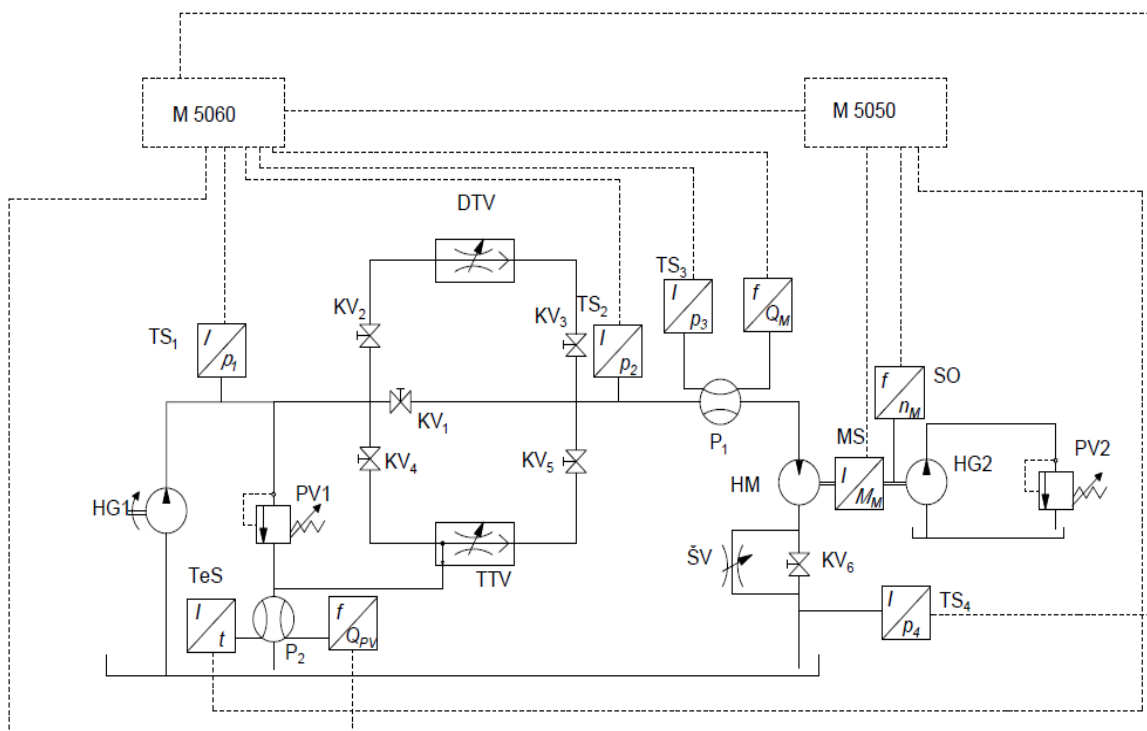
Graf 4.3 Závislost tlakového spádu na hydromotoru Δp_M na celkové účinnosti systému η_{CP}

V grafu 4.3 jsou znázorněny jednotlivé závislosti tlakového spádu na hydromotoru Δp_M na celkové účinnosti systému η_{CP} , které byly měřeny s konstantním nastavením škrťacího ventilu. Z křivek závislosti je patrné, že nejvyšší účinnosti hydraulického systému pro jednotlivé nastavení škrťacího ventilu ŠV ($\varphi_1 \div \varphi_5$), je dosaženo při tlakovém spádu na hydromotoru $\Delta p_M = (10 \div 11)$ MPa. Od této hranice dochází ke snižování účinnosti s narůstajícím tlakovým spádem na motoru. Při srovnání závislostí je patrné, že jednotlivé jejich průběhy se od sebe příliš neliší a udržují stejný tvar. Hodnota maximální účinnosti, které bylo dosaženo při prvním nastavení škrťacího ventilu φ_1 byla $\eta_{CP} \doteq 0,27$.

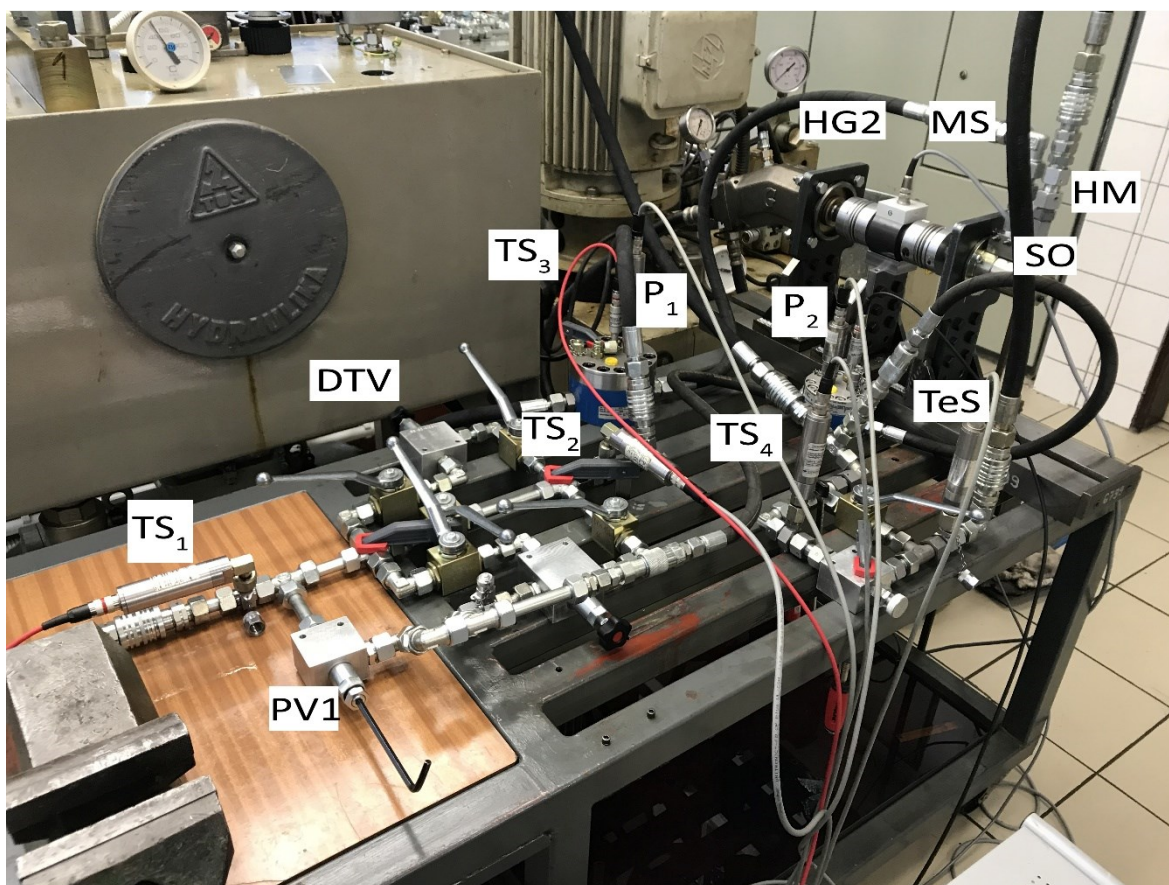
4.2 Zapojení se škrťacím ventilem s dvoucestnou tlakovou vahou

Před začátkem měření bylo nutné otevřít kulové ventily KV₂, KV₃ a KV₆ a uzavřít kulové ventily KV₁, KV₄ a KV₅ tak, aby pracovní kapalina protékala obvodem přímo přes škrťací ventil

s dvoucestnou tlakovou váhou do hydromotoru, ze kterého odtékala přímo do odpadu, kde je potřeba také úplně uzavřít škrticí ventil ŠV. Tlakové snímače byly osazeny do obvodu v následujícím pořadí: TS_1 na vstupu do obvodu, TS_2 za dvoucestným škrticím ventilem, TS_3 na průtokoměru, TS_4 za hydromotorem do odpadu. V obvodu je umístěn také zubový průtokoměr P_1 měřící průtok kapaliny do hydromotoru a zubový průtokoměr P_2 měřící průtok kapaliny z pojistného ventilu. Snímač teploty TeS je umístěn na průtokoměru P_2 . Snímač momentu MS je umístěn na hydromotoru, stejně jako optický snímač otáček SO .

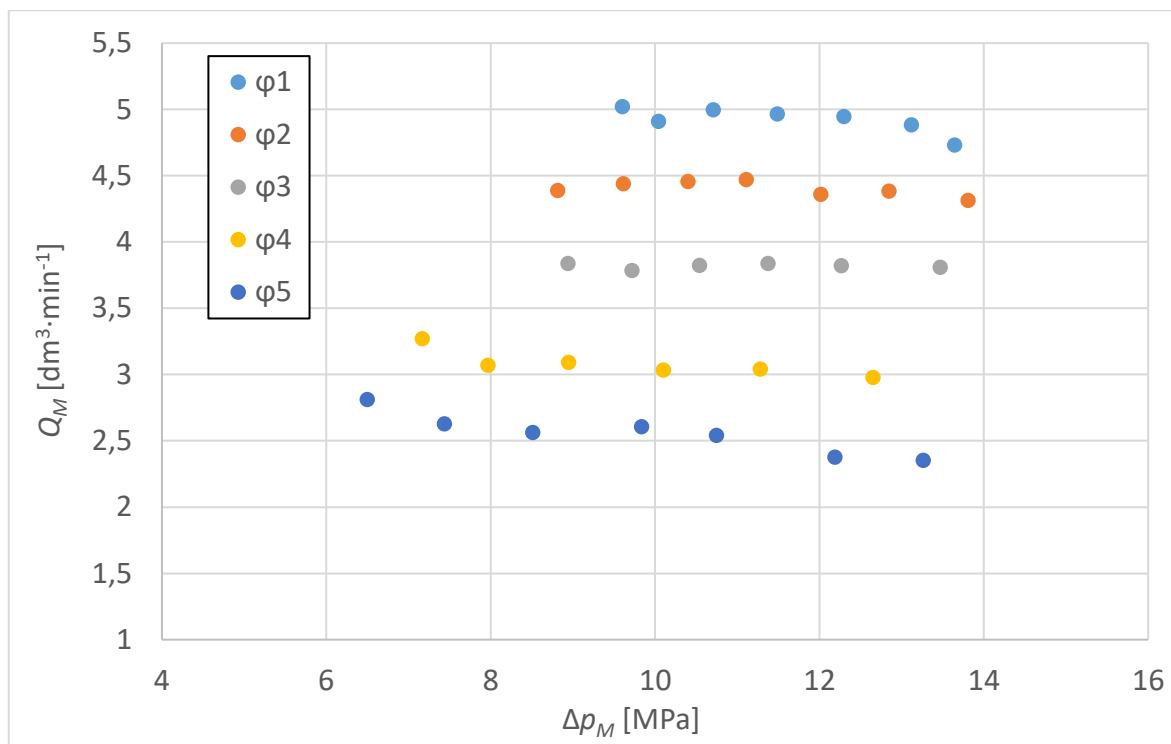


Obrázek 4.3 Schéma zapojení hydraulického obvodu se škrticím ventilem s dvoucestnou tlakovou váhou



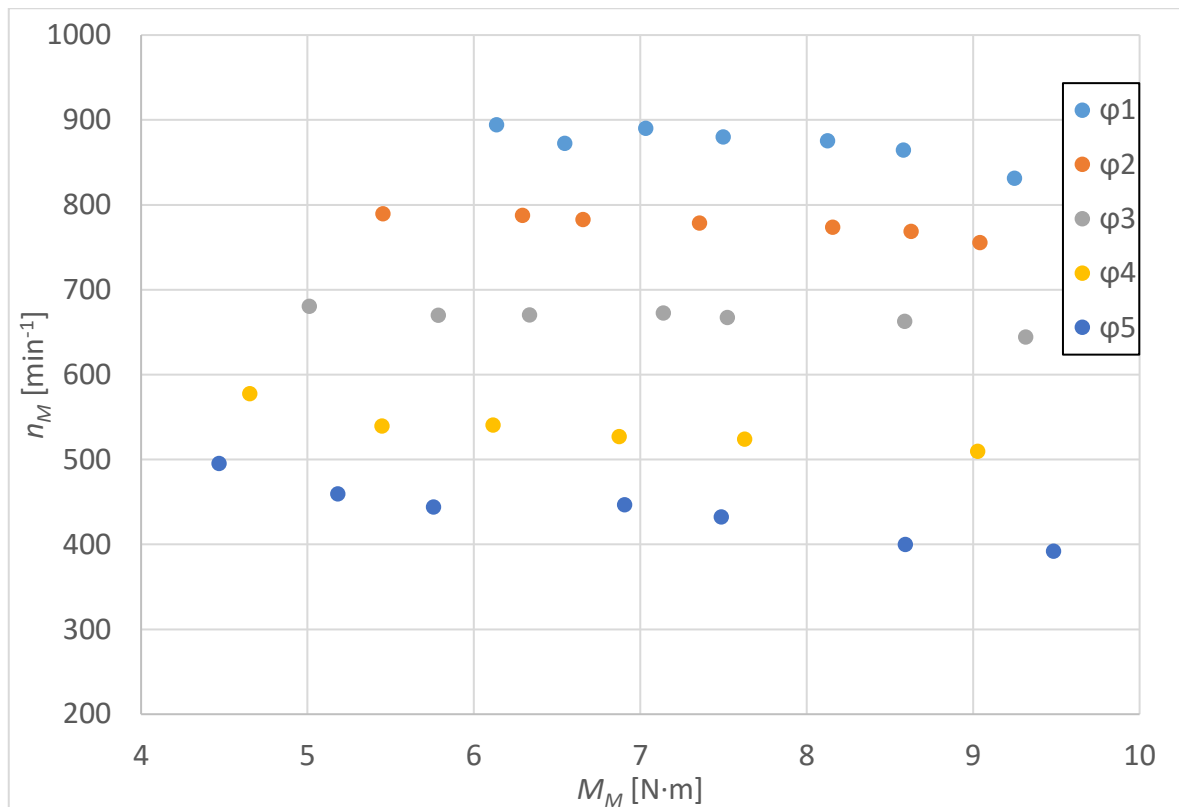
Obrázek 4.4 Fotografie zapojení hydraulického obvodu se škrticím ventilem s dvoucestnou tlakovou váhou

Hydrogenerátor zůstal nastavený na průtoku $Q_G = 8,5 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$, pojistný ventil jsem nastavil na tlak $p_{pv} = 15 \text{ MPa}$ tak, aby otáčky hydromotoru dosahovaly $n_m = 900 \text{ min}^{-1}$ při počátečním nastavení škrticího ventilu s dvoucestnou tlakovou váhou. Následně jsem začal proměřovat jednotlivá nastavení škrticího ventilu s dvoucestnou tlakovou váhou tak, že jsem přidával zátěž na hydromotoru vyvozenou pomocí hydrogenerátoru HG2 a tlakového ventilu PV2, abych dosáhl zvyšování tlakového spádu na motoru. Takto jsem postupoval pro pět nastavení škrticího ventilu s dvoucestnou tlakovou váhou $\varphi 1 \div \varphi 5$.



Graf 4.4 Závislost průtoku hydromotorem Q_M na tlakovém spádu na hydromotoru Δp_M

Z grafu 4.4 můžeme vidět, že jednotlivé závislosti průtoku hydromotorem Q_M na tlakovém spádu na hydromotoru Δp_M mají přibližně stejný průběh. Hodnoty průtoku Q_M jsou v rozsahu měřeného tlakového spádu Δp_M téměř konstantní. Při správné funkci škrticího ventilu s dvoucestnou tlakovou váhou, by měl být průtok Q_M konstantní při zvyšujícím se tlakovém spádu Δp_M . Ze závislostí φ_1 a φ_2 jde vidět, že těsně před hranicí $\Delta p_M = 14$ MPa dochází k většímu poklesu průtoku na hydromotoru. U závislosti φ_3 lze vidět asi nejlépe dosažený průběh, kde průtok na hydromotoru začíná na $Q_M = 4,4 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ při tlakovém spádu $\Delta p_M = 8,8$ MPa a při konci měření je průtok $Q_M = 4,3 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ a tlakový spád $\Delta p_M \doteq 14$ MPa. Dochází tedy jen k malému poklesu průtoku Q_M .



Graf 4.5 Závislost otáček hydromotoru n_M na momentu na hydromotoru M_M

Při správné funkci škrticího ventilu s dvoucestnou tlakovou váhou, by měly být otáčky hydromotoru n_M konstantní při zvyšujícím se momentu na hydromotoru M_M . Z grafu 4.5 lze vidět z jednotlivých závislostí otáček hydromotoru n_M na momentu na hydromotoru M_M , že otáčky hydromotoru klesají jen mírně se stoupajícím momentem na hydromotoru. Při srovnání jednotlivých závislostí je patrné, že nejlepší průběh, ve srovnání se správnou funkcí škrticího ventilu s dvoucestnou tlakovou váhou, má křivka $\varphi 3$, u které dosahují počáteční otáčky hydromotoru $n_M = 680 \text{ min}^{-1}$ při $M_M = 5 \text{ N}\cdot\text{m}$ momentu na hydromotoru a po konečném měření klesly otáčky na $n_M = 640 \text{ min}^{-1}$, při kterých byl moment na hydromotoru $M_M = 9,3 \text{ N}\cdot\text{m}$. Dochází tedy jen k malému poklesu otáček, při kterém se moment na hydromotoru skoro zdvojnásobil.

Celková účinnost hydraulického systému se škrticím ventilem s dvoucestnou tlakovou váhou se vypočítá podle následujících vztahů:

Celková účinnost systému:

$$\eta_c = \frac{P_{U\check{Z}}}{P_{zPV} + P_{zDTV} + P_P}. \quad (4.6)$$

Užitečný mechanický výkon:

$$P_{U\check{z}} = 2\pi \cdot M_M \cdot n_M. \quad (4.7)$$

Příkon hydromotoru:

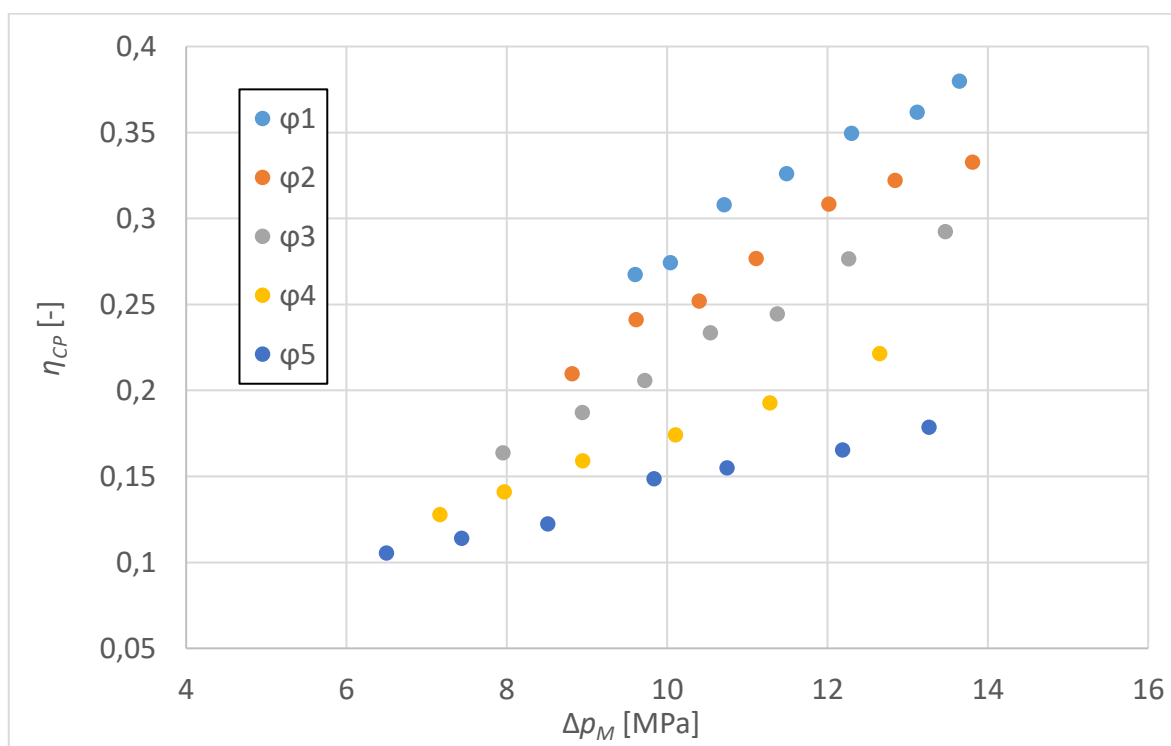
$$P_{U\check{z}hyd} = \Delta p_M \cdot Q_M = (p_3 - p_4) \cdot Q_M. \quad (4.8)$$

Ztrátový výkon na dvoucestné tlakové váze:

$$P_{zDTV} = \Delta p_{DTV} \cdot Q_M = (p_1 - p_2) \cdot Q_M. \quad (4.9)$$

Ztrátový výkon na pojistném ventilu:

$$P_{zPV} = p_1 \cdot Q_{PV}. \quad (4.10)$$

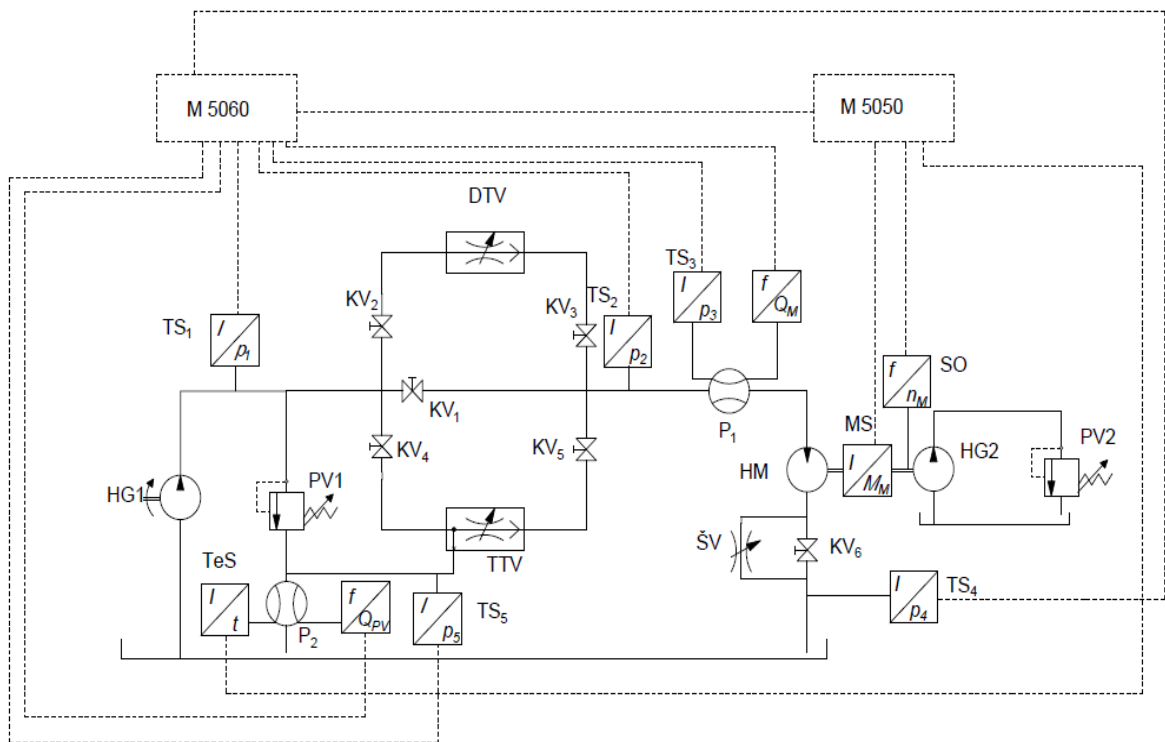


Graf 4.6 Závislost tlakového spádu na hydromotoru Δp_M na celkové účinnosti systému η_{cp}

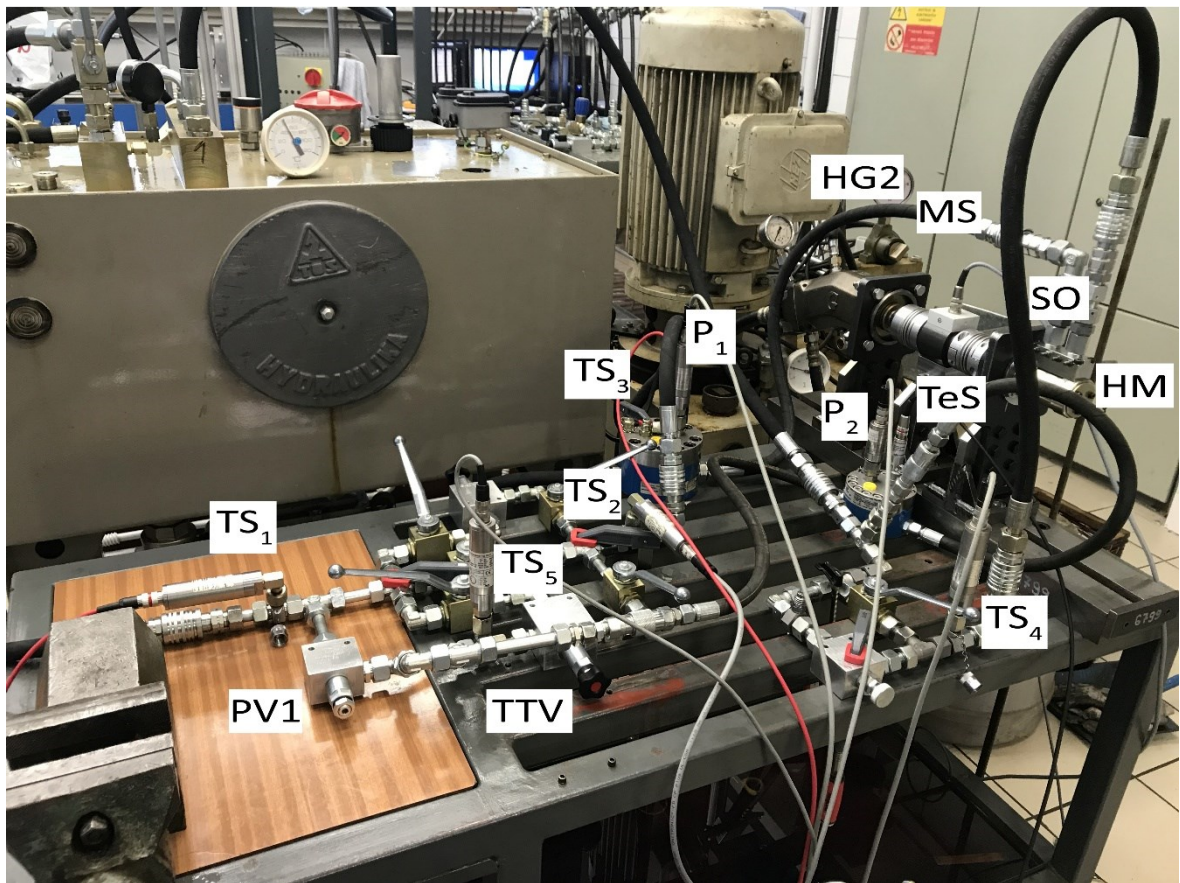
Celková účinnost systému η_{cp} je závislá na tlakovém spádu na hydromotoru Δp_M . Z grafu 4.6 lze u jednotlivých závislostí φ vidět, že účinnost se stoupajícím tlakovým spádem stoupá. Z čehož můžeme vyvodit, že při použití škrticího ventilu s dvoucestnou tlakovou váhou je výhodné docílit vysokého tlakového spádu Δp_M . Nejvyšší účinnost η_{cp} byla dosažena při prvním nastavení dvoucestného škrticího ventilu a to $\eta_{cp} \doteq 0,37$ při tlakovém spádu $\Delta p_M \doteq 14$ MPa. Z jednotlivých závislostí lze také vyvodit, že při postupném uzavírání škrticího ventilu se výsledná účinnost systému snižuje.

4.3 Zapojení se škrticím ventilem s trojcestnou tlakovou váhou

Pro správnou funkci škrticího ventilu s třicestnou tlakovou váhou bylo nutné nejprve uzavřít kulové ventily KV₁, KV₂, KV₃ a otevřít kulové ventily KV₄, KV₅ a KV₆ tak, aby pracovní kapalina protékala přes škrticí ventil s trojcestnou tlakovou váhou, potom dále přes hydromotor až do odpadu. Bylo rovněž nutné uzavřít škrticí ventil ŠV, jako tomu bylo u zapojení se škrticím ventilem s dvoucestnou tlakovou váhou. Použity byly rovněž snímače tlaku, TS₁ vstupujícího do obvodu z hydrogenerátoru, TS₂ tlak za škrticím ventilem s trojcestnou tlakovou váhou TTV, TS₃ tlak v průtokoměru, TS₄ tlak v odpadu za motorem a tlak TS₅ v odpadním potrubí za TTV. Zubovým průtokoměrem P1 byl měřen průtok pracovní kapaliny do hydromotoru a průtokoměrem P2 byl měřen průtok pracovní kapaliny z pojistného ventilu PV1 a trojcestného škrticího ventilu TTV do odpadu. Na hydromotoru byl měřen zatěžující moment M snímačem momentu MS a otáčky n snímačem otáček SO. Teplotní snímač byl umístěn v průtokoměru P2.

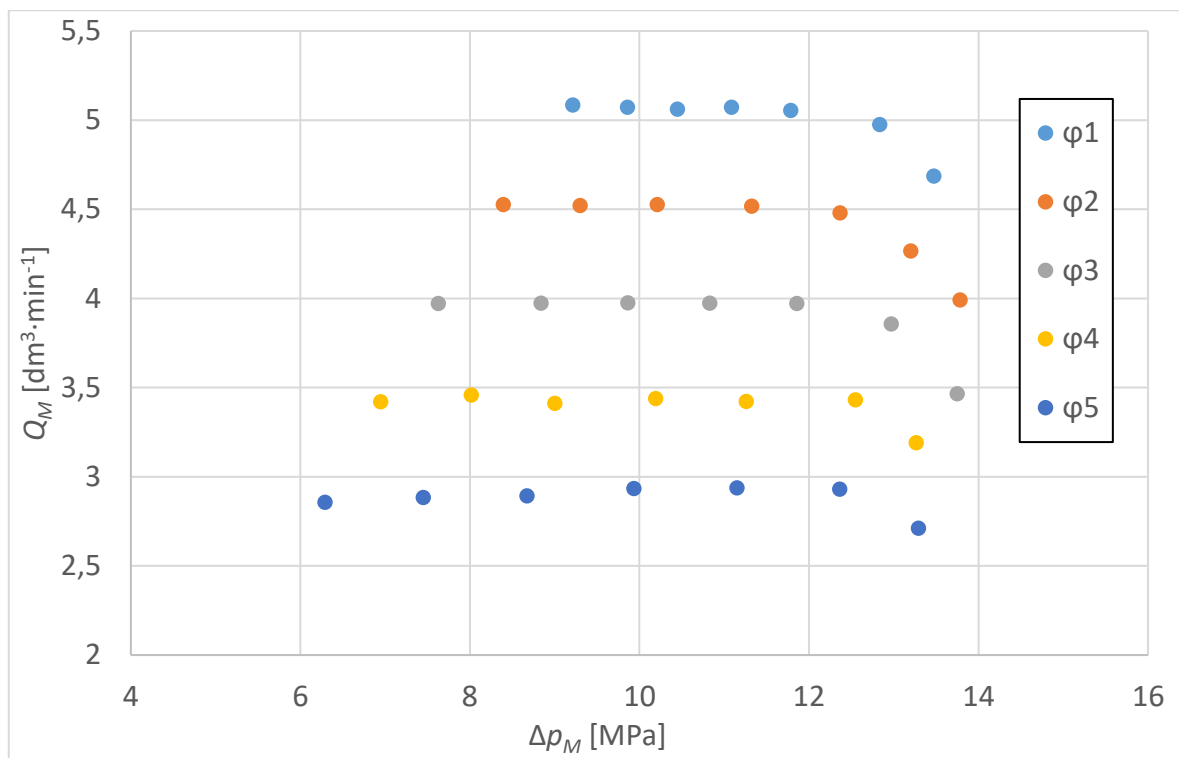


Obrázek 4.5 Schéma zapojení hydraulického obvodu se škrticím ventilem s trojcestnou tlakovou váhou



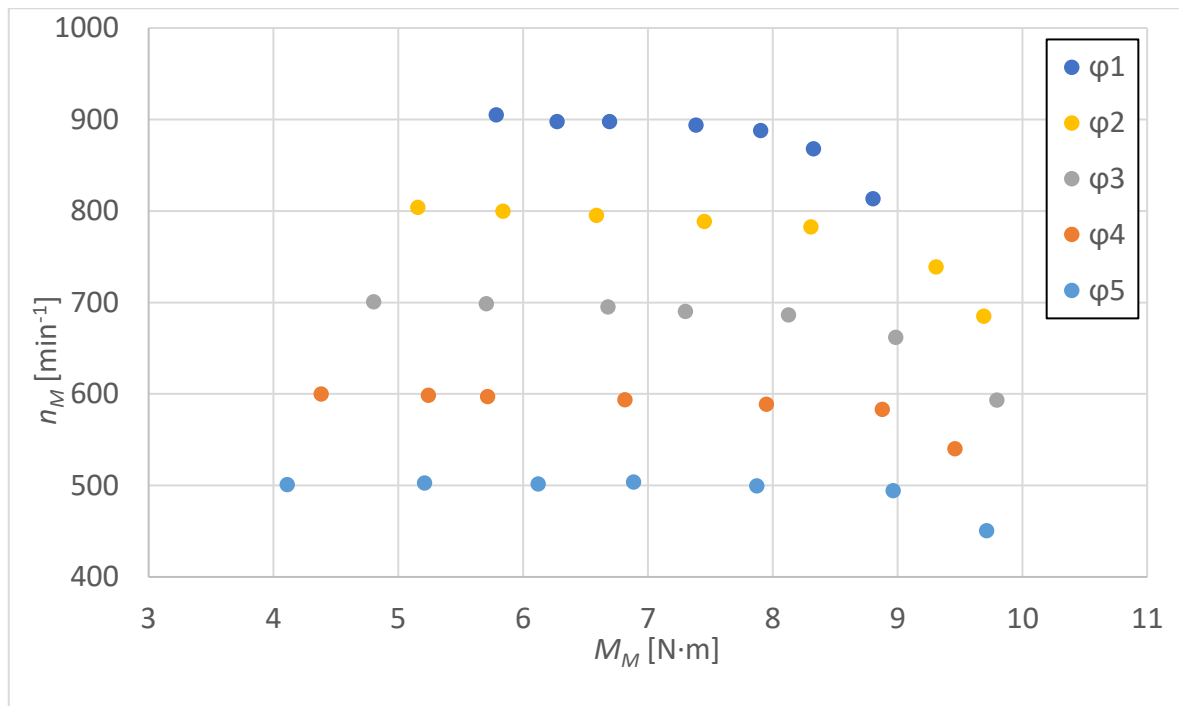
Obrázek 4.6 Fotografie zapojení hydraulického obvodu se škrticím ventilem s třícestnou tlakovou váhou

Průtok hydrogenerátorem zůstal nastavený na $Q_G = 8,5 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ a tlak na pojistném ventilu $p_{pv} = 15 \text{ MPa}$, aby byly dodrženy podmínky k porovnání jednotlivých zapojení. Hodnota maximálního tlaku na pojistném ventilu byla také nastavena tak, aby otáčky n hydromotoru dosahovaly požadovaných hodnot. Při počátečním nastavení škrticího ventilu s trojcestnou tlakovou váhou jsem také nastavil počáteční moment na hydromotoru tak, aby byly otáčky $n_M = 900 \text{ min}^{-1}$. Po tomto prvotním nastavení jsem přidával zátěž na hydromotoru, tedy zvětšoval zatěžující moment M_M . Po dalším nastavení škrticího ventilu s třícestnou tlakovou váhou jsem postupoval obdobně, avšak pojistný ventil zůstal nastavený na konstantním tlaku. Celkově jsem odměřil pět nastavení škrticího ventilu s třícestnou tlakovou váhou $\varphi_1 \div \varphi_5$.



Graf 4.7 Závislost průtoku hydromotorem Q_M na tlakovém spádu na hydromotoru Δp_M

Při správné funkci škrticího ventilu s trojcestnou tlakovou váhou by měl být průtok pracovní kapaliny v motoru Q_M konstantní v závislosti na tlakovém spádu na motoru Δp_M . Na grafu 4.7 lze u jednotlivých závislostí φ znázorňujících nastavení škrticího ventilu s třícestnou tlakovou váhou vidět, že průtok je přibližně konstantní do hranice $\Delta p_M = 12$ MPa. Od této hranice začne postupně klesat se zvyšujícím se tlakovým spádem Δp_M , jehož maximum se při měření dostalo na $\Delta p_M = 14$ MPa. Tyto průběhy vypovídají o správné funkci škrticího ventilu s trojcestnou tlakovou váhou.



Graf 4.8 Závislost otáček hydromotoru n_M na momentu na hydromotoru M_M

Při použití škrticího ventilu s trojcestnou tlakovou váhou ve zkušebním obvodu vznikla závislost otáček n_M na momentu na hydromotoru M_M , viz graf 4.8. Z jednotlivých závislostí je možné vidět, že otáčky n_M hydromotoru zůstávají přibližně konstantní se zvyšujícím se momentem na hydromotoru M_M , následně začínají mírně klesat až k hranici $M_M = 8 \text{ N}\cdot\text{m}$, od které dojde již k většímu poklesu. Nejlepší průběh má asi závislost φ_3 , u které jsou udržovány otáčky hydromotoru na $n_M = 700 \text{ min}^{-1}$ při počátečním momentu na hydromotoru $M_M = 4,8 \text{ N}\cdot\text{m}$. K poklesu otáček n_M dojde při momentu na hydromotoru $M = 8 \text{ N}\cdot\text{m}$, odkud otáčky n_M hydromotoru dále klesají a dostanou se na hodnotu $n_M \doteq 600 \text{ min}^{-1}$ při momentu na hydromotoru $M_M \doteq 9,8 \text{ N}\cdot\text{m}$.

Celková účinnost hydraulického systému se škrticím ventilem s třicestnou tlakovou váhou se vypočítá podle následujících vztahů:

Celková účinnost systému:

$$\eta_c = \frac{P_{U\check{z}}}{P_P + P_{zTTV} + P_{z\check{S}V}}. \quad (4.11)$$

Užitečný mechanický výkon:

$$P_{U\check{z}} = 2\pi \cdot M_M \cdot n_M. \quad (4.12)$$

Příkon hydromotoru:

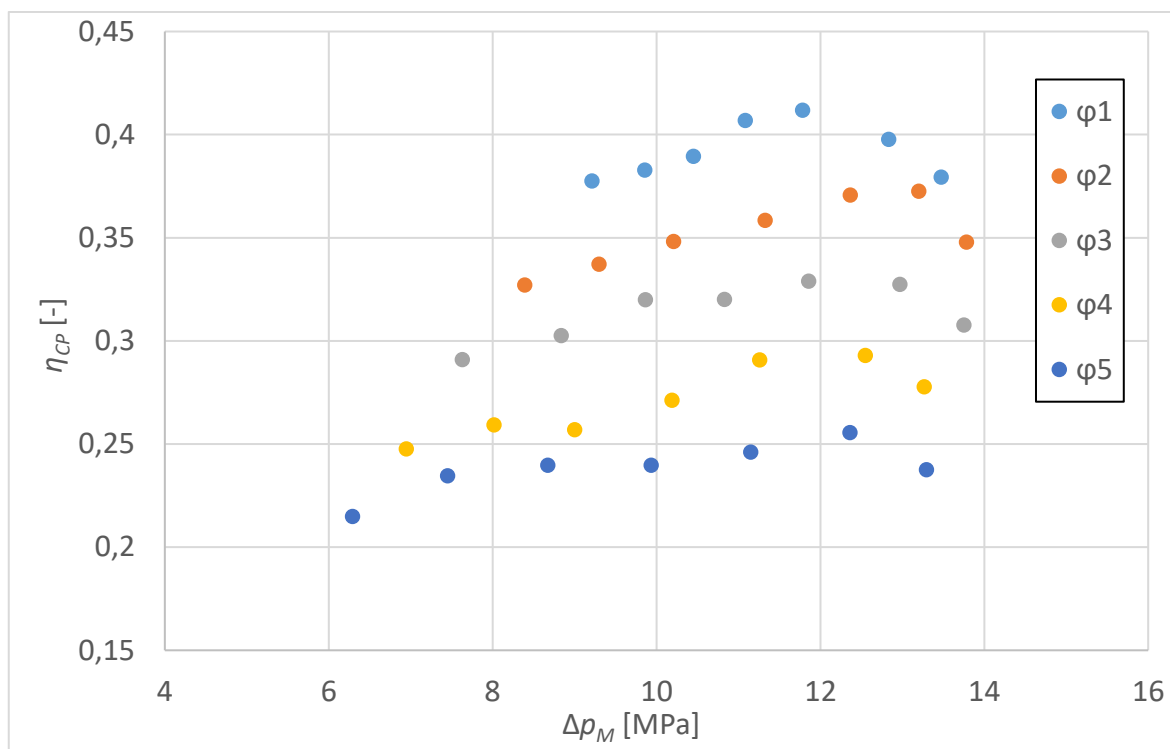
$$P_P = \Delta p_M \cdot Q_M = (p_3 - p_4) \cdot Q_M. \quad (4.13)$$

Ztrátový výkon na třicestné škrticím ventilu

$$P_{zšV} = \Delta p_{TTV} \cdot Q_M = (p_1 - p_2) \cdot Q_M. \quad (4.14)$$

Ztrátový výkon na třicestné tlakové váze:

$$P_{zTTV} = p_1 \cdot Q_{PV}. \quad (4.15)$$

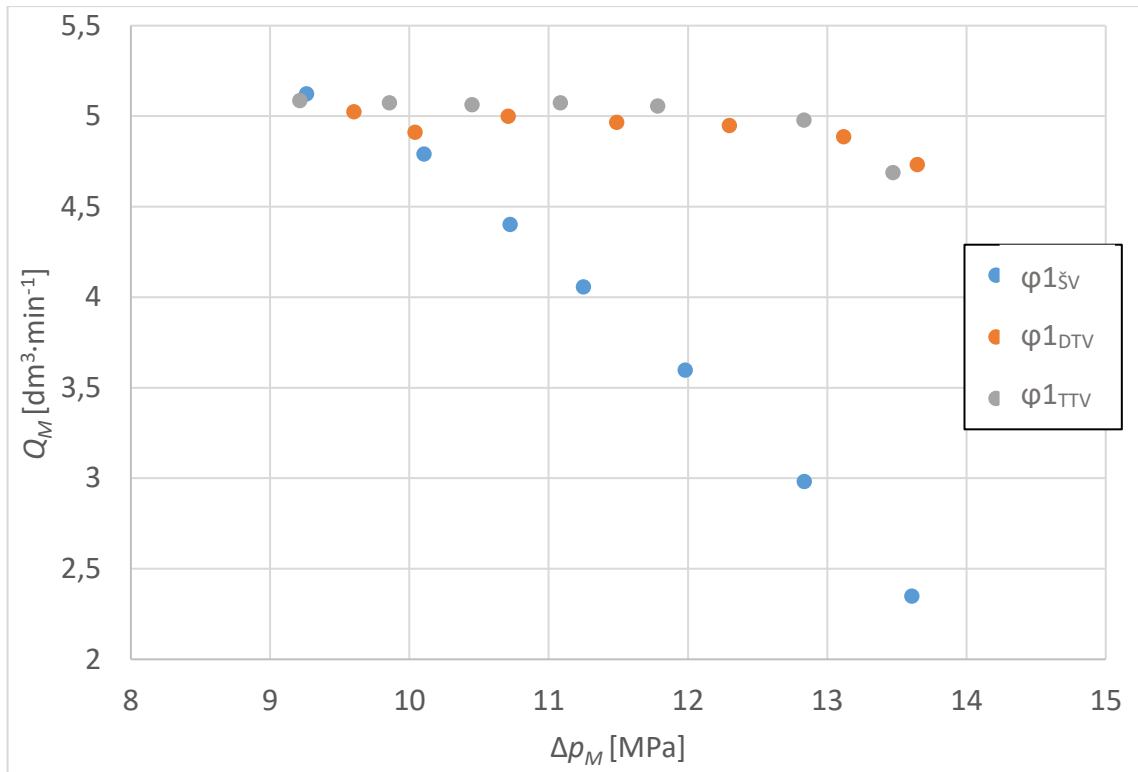


Graf 4.9 Závislost tlakového spádu na hydromotoru Δp_M na celkové účinnosti systému η_{CP}

Z grafu 4.9 můžeme vidět závislosti tlakového spádu Δp_M na účinnosti systému η_{CP} pro jednotlivá nastavení škrticího ventilu s trojcestnou tlakovou váhou $\varphi_1 \div \varphi_5$. Z jednotlivých závislostí lze vidět, že se celková účinnost systému se stoupajícím tlakovým spádem zvětšuje až po dosažení hranice $\Delta p_M = 12$ MPa, kdy začne klesat. U závislosti φ_2 lze vidět, že počáteční účinnost je $\eta_{CP} \doteq 0,32$ při tlakovém spádu na hydromotoru $\Delta p_M = 8,5$ MPa. Následně účinnost roste až do hodnoty $\eta_{CP} = 0,37$ při tlakovém spádu na hydromotoru $\Delta p_M = 13$ MPa. Od této hranice účinnost klesne na $\eta_{CP} = 0,35$ při $\Delta p_M \doteq 14$ MPa. Nejvyšší účinnost systému byla dosažena při prvotním nastavení škrticího ventilu s třicestnou tlakovou váhou a to $\eta_{CP} = 0,41$.

4.4 Srovnání jednotlivých zapojení

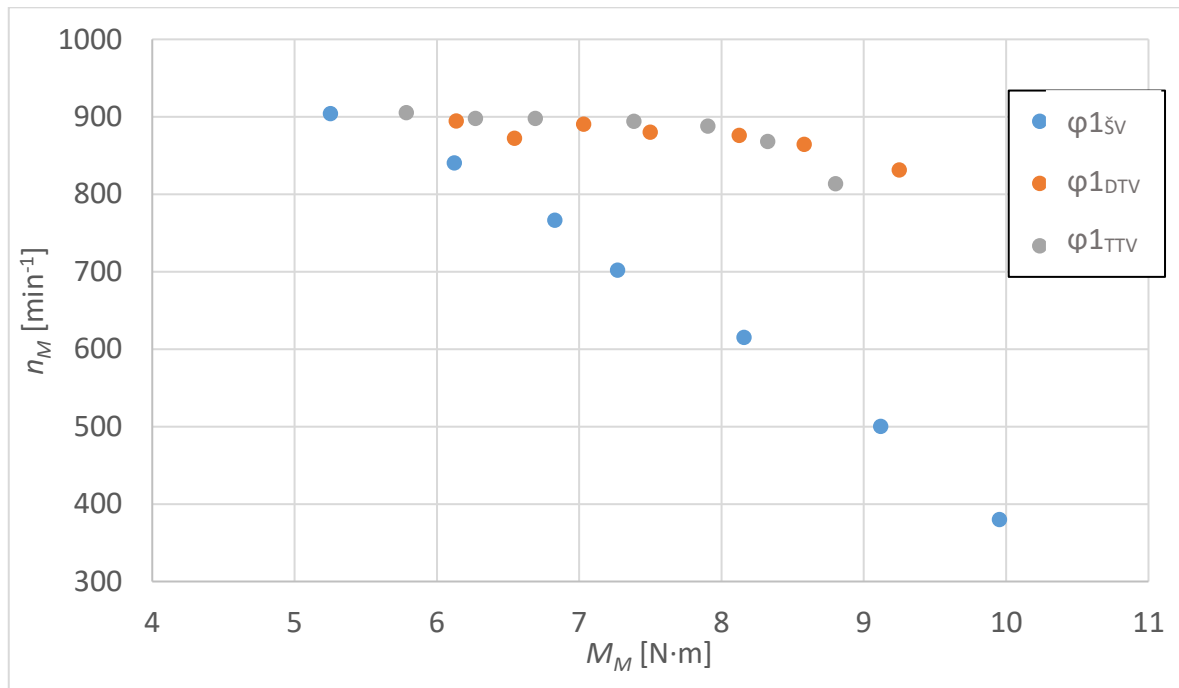
Pro srovnání jednotlivých systémů a jejich energetické bilance jsem kvůli větší přehlednosti a názornosti vytvořil nové grafy, které obsahují hodnoty z kapitol 4.1, 4.2 a 4.3. Při srovnávání jsou použity vždy počáteční závislosti pro nastavení řídicího parametru φ_1 u každého zapojení.



Graf 4.10 Porovnání závislosti průtoku Q_M na tlakovém spádu Δp_M , při různém zapojení

Na grafu 4.10 jsou znázorněny křivky závislosti průtoku na hydromotoru Q_M na tlakovém spádu na hydromotoru Δp_M . Při porovnání jednotlivých závislostí lze vidět, že nastavení škrticího ventilu $\varphi_{1\text{šV}}$, tedy počáteční závislost při měření na škrticím ventilu ŠV, má zcela jiný průběh než závislosti ostatní. Dochází u ní k poklesu průtoku Q_M , se zvyšujícím se tlakovým spádem Δp_M . Počáteční průtok u křivky $\varphi_{1\text{šV}}$ je $Q_M \doteq 5,2 \text{ dm}^3 \text{ min}^{-1}$ při tlakovém spádu $\Delta p_M \doteq 9,3 \text{ MPa}$. Při poklesu se hodnota průtoku na konci měření dostává na $Q_M \doteq 2,4 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ při tlakovém spádu na hydromotoru $\Delta p_M \doteq 13,6 \text{ MPa}$. Nastavení škrticího ventilu s dvoucestnou tlakovou váhou $\varphi_{1\text{DTV}}$ a nastavení škrticího ventilu s trojcestnou tlakovou váhou $\varphi_{1\text{TTV}}$ mají přibližně stejný průběh, jsou jen mírně posunuty, kdy křivka $\varphi_{1\text{DTV}}$ dosahuje nižších hodnot průtoku Q_M . Z křivky $\varphi_{1\text{DTV}}$ lze vidět, že počáteční průtok $Q_M \doteq 5 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$, je při tlakovém spádu na hydromotoru $\Delta p_M = 9,6 \text{ MPa}$. Na konci měření klesá průtok z hydromotoru k hodnotě $Q_M \doteq 4,5 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ a tlakový spád na

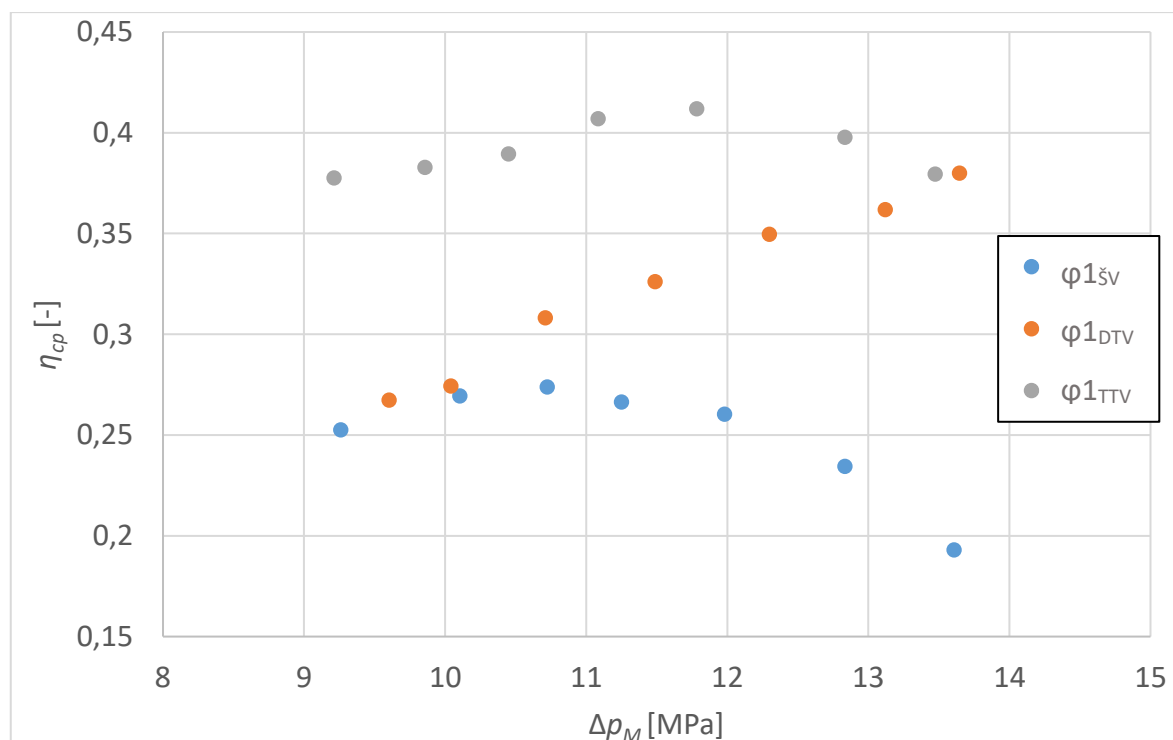
hydromotoru vzrostl na $\Delta p_M \doteq 13,6$ MPa. U křivky φ_{1TTV} je počáteční průtok z hydromotoru $Q_M \doteq 5,2$ dm³·min⁻¹ při tlakovém spádu $\Delta p_M = 9,2$ MPa. Na konci křivky klesne průtok k hodnotě $Q_M \doteq 4,4$ dm³·min⁻¹, při kterém je tlakový spád na hydromotoru $\Delta p_M \doteq 13,5$ MPa. Z následujících křivek vyplývá, že škrticí ventil není vhodný ke stabilizaci průtoku z hydromotoru Q_M při narůstajícím tlakovém spádu Δp_M .



Graf 4.11 Porovnání závislosti otáček hydromotoru n_M na zatěžujícím momentu M_M , při různém zapojení

Při srovnání závislosti otáček n_M na zatěžujícím momentu M_M , na grafu 4.11, lze vidět jasný rozdíl mezi jednotlivými křivkami. U zapojení se škrticím ventilem, jehož průběh měření zobrazuje křivka nastavení φ_{1sv} , dochází k poklesu otáček n_M při zvyšování zatěžujícího momentu na hydromotoru M_M . Z počátečních otáček $n_M \doteq 900$ min⁻¹ a zatěžujícího momentu $M_M = 5,2$ N·m, klesne tato křivka na otáčky $n_M \doteq 390$ min⁻¹ při zatěžujícím momentu $M_M = 10$ N·m. U měření zapojení škrticího ventilu s dvoucestnou tlakovou váhou, jehož průběh znázorňuje křivka nastavení φ_{1DTV} , lze vidět, že otáčky hydromotoru n_M jsou částečně vyrovnávány, avšak se zvyšujícím se momentem na hydromotoru M_M mírně klesají. Při počátečních otáčkách $n_M \doteq 900$ min⁻¹ je moment $M_M \doteq 6,2$ N·m. Otáčky hydromotoru n_M začínají klesat od hranice momentu na hydromotoru $M = 7,5$ N·m. Maximálního zatížení $M_M = 9,3$ N·m dosahuje při otáčkách $n_M \doteq 840$ min⁻¹. Škrticí ventil s třícestnou tlakovou váhou, jehož průběh měření znázorňuje křivka nastavení φ_{1TTV} , má podobný průběh jako je u křivky nastavení φ_{1DTV} . Ovšem u křivky φ_{1TTV} lze vidět, že počáteční otáčky hydromotoru jsou $n_M = 900$ min⁻¹ a moment na

hydromotoru $M_M \doteq 5,8 \text{ N}\cdot\text{m}$. Otáčky hydromotoru n_M jsou vyrovnávány až k hodnotě momentu na hydromotoru $M_M = 7,8 \text{ N}\cdot\text{m}$, kdy dochází k jejich poklesu. Na konci měření jsou otáčky hydromotoru $n_M = 810 \text{ min}^{-1}$ při momentu na hydromotoru $M_M = 8,8 \text{ N}\cdot\text{m}$.



Graf 4.12 Porovnání závislosti celkové účinnosti systému η_{CP} na tlakovém spádu na motoru Δp_M při různých zapojeních

Celková účinnost systému η_{CP} v závislosti na tlakovém spádu na motoru Δp_M je porovnávána na grafu 4.11, při jednotlivých zapojeních. Jednotlivé křivky mají rozdílný průběh. Křivka nastavení škrticího ventilu $\phi_{1\text{šV}}$ má počáteční účinnost $\eta_{CP} = 0,25$ při tlakovém spádu na motoru $\Delta p_M = 9,3 \text{ MPa}$. Dochází ke zvyšování účinnosti, až k hodnotě $\eta_{CP} = 0,27$, při které je tlakový spád $\Delta p_M = 10,7 \text{ MPa}$. Od této hranice celková účinnost systému klesá. Na konci měření dosahuje účinnosti $\eta_{CP} = 0,19$, při které je tlakový spád na hydromotoru $\Delta p_M = 13,6 \text{ MPa}$. U škrticí ventilu s dvoucestnou tlakovou váhou, jehož měření zobrazuje křivka nastavení $\phi_{1\text{DTV}}$, stoupá celková účinnost systému η_{CP} v závislosti na stoupajícím tlakovém spádu Δp_M . Počáteční hodnota účinnosti je $\eta_{CP} = 0,26$, při které je tlakový spád na hydromotoru $\Delta p_M = 9,6 \text{ MPa}$. Po vzestupu dosahuje své maximální účinnosti $\eta_{CP} = 0,38$ při tlakovém spádu $\Delta p_M = 13,6 \text{ MPa}$. Křivka nastavení $\phi_{1\text{TTV}}$ znázorňuje měření v systému se škrticím ventilem s třicestnou tlakovou váhou, u kterého byla počáteční účinnost $\eta_{CP} = 0,37$ při tlakovém spádu na hydromotoru $\Delta p_M = 9,2 \text{ MPa}$. Při zvyšování tlakového spádu na hodnotu $\Delta p_M = 11,7$ jsme se dostali na maximální účinnost systému $\eta_{CP} = 0,41$. Od této hranice začala celková účinnost systému klesat. Při porovnání

jednotlivých křivek je patrné, že nejnižší účinnost η_{CP} , tudíž i nejhorší energetickou bilanci, má systém se škrticím ventilem. Systém se škrticím ventilem s dvoucestnou tlakovou váhou dosahuje lepší účinnosti η_{CP} , avšak až při vysokém tlakovém spádu Δp_M . U systému se škrticím ventilem s třícestnou tlakovou váhou je celková účinnost systému η_{CP} nejvyšší a také nejméně vyrovnaná, má tedy nejlepší energetickou bilanci.

5 Závěr

Tématem této bakalářské práce bylo stanovení a porovnání energetické bilance hydraulických systému podle jejich uspořádání.

V první části této bakalářské práce byla zpracována teoretická část týkající se energetické bilance hydraulických systémů, ve které byl vysvětlen způsob přenosu energie, vznik energetických ztrát a způsoby, jakými je možné ušetřit energii v hydraulických obvodech, jako je vhodná konstrukce hydraulických prvků, rekuperace energie a hlavně vhodné uspořádání hydraulického systému. Práce je dále věnována vhodnému uspořádání hydraulického systému, tedy výběru vhodných prvků a jejich správnému umístění, při řízení průtoku v hydraulickém obvodu. K tomu je možné použít škrticí ventil, dvoucestný regulátor průtoku a třícestný regulátor průtoku, u kterých je popsán vliv na energetickou bilanci systému, konstrukce, funkčnost a použití. Byly zde uvedeny také základní vztahy pro výpočet energetické bilance systému. Zmíněn je také hydraulický systém s hydrogenerátorem s regulací na konstantní tlak a možnost použití Load – Sensing systému s uzavřeným středem. Popsán je také způsob vedení pracovní kapaliny v hydraulickém obvodu, při kterém se používají ocelové nebo kovové trubky, popřípadě hadice, které jsou spojovány pomocí přírub, šroubení a rychlospojek.

Pro měření energetické bilance hydraulických systému byl navržen hydraulický obvod obsahující škrticí ventil, dvoucestný regulátor průtoku a třícestný regulátor průtoku od firmy Argo Hytos. U těchto prvků byly změřeny potřebné veličiny pro určení energetické bilance jednotlivých systémů. Při měření byla za konstantního průtoku hydrogenerátoru zvyšována vyvozená zátěž na hydromotoru při různém nastavení škrticího ventilu, dvoucestného regulátoru průtoku a třícestného regulátoru průtoku. V obvodu byly také umístěny tlakové snímače, průtokoměry, snímač teploty, optický snímač otáček a snímač momentu na hydromotoru, které byly připojeny na měřicí přístroje M5050 a M5060 od firmy Hydrotechnik. Při měření docházelo pouze k mírnému kolísání teploty pracovní kapaliny v obvodu, které mělo minimální vliv na měřené údaje.

Vyhodnocení jednotlivých měření bylo provedeno pomocí programu Hydrowin, ve kterém byly vyhodnoceny střední hodnoty jednotlivých měření. Ty byly dále zpracovávány, aby mohla být vypočtena energetická bilance jednotlivých systémů. K porovnání měření u jednotlivých prvků posloužily grafy, které obsahovaly křivky závislosti pro jednotlivá nastavení řídicích parametrů φ . Posuzovala se závislost průtoku

z hydromotoru Q_M na tlakovém spádu na hydromotoru Δp_M , otáčky hydromotoru n_M v závislosti na zvyšujícím se momentu na hydromotoru M_M a celková účinnost systému η_{CP} v závislosti na tlakovém spádu na hydromotoru Δp_M . Jednotlivé grafy byly popsány. V poslední části došlo ke srovnání výsledků u jednotlivých systémů, k čemuž posloužily rovněž grafy. Z grafu 4.10, na kterém je závislost tlakového spádu hydromotoru Δp_M na průtoku hydromotorem Q_M lze vidět, že škrticí ventil není vhodný k udržení konstantního průtoku na hydromotoru Q_M , zatímco dvoucestný a trojcestný regulátor průtoku udržuje konstantní průtok při zvyšujícím se tlakovém spádu na motoru Δp_M . V grafu 4.11, na kterém je závislost otáček hydromotoru n_M na zatěžujícím momentu M_M , jsou křivky podobné, jelikož si tyto veličiny odpovídají. Tedy u škrticího ventilu otáčky hydromotoru n_M klesají při zvýšení zatěžujícího momentu M_M . Dvoucestný a třícestný regulátor průtoku udržuje konstantní otáčky n_M při zvyšování momentu M_M . Na posledním grafu 4.12 je porovnání energetické bilance jednotlivých systémů, konkrétně tedy celkové účinnosti η_{CP} na tlakovém spádu na motoru Δp_M . Při vzájemném porovnání jednotlivých křivek je patrné, že nejhorší energetickou bilanci má systém se škrticím ventilem. Tyto systémy jsou energeticky nevýhodné a jejich použití by mělo být zdůvodněno. Tímto měřením byla potvrzena teoretická část v kapitole 1.1. Dvoucestný regulátor průtoku je energeticky výhodnější než škrticí ventil, ale výhodné hodnoty účinnosti systému η_{CP} dosahuje až při vysokých hodnotách tlakového spádu na hydromotoru Δp_M , tudíž je také energeticky nevýhodný. Trojcestný regulátor průtoku je energeticky výhodný, jelikož hodnoty celkové účinnosti systému dosahují hodnot okolo $\eta_{CP} = 0,4$ po celou dobu měření.

Seznam použité literatury

1. PAVLOK, B. *Hydraulické prvky a systémy, díl 1. Kapaliny v hydraulických mechanismech. Hydrostatické převodníky*. Ostrava: VŠB TU Ostrava, 2009, 2. vyd., 156 s. ISBN 978-80-248-0857-1.
2. PAVLOK, B. *Hydraulické prvky a systémy, díl 2. Řídící prvky hydrostatických systémů. Příslušenství hydraulických obvodů*. Ostrava: VŠB TU Ostrava, 2008. 2. vyd. 140 s. ISBN 978-80-248-1827-6.
3. PAVLOK, B., HRUŽÍK, L., BOVA, M. *Hydraulická zařízení strojů* [online]. Ostrava, 2007 [cit. 2018-05-04]. Dostupné z: <http://www.338.vsb.cz/wp-content/uploads/2016/03/Pavlok-hydraulicka-zarizeni-stroju.pdf>. Učební text. VŠB TU Ostrava, 116 s.
4. PIVOŇKA, J. a kol. *Tekutinnové mechanismy*. SNTL, Praha, 1987, 04-255-87, 623 s.
5. BAROŠKA, J. *Hydrostatické mechanismy*. Žilina: Hydropneutech s.r.o., 2012. 388 s. ISBN 978-80-970
6. *ST21A-B2_5134_1cz_02/2016*. In: ARGO HYTOS [online]. 2016 [cit. 2018-05-04]. Dostupné z: http://www.argo-hytos.com/fileadmin/user_upload/Katalog_ST21A-B2_hc5134_CZ.pdf
7. *SF22A-B2_H_5067_1cz_02/2016*. In: ARGO HYTOS [online]. 2016 [cit. 2018-05-04]. Dostupné z: http://www.argo-hytos.com/fileadmin/user_upload/Katalog_SF22A-B2_H_hc5067_CZ.pdf8. Hytos katalog trojcestný
8. *SF32A-B3/H_5070_1cz_02/2016*. In: ARGO HYTOS [online]. 2016 [cit. 2018-05-04]. Dostupné z: http://www.argo-hytos.com/fileadmin/user_upload/Katalog_SF32A-B3_H_hc5070_CZ.pdf
9. *SB_0018_1cz_01/2017*. In: ARGO HYTOS [online]. 2017 [cit. 2018-05-04]. Dostupné z: http://www.argo-hytos.com/fileadmin/user_upload/Katalog_SB_hc0018_CZ.pdf

Seznam použitých tabulek

Tabulka 1 Seznam použitých prvků	16
Tabulka 2 Technická data škrticího ventilu	19
Tabulka 3 Technická data škrticího ventilu s dvoucestnou stabilizací tlakového spádu	20
Tabulka 4 Technická data škrticího ventilu s třícestnou stabilizací tlakového spádu ...	22

Seznam použitých grafů

Graf 4.1 Závislost průtoku hydromotorem Q_M na tlakovém spádu na hydromotoru Δp_M	25
Graf 4.2 Závislost otáček hydromotoru n_M na momentu na hydromotoru M_M	26
Graf 4.3 Závislost tlakového spádu na hydromotoru Δp_M na celkové účinnosti systému η_{CP}	27
Graf 4.4 Závislost průtoku hydromotorem Q_M na tlakovém spádu na hydromotoru Δp_M	30
Graf 4.5 Závislost otáček hydromotoru n_M na momentu na hydromotoru M_M	31
Graf 4.6 Závislost tlakového spádu na hydromotoru Δp_M na celkové účinnosti systému η_{cp}	32
Graf 4.7 Závislost průtoku hydromotorem Q_M na tlakovém spádu na hydromotoru Δp_M	35
Graf 4.8 Závislost otáček hydromotoru n_M na momentu na hydromotoru M_M	36
Graf 4.9 Závislost tlakového spádu na hydromotoru Δp_M na celkové účinnosti systému η_{CP}	37
Graf 4.10 Porovnání závislosti průtoku Q_M na tlakovém spádu Δp_M , při různém zapojení	38
Graf 4.11 Porovnání závislosti otáček hydromotoru n_M na zatěžujícím momentu M_M , při různém zapojení	39
Graf 4.12 Porovnání závislosti celkové účinnosti systému η_{cp} na tlakovém spádu na motoru Δp_M , při různých zapojeních	40

Seznam použitých obrázků

Obrázek 1.1 Závislost průtoku Q na tlakovém spádu Δp a na teoretickém průtočném průřezu S_{Σ} ²	4
Obrázek 1.2 Závislost průtočné plochy S_{Σ} na řídicím parametru h pro různá provedení ²	5
Obrázek 1.3 Hydraulický obvod se škrticím ventilem a větvením průtoku ³	5
Obrázek 1.4 Dvoucestný škrticí ventil se stabilizací ⁵	7
Obrázek 1.5 Hydraulický obvod s dvoucestným regulátorem průtoku ³	8
Obrázek 1.6 Hydraulický obvod s třícestným regulátorem průtoku ³	10
Obrázek 1.7 Hydraulický obvod s dvoucestným regulátorem průtoku ³	11
Obrázek 3.1 Schéma zkušebního obvodu-	17
Obrázek 3.2 Fotografie zkušebního obvodu	18
Obrázek 3.3 Vestavný škrticí ventil ⁶	19
Obrázek 3.4 Schéma s rozměry tělesa pro zástavbu vestavných ventilů do potrubí ⁹ .	19
Obrázek 3.5 Vestavný škrticí ventil s dvoucestnou stabilizací tlakového spádu ⁷	20
Obrázek 3.6 Schéma s rozměry tělesa pro zástavbu vestavných ventilů do potrubí ⁹ .	21
Obrázek 3.7 Vestavný škrticí ventil s třícestnou stabilizací tlakového spádu ⁸	22
Obrázek 3.8 Schéma s rozměry tělesa pro zástavbu vestavných ventilů do potrubí ⁹ .	23
Obrázek 4.1 Schéma zapojení hydraulického obvodu se škrticím ventilem.....	24
Obrázek 4.2 Fotografie zapojení hydraulického obvodu se škrticím ventilem.....	24
Obrázek 4.3 Schéma zapojení hydraulického obvodu se škrticím ventilem s dvoucestnou tlakovou váhou	28
Obrázek 4.4 Fotografie zapojení hydraulického obvodu se škrticím ventilem s dvoucestnou tlakovou váhou	29
Obrázek 4.5 Schéma zapojení hydraulického obvodu se škrticím ventilem s trojcestnou tlakovou váhou	33
Obrázek 4.6 Fotografie zapojení hydraulického obvodu se škrticím ventilem s třícestnou tlakovou váhou	34

Poděkování

Tato práce byla podpořena v rámci projektu SGS „Modelování a experimentální ověření dynamických jevů v tekutinových a vakuových systémech“ SP2018/157.

Zde bych chtěl poděkovat vedoucímu své bakalářské práce Ing. Adamovi Burečkovi Ph.D. za jeho odborné rady, informace a vedení při zpracování této bakalářské práce. Také děkuji svým blízkým za jejich podporu při studiu