

**ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI**  
**FAKULTA STROJNÍ**

**Studijní program:** Stavba energetických strojů a zařízení  
**Studijní specializace:** Stavba energetických strojů a zařízení

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

**Analýza a návrh antivibračního opatření pro ukotvení venkovní jednotky tepelného čerpadla**

**Autor:** Bc. Michal ŠTEJR  
**Vedoucí práce:** Doc. Ing. Petr ERET, Ph.D.

Akademický rok 2021/2022

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2021/2022

# ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Bc. Michal ŠTEJR**  
Osobní číslo: **S20N0045P**  
Studijní program: **N0715A270013 Stavba energetických strojů a zařízení**  
Specializace: **Stavba energetických strojů a zařízení**  
Téma práce: **Analýza a návrh antivibračního opatření pro ukotvení venkovní jednotky TČ**  
Zadávací katedra: **Katedra energetických strojů a zařízení**

## Zásady pro vypracování

1. Identifikovat dominantní frekvence a zdroj vibrací.
2. Posoudit přenos vibrací do základu a spojovacího potrubí.
3. Provést měření vibrací s jednoduchou vibroizolací.
4. Vyhodnotit vliv vibroizolace.
5. Případně navrhnout a ověřit vylepšení vibroizolace.

Rozsah diplomové práce: **50 – 70 stran**  
Rozsah grafických prací: **dle potřeby**  
Forma zpracování diplomové práce: **elektronická**

Seznam doporučené literatury:

- Wagner et al., Overview on Heat Pump Component Noise and Noise Control Techniques, 2020, <https://heatpumpingtechnologies.org/annex51/wp-content/uploads/sites/59/2020/11/iea-hpt-annex-51-d3-v1.pdf>
- Vibration Solutions for Building Services Equipment (HVAC), Brochure Vibration Solutions for Building Services Equipment, <https://www.getzner.com>

Vedoucí diplomové práce: **Doc. Ing. Petr Eret, Ph.D.**  
Katedra energetických strojů a zařízení

Konzultant diplomové práce: **Ing. Lubomír Kuchynka**  
AC Heating

Datum zadání diplomové práce: **29. října 2021**  
Termín odevzdání diplomové práce: **27. května 2022**

L.S.

---

**Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.**  
děkan

---

**Doc. Ing. Václav Dostál, Sc.D.**  
vedoucí katedry

V Plzni dne 29. října 2021

## **Prohlášení o autorství**

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě diplomovou práci zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v seznamu, který je součástí této diplomové práce.

V Plzni dne: .....

.....  
podpis autora

## **Poděkování**

Děkuji Doc. Ing. Petru Eretovi Ph.D. za pomoc při měřeních a za vedení diplomové práce. Mé poděkování patří též firmě AC Heating, obzvláště pak Ing. Lubomíru Kuchynkovi za cenné rady a pomoc při měření pro experimentální část práce.

# ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

<b>AUTOR</b>	Příjmení Bc. Štejr	Jméno Michal	
<b>STUDIJNÍ OBOR</b>	2302T013 - „Stavba energetických strojů a zařízení“		
<b>VEDOUcí PRÁCE</b>	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. ERET, Ph.D.	Jméno Petr	
<b>PRACOVISŤE</b>	ZČU-FST-KKE		
<b>DRUH PRÁCE</b>	<b>DIPLOMOVÁ</b>	<b>BAKALÁŘSKÁ</b>	Nehodící se škrtněte
<b>NÁZEV PRÁCE</b>	Analýza a návrh antivibračního opatření pro ukotvení venkovní jednotky tepelného čerpadla		

<b>FAKULTA</b>	strojní	<b>KATEDRA</b>	KKE	<b>ROK ODEVZD.</b>	2022
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

## POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

<b>CELKEM</b>	69	<b>TEXTOVÁ ČÁST</b>	53	<b>GRAFICKÁ ČÁST</b>	1
---------------	----	---------------------	----	----------------------	---

<p style="text-align: center;"><b>STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</b></p> <p><b>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</b></p>	<p>Práce řeší problematiku šíření vibrací z venkovní jednotky tepelného čerpadla do okolí. Zaměřuje se na spojení mezi jednotkou a konzolou využívanou k ukotvení jednotky.</p> <p>Cílem je ověřit stávající řešení a případně navrhnout řešení, které bude dosahovat lepších výsledků. Přínosem této práce je obecné řešení problému, které by fungovalo pro velké množství tepelných čerpadel.</p>
<p style="text-align: center;"><b>KLÍČOVÁ SLOVA</b></p> <p style="text-align: center;"><b>ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</b></p>	<p>Vibrace, tepelné čerpadlo, kompresor, dimenzování, měření vibrací, silentblok, vytápění budov, energetika, chladiivo</p>

## SUMMARY OF BACHELOR SHEET

<b>AUTHOR</b>	Surname Bc. Štejr	Name Michal	
<b>FIELD OF STUDY</b>	2302T013 “Design of Power Machines and Equipment“		
<b>SUPERVISOR</b>	Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. ERET, Ph.D.	Name Petr	
<b>INSTITUTION</b>	ZČU-FST-KKE		
<b>TYPE OF WORK</b>	<b>DIPLOMA</b>	<b>BACHELOR</b>	<b>Delete when not applicable</b>
<b>TITLE OF THE WORK</b>	Analysis and design of anti-vibration device for anchoring the outdoor heat pump unit		

<b>FACULTY</b>	Mechanical Engineering	<b>DEPARTMENT</b>	Power System Engineering	<b>SUBMITTED IN</b>	2022
----------------	------------------------	-------------------	--------------------------	---------------------	------

### NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

<b>TOTALLY</b>	69	<b>TEXT PART</b>	53	<b>GRAPHICAL PART</b>	1
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---

<b>BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS</b>	<p>This work addresses the issue of vibration spreading from the outdoor heat pump unit to the surroundings. It focuses on the connection between the unit and a bracket which is used for anchoring the unit.</p> <p>The aim is to verify the existing solution and, if necessary, to suggest a solution that achieves better results. The purpose of this work is creating a general solution for the problem that can be applied for a large number of heat pumps.</p>
<b>KEY WORDS</b>	Vibration, heat pump, compressor, dimensioning, vibration measurement, silentblock, building heating, energy, refrigerant

# Obsah

Obsah .....	7
Použité zkratky a symboly .....	9
Úvod.....	10
1. Tepelné čerpadlo.....	11
1.1. Stručná historie tepelných čerpadel .....	11
1.1.1. Carnotův cyklus.....	12
1.2. Základní princip tepelného čerpadla .....	13
1.2.1. COP - Topný faktor.....	15
1.2.2. SCOP - Sezonní topný faktor .....	16
1.3. Význam tepelného čerpadla .....	16
1.4. Budoucnost tepelných čerpadel.....	17
1.5. Součásti tepelného čerpadla .....	18
1.5.1. Kompresory .....	18
1.5.2. Expanzní ventil.....	20
1.5.3. Tepelné výměníky - kondenzátor, výparník.....	21
1.5.4. Ventilátor.....	21
1.5.5. Pracovní látka - chladivo.....	22
1.5.6. Antivibrační řešení - silentbloky .....	23
2. Druhy tepelných čerpadel .....	25
2.1. Typ vzduch-voda.....	25
2.2. Porovnání tepelného čerpadla vzduch-vzduch a vzduch-voda .....	27
3. Životnost, provoz a možné poruchy .....	28
4. Postup měření, použité přístroje a vyhodnocení 1. měření.....	29
4.1. Tepelné čerpadlo Convert AW28 - 3P .....	29
4.2. Měřicí přístroj - vibrometr PDV 100 .....	30
4.3. Postup 1. měření.....	32



4.4.	Zpracování dat z 1. měření vibrací.....	34
4.4.1.	Efektivní hodnota okamžité rychlosti - RMS.....	36
4.4.2.	Energie signálu v závislosti na výkonu .....	39
4.4.3.	Histogram rychlosti kmitání pro různé hladiny výkonu.....	40
4.4.4.	Dominantní frekvence v závislosti na výkonu tepelného čerpadla .....	41
4.5.	Vyhodnocení měření .....	42
5.	Popis a vyhodnocení druhého měření .....	44
5.1.	Výsledky 2. měření a porovnání měření .....	44
5.1.1.	Frekvenční spektrum s využitím nových silentbloků.....	44
5.1.2.	Efektivní hodnota okamžité rychlosti - RMS.....	45
5.1.3.	Energie signálu v závislosti na výkonu .....	51
5.1.4.	Histogram rychlosti kmitání pro různé hladiny výkonu.....	52
5.1.5.	Dominantní frekvence v závislosti na výkonu tepelného čerpadla .....	55
5.2.	Vyhodnocení měření silentbloků DSD a KSE .....	57
6.	Volba vhodného řešení pro konkrétní idealizovaný případ .....	58
7.	Závěr .....	62
	Zdroje: .....	63
	Seznam obrázků .....	65
	Seznam grafů.....	66
	Seznam tabulek .....	68
	Seznam příloh .....	69

## **Použité zkratky a symboly**

TČ - tepelné čerpadlo

TUV - teplá užitková voda

Pa - Pascal

Hz - Hertz

T - teplota

s - entropie

COP - topný faktor

SCOP - sezónní topný faktor

GWP - potenciál globálního oteplování

RMS - střední kvadratickou hodnotu

## Úvod

V rámci této diplomové práce bude provedeno měření vibrací konzoly tepelného čerpadla a v případě potvrzení nevyhovujícího řešení bude navrženo a otestováno alternativní antivibrační opatření.

Tato práce vznikla ve spolupráci s firmou AC Heating, která patří mezi přední prodejce a vývojáře v oblasti tepelných čerpadel v České republice. Vzhledem k postupně vznikajícím restrikcím vůči kotlům na tuhá paliva a nevyzpytatelnému trhu s plynem je v České republice každoročně montováno více a více tepelných čerpadel, která jsou naopak dotačně podporovaným zdrojem vytápění. Aktuálně se jedná zhruba o necelých 30 tisíc tepelných čerpadel různých druhů za rok 2021.

Finální motivací pro volbu a vypracování práce na toto téma jsou časté dotazy zákazníků. Vzhledem k výše zmiňovaným důvodům jsou tepelná čerpadla hojně instalována do novostaveb, ale také do již stojících objektů v rámci výměny topného zdroje, respektive rekonstrukce stávající kotleny nebo technické místnosti. V takových objektech není vždy zcela možné zvolit vhodné umístění venkovní jednotky tepelného čerpadla a je nutné přistoupit k instalaci konzoly na zeď nebo střechu objektu.

V případě nedostatečných antivibračních opatření a vlivem dalších faktorů konstrukce objektu může následně docházet k šíření vibrací do objektu. Takový jev může být provázen nepříjemným zvukem, praskáním zdí apod.

Cílem této práce je měřením prozkoumat aktuální antivibrační řešení používané firmou AC Heating na nejvýkonnějším tepelném čerpadle Convert AW28-3P. V případě nevyhovujících výsledků navrhnout a měřením ověřit jiné antivibrační řešení s cílem minimalizovat množství vibrací přenesených do konzoly tepelného čerpadla při zachování rozumné jednoduchosti a ekonomické dostupnosti řešení.

# 1. Tepelné čerpadlo

Tepelné čerpadlo je energetický stroj, který využívá nízko-potenciálního tepla pro vytápění budov. Vzhledem ke své ekonomičnosti a ekologičnosti provozu a rostoucím nárokům na ochranu životního prostředí se tyto stroje dostávají více a více do povědomí obyvatel na celém světě. Meziročně neustále roste počet montovaných tepelných čerpadel, jak v České republice, tak ve světě obecně.

V této kapitole budou uvedeny základní vlastnosti a principy tepelného čerpadla. Zároveň bude popsána jeho konstrukce a součástky, které jsou zcela zásadní pro určení možného původu vibrací.

## 1.1. Stručná historie tepelných čerpadel

První zmínky o tepelných čerpadlech sahají do 19. století. V tomto období docházelo k velkým vědeckým objevům a mohutnému rozvoji vodní páry. Základním stavebním kamenem pro velké množství tepelných oběhů se stalo formulování dnes již obecně známého Carnotova cyklu (z díla „Úvahy o hybné síle ohně a strojích vyvolávajících tuto sílu“). V návaznosti na tuto práci William Thomson objasnil princip fungování tepelného čerpadla. [1]

V následujících letech docházelo především k rozvoji chladicí techniky. I přes jisté odlišnosti v konstrukci a technických vlastnostech vedl tento rozvoj k dalším posunům v oblasti tepelných čerpadel, protože základní termodynamický princip je totožný. [1]

Ve 20. století následoval další rozvoj v oblasti chladicí techniky podmíněný vývojem nových chladících látek. Původně používaný amoniak neboli čpavek (toxický a zdraví škodlivý) byl nahrazen nově vznikajícími chladivými na bázi chlorovaných uhlovodíků tzv. freonů. Tyto látky byly považovány za chemicky stálé, levné a ze zdravotního hlediska nezávadné, došlo proto k jejich hojnému využívání ve všech typech chladicí techniky. [1]

Po zjištění nebezpečného vlivu chloru na ozónovou vrstvu Země došlo k postupnému ústupu a následně úplnému zákazu používání těchto plynů. Nutností byl vývoj nových chladiv, která sice budou mít podobné vlastnosti, nebudou však environmentální zátěží. Současně došlo ke konstrukci prvních typů tepelných čerpadel (za účelem vytápění). I přes relativně široké technické znalosti byla tepelná čerpadla v počátcích ekonomicky nevýhodná. Velké výrobní náklady v kombinaci s nízkou cenou energie bránily v hojném využívání těchto strojů. Následný ústup od fosilních paliv, respektive zavedení emisních povolenek a s tím spjatý celosvětový růst cen energií dávají v dnešní době výrazně větší prostor pro instalaci těchto strojů. [1]

Tepelná čerpadla byla zprvu velice obtížně regulovatelná. Využívalo se pouze systému „start/stop“, což znamenalo, že tepelné čerpadlo využívalo vždy 100 % svého výkonu, a to například k ohřátí zásobníku s vodou (ten sloužil k akumulaci tepla). Opakované starty se však postupem času podepsaly na životnosti součástek.

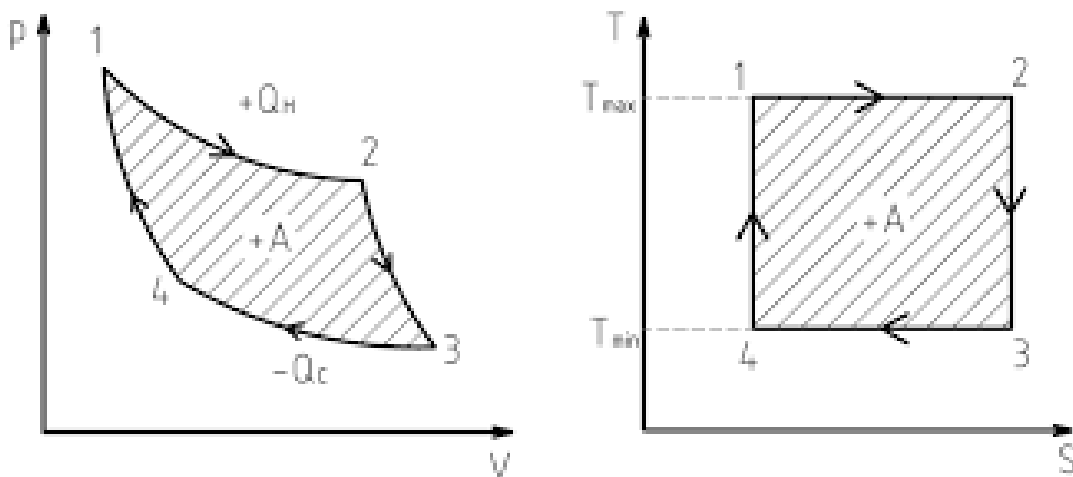
Následujícím krokem při vývoji bylo využívání frekvenčních měničů. Tato součástka umožnila v určitém rozsahu řídit výkon tepelného čerpadla a díky tomu zvýšit životnost a optimalizovat náklady vytápění. V České republice to byla právě firma AC Heating, která jako jedna z prvních úspěšně komerčně využila frekvenčních měničů v čerpadlech značky Toshiba a také vlastních regulačních systémů pro maximální optimalizaci fungování tepelných čerpadel.

V dnešní době dochází k dalšímu rozvoji především v oblasti používaných chladiv s cílem snížit jejich uhlíkovou stopu. Chladivům bude věnována samostatná kapitola.

### 1.1.1. Carnotův cyklus

Jak již bylo zmíněno výše, Nicolas Léonard Sadi Carnot popsal, za jakých podmínek je možné, aby pístový tepelný stroj periodicky pracoval v rozmezí dvou teplot. Takový stroj má maximální možnou účinnost v porovnání se všemi tepelnými cykly v rozmezí konkrétních teplot. Z tohoto důvodu mluvíme o tzv. Carnotizaci tepelného cyklu, tedy přibližování tepelného cyklu k cyklu Carnotovu s cílem zvýšit jeho účinnost. [2]

Carnotův cyklus je tvořen ze čtyř dějů, které jsou ohraničeny maximální a minimální teplotou tohoto cyklu. Jak napovídá obrázek (1. Obrázek), děj začíná adiabatickou kompresí. Ze základních principů adiabatické křivky plyne, že nedochází ke sdílení tepla s okolím. Následuje izotermická expanze charakterizovaná přívodem tepla na hranici maximální teploty při konání práce. Při izotermické expanzi nedochází ke zvýšení nebo snížení teploty, a je tedy pouze konána práce. Poté následuje adiabatická expanze, při které dochází k vykonání stejné práce, která byla přivedena do cyklu při adiabatické kompresi. Na závěr dochází k izotermické komprimaci plynu a dojde k uzavření celého cyklu. [2]

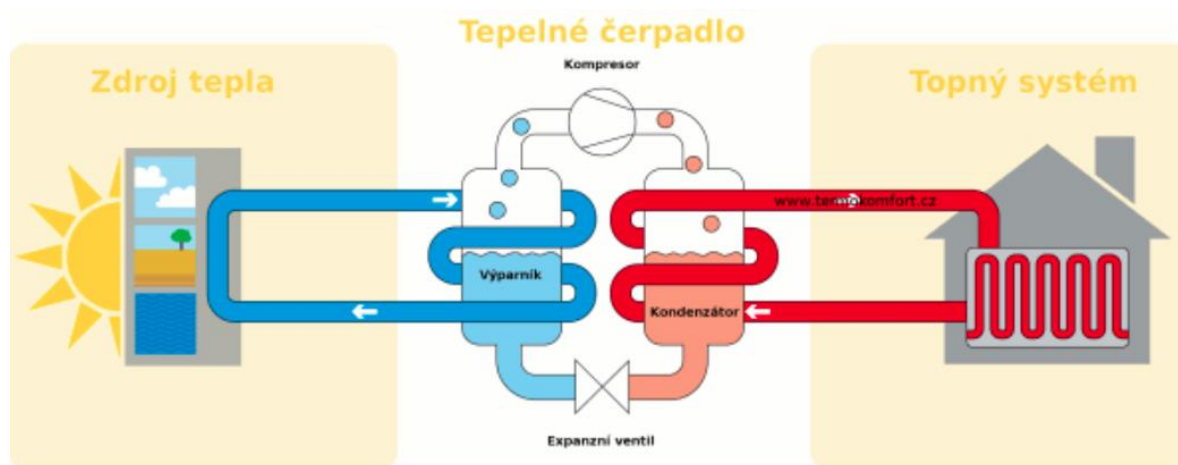


1. Obrázek - Carnotův cyklus v P-V a T-s diagramu [2]

- Izotermická expanze (1-2)
- Adiabatická expanze (2-3)
- Izotermická komprese (3-4)
- Adiabatická komprese (4-1)

## 1.2. Základní princip tepelného čerpadla

Tepelné čerpadlo je energetický stroj, který využívá nízko-potenciálního tepla získávaného z okolí. Aby bylo možné zvýšit parametry ohřívaného média, je nutné do systému dodat potřebné množství energie (převážně formou energie elektrické). Tato práce se zaměřuje především na tepelná čerpadla kompresorového typu, která ke zvýšení parametrů pracovního média využívají stlačení v kompresoru. Existují i další způsoby, jak zvýšit parametry pracovní látky jako například absorpční, termoelektrické nebo paroproudové. [1,3]



2. Obrázek - Princip tepelného čerpadla [3]

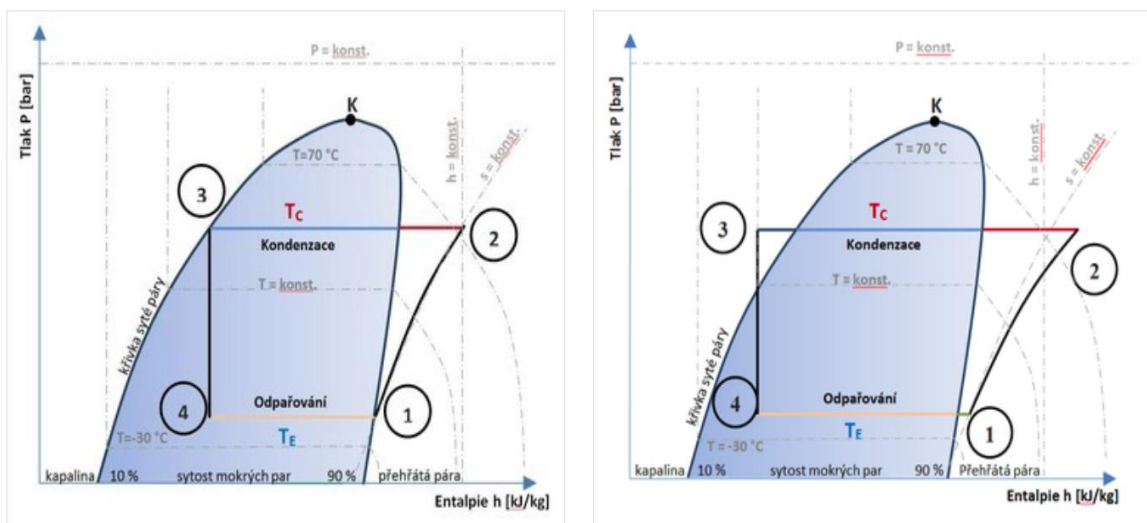
Na obrázku výše (2. Obrázek) je možné vidět základní schéma fungování tepelného čerpadla. V první fázi (na obrázku vlevo) dochází v tepelném výměníku-výparníku k odebrání nízko-potenciálního tepla z okolního prostředí. Aby tento děj bylo možné uskutečnit, je nutné využít vhodného média - chladiva. S využitím základního termodynamického principu, kdy bod varu závisí na tlaku média, je při určitých parametrech možné odebírat teplo okolnímu prostředí. Například pokud chceme zajistit, aby voda vřela při teplotě 20 °C, musíme dosáhnout nízkého tlaku o přibližné hodnotě pouze 2300 Pa. Při dodání dostatečného množství tepla dochází ve výparníku k vypaření chladiva. [1,3]

Takové chladivo však nemá dostatečné parametry, aby mohlo samovolně předat energii ve formě tepla jiné látce, a proto je následně do oběhu zařazen kompresor. V něm následkem stlačení plynného chladiva dojde ke zvýšení teploty chladiva. V této fázi je do systému dodávána elektrická energie ve formě pohonu kompresoru, chladivo zároveň získává ještě ztrátové teplo z elektromotoru kompresoru. [1,3]

V druhé fázi (na obrázku vpravo) je znázorněn kondenzátor. Zde dochází k ochlazení chladiva částečnou kondenzací při předání tepelné energie dalšímu médiu, kterým je nejčastěji voda nebo vzduch. Celý systém je nazýván jako topný okruh. Ohřáté topné médium je následně rozvedeno po objektu a využito k vytápění. [1,3]

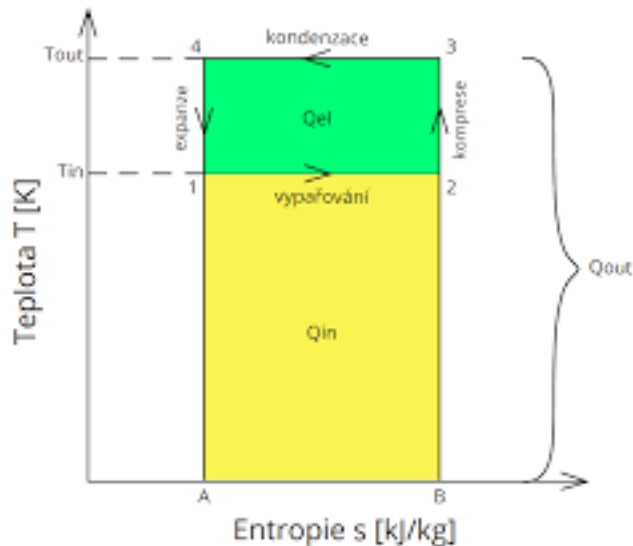
K uzavření celého oběhu dochází v termostatickém expanzním ventilu. Prudkou expanzí je výrazně snížen tlak, s tím je úzce spojeno i snížení teploty chladiva. Celý cyklus je pak opakován při splnění podmínek druhé termodynamické věty („Teplu nemůže samovolně (tj. bez konání práce) přecházet z tělesa chladnějšího na těleso teplejší.“). [1,3]

Výše zmíněný a popsáný průběh je možné zobrazit v T-s diagramu, respektive v tomto případě P-h diagramu (3. Obrázek). Mezi body 1 a 2 dochází ke stlačení páry chladiva v kompresoru, tím roste její entalpie. Následně mezi body 2 a 3 dochází ke kondenzaci chladiva v kondenzátoru, tedy tepelném výměníku mezi topným systémem a chladivovým okruhem. Mezi body 3 a 4 výrazně klesá tlak z důvodu expanze v expanzním ventilu. Díky snížení teploty pod teplotu okolí je následně možné vypařit chladivo ve výparníku. Ideální a reálný oběh se liší v průběhu komprese - tento děj není v reálu izoentropický. Zároveň v reálném cyklu nekončí kondenzace a odpařování na mezní křivce.



3. Obrázek - Ideální Rankinův cyklus vlevo a reálný cyklus tepelného čerpadla vpravo [3]

Na obrázku níže (4. Obrázek) je znázorněn idealizovaný cyklus pro tepelné čerpadlo. Obrázek znázorňuje celkové množství tepla, které tepelné čerpadlo předá do topného systému. Množství tohoto tepla vyjadřuje topný faktor, o kterém bude pojednáno níže. [6]



4. Obrázek - Pracovní cyklus tepelného čerpadla v T-s diagramu [6]

Teplota - T [K]

Entropie - s [kJ/kg]

Tin - Teplota zdroje tepla (venkovního prostředí) [K]

Tout - Teplota na výstupu do topného okruhu [K]

Qin - Energie předaná chladivu při teplotě Tin z venkovního prostředí

Qel - Elektrická energie dodaná pro pohon kompresoru

Qout - Celková energie předaná topnému okruhu sečtením Qin a Qel při teplotě Tout [6]

### 1.2.1. COP - Topný faktor

Jak bylo zmíněno výše, formu účinnosti nebo vospělosti tepelného čerpadla do jisté míry určuje topný faktor („COP - Coefficient of Performance“). Je vyjádřen poměrem dodaného tepla do topného systému a k tomu potřebného příkonu kompresoru. [7]

$$\varepsilon = Q_{out} / Q_{el} = Q_{in} + Q_{el} / Q_{el} = T_{out} / (T_{out} - T_{in}) [-]$$

Topný faktor o velikosti  $\varepsilon = 1$  odpovídá (za ideálních podmínek) elektrokotli. Tepelná čerpadla pracují běžně s topným faktorem v rozmezí 2,5 - 5,5 v závislosti na jejich konstrukčním provedení a dalších podmínkách provozu. Neplatí fakt, že topný faktor je u daného čerpadla určen pouze konstrukcí, ale jedná se o kombinaci více faktorů, které se při provozu mění, a tím se mění i okamžitý topný faktor. Z výše uvedeného vyplývá, že zde existuje snaha o dosažení co největšího topného faktoru u každého tepelného čerpadla, protože tím maximalizujeme ekonomičnost provozu. [7]



### 1.2.2. SCOP - Sezonní topný faktor

Samotný topný faktor udává chování systému v jednom určitém stavu, například při venkovní teplotě  $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$  a teplotě topné vody  $35\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Při změně těchto teplot a zároveň zajištění shody dalších parametrů se topný faktor změní a dosáhne jiné hodnoty. SCOP je tedy průměrem COP na základě množství opakování výše zmíněných okamžitých stavů za jedno měřené období. Jedná se tedy o formu ideálního topného faktoru za určitých podmínek volených ve zkušebně. Pro lepší představu jde sezonní topný faktor přirovnat k průměrné spotřebě automobilu ve zkušebně při různých provozních režimech. Zjištěné hodnoty SCOP lze dosáhnout i v realitě, ale pouze za určitých podmínek. [7]

Při určování sezonního topného faktoru se nepočítá s ohřevem teplé užitkové vody a s bivalentním provozem tepelného čerpadla. [7]

### 1.3. Význam tepelného čerpadla

V rámci této kapitoly bude nejprve stručně shrnut význam tepelných čerpadel jako zdroje tepla a následně bude moci být objasněna budoucnost těchto strojů.

Jak plyne z předešlých kapitol o COP a SCOP, elektrická energie v tepelném čerpadle primárně neohřívá chladivo, ale pouze pohání kompresor a další součásti tak, aby došlo ke zvýšení parametrů chladiva. Jedná se o zřejmý rozdíl oproti elektrokotli, kde elektřina skrze topnou spirálu ohřívá přímo topnou vodu, nebo oproti kotli plynovému, který však pro přímý ohřev topné vody využívá plynu. Z velikosti COP a SCOP by bylo možné chybně tvrdit, že tepelné čerpadlo má například 350% účinnost při topném faktoru 3,5. To však není pravda, protože v čerpadle nedochází k výrobě tepla, ale pouze k transformaci nízko-potenciálního tepla na teplo využitelné. [3]

Je tedy zřejmé, že tepelné čerpadlo je výrazně ekonomičtější a ekologičtější variantou vytápění. Na rozdíl od plynových kotlů nebo kotlů na tuhá paliva zde nevznikají žádné spaliny a proces je téměř v rovnováze s vnějším okolím. Nedochází k přeměně chemické energie na teplo, ale pouze k transformaci energie tepelné. Zjednodušeně je možné říci, že teplo, které je odebráno vnějšímu prostředí, je do něj časem vráceno zpět skrze obálku vytápěné budovy. [3]

Zvyšování topného faktoru je jedním ze základních cílů všech výrobců. Z topných faktorů, které se pohybovaly v oblastech okolo hodnoty 3 v mírných klimatických oblastech a okolo hodnoty 2 v chladných oblastech jako jsou severské země (Norsko, Švédsko, Kanada apod.) se tepelná čerpadla po technologické stránce vyvinula a v dnešní době dosahují běžné hodnot COP okolo 4 - 4,5 v mírných oblastech a 3 - 3,5 v klimaticky náročných a chladných oblastech. Existuje snaha o další zvyšování topného faktoru, avšak zde se dostávají výrobci na hranice technických možností. Snaha o lepší stlačení chladiva vyžaduje těsnější kompresory z drahých materiálů, které nadále zvyšují prodejní cenu tepelných čerpadel. V tomto případě je vážně zvažován poměr „cena/výkon“, tedy o kolik vzroste cena jednoho čerpadla při zvýšení COP například o 1 desetinu. Aktuálně je vhodnější spojení tepelného

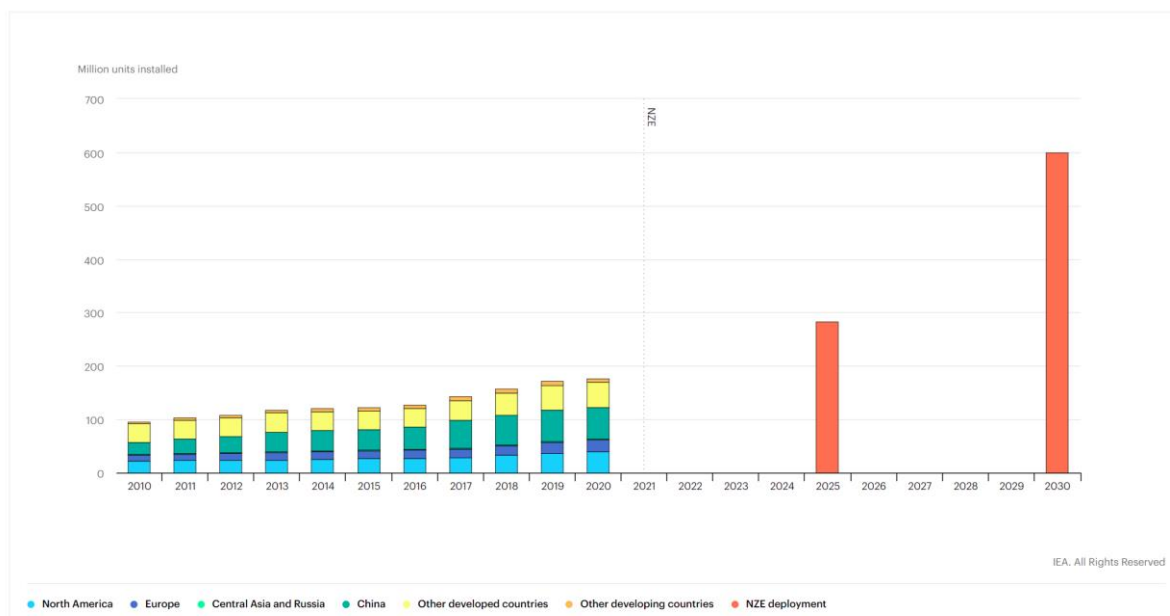
čerpadla s úpravou budovy pro snížení tepelné ztráty (zateplení, výměna oken atd.) nebo propojení tepelného čerpadla s vlastní fotovoltaickou elektrárnou umístěnou na střeše budovy. [12]

## 1.4. Budoucnost tepelných čerpadel

Z výše zmíněných informací jsou zcela zřejmé základní výhody tepelných čerpadel, a to výrazně vyšší topný faktor, než mají ostatní způsoby vytápění obytných budov. Vzhledem k rostoucímu světovému zájmu o snižování emisí jsou tepelná čerpadla jedním z možných řešení. I světové trendy v počtu ročních instalací rostou každým rokem, což značí zájem lidí a států o především levnější, ale též energeticky a ekologicky přívětivější vytápění. [12]

Z následujícího obrázku (5. Obrázek) je zřejmý každoroční nárůst počtu instalovaných čerpadel a zároveň předpoklad počtu v budoucnu instalovaných čerpadel při splnění některých podmínek, které zvýší zájem o tento typ vytápění. Celosvětově platí, že zájem o tepelná čerpadla existuje především u novostaveb rodinných a bytových domů. V USA se jedná o zvolený způsob vytápění až u 50 % všech nových budov. Zájem o rekonstrukce topných systémů v již existujících budovách je o dost nižší. [12]

I v EU se rychle rozšiřují tepelná čerpadla a především zájem o ně. V roce 2018 si tepelné čerpadlo pořídilo přibližně 1,3 milionu domácností (průměrný roční nárůst od roku 2015 je 12 %). Francie, Itálie a Španělsko jsou státy zodpovědné za polovinu všech prodejků v Evropské unii, zatímco Švédsko, Estonsko, Finsko a Norsko mají nejvyšší míru rozšíření s více než 25 tepelnými čerpadly prodanými na 1 000 domácností ročně. [12]



5. Obrázek - Vývoj počtu instalovaných čerpadel v různých částech světa [12]

I přes celosvětově rostoucí zájem o tepelná čerpadla však tento typ vytápění zatím uspokojuje pouze malý podíl poptávky po teple v domácnostech (kolem 5 % v roce 2019),

zatímco technologie na bázi fosilních paliv a konvenční elektrické technologie tvořily v roce 2019 celosvětově tři čtvrtiny poptávky tepla. Je zřejmé, že pro následné snižování emisí až do roku 2050, kdy by mělo být dosaženo nulových emisí, je nutné výrazně podpořit instalace tepelných čerpadel ve světě. Jak uvádí obrázek výše (5. Obrázek), pro splnění této myšlenky by bylo nutné instalovat v roce 2030 asi 60 milionů tepelných čerpadel. Časem by tepelná čerpadla mohla pokrývat až 90 % potřeb tepla pro celosvětové vytápění budov. [12]

Zdaleka však není jisté, zda bude zmiňovaného množství instalovaných čerpadel dosaženo. Aktuálně nejsou dostatečné montážní a výrobní kapacity. To je dáno faktem, že tepelná čerpadla stále nebyla trhem stoprocentně přijata. Figuruje zde hned několik faktorů, proč tomu tak je. V první řadě je pořizovací cena jiných zdrojů tepla, jako jsou například kondenzační plynové kotle, několikanásobně nižší, a to dokonce o tolik nižší, že i po 15 letech provozu (přibližná hranice životnosti) v ČR se investice vrátí, ale úspora zůstane minimální. Dalším důvodem jsou přetrvávající vysoké ceny elektřiny, které jsou vyšší než ceny plynu. Zároveň existuje obava z používaných druhů chladiv, a především jejich vlivu na životní prostředí, respektive na globální oteplování. Pokud je připočteno technické provedení, nutná povolení a nutnost stavebních úprav, jsou překážky pro strmý růst počtu tepelných čerpadel zřejmé. [12]

Jaké jsou možnosti řešení? Vysokou vstupní investici se některé státy nebo státní uskupení snaží kompenzovat formou různých dotačních programů. V ČR již například proběhla vlna tzv. „kotlíkových dotací“, kde mohl zažádat o dotaci každý při výměně kotle na tuhá paliva určité emisní třídy za tepelné čerpadlo. Další možností je snížení ceny elektřiny pro tepelné čerpadlo nebo přiblížení cen plynu k cenám elektrické energie. V ČR jsou tepelná čerpadla podporována i z tohoto hlediska. Po instalaci získává majitel speciální levnější sazbu na elektrickou energii (D57d), která je určena pro celý objekt. Chladiva a konstrukční provedení závisí na výrobcích. Světově největší firmy testují první jednotky, které jako chladivo využívají kapalný CO<sub>2</sub>. To znamená látku, která má faktor vlivu na globální oteplování roven 1. [12]

Do budoucna je velice pravděpodobné, že další podpora vývoje, a především vytápění pomocí tepelných čerpadel ve světě výrazně poroste. Vzhledem k aktuálním možnostem vytápění rodinných a obytných domů se jedná o neoptimálnější způsob. Při vhodné kombinaci s obnovitelnými zdroji je tento systém i zcela bezemisní, zároveň minimalizuje spotřebu energie, která je při aktuálních obchodních cenách zásadní. Pro představu, 3 - 4 tepelná čerpadla mohou při spotřebě stejného množství elektrické energie vytápět více domů než jeden elektrokotel shodného výkonu. Vše zmiňuje výše popsany topný faktor COP. [12]

## **1.5. Součásti tepelného čerpadla**

### **1.5.1. Kompresory**

V následující kapitole jsou detailněji rozebrány kompresory vhodné pro použití v tepelných čerpadlech. Jak bylo zmíněno, jedná se o jednu ze základních součástí. Do velké

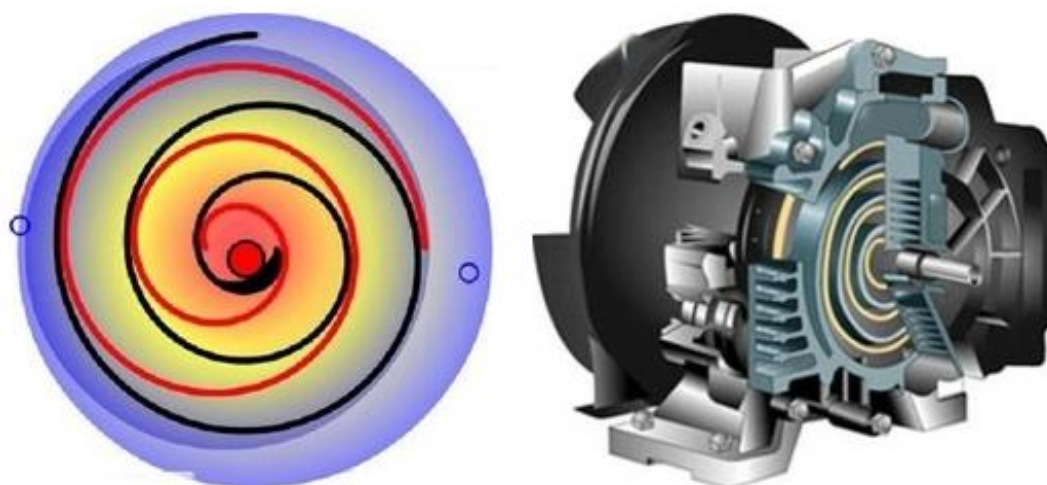
míry volba kompresoru předurčuje účinnost (topný faktor), hlučnost a další charakteristické vlastnosti, jako je například spotřeba elektrické energie, respektive příkon tepelného čerpadla. [4]

Je zřejmé, že ne všechny druhy kompresorů jsou pro tepelné čerpadlo vhodné. V dnešní době se konstrukční provedení používaných kompresorů omezuje ve většině případů na dva druhy. Jedná se o objemové rotační kompresory, a to konkrétně kompresor typu "Scroll" nebo dvojité rotační kompresor. [4]

#### a) Typ „Scroll“

Princip tohoto typu kompresoru je znám od počátku 20. století. Konstrukční provedení je velice jednoduché. Skládá se ze dvou spirál, které jsou vloženy do sebe. Jedna spirála je pevně uložena, zatímco druhá spirála je umožněn excentrický pohyb. Po nasátí stlačovaného média dochází při excentrickém pohybu k postupnému stlačení a zároveň zvýšení teploty směrem ke středu spirály. Stlačené médium odchází výtlačnou trubicou umístěnou ve středu pevné spirály. [4]

Tento typ dosahuje rozumné účinnosti především při konstantních jmenovitých otáčkách. Jak vyplývá ze samotné konstrukce kompresoru, je zde více dotkových ploch, které je pro zajištění dlouhé životnosti a těsnosti kompresoru nutné mazat. V případě snížení otáček, respektive výkonu kompresoru prochází skrz spirály menší množství chladiva a nedochází k dostatečnému mazání. Při využití jiných maziv než samotného média by docházelo ke znečištění tohoto média. [4]



6. Obrázek - Kompresor typu „scroll“ [4]

#### b) Evi (Economized Vapor Injection) scroll kompresor

Jedná se o další generaci „scroll“ kompresorů. V původních typech docházelo ke zhoršenému mazání a tepelnému namáhání i z důvodu vysoké teploty na výtlačku při dlouhodobém provozu. Tato generace využívá dělené komprese s podchlazením. Podchlazení je v tomto případě zajištěno mísením stlačeného chladiva s chladivem

za expanzním ventilem. Takto řešený kompresor dosahuje při stejném výkonu vyšší účinnosti, zároveň také umožňuje zvýšit množství chladiva v kondenzátoru a tím zvýšit i výkon celého tepelného čerpadla. Při stlačování většího množství chladiva je potřeba většího elektrického příkonu a dochází k většímu mechanickému namáhání kompresoru. [4]

#### c) Digital scroll kompresor

Jedná se o nejnovější verzi kompresorů typu „scroll“. Na rozdíl od předešlých typů kompresoru tento typ umožňuje posuv spirál i v osové směru. Díky tomu je možné řídit výkon kompresoru a přerušit stlačování, pokud je to nutné. Dochází k minimalizaci provozních nákladů v rozmezí výkonu od 10 % do 100 %. [4]

#### d) Dvojitý rotační kompresor

Kompresor byl vyvinutý firmou Toshiba. Využívá dvou excentricky uložených váček na společné hřídeli spolu s pohyblivou přepážkou. Do dvou pevně uložených komor je přiváděno chladivo, následně pohybem váčky dojde k vysunutí přepážky a dalším následným pohybem po kruhové trajektorii ke stlačení chladiva na požadované hodnoty. Díky využití dvou váček v opačných polohách je kompresor lépe vyvážený. Oproti kompresoru typu „scroll“ jsou dvojitě rotační kompresory účinnější, mají nižší spotřebu a díky vyvážení mají i podstatně delší životnost. Zároveň dosahují velice malých vibrací a rovněž malé hlučnosti při zachování velice malé potřeby mazání. Nevýhodou je možnost regulace v rozmezí 20 % - 100 %. [4]



7. Obrázek - Dvojitě rotační kompresor [4]

#### 1.5.2. Expanzní ventil

Jak bylo zmíněno výše, expanzní ventil je škrťací součást, která zajišťuje prudké snížení tlaku a v souladu s tím i snížení bodu varu používaného chladiva. Následuje fáze varu a vypařování ve výparníku.

Dříve používané termomechanické ventily jsou v dnešní době nahrazeny u většiny čerpadel elektronicky řízeným expanzním ventilem (EEV). Jeho hlavní výhodou je jednoduchost, přesnost, malá poruchovost a především pružnost provozu, tedy schopnost okamžitě reagovat na provozní stavy v tepelném čerpadle, nikoli čekat na upravení ventilu v závislosti na změně teploty. [3]

### **1.5.3. Tepelné výměníky - kondenzátor, výparník**

Kondenzátor je výměník využívaný v sekundární části cyklu tepelného čerpadla. Umožňuje předání tepelné energie z otepleného chladiva do média topného okruhu (voda, vzduch). Teplo předané v tomto výměníku pochází především ze zkapalnění chladiva. Většina výrobců využívá protiproudé výměníky. [5]

Kondenzátor musí být zvolen tak, aby odolal teplotám a tlakům chladiva a zároveň v něm nedocházelo k velké tlakové ztrátě. Velký zřetel je třeba dbát také na zamrznutí kondenzátoru při obráceném chodu (odtávání). Takové zamrznutí může být pro konstrukci výměníku fatální. [5]

Výparník je na rozdíl od kondenzátoru používán v primární části cyklu tepelného čerpadla, kde přijímá teplo z venkovního prostředí a předává ho chladivu, kterému je takto umožněno odpaření. Výparník bývá zpravidla větší než kondenzátor a je opatřen lamelami pro zvýšení plochy, skrz kterou může přijímat nízko-potenciální teplo. Nachází se ve venkovním prostředí, kde dochází ke kondenzaci vlhkosti na lamelách výparníku. Při nízkých venkovních teplotách voda přimrzá a přispívá k výraznému snížení schopnosti přestupu tepla mezi venkovním vzduchem a chladivem. Z tohoto důvodu je nutné jednou za určitý čas využít reverzního chodu tepelného čerpadla. Na malý časový úsek je chod celého cyklu obrácen v tom smyslu, že čerpadlo využívá tepla z topného okruhu pro ohřátí výparníku a k roztání veškerého ledu. [5]

### **1.5.4. Ventilátor**

Ventilátor je další základní součástí tepelného čerpadla. Ventilátor slouží k udržení dostatečného průtoku vzduchu skrz výparník. U tepelných čerpadel, která využívají frekvenčních měničů a plynulého řízení výkonu platí, že je využíváno také regulace otáček ventilátorů podle venkovní teploty. Pokud je venkovní teplota vyšší, a je tedy ve vzduchu velké množství nízko-potencionálního tepla, nejsou v tomto případě nutné vysoké otáčky ventilátoru. V závislosti na druhu tepelného čerpadla a na výrobci jsou využívány odlišné druhy ventilátorů. Axiální ventilátory mají větší hlučnost a větší spotřebu elektrické energie, pro běžné konstrukce tepelných čerpadel se však hodí více a jsou v praxi více využívány. Radiální ventilátory jsou méně hlučné a mají nižší spotřebu elektrické energie. Počet ventilátorů je odvozen od velikosti výparníku, respektive od výkonnosti tepelného čerpadla. Počet lopatek ventilátoru závisí na výrobci, nejčastěji jsou však využívány ventilátory se třemi lopatkami. Jejich počet je určující pro kritické frekvence. Konkrétní frekvenci šířenou do konstrukce tepelného čerpadla udává počet lopatek vynásobený frekvencí otáčení. [16]



8. Obrázek - Venkovní jednotka TČ od firmy AC Heating se dvěma třílopatkovými ventilátory [16]

### 1.5.5. Pracovní látka - chladivo

Velice úzce spojené jsou výše zmíněné tepelné výměníky (kondenzátor a výparník) s chladivem, tedy pracovní látkou, která v cyklu tepelného čerpadla koluje a zajišťuje přenos tepelné energie z venkovního prostředí do topného média. Chladivo pro tepelné čerpadlo by mělo splňovat základní vlastnosti a být maximálně bezpečné a šetrné k životnímu prostředí. Pro účinné fungování tepelného čerpadla je nejdůležitější nízký bod varu chladiva při daném tlaku. V současné době roste tlak na minimalizaci úniku skleníkových plynů a podobně škodlivých látek a zpřísňují se požadavky na jejich množství v ovzduší, z toho důvodu by i chladivo mělo být v těchto ohledech maximálně šetrné. Vliv chladiva v těchto ohledech vyjadřuje hodnota **GWP - potenciál globálního oteplování (Global Warming Potential)**. Chladivo by dále nemělo být jedovaté, výbušné a mělo by být chemicky stabilní. [9]

Jak bylo zmíněno na začátku této práce, v prvně vznikajících tepelných čerpadlech byl amoniak nahrazen chladivem na bázi plně halogenových uhlovodíků (CFC), které jsou také označovány jako freony. Poté, co byl objasněn jejich škodlivý vliv na životní prostředí, respektive na ozónovou vrstvu v atmosféře, výrobci plynule přešli na částečně halogenované uhlovodíky (HCFC). Vzhledem k obsahu chlóru, který je jedním z činitelů při poškozování ozónové vrstvy, došlo v roce 2014 k zákazu látek i na této bázi. Výsledkem bylo používání bezchlórových uhlovodíků, které jsou fluorované (HFC). [9]

**GWP** - Poškození ozónové vrstvy následkem používání nevhodných chladiv bylo v posledních několika letech výrazně zredukováno. Dochází také k redukci skleníkových plynů, a to díky omezování maximálních hodnot GWP pro chladiva. Hodnota potenciálu globálního oteplování vyjadřuje, kolikrát více než oxid uhličitý (CO<sub>2</sub>) je 1 kg uniklého chladiva schopen zvýšit teplotu klimatu během následujících 100 let. Přehled velkého množství chladiv používaných v tepelných čerpadlech, klimatizacích a chladicí technice je na obrázku tabulky níže (9. Obrázek). Z obrázku je také zřejmé složení a jejich GWP. [9]

U tepelných čerpadel v dnešní době dochází k ústupu od běžně používaného chladiva R410A (GWP = 2088) k výrazně šetrnějšímu chladivu R32 (GWP = 675). Nejmodernější

výrobci tepelných čerpadel přecházejí k chladivu se zkratkou R290. Jedná se o čistý propan (GWP = 3,3). Ve vývoji je využívání samotného oxidu uhličitého, tedy látky s GWP = 1. [9]

Fluorované skleníkové plyny			GWP	
Chladiva HFC	R23	CHF <sub>3</sub>	14800	
	R32	CH <sub>2</sub> F <sub>2</sub>	675	
	R125	C <sub>2</sub> HF <sub>5</sub>	3500	
	R134a	CH <sub>2</sub> FCF <sub>3</sub>	1430	
	R152a	C <sub>2</sub> H <sub>4</sub> F <sub>2</sub>	124	
	R143a	C <sub>2</sub> H <sub>3</sub> F <sub>3</sub>	4470	
	R227ea	C <sub>3</sub> HF <sub>7</sub>	3220	
	R236fa	C <sub>3</sub> H <sub>2</sub> F <sub>6</sub>	9810	
Směsi obsahující chladiva HFC	R404A	R125 / R134a / R143a	44 / 4 / 52 %	3922
	R407A	R32 / R125 / R134a	20 / 40 / 40 %	2107
	R407B	R32 / R125 / R134a	10 / 70 / 20 %	2804
	R407C	R32 / R125 / R134a	23 / 25 / 52 %	1774
	R410A	R32 / R125	50 / 50 %	2088
	R417A	R125 / R134a / R600	46,6 / 50 / 3,4 %	2346
	R422D	R125 / R134a / R600	65,1 / 31,5 / 3,4 %	2729
	R427A	R32 / R125 / R143a / R134a	15 / 25 / 10 / 50 %	2138
	R437A	R134a / R125 / R600 / R601	78,5 / 19,5 / 1,4 / 0,6 %	1805
	R507	R125 / R143a	50 / 50 %	3985
	R508A	R23 / R116	39 / 61 %	13214
	R508B	R23 / R116	46 / 54 %	13396

## 9. Obrázek - Přehled používaných chladiv [9]

### 1.5.6. Antivibrační řešení - silentbloky

Silentbloky jsou pryžokovové tlumiče, které vynikají především svou jednoduchostí a velkou cenovou dostupností. Mohou být využívány jako dorazy, ale především jsou využívány k tlumení vibrací. [11]

U většiny strojů, jako jsou například motory a kompresory, dochází vlivem pohybu částí (rotace, vratné posuvy apod.) ke vzniku vibrací. Tento mnohdy velice jemný pohyb není vhodné ignorovat. Není neobvyklé, že tyto vibrace mohou uživatelé mnohdy vnímat



jako velice nepříjemné a rušivé, obzvláště pokud jsou dlouhodobé. Zároveň vibrace způsobují namáhání konstrukčních částí strojů a mohou vést ke vzniku vad vlivem dlouhodobé únavy materiálu, v nejhrošším případě až k destrukci stroje. Nejzávažnějším jevem je rezonance. K té dochází v situaci, kdy vlastní frekvence kmitání stroje je blízko budící frekvenci kmitání. V takovém případě výrazně roste amplituda kmitání a dochází k extrémnímu namáhání komponent. [11]

V dnešní době existuje velké množství možných řešení, které účinně řeší problematiku vibrací. Podobně jako u spalovacích motorů jsou u tepelných čerpadel používány především silentbloky. Oblíbené jsou díky své jednoduchosti a nízkým pořizovacím nákladům. Každý vhodně zvolený silentblok pohlcuje kinetickou energii vznikající ve stroji a tím snižuje vibrační zatížení stroje a okolních prvků. Silentbloky jsou voleny na základě změřených frekvencí kmitání, nosnosti a účelu použití. [11]



10. Obrázek - Příklad odpružení kompresoru a venkovní klimatizační jednotky pomocí silentbloků [11]

## 2. Druhy tepelných čerpadel

Tato kapitola stručně rozřazuje tepelná čerpadla na základě jejich principu, respektive podle typu média. Ta jsou využívána dvě: médium, ze kterého teplo odebírají (vždy uvedeno jako první) a topné médium, kterému teplo předávají (vždy uvedeno jako druhé). Na základě toho rozlišujeme tepelná čerpadla:

- vzduch-vzduch
- vzduch-voda
- voda-voda
- země-voda

Každý z výše uvedených typů tepelných čerpadel má své výhody, nevýhody a určité technické náležitosti, a kromě využívaných médií se liší také v účinnosti. Obecně je za nejúčinnější tepelné čerpadlo považována varianta voda-voda, jehož vysoká účinnost plyne z vysoké měrné tepelné kapacity vody. Další rozdíly jsou v konstrukci výparníků, kondenzátorů nebo v typech používaného chladiva.

Vzhledem k podstatě této diplomové práce nebudou jednotlivé typy tepelných čerpadel dále detailně rozebírány, bude jen stručně nastíněno porovnání tepelného čerpadla vzduch-vzduch a vzduch-voda, protože se jedná o nejpoužívanější varianty. Ostatní podkapitoly budou však zaměřeny pouze na čerpadlo vzduch-voda, protože tohoto typu se týkají provedená experimentální měření.

### 2.1. Typ vzduch-voda

Jedná se o nejběžněji používaný typ tepelného čerpadla pro vytápění budov v ČR. O tomto typu, vzhledem k jeho použití při měřeních, bude pojednáno do větších detailů. [8]

Tepelné čerpadlo typu vzduch-voda využívá, jak plyne z názvu, nízko-potenciální teplo ze vzduchu v okolí výparníku. Z fyzikálních vlastností vzduchu plyne nižší účinnost a tím i nižší topný faktor, než je tomu u ostatních typů tepelných čerpadel. Vzduch má výrazně nižší měrnou tepelnou kapacitu než topná voda, a proto je nutné tento rozdíl dohánět v podobě množství vzduchu procházejícího skrz výparník. Pro zajištění požadovaného množství vzduchu je před nebo za výparník řazen ventilátor, který zajišťuje optimální proudění. [6,8]

Mezi hlavní výhody tohoto typu čerpadla oproti jiným typům, jako je např. země-voda, voda-voda, patří bezesporu menší pořizovací náklady. Zároveň je instalace nenáročná jak na technické provedení, tak na požadovaný prostor. V letním období je možné využívat chlazení, pomocí reverzního chodu tepelného čerpadla. [8]

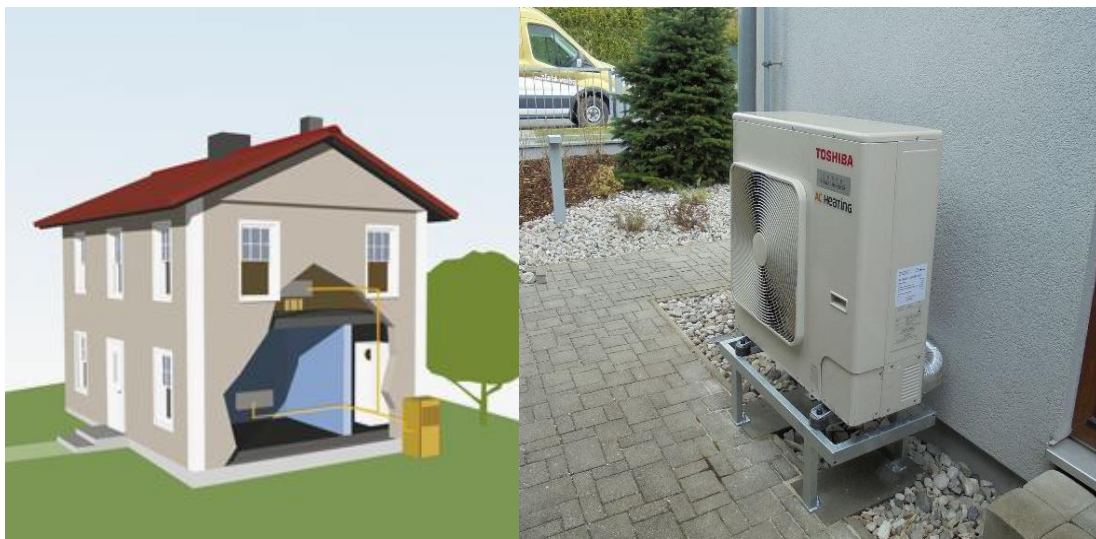
Jednou z nevýhod čerpadel typu vzduch-voda jsou vyšší provozní náklady než u ostatních zmíněných typů. Mezi další patří snížená životnost kompresoru z důvodu vyššího namáhání a také klesající výkon tepelného čerpadla při klesající venkovní teplotě. Také kombinace použitého kompresoru a ventilátorů může způsobovat nadměrný hluk a z

tohoto důvodu není vhodné umisťovat venkovní jednotku tepelného čerpadla k oknům obytných místností. Při umístění na zdi domů hrozí přenos vibrací do konstrukce domu. Je to právě tato problematika, kterou se celá diplomová práce zabývá a bude jí věnováno několik dalších kapitol. [8]

V praxi jsou rozlišovány dva typy tepelných čerpadel vzduch-voda v závislosti na jejich konstrukčním provedení. Rozlišujeme tzv. **monoblokové** a **splitové** (dělené řešení).

**Monoblok** je kompaktní řešení, které může zapojovat běžný instalatér nebo topenář k topnému okruhu. Veškeré provozní děje se odehrávají pouze ve venkovní jednotce, která je spojena přímo s topným okruhem topnou vodou obohacenou o nemrznoucí kapalinu. Tu je doporučeno používat standardně u všech instalací, protože při výpadku elektrického vedení může ve venkovní části trubek topná voda zamrznout. [8]

Řešení typu **split** je lehce složitější. Jak již název napovídá, toto tepelné čerpadlo je složeno z venkovní a vnitřní jednotky. Venkovní jednotka obsahuje výparník, expanzní ventil a kompresor a vnitřní jednotka obsahuje kondenzátor a elektrické součástky pro řízení čerpadla. Rozdělení technologie umožňuje zmenšit prostup skrz zeď do domu, není nutné využívat nemrznoucí kapalinu v okruhu topné vody a zároveň jsou nepatrně sníženy tepelné ztráty vedením, protože chladivové potrubí má výrazně menší rozměry. Zjednodušením venkovní jednotky je usnadněna případná oprava nebo výměna komponent. Instalaci však může provádět jen odborná firma, která má kompetence nakládat s chladivem. To je dopouštěno do chladivového okruhu spojujícího venkovní a vnitřní jednotku. [8]



11. Obrázek - tepelné čerpadlo vzduch-voda (schéma) a detail venkovní jednotky [8]

## 2.2. Porovnání tepelného čerpadla vzduch-vzduch a vzduch-voda

I přes stejný funkční princip a vcelku podobnou konstrukci vnějších jednotek jsou tato čerpadla odlišná. Liší se především oblastí použití a schopností vytápět určitý prostor. Tepelná čerpadla vzduch-vzduch disponují větším topným faktorem, a to až okolo  $COP = 5$ . Jak ze samotného názvu vypovídá, teplo je předáváno vzduchu uvnitř vytápěného objektu. Je zřejmé, že vzduch nemá stejně velkou tepelnou kapacitu jako voda, a proto ani neakumuluje teplo tak dobře. Zároveň je problematická distribuce ohřátého vzduchu, pokud neexistují centrální rozvody. Nástěnné jednotky mají jen omezený dosah a je jich nutné použít více pro vytopení většího objektu (viz 12. Obrázek). [15]



12. Obrázek - Problematika šíření teplého vzduchu z tepelného čerpadla vzduch-vzduch [15]

Oproti tomu čerpadla vzduch-voda mají topný faktor do  $COP = 4,5$  a jak z názvu vypovídá, předávají teplo topné vodě, která jej lépe akumuluje a může předávat vytápěnému objektu rovnoměrněji po delší dobu. V případě podlahového vytápění nehrozí výše zmíněný problém s distribucí tepla po objektu. V případě řešení pomocí radiátorů je distribuce zhoršena, ale stále při zajištění dostatečně velkých radiátorů velice kvalitní a teplo se dostane do celého domu. [15]

Co se vstupní investice týče, je v základu nižší u tepelného čerpadla vzduch-vzduch, ale s rostoucím počtem vytápěných místností, a tedy i s rostoucím počtem vnitřních jednotek se cena zvyšuje. Obecně platí také fakt, že tepelná čerpadla vzduch-vzduch mají kratší životnost. Při zvážení tepelného komfortu při použití podlahového vytápění, životnosti a vstupní investice na Evropském trhu je vhodnější volit tepelná čerpadla vzduch-voda, avšak i tepelná čerpadla vzduch-vzduch nejsou jednoznačně špatnou volbou. V případě menších, například rekreačních objektů, mohou být plně dostačující a výrazně levnější variantou vytápění. [15]

### 3. Životnost, provoz a možné poruchy

V této části diplomové práce budou uvedeny základní informace o provozu a životnosti tepelných čerpadel.

Je zřejmé, že stejně jako jiné stroje má i tepelné čerpadlo svoji omezenou životnost. Globálně je životnost tepelných čerpadel uváděna v rozmezí 15 - 20 let v závislosti na použitém konstrukčním řešení, použitém chladivu a také zátěži vznikající z požadavků topného systému. Životností je v tomto případě myšlena doba do první závažné poruchy, která znemožní provoz zařízení. I v takovém případě je však možné pouze vyměnit opotřebovaný kus a pokračovat v provozu jednotky tepelného čerpadla. [16]

V průběhu běžného provozu může docházet k drobným poruchám. Častým problémem jsou systémové chyby řídicí jednotky, která řídí provoz tepelného čerpadla. V takovém případě tepelné čerpadlo nereaguje na podněty tak, jak by mělo, nebo hlásí nereálné chyby. Při provozu může také docházet k úniku chladiva, které by mohlo následně vést až k zadření kompresoru nebo drobnému klepání povolených šroubů obalu tepelného čerpadla. K zásadním problémům dochází při selhání kompresoru nebo při překročení životnosti ložiskových uložení používaných ventilátorů. [16]

Jak bylo zmíněno v kapitole o součástech tepelného čerpadla, kompresor (ať už typu „scroll“ nebo „dvojitě rotační kompresor“) je rotační stroj. I v případě nejkvalitnějších kompresorů zde při provozu vznikají vibrace a podobně tomu tak je i u ventilátorů. Jedná se o dva zásadní zdroje vibrací tepelného čerpadla. Tyto vibrace a dlouhodobý pobyt v rezonančních oblastech může vést k poruchám uvnitř tepelného čerpadla jako jsou třeba praskliny v chladivovém potrubí. Vibrace mají však i jiný negativní dopad. V případě nevhodného upevnění na stěnu objektu bez dostatečných antivibračních opatření může vést provoz tepelného čerpadla k nepříjemným a dlouhodobým zvukovým jevům. Tyto nepříjemné vibrace mohou zapříčinit například drobné praskání omítky a další problematické jevy. [16]

Právě z tohoto důvodu je využíváno silentbloků za účelem tlumit přenášení vibrací z tepelného čerpadla dále do konstrukce konzoly nebo vytápěné budovy. Cílem provedených měření je poukázat na problematiku těchto přenášených vibrací a nalezení nejideálnějšího řešení pro konkrétní jednotku tepelného čerpadla využívaného na střechy obytných domů.

## 4. Postup měření, použité přístroje a vyhodnocení 1. měření

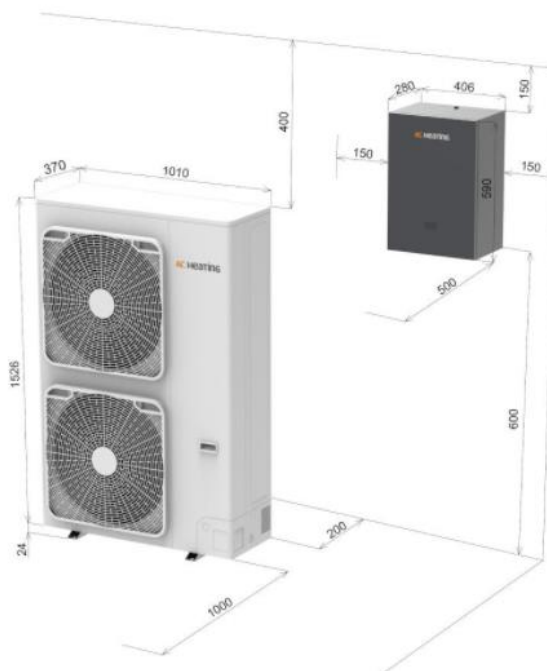
V rámci této kapitoly bude popsáno provedené měření včetně některých fotek a popisu měřicí techniky a použitého tepelného čerpadla.

Cílem měření bylo zjistit vibrační chování tepelného čerpadla, respektive množství vibrací přenášených do kovové konzoly. Při následném měření poté optimalizovat antivibrační opatření ke snížení pravděpodobnosti přenosu těchto vibrací skrze konzolu do stěn objektu. Zájmem firmy AC Heating nebylo vyvinout sofistikovaný aktivní systém k potlačení vibrací, ale otestovat a porovnat jednotlivá antivibrační opatření a na základě výsledků měření zvolit nejvhodnější řešení z hlediska nejen finančního, ale i z hlediska jejich dostupnosti.

### 4.1. Tepelné čerpadlo Convert AW28 - 3P

Měření bylo provedeno na tepelném čerpadle firmy AC Heating s obchodním názvem Convert AW28 - 3P. Jedná se o venkovní jednotku od firmy Toshiba, která je následně lehce poupravena a je do ní nainstalována vlastní regulace firmy AC Heating. [16]

Venkovní jednotka je zobrazena na obrázku (13. Obrázek) včetně základních rozměrů a vnitřní jednotky s kondenzátorem. Hmotnost venkovní jednotky je přibližně 150 kilogramů. Výkon této jednotky při podmínkách A2W35 (teplota venkovního vzduchu 2 °C a topné vody 35 °C) je až 30,5 kW. Jedná se o nejvýkonnější tepelné čerpadlo této řady, které je používáno pro vytápění větších objektů jako jsou například obytné domy a výrobní haly. Více technických informací je obsaženo v technickém listu viz 1. příloha.



13. Obrázek - Venkovní a vnitřní jednotka tepelného čerpadla Convert AW28-3P [16]

Tepelné čerpadlo je běžně instalováno na zem, střechu nebo zeď objektu na kovové konzoly různých typů v závislosti na místě použití a přání zákazníka. Na čtyřech podpěrných místech je využíváno odpružení pomocí silentbloků (viz 14. Obrázek).



14. Obrázek - Stávající antivibrační řešení

Konstrukce venkovní jednotky odpovídá základním principům zmíněným v úvodní části diplomové práce. Z obrázku je zřejmé, že se jedná o dvou ventilátorové řešení, aby byl zajištěn dostatečný průtok vzduchu. Jako dva nejpravděpodobnější zdroje vibrací jsou považovány ventilátory a samotný kompresor. V případě této řady tepelných čerpadel se jedná o dvojitý rotační kompresor patentovaný přímo firmou Toshiba.

#### **4.2. Měřicí přístroj - vibrometr PDV 100**

Pro měření vibrací konzoly tepelného čerpadla byl zvolen vibrometr PDV 100 zapůjčený Západočeskou univerzitou. Detailní specifikace jsou k dispozici u výrobce. Základní technické specifikace přístroje jsou uvedeny v tabulce níže (1. Tabulka).

Frekvenční rozsah	0,5 Hz - 22 kHz
Rozsah měření (mm/s/V)	5 • 25 • 125
Výstup v plném rozsahu (špička, mm/s)	20 • 100 • 500
Rozlišení rychlosti ( $\mu\text{m s}^{-1}/\sqrt{\text{Hz}}$ )	<0,02 • <0,02 • <0,1
Analogový výstup	Rychlost, $\pm 4$ V, 24bitový DAC
Konektor	BNC
Dynamický rozsah	> 90 dB
Přesnost kalibrace	$\pm 1$ % (20 Hz ... 22 kHz)
Výstupní impedance	50 $\Omega$

### 1. Tabulka - Základní specifikace přístroje PDV 100

V rámci této podkapitoly bude stručně objasněn princip měření s vibrometrem a některé další základní náležitosti.

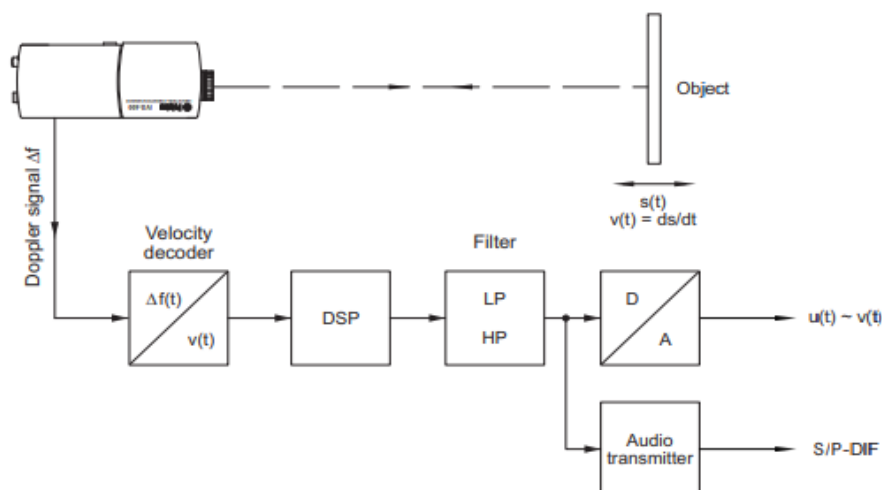
Vibrometr PDV 100 využívá principu heterodynového interferometru k získání charakteristiky mechanických vibrací nebo přechodových pohybových procesů. Princip klasických interferometrů je založen na interferenci světla. Využití interferometrů je velice široké - například při měření vzdáleností, indexů lomu u plynů a kapalin, při určování struktury spektrálních čar nebo právě při měření vibrací. Jednotlivé druhy se liší především ve způsobech rozkladu, respektive průchodu světelného paprsku a jeho následného skládání. [17]

V případě heterodynového interferometru PDV 100 je vysokofrekvenční signál (paprsek) generován na fotodetektoru pomocí tzv. „Braggovy mřížky<sup>1</sup>“. Pro správné měření namíříme paprsek helium-neonového laseru na vibrující předmět. Paprsek je od objektu odražen zpět a zaznamenán fotodetektorem. Amplituda rychlosti vibrujícího objektu při odrazu generuje frekvenční modulaci laserového světla v důsledku tzv. „Dopplerova jevu<sup>2</sup>“. V digitální jednotce pro zpracování signálu následně dochází k modulaci a dekódování Dopplerova signálu. Výhodou je právě čistě digitální zpracování signálu, díky kterému jsou získány přesnější výsledky než při analogovém zpracování, které nejsou závislé na vlivu prostředí a stárnutí vibrometru. Signál je následně převáděn digitální nebo analogovou cestou do záznamových zařízení a počítačů, kde může být dále zpracováván. [17]

<sup>1</sup> Braggova mřížka neboli akustooptický deflektor (AOD) využívá akustooptický efekt k difrakci a posunutí frekvence světla pomocí zvukových vln. Používá se v laserech, telekomunikaci pro modulaci signálu a ve spektroskopii pro řízení frekvence. [17]

<sup>2</sup> Dopplerův jev je založen na posměnění frekvence a vlnové délky při vzniku vlnění a následném přijímání vlnění, které je způsobené nenulovou vzájemnou rychlostí. [17]





15. Obrázek - Základní princip měření vibrometrem a zpracování signálu [17]

### 4.3. Postup 1. měření

První měření ke zhodnocení stávajícího stavu antivibračních opatření bylo provedeno 13. srpna 2021 v areálu firmy AC Heating v Letkově u Plzně. Cílem bylo změřit vibrace přenesené z tepelného čerpadla do konzoly, a to nejprve bez silentbloků a následně s běžně používanými silentbloky při maximální rychlosti otáčení ventilátorů a různém výkonu kompresoru, respektive tepelného čerpadla.

Příprava měření nebyla příliš náročná. Pod čerpadlem bylo nutné odstranit silentbloky a znovu jej pomocí šroubů upevnit ke konzole. Tu bylo nutné opatřit v místech plánovaného měření odrazovými štítky tak, aby byl zajištěn dostatečný odraz laserového signálu z vibrometru. Vibrometr je možné používat na běžném stavu a díky jeho skladnosti a malým rozměrům byla instalace velice jednoduchá. Komplikace byla způsobena ventilátory.

Řídící jednotka tepelného čerpadla obsahuje čidlo teploty, které reguluje rychlost ventilátorů tak, aby byl vždy zajištěn vhodný průtok vzduchu skrze výparník. Měření bylo prováděno v letním měsíci, a je tedy zřejmé z teoretického úvodu, že čerpadlo dosahuje velkého topného faktoru. Ve vzduchu je totiž obsaženo výrazně větší množství tepelné energie než v zimním období, a není tedy nutný velký objemový průtok vzduchu. S využitím potenciometru (do 50 kΩ), který byl technikem zapojen do řídicí jednotky, bylo toto čidlo oklamáno a uvádělo venkovní teplotu pod 0 °C a umožnilo ventilátorům 100 % otáček (tedy přibližně 1000 ot/min). Vzhledem k velkému výkonu měřené jednotky tepelného čerpadla by došlo velice rychle k ohřátí topné vody v oběhu na maximální teplotu a tepelné čerpadlo by pro svoji ochranu následně utlumilo výkon.

Z tohoto důvodu bylo využito kaskádového zapojení tepelných čerpadel, tudíž na čerpadle Convert AW28-3P bylo možné regulovat topný výkon, zatímco tepelná čerpadla Convert AW19-3P a Convert AW9 fungovala v obráceném režimu (chlazení na 100 % výkonu) a dodávala do topné soustavy ochlazenou vodu.



16. Obrázek - Měřicí pracoviště – vlevo Convert AW28-3P a vpravo Convert AW19-3P

Následně bylo provedeno měření. Na jednom počítači byl v regulačním programu firmy řízen výkon tepelného čerpadla po 5 % nebo 10 % výkonu od stavu v klidu až po maximální výkon. Druhý počítač byl propojen s vibrometrem skrze šasi NI cDAQ 9174<sup>3</sup> s modulem NI9250<sup>4</sup>. Měření probíhalo na dvou předních stojných bodech konzoly tepelného čerpadla. Zadní stojné body byly vynechány, protože čerpadlo je v tomto směru téměř symetrické, zatímco pravá strana je výrazně těžší (vlivem umístění kompresoru) a levá strana je složena z výparníku a ventilátorů. Na téměř každé hladině výkonu byla provedena dvě měření a data uložena do druhého počítače, který sloužil k řízení vibrometru. V případě 100 % výkonu bylo nutné provádět pouze jedno měření, protože i přes výše zmíněné kaskádové zapojení došlo při vysokém výkonu k příliš rychlému vytopení systému.

Po dokončení všech měření byly zpět nainstalovány používané silentbloky. Po důkladném dotažení všech matek bylo provedeno druhé měření. Průběh a počty opakování byly naprosto shodné s prvním měřením bez silentbloku.

---

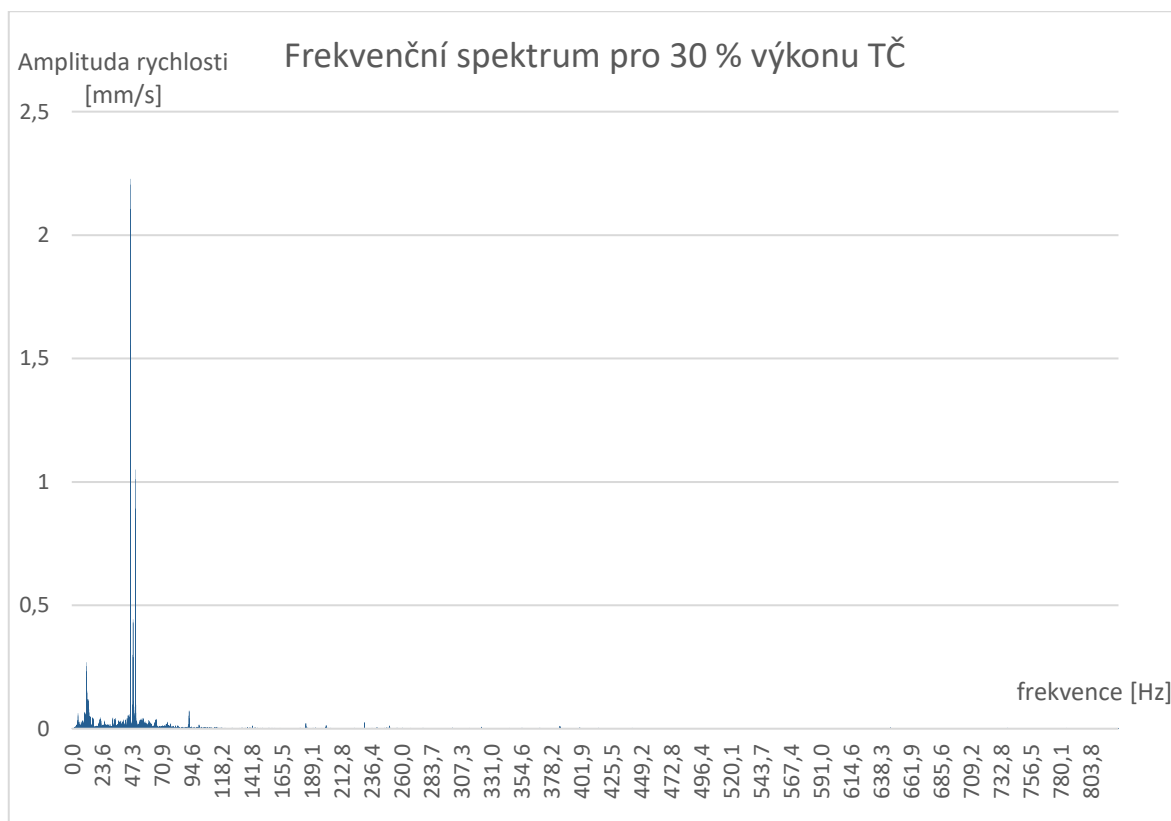
<sup>3</sup> NI cDAQ 9174 - je USB šasi určené pro malé přenosné sensorové měřicí systémy. Šasi poskytuje jednoduchost připojení USB k senzoru a elektrických měření. Řídí také časování, synchronizaci a přenos dat. [13]

<sup>4</sup> NI9250 - je vstupní modul pro zvuk a vibrace řady C - NI-9250, dokáže měřit signály z integrovaných elektronických piezoelektrických (IEPE) a non-IEPE senzorů jako jsou akcelerometry a mikrofony. [13]

## 4.4. Zpracování dat z 1. měření vibrací

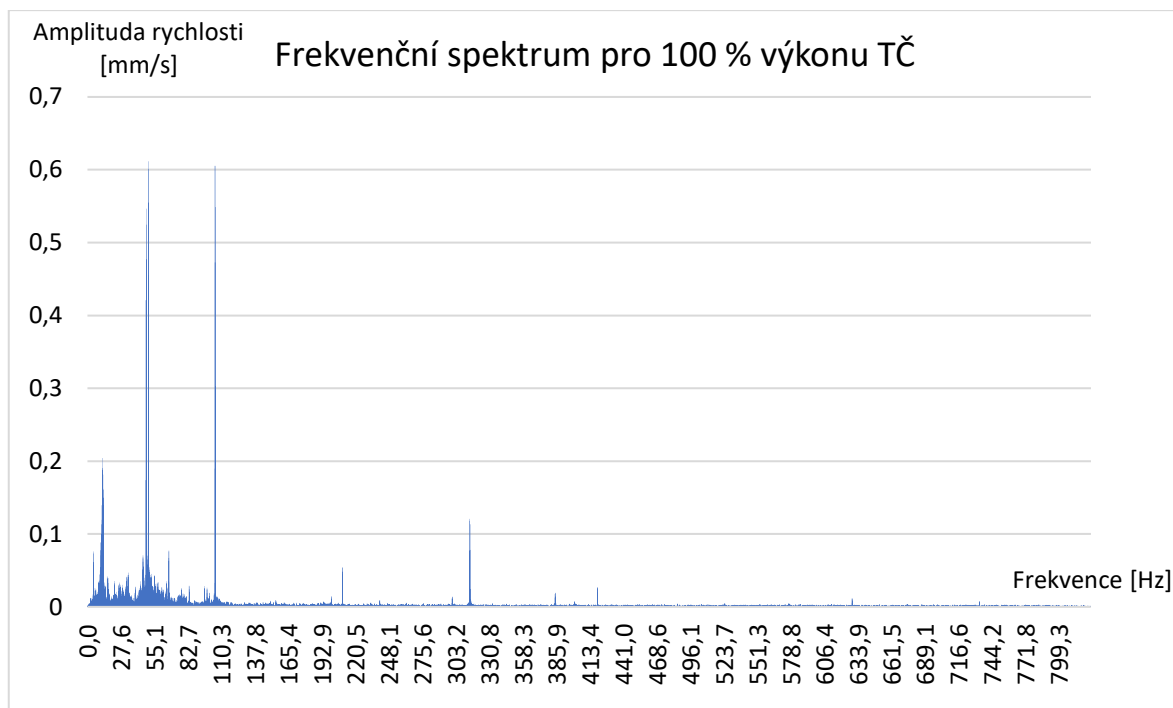
V této kapitole jsou stručně naznačena zpracovávaná data, jejich limity a především vytvořené grafy v programu MS Excel včetně jejich komentáře.

Měřením pomocí vibrometru bylo získáno velké množství číselných dat. Měření bylo provedeno vždy po dobu 20 sekund na každé výkonové hladině. Limit měřené frekvence byl nastaven na 825 Hz. Tento limit vychází z Nyquistova kritéria stability<sup>5</sup>, protože měření probíhala při vzorkovací frekvenci 1650 Hz po dobu 20 sekund. Když se časový signál převede do frekvenční oblasti, má poté význam frekvenční rozklad signálu pouze do poloviny vzorkovací frekvence, tedy 825 Hz. Jednalo se o dostatečně vysokou frekvenci pro podchycení vibrací testovaného systému a zároveň dostatečně dlouhý čas pro dosažení jemného frekvenčního rozlišení. Tato tvrzení dokládá frekvenční spektrum získané při 30 % výkonu tepelného čerpadla (1. Graf). Pozorované jevy se odehrávají zhruba do 70 Hz. Při porovnání se spektrem pro 100 % výkonu (2. Graf) je viditelné uklidnění amplitudy rychlosti vibrací a snížení této amplitudy až téměř čtyřikrát. Podstata této změny je vysvětlená v pokračování této diplomové práce.



1. Graf - Frekvenční spektrum pro 30 % výkonu tepelného čerpadla - měření bez silentbloku

<sup>5</sup> Nyquistovo kritérium stability - „je nejčastěji používaným frekvenčním kritériem, je použiteľné i v obvodech s dopravným zpožděním a umožňuje zistiť i mieru stability obvodu. Posuzuje stabilitu uzavřeného regulačného obvodu podľa prúbehu frekvenčnej charakteristiky otvoreného obvodu.“ [14]



2. Graf - Frekvenční spektrum pro 100 % výkonu tepelného čerpadla - měření bez silentbloku

Příklad zápisu dat z měření na jedné hladině výkonu tepelného čerpadla tohoto přístroje je zřejmý z tabulky níže (2. Tabulka).

X_Value	Voltage	X_Value	Voltage (FFT - (Peak))
0	-0,17422	0	0,001507
0,000605	0,134763	0,051616	0,002049
0,001211	0,320642	0,103232	0,001340
0,001816	0,500296	0,154848	0,000414
0,002422	0,59556	0,206465	0,000135
0,003027	0,801641	0,258081	0,000220
0,003633	1,056429	0,309697	0,000371
0,004238	1,036559	0,361313	0,000314

2. Tabulka - Příklad zpracovávaných dat

1. sloupec - průběh času [s]
2. sloupec - okamžitá rychlost [m/s] - reprezentuje amplitudu okamžité výchylky
3. sloupec - stupnice frekvence [Hz]
4. sloupec - četnosti frekvencí z předchozího sloupce [-]

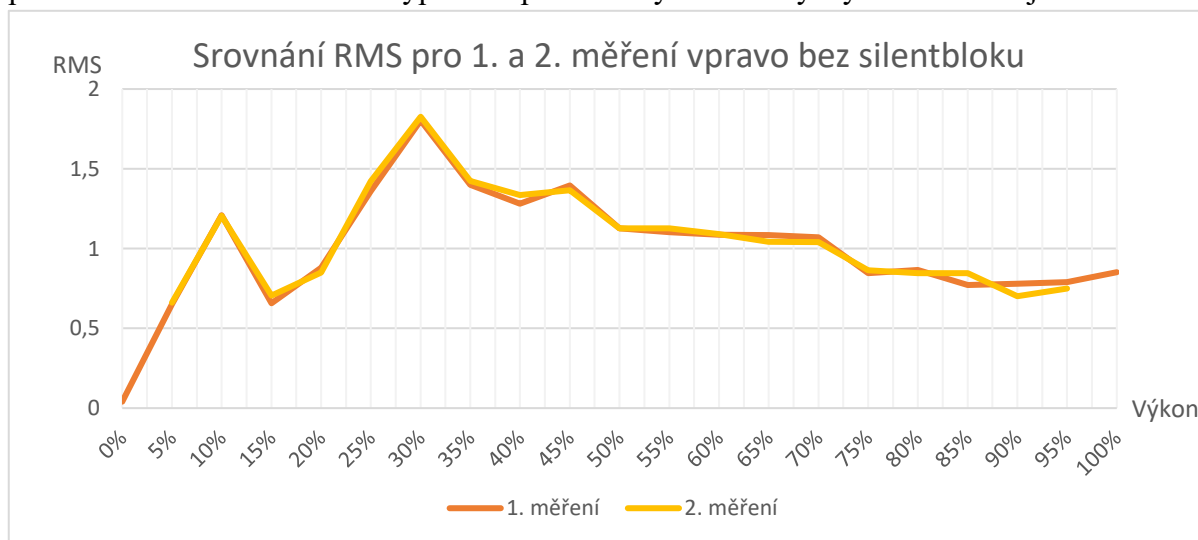
Tato data byla následně pomocí dostupných nástrojů a příkazů v programu MS Excel zpracována. Výsledkem jsou níže uvedené grafy rychlosti vibrací zobrazené metodou RMS, energie signálu, histogram okamžitých odchylek a také gram dominantních výchylek v závislosti na výkonu.

#### 4.4.1. Efektivní hodnota okamžité rychlosti - RMS

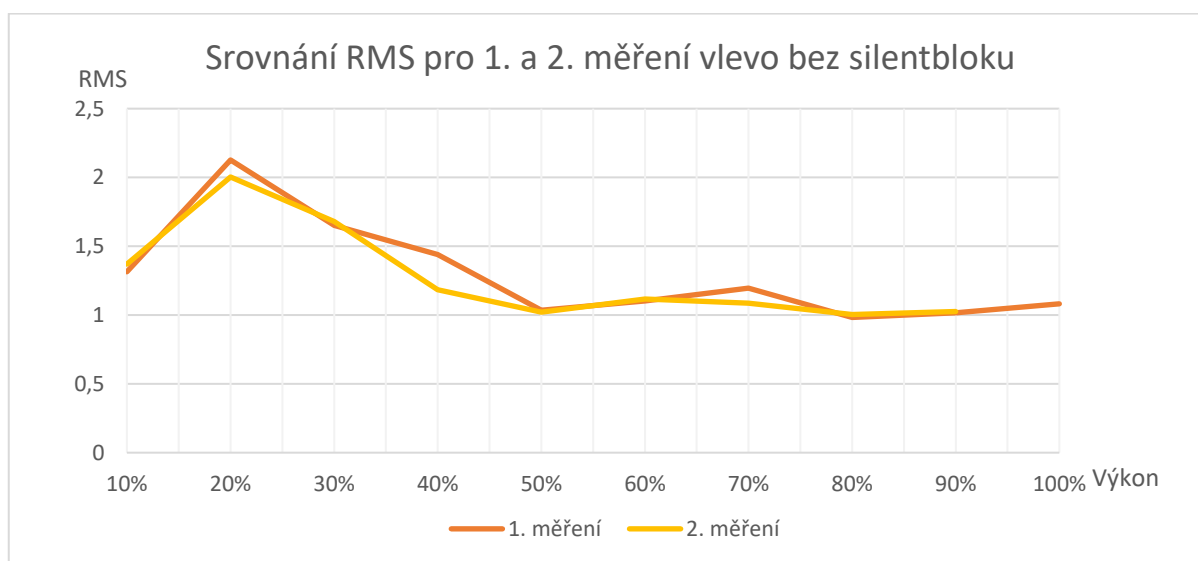
Zkratka RMS („root mean square“) reprezentuje efektivní hodnotu neboli také střední kvadratickou hodnotu okamžité rychlosti kmitání. Rychlost jednotlivých kmitů je úzce spojena s maximální výchylkou každého kmitu, protože je zřejmé, že čím větší je okamžitá rychlost, tím větší bude výsledná amplituda daného kmitu. RMS hodnota je počítána jako druhá odmocnina aritmetického průměru druhých mocnin daných hodnot.

$$RMS = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i^2}$$

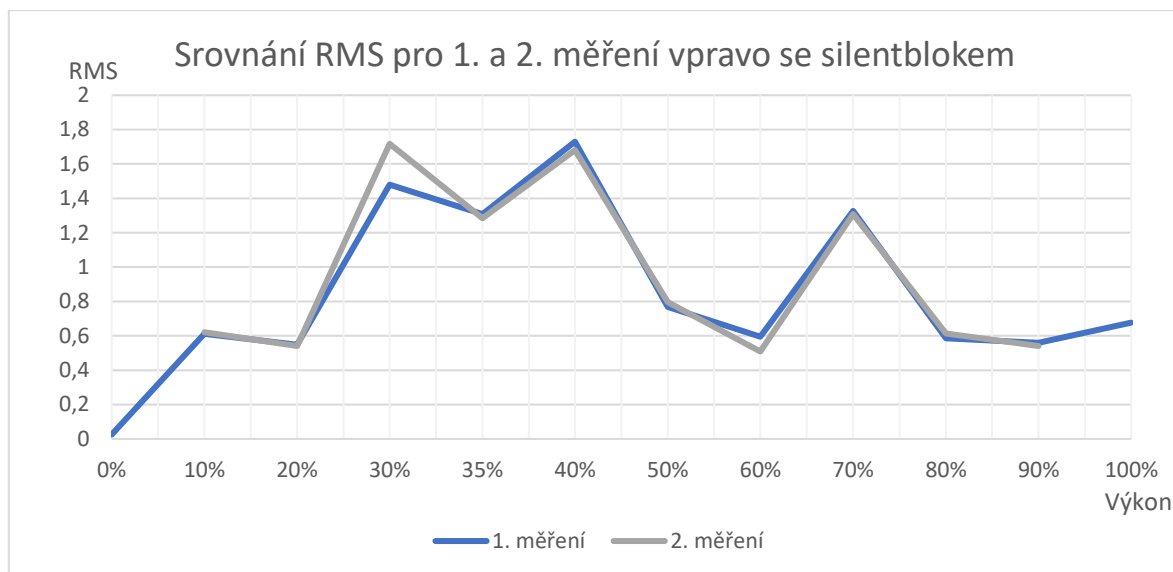
Vzhledem k malým okamžitým hodnotám a výchylkám je využití RMS vhodné, protože druhá mocnina ve výpočtu způsobí zvýraznění výchylek vzdálenějších od 0.



3. Graf - Srovnání RMS pro 1. a 2. měření vpravo bez silentbloku



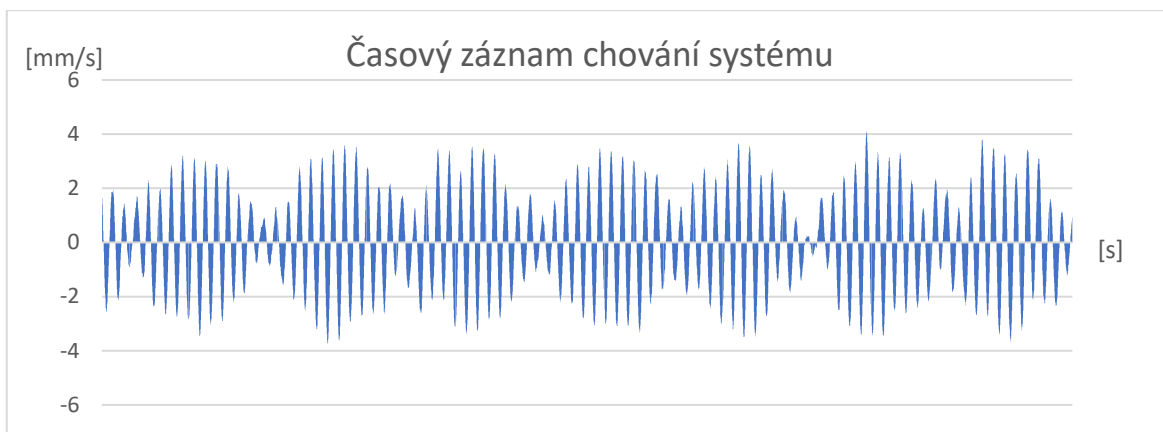
4. Graf - Srovnání RMS pro 1. a 2. měření vlevo bez silentbloku



##### 5. Graf - Srovnání RMS pro 1. a 2. měření vpravo se silentblokem

Výše uvedené grafy (3. Graf, 4. Graf a 5. Graf) jsou grafy z úplně první série měření. V první řadě je důležité podotknout, že podobnost křivek prvního a druhého měření v obou případech do určité míry potvrzuje správnost tohoto měření. Případné odchylky jednotlivých měření mohou být způsobeny nepřesností měřicího přístroje, vnějšími vlivy (projíždějící auta apod.) nebo přechodovými jevy v tepelném čerpadle. Také je zřejmý rozdíl mezi vibračním zatížením konzoly vlevo, tedy umístěné pod ventilátory, a vpravo, tedy umístěné pod kompresorem. Pro levou část je kritická hladina výkonu 20 %, pro pravou část poté především výkonové hladiny okolo 13 % a 30 %. Při těchto výkonech dochází ke sčítání frekvencí kmitání různých částí tepelného čerpadla a konzoly, které může vést až k rezonančním jevům. Tyto jevy dokládá úryvek z časového záznamu chování systému bez silentblokového tlumení při 30 % výkonu tepelného čerpadla při měření bez silentbloků (viz 6. graf). Je možné pozorovat rázy neboli zázneje<sup>6</sup>, které vznikají při sčítání dvou vzájemně blízkých frekvencí. V tomto případě je možné předpokládat, že se jedná o frekvenci otáčení ventilátorů a o frekvenci kompresoru při daném výkonu. Podobné jevy byly pozorovány i při ostatních měřeních.

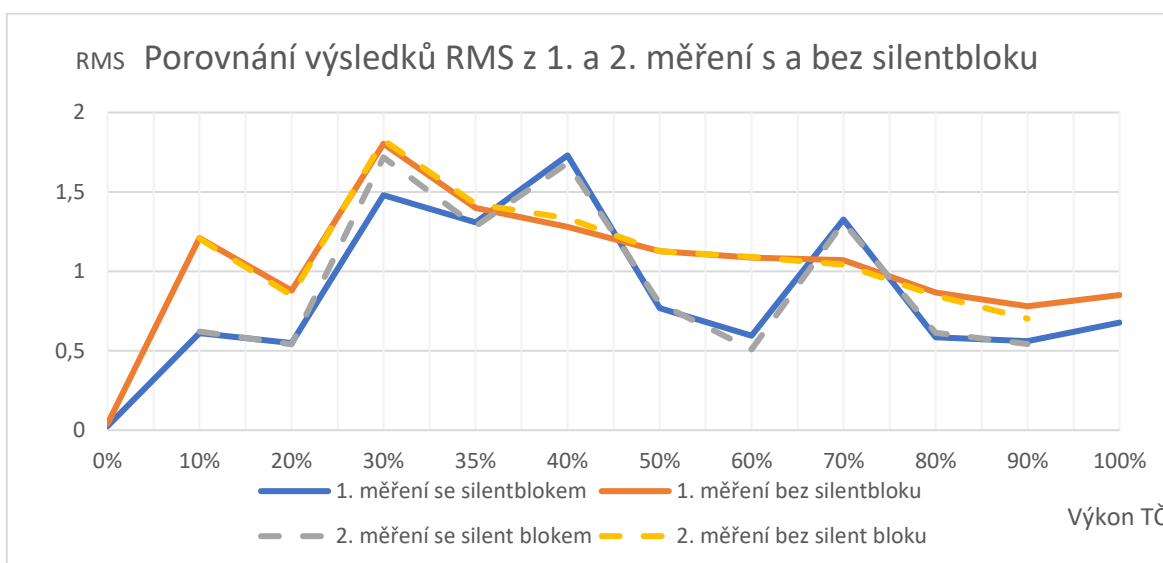
<sup>6</sup> Zvláštní případ složeného kmitání vzniká, když se skládají dvě kmitání, jejichž úhlové frekvence se velmi málo liší (tj. amplituda výchylky výsledného kmitání se periodicky zvětšuje a zmenšuje). Tomuto složenému kmitání se říká rázy. Je-li první kmitání popsáno rovnicí y a druhé pak rovnicí x, je výsledné kmitání popsáno rovnicí:  $z = x + y$ .



6. Graf - Časový záznam chování měřeného systému - 30 % výkonu měření bez silentbloků vpravo

Po opětovném nainstalování běžně používaných silentbloků a vyhodnocení naměřených dat je zřejmá změna průběhu závislosti okamžité rychlosti (reprezentující velikost rychlosti vibrací) na výkonu tepelného čerpadla. Jak plyne z následujícího grafu (7. graf), průběh křivky s použitím silentbloku z velké části nesplňuje předpoklady tlumení vibrací. Při 40 % a 70 % výkonu tepelného čerpadla dochází k zesílení vibrací dokonce nad mez amplitudy vibrací tepelného čerpadla bez použití silentbloků. Opět se zde objevují rezonanční jevy (výše znázorněné zázněje), kdy se vlastní frekvence kmitání ventilátoru blíží frekvenci kompresoru tepelného čerpadla, respektive jeho komponent. Toto chování je při použití silentbloků naprosto nežádoucí. Zároveň je ze srovnání zřejmé, že ani při zbylých hladinách výkonu silentbloky netlumí vibrace nijak zásadně a především ne tak, jak bylo očekáváno a požadováno.

Vyhodnocení rychlosti vibrací formou RMS a porovnání průběhů tak zřejmě potvrdilo, že aktuálně používané řešení není optimální a je zde zcela jistě prostor pro účinnější řešení.



7. Graf - Porovnání výsledků RMS z 1. a 2. měření s a bez silentbloku

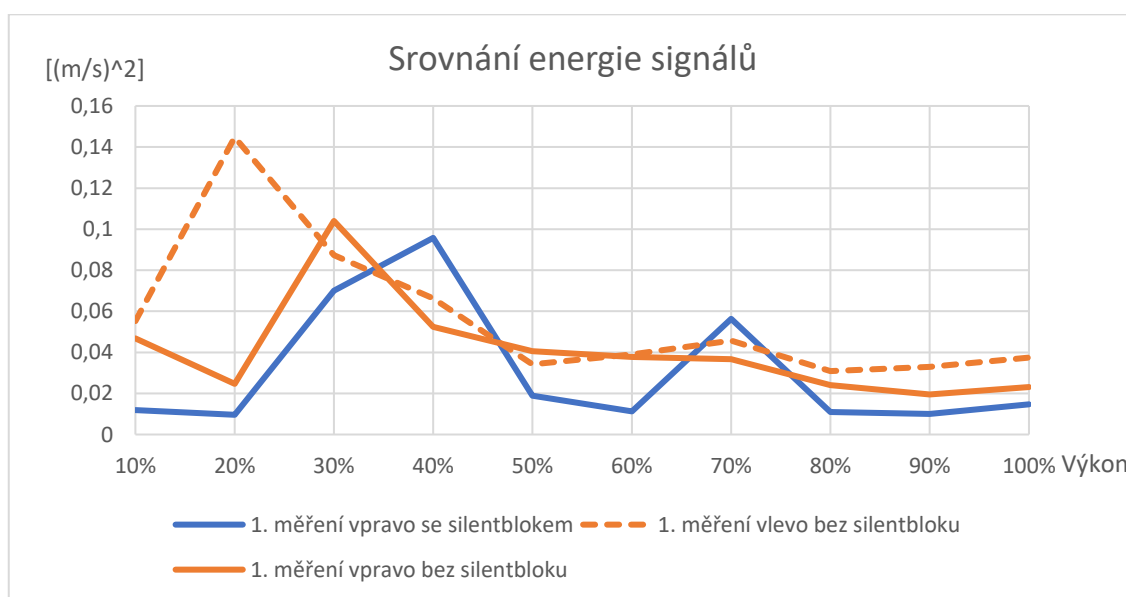
#### 4.4.2. Energie signálu v závislosti na výkonu

Následující grafy vyjadřují energii signálu kmitání v závislosti na výkonu tepelného čerpadla. Tato energie byla počítána jako suma druhých mocnin okamžitých rychlostí vibrací při použití běžných převodů jednotek pro zachování správnosti výpočtu. Základní vzorec pro zpracování signálu touto formou je:

$$E = \sum_{n=0}^{N-1} |x[n]|^2$$

Energie signálu kmitání, respektive vibrací znázorňuje ještě lépe velikost výchylek než předchozí RMS zhodnocení. Ze všech tří grafů sjednocených do jednoho jsou zřejmé kritické hladiny výkonu tepelného čerpadla, kdy je energie vibrací největší. Důvody těchto jevů byly zmíněny výše. Správnost provedeného výpočtu a měření potvrzuje vzájemná podobnost křivek energií signálu a křivek RMS rychlosti vibrací. Z grafu níže (8. graf) je například viditelné, jak frekvence ventilátorů tepelného čerpadla (ventilátory se nacházejí nad silentbloky umístěnými vlevo) ovlivňují energii vibrací, kdy ke kritickým jevům dochází při 20 % výkonu tepelného čerpadla.

Aby mohlo být srovnání použito, muselo dojít ke sjednocení použitých hladin výkonu tepelného čerpadla. Z tohoto důvodu jsou některé grafy lehce odlišné. Podobně jako v případě metody měření odchylek pomocí způsobu RMS jsou zde jasně vidět nedostatky používaných silentbloků. Srovnání energií signálu potvrzuje, že při 40 % a 70 % výkonu dochází k zesílení vibrací šířených z tepelného čerpadla do konzoly. Při těchto hladinách dochází dokonce k zvýšení energie vibrací nad meze energie vibrací při instalaci bez použití antivibračních prvků. I v ostatních výkonových hladinách je opět zřejmá ne zcela výrazná tlumící schopnost silentbloků.



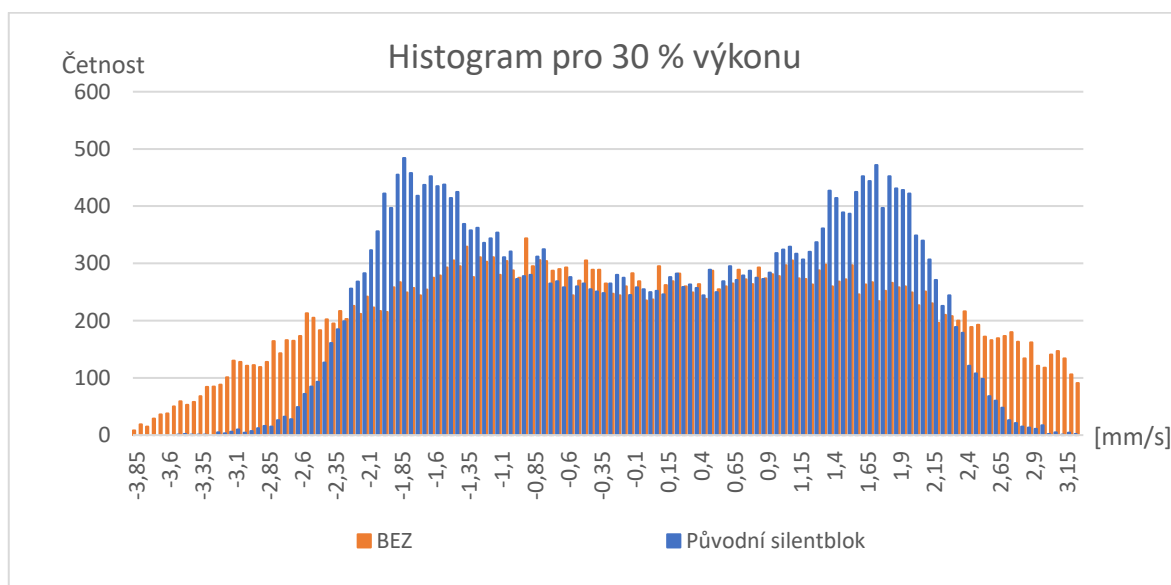
8. Graf - Energie signálů - srovnání měření



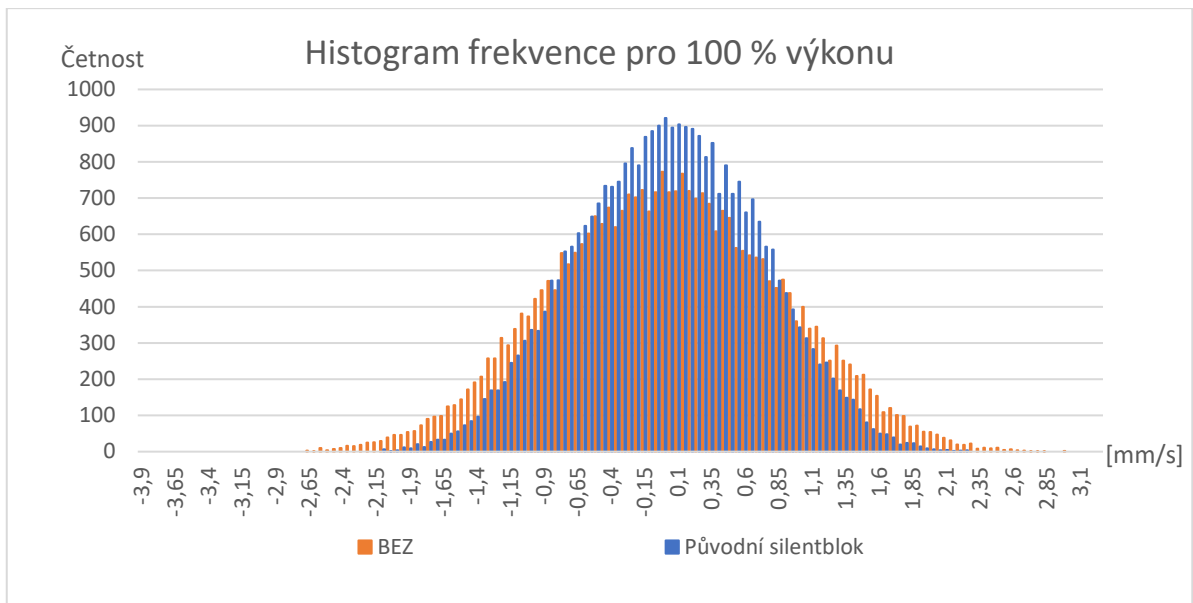
#### 4.4.3. Histogram rychlosti kmitání pro různé hladiny výkonu

Následující dva grafy jsou histogramy (9 – 10. Graf). Jedná se o graf, který v podobě výšky sloupců vyjadřuje četnost intervalů na vodorovné ose. V tomto případě se jedná o intervaly okamžitých rychlostí kmitání konzoly tepelného čerpadla. Při tvorbě tohoto grafu byly vytvořeny požadované intervaly a následně pomocí funkcí MS Excel zjištěny četnosti výskytu jednotlivých intervalů a vytvořen graf.

Z obou grafů je zřejmá drobná tlumící účinnost silentbloků, a to v oblastech vyšších rychlostí kmitání. Je vidět, že při použití silentbloků jsou tyto rychlosti potlačeny a zejména u 100 % výkonu tepelného čerpadla se přesouvají kmity k nižším rychlostem, kde jich z logického hlediska přibývá. V oblasti tohoto výkonu je histogram naprosto symetrický a unimodální. Použitím vhodnějších antivibračních pomůcek by však mělo dojít k ještě většímu zúžení oblasti rychlostí kmitání. Zvláštní případ je viditelný při 30 % výkonu tepelného čerpadla. Histogram má bimodální symetrický tvar. Jak bylo zmíněno výše, dochází zde ke sčítání frekvencí kmitání a k rezonančnímu chování. I přes zřejmý úbytek maximálních rychlostí kmitání se zde vyskytují dvě oblasti, kde vlivem výše zmíněného dochází naopak k viditelnému nárůstu četnosti těchto intervalů. Tento jev zcela jistě není žádoucí.



9. Graf - Porovnání histogramů pro původní silentblok a bez tlumícího opatření (30 % výkonu)

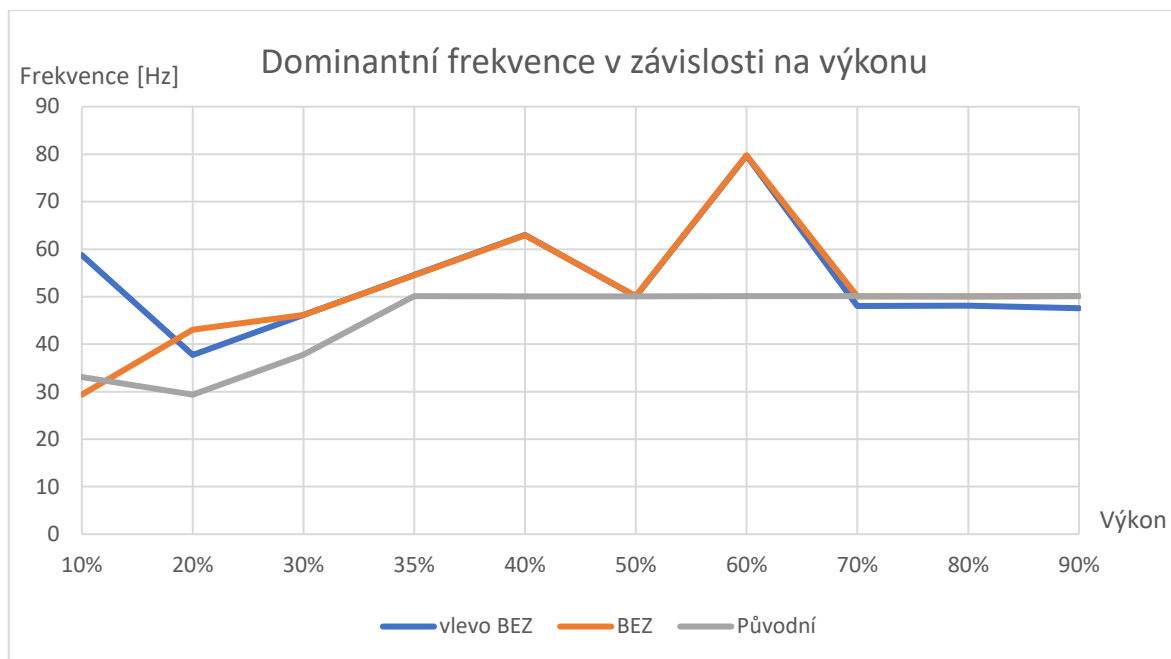


10. Graf - Porovnání histogramů pro původní silentblok a bez tlumícího opatření (100 % výkonu)

#### 4.4.4. Dominantní frekvence v závislosti na výkonu tepelného čerpadla

Poslední zpracované grafy vyjadřují dominantní frekvenci při každé měřené výkonové hladině. Data byla získána s využitím dvou krajních sloupců tabulky (2. Tabulka). V pravém sloupci bylo nalezeno maximum pomocí funkce v MS Excel. Toto maximum vyjadřuje frekvenci, která má největší četnost při měření na dané hladině výkonu a je tedy pro tuto hladinu frekvencí dominantní. Následně byl vytvořen spojnicový graf.

Pro tři různá měření je možné sledovat vývoj dominantní frekvence, kde „BEZ“ znamená měření bez silentbloku vpravo, „vlevo BEZ“ měření bez silentbloku vlevo a na závěr pak „původní silentblok“ tedy měření vpravo s původním silentblokem. Například na grafu níže (11. Graf) je vidět, že od 40 % výkonu dochází na straně pod ventilátory tepelného čerpadla k téměř úplnému ustálení dominantní frekvence na hodnotě 50 Hz. Kolem této frekvence se výrazně pohybují i dominantní frekvence v ostatních měřeních. Z úvah o rotaci kompresoru tepelného čerpadla plyne zřejmá souvislost mezi frekvencí rotace kompresoru a frekvencí naměřených vibrací. Jak bylo zmíněno výše, pro ventilátor se třemi lopatkami a rychlostí otáčení 1000 ot/min (za běžného provozu platí, že frekvence je rovna zhruba 50 Hz. Pro kompresor jsou otáčky proměnné v závislosti na výkonu tepelného čerpadla. Jak bylo předpokládáno, kompresor a ventilátory lze považovat za nejvýraznější zdroje vibrací v tomto stroji. Ventilátory pak ovlivňují především levou část tepelného čerpadla. Jejich frekvence odpovídá, jak bylo zmíněno výše, také zhruba 50 Hz.



11. Graf - Dominantní frekvence vibrací v závislosti na výkonu

Vzhledem k faktu, že účinnost používaných silentbloků není zcela dostatečná, jak bylo potvrzeno měření, určení dominantních frekvencí tak bylo velice důležitou součástí prvních měření. Pro druhé měření bylo možné využít těchto dat a pracovat s nimi při volbě vhodnějších silentbloků. Z naměřených hodnot a technických dat tepelného čerpadla plynou takovéto požadavky na silentbloky: Vhodné silentbloky musí mít nosnost dohromady větší než 150 Kg a zároveň vlastní frekvence kmitání těchto silentbloků nesmí být blízká frekvenci 14 a 50 Hz, aby bylo tím pádem zajištěno maximální možné tlumení vzniklých vibrací.

#### 4.5. Vyhodnocení měření

První měření prokázalo značné nedostatky stávajících silentbloků. Z výše uvedených grafů a celkově z naměřených dat plyne jistá schopnost stávajících silentbloků tlumit vibrace. Útlum však není uspokojivý, a proto by bylo vhodné zvolit účinnější řešení při zachování ekonomické a technické dostupnosti. V některých hladinách výkonu tepelného čerpadla dochází naopak k zesílení vibrací oproti řešení bez silentbloků, a to v oblastech 30 %, 40 % a 70 % výkonu.

Z tohoto důvodu bylo provedeno druhé měření, jehož výsledky budou prezentovány níže. Na základě naměřených dat byla provedena dvě měření. Prvním řešením jsou silentbloky firmy Getzner s názvem DSD 2 a DSD 3 a druhým řešením jsou silentbloky KSE-AM-100M, které využívá firma AC Heating u problematických instalací. Silentbloky byly voleny na základě výše zmíněných podmínek. Bylo předpokládáno, že ke zlepšení tlumení tepelného čerpadla dojde při využití silentbloků s vlastní frekvencí, která se neblíží 14 a 50 Hz a zároveň budou schopny tyto frekvence úspěšně tlumit. Taktéž musí být dodržena podmínka ekonomičnosti, technologické proveditelnosti a především nosnosti. Bylo uvažováno o použití dvou tvrdostí silentbloků, protože hmotnost venkovní jednotky

tepelného čerpadla není rozložena rovnoměrně a na pravé straně je výrazně vyšší z důvodu přítomnosti kompresoru a dalších nezbytných komponent.



17. Obrázek - Zvolené silentbloky pro druhé měření (vlevo - DSD, vpravo - KSE) [11]

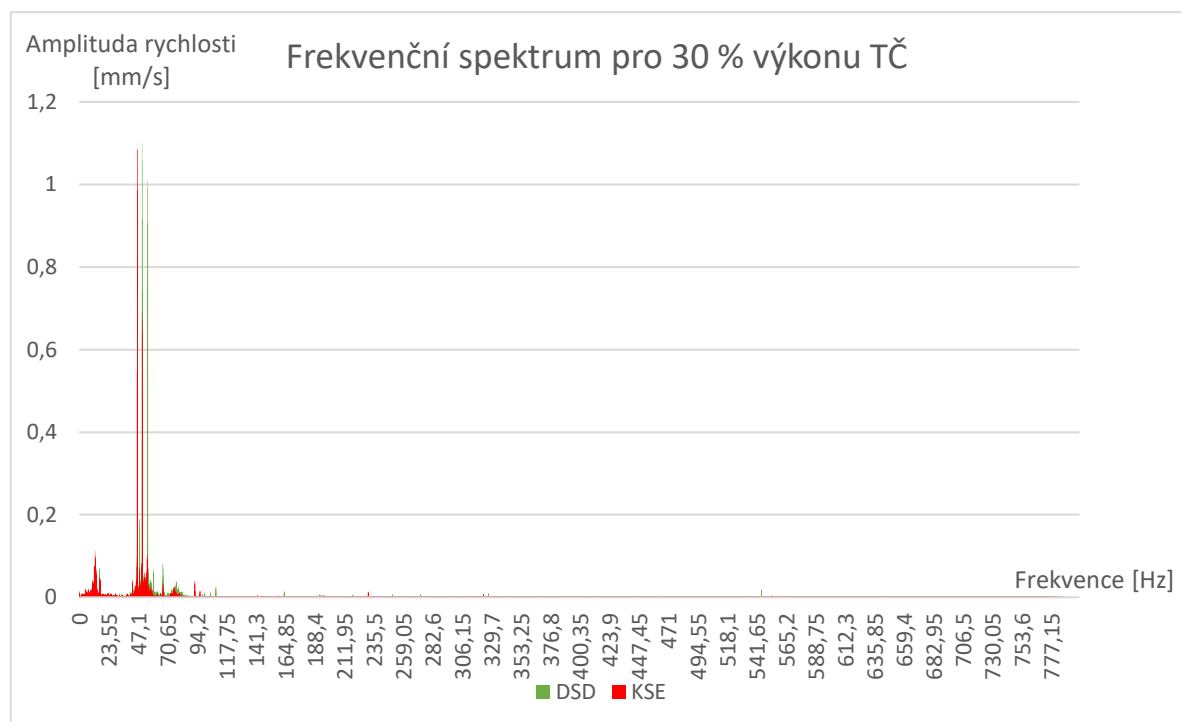
## 5. Popis a vyhodnocení druhého měření

Druhé měření bylo provedeno na stejném místě 25. března 2022. Všechna předešlá nastavení a podmínky byly zachovány, došlo pouze k výměně silentbloků za nově testované. Množství měření a výkonové kroky zůstaly shodné. Vzhledem k chladnějším teplotám bylo možné na rozdíl od 1. měření provádět dvě měření při 100 % výkonu tepelného čerpadla. Všechna naměřená data byla následně vyhodnocena naprosto stejným způsobem s pomocí MS Excel. Níže budou prezentovány výsledky jednotlivých měření a zároveň celkové srovnání všech čtyř měřených možností.

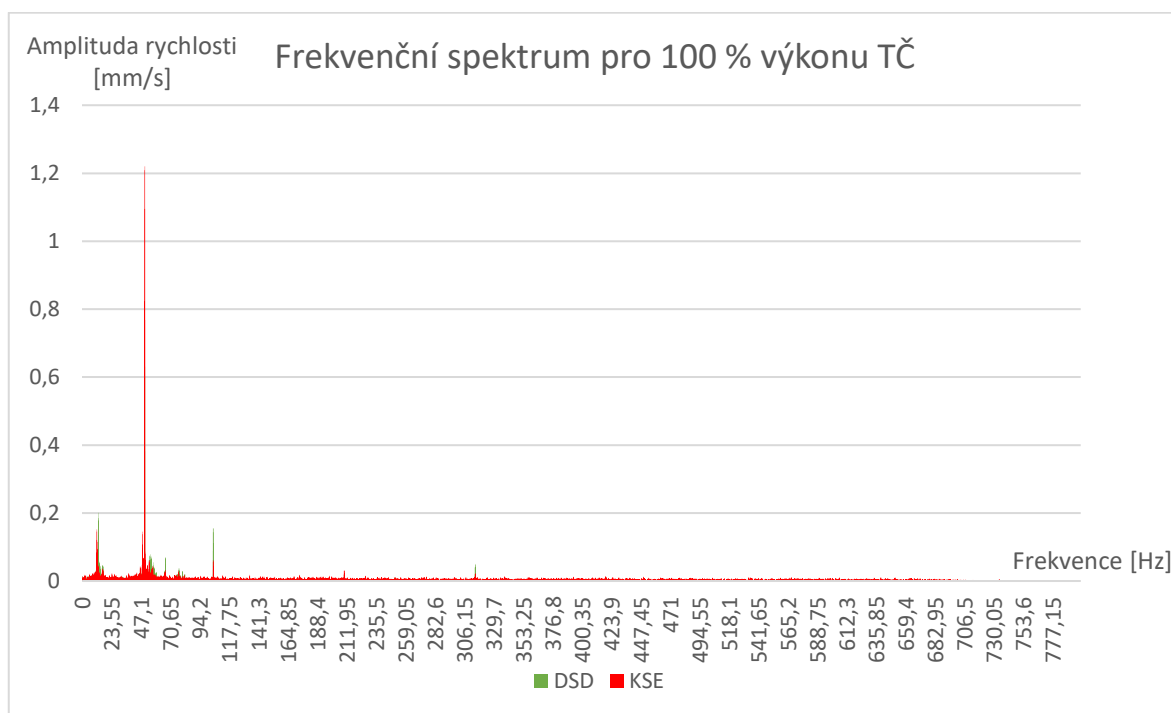
### 5.1. Výsledky 2. měření a porovnání měření

#### 5.1.1. Frekvenční spektrum s využitím nových silentbloků

Podobně jako u prvního měření i zde je nejprve zobrazeno frekvenční spektrum (12 – 13. Graf). Rozsah měření byl stejný. Tyto grafy opět potvrzují, že nejpodstatnější pro měření je rozsah frekvence vibrací do 70 Hz. Již z těchto prvních grafů je zřejmé, že v oblasti 30 % výkonu došlo ke snížení amplitudy rychlosti vibrací téměř o jednu polovinu. U 100 % výkonu toto porovnání není tak jednoznačné. V případě silentbloků DSD došlo k utlumení amplitudy rychlosti vibrací, ale u silentbloku KSE naopak ke zvýšení amplitudy v oblasti okolo 50 Hz. Podstatu tohoto nárůstu lépe vysvětlují grafy RMS výchylky a energii signálů v následujících podkapitolách.



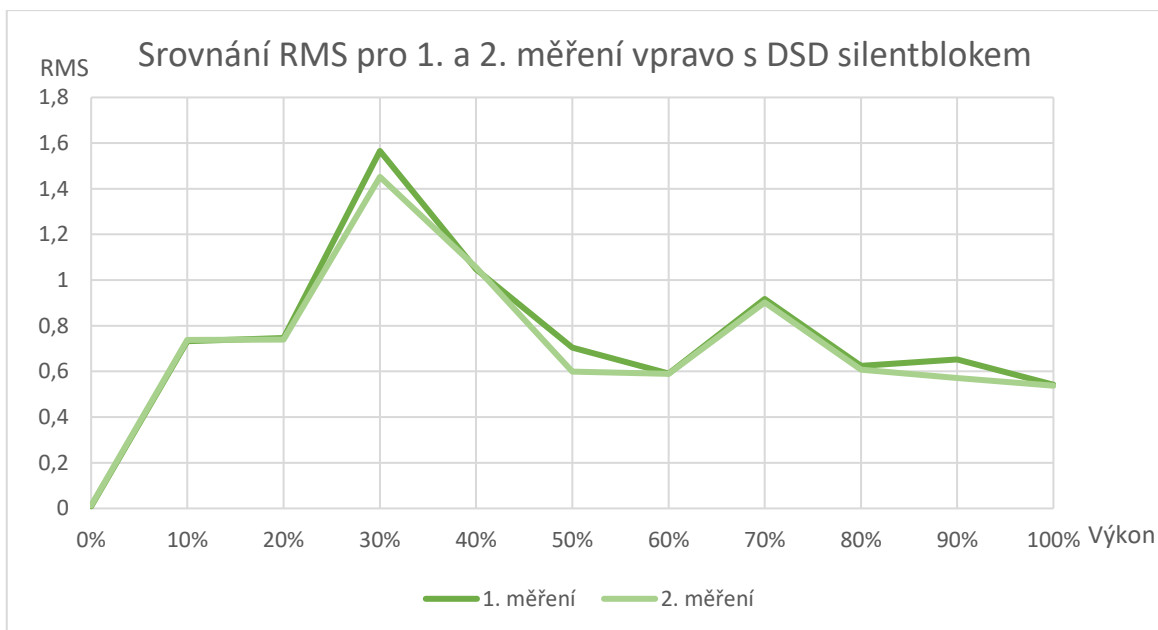
12. Graf - Frekvenční spektrum pro 30 % výkonu tepelného čerpadla - měření se silentbloky DSD a KSE



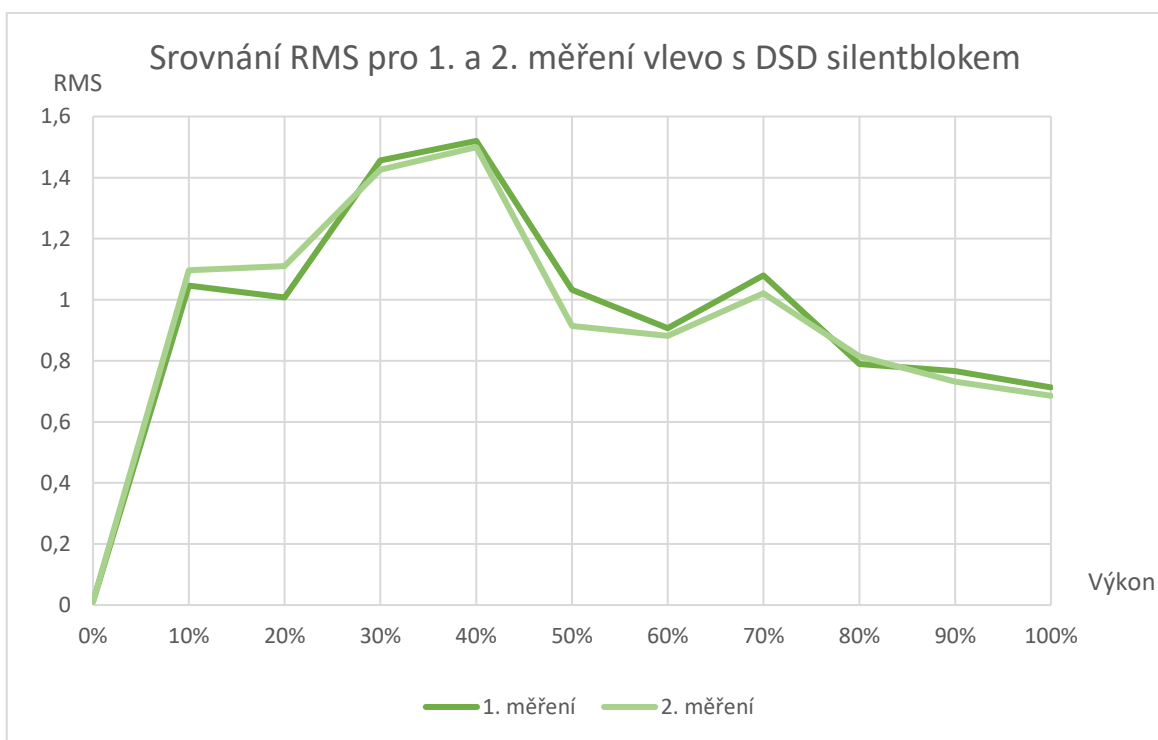
13. Graf - Frekvenční spektrum pro 100 % výkonu tepelného čerpadla - měření se silentbloky DSD a KSE

### 5.1.2. Efektivní hodnota okamžité rychlosti - RMS

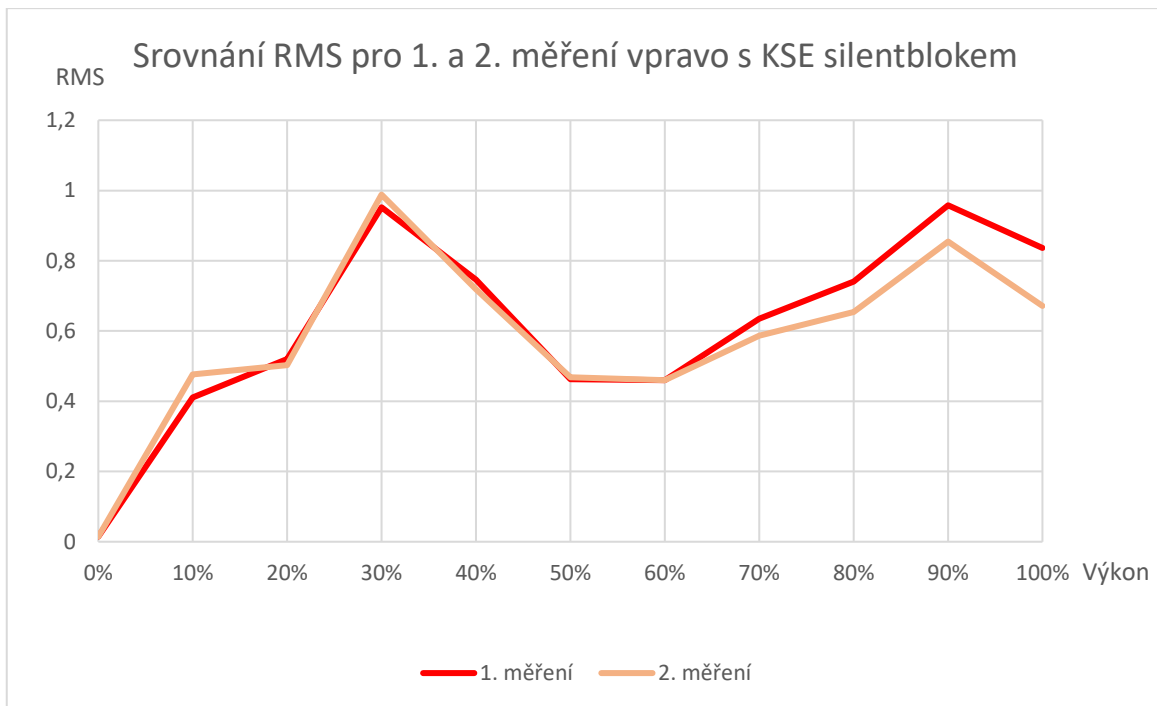
Stejně jako při prvním prováděném měření bylo také zde využito zobrazení rychlosti vibrací pomocí metody RMS, tedy efektivních hodnot. RMS hodnota je počítána jako druhá odmocnina aritmetického průměru druhých mocnin daných hodnot. Vzhledem k malým okamžitým hodnotám a výchylkám je využití RMS vhodné, protože druhá mocnina ve výpočtu způsobí zvýraznění výchylek vzdálenějších od 0.



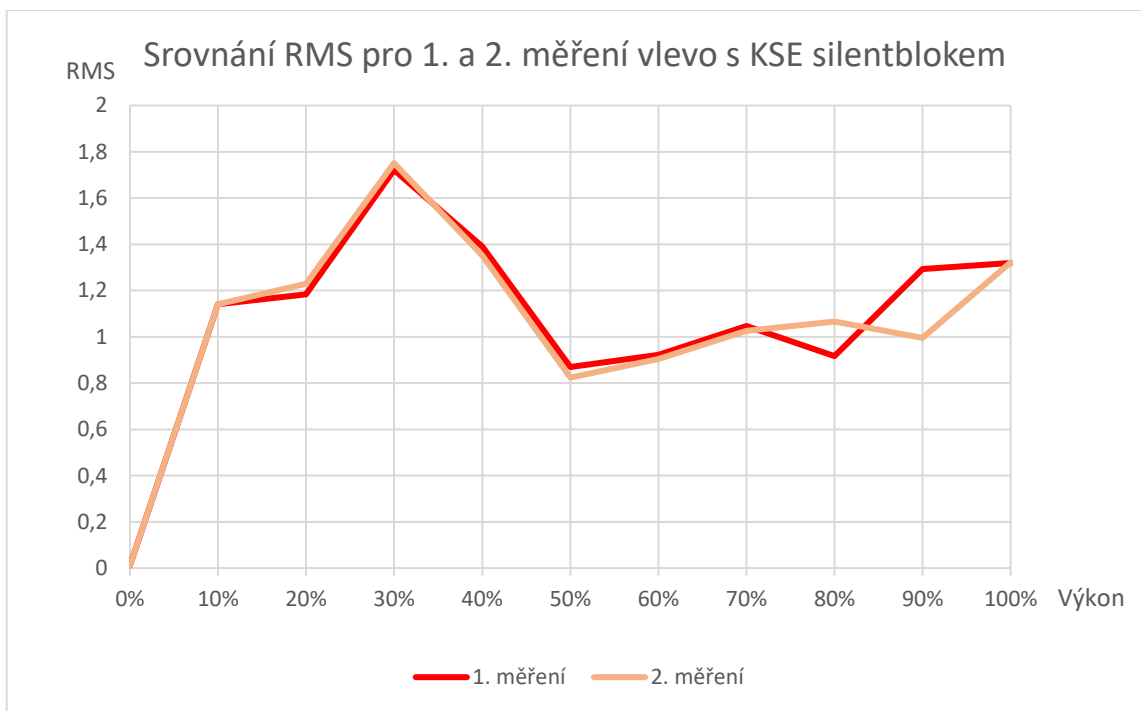
14. Graf - Srovnání RMS pro 1. a 2. měření vpravo se silentblokem DSD



15. Graf - Srovnání RMS pro 1. a 2. měření vlevo se silentblokem DSD



16. Graf - Srovnání RMS pro 1. a 2. měření vpravo se silentblokem KSE

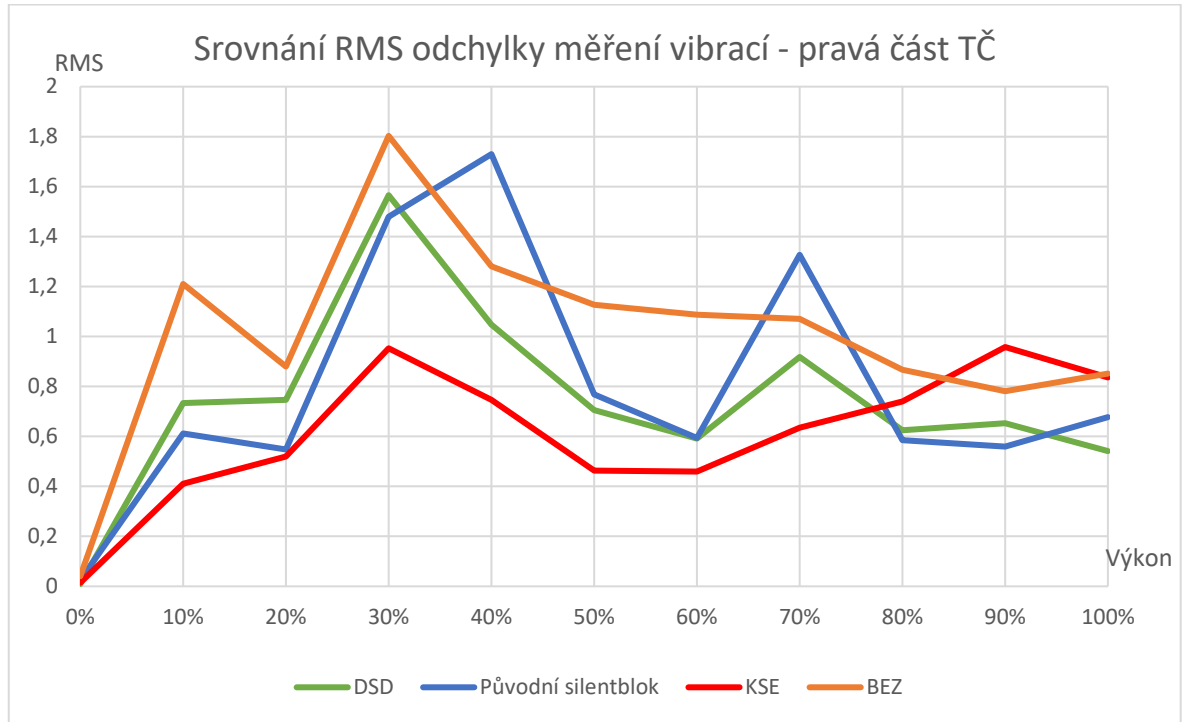


17. Graf - Srovnání RMS pro 1. a 2. měření vlevo se silentblokem KSE

Stejně jako v předchozí kapitole jsou si křivky v jednom grafu velice podobné platí pro grafy ( 14 – 17. Graf). Správnost měření lze považovat jako ověřenou pro účely této práce. Případné odchylky jednotlivých měření mohou být způsobeny nepřesností měřícího přístroje, vnějšími vlivy (projíždějící auta apod.) nebo přechodovými jevy v tepelném čerpadle. Z následujících grafů (18. Graf a 19. Graf), které srovnávají jednotlivé druhy tlumení, lze vyčíst více.

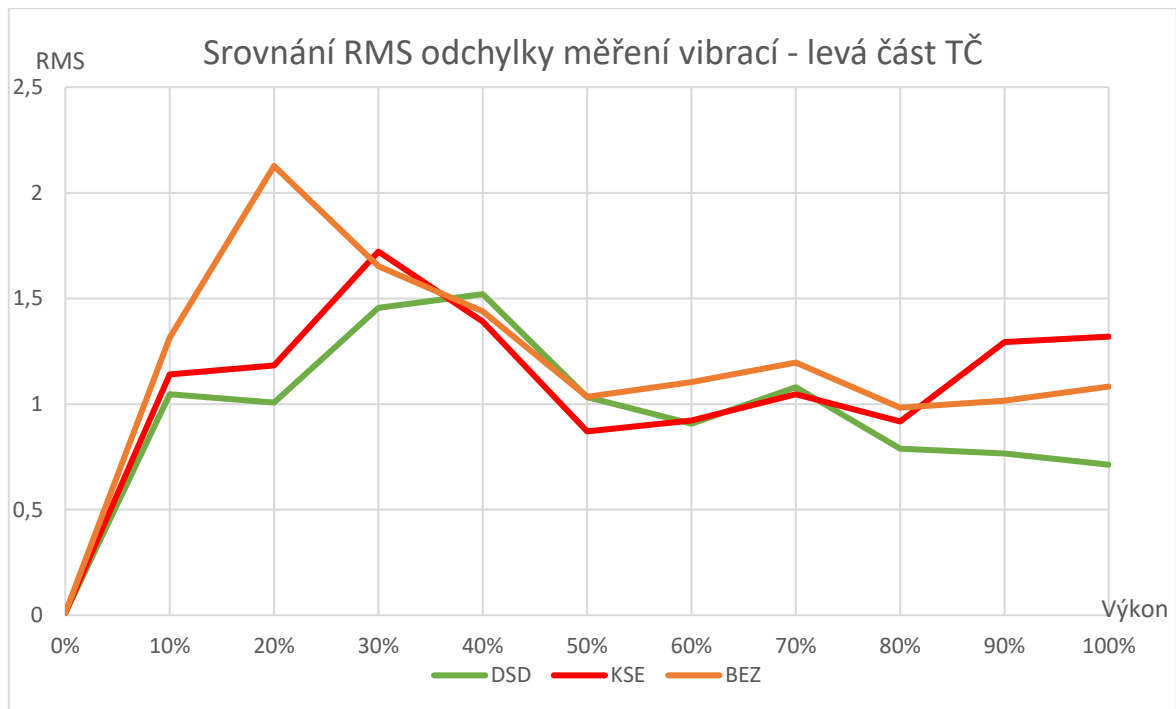


Je zřejmé, že použití nových silentbloků vedlo k určitým zlepšením. V pravé části tepelného čerpadla v tlumení vibrací nejvíce dominuje silentblok KSE, ale pouze do přibližně 75 % výkonu. Následně došlo k výraznému nárůstu vibrací, ba dokonce až k jejich zesílení, než tomu bylo při měření bez použití silentbloku. Oproti tomu silentblok DSD neposkytl takový útlum vibrací při nižších výkonech čerpadla, tedy v rozmezí 0 - 50 % výkonu, ale držel si konstantní útlumové vlastnosti v celé oblasti měření.



18. Graf - Porovnání výsledků RMS pro jednotlivé typy silentbloků - vpravo

V levé části tepelného čerpadla nebylo provedeno měření s původními silentbloky z časových důvodů. Vzhledem k výše uvedenému je tedy určující spíše pravá část tepelného čerpadla. Vlevo byla použitím obou druhů úspěšně eliminována oblast zvýšených frekvencí při 20 % výkonu tepelného čerpadla. V ostatních hladinách silentbloky nevynikají v tlumení vibrací, ale situaci zároveň ani nezhoršují. K menšímu narušení tohoto trendu dochází opět od 80 % výkonu u silentbloku KSE, kde v této oblasti došlo, stejně jako v pravé části tepelného čerpadla, k zesílení vibrací.



19. Graf - Porovnání výsledků RMS pro jednotlivé typy silentbloků - vlevo

Pro ještě názornější zobrazení je použita následující tabulka (3. Tabulka). V zelených sloupcích bylo vypočítáno zlepšení RMS rychlosti vibrací v procentech oproti původnímu stavu, kdy nebylo využito žádných silentbloků. Kladné hodnoty vyjadřují stav, ve kterém došlo naopak ke zmiňovaným nárůstům měřené odchylky.

Procentuální srovnání potvrzují výše zmíněná tvrzení. **Původní silentblok** se stával neúčinným v některých hladinách výkonu, ba dokonce zhoršoval vibrace v oblastech 30 % a 70 % výkonu tepelného čerpadla. Silentblok **DSD** si v celém rozsahu měření na straně pod kompresorem udržel celkem stabilní útlumové vlastnosti a především v žádné oblasti nebylo pozorováno zhoršení tohoto stavu, respektive překročení rychlosti vibrací naměřené bez silentbloku. Silentblok **KSE** dosáhl velice dobrých výsledků v oblastech do 80 % výkonu. Zde tlumící schopnosti silentbloku KSE výrazně převyšují předešlé silentbloky. V oblastech vysokých výkonů došlo ke snížení tlumících schopností. Při 90 % byl pozorován nárůst rychlosti vibrací RMS od 22 %. V posledním řádku je uvedena průměrná hodnota tlumení v procentech na jednu hladinu výkonu. I přes zmíněné zesílení při vysokých výkonech z tohoto pohledu nejlépe vychází silentblok KSE.

Výkon [%]	BEZ	původní silentblok		DSD		KSE	
0	0,040456	0,025367	-37,30 %	0,009187	-77,29 %	0,014623	-63,85 %
10	1,209813	0,611281	-49,47 %	0,733017	-39,41 %	0,410776	-66,05 %
20	0,879142	0,547924	-37,68 %	0,745898	-15,16 %	0,520071	-40,84 %
30	1,802765	1,478884	-17,97 %	1,56539	-13,17 %	0,95252	-47,16 %
40	1,280711	1,729854	35,07 %	1,048034	-18,17 %	0,746348	-41,72 %
50	1,126823	0,768526	-31,80 %	0,704808	-37,45 %	0,463113	-58,90 %
60	1,087484	0,59403	-45,38 %	0,590743	-45,68 %	0,459966	-57,70 %
70	1,070347	1,326765	23,96 %	0,9176	-14,27 %	0,635178	-40,66 %
80	0,866443	0,584914	-32,49 %	0,624833	-27,89 %	0,740325	-14,56 %
90	0,780706	0,559598	-28,32 %	0,652859	-16,38 %	0,957818	22,69 %
100	0,851301	0,677259	-20,44 %	0,541988	-36,33 %	0,836228	-1,77 %
Průměr			-22 %		-31 %		-37 %

3. Tabulka - Porovnání RMS výchylek měření vpravo - vztahené k měření bez silentbloku

Stejným způsobem byla zpracována i naměřená data z druhé strany tepelného čerpadla nacházející se pod ventilátory (viz 4. Tabulka). V tomto případě z výše zmíněných důvodů chybí měření s dříve používaným silentblokem. V této lehčí části čerpadla není zlepšení příliš výrazné. Na rozdíl od pravé strany zde celkově lepších výsledků dosáhly silentbloky DSD. Ve většině výkonových hladin byla jejich výchylka menší než při měření bez silentbloků. KSE silentbloky měly nežádoucí efekt především při vyšších výkonech stejně jako u pravé strany čerpadla. Jak bylo již zmíněno výše, vzhledem k většinové hmotnosti na pravé straně se levá strana nepodílí takovou měrou na celkových vibracích tepelného čerpadla. Z tohoto pohledu je pro výběr vhodného silentbloku určující tedy spíše pravá strana s kompresorem.

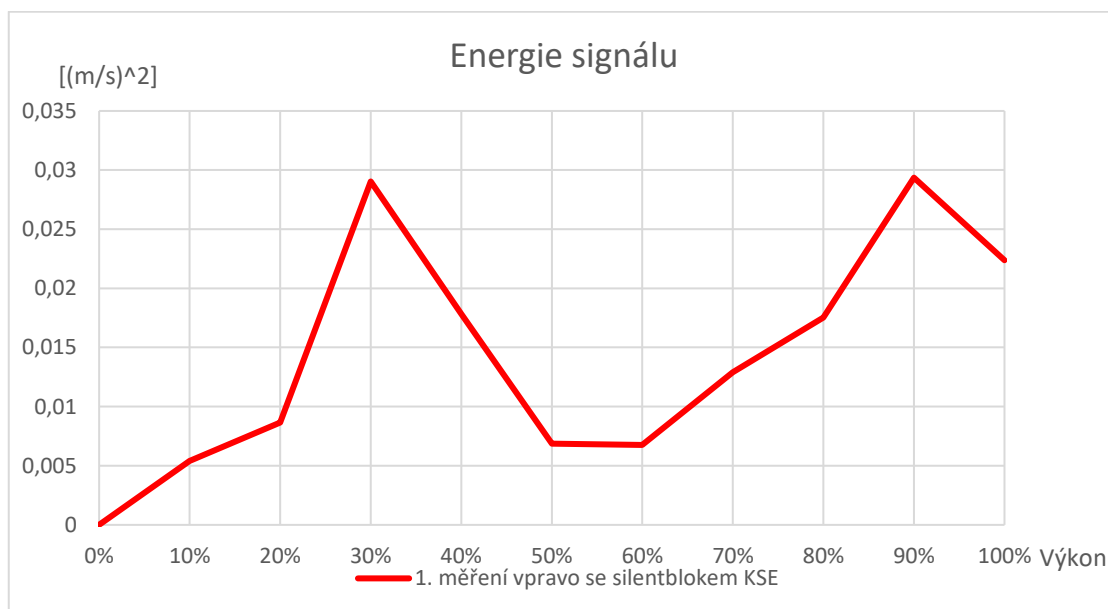
Výkon [%]	BEZ	DSD		KSE	
0	0,025367	0,011478	-54,75 %	0,011478	-54,75 %
10	1,313965	1,046123	-20,38 %	1,140131	-13,23 %
20	2,126971	1,007287	-52,64 %	1,183191	-44,37 %
30	1,65239	1,456111	-11,88 %	1,721568	4,19 %
40	1,439063	1,520029	5,63 %	1,390333	-3,39 %
50	1,034354	1,032041	-0,22 %	0,869967	-15,89 %
60	1,103446	0,907126	-17,79 %	0,922253	-16,42 %
70	1,196079	1,07958	-9,74 %	1,04597	-12,55 %
80	0,982434	0,789063	-19,68 %	0,916765	-6,68 %
90	1,015523	0,765798	-24,59 %	1,29253	27,28 %
100	1,082624	0,712486	-34,19 %	1,319492	21,88 %
Průměr			-22 %		-10 %

4. Tabulka - Porovnání RMS výchylek měření vlevo - vztahené k měření bez silentbloku

### 5.1.3. Energie signálu v závislosti na výkonu

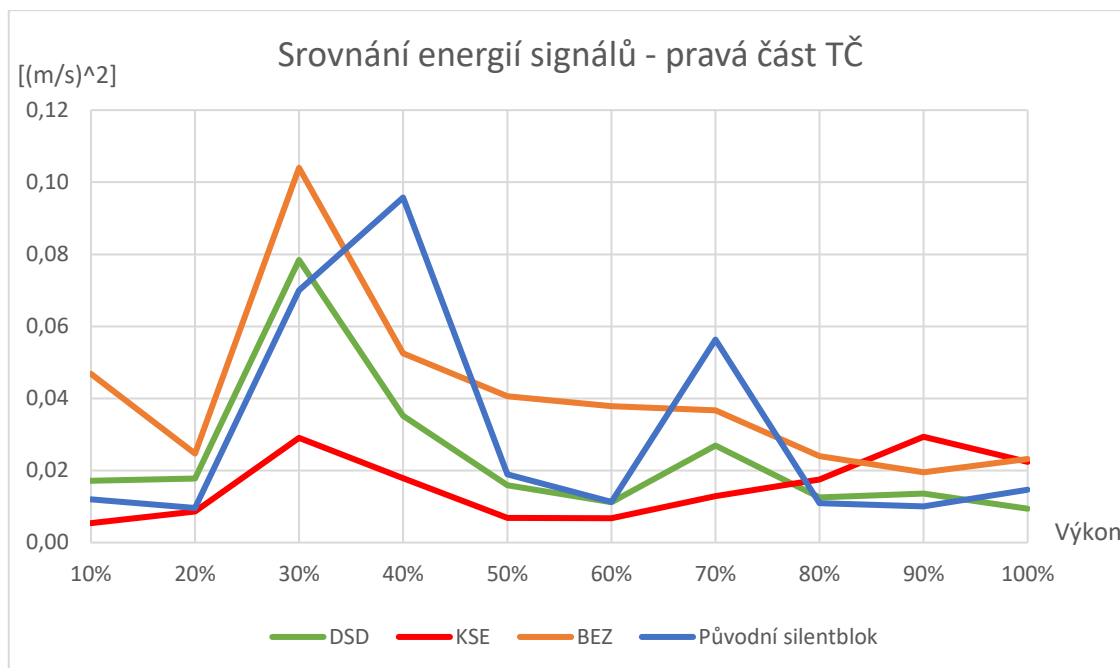
Následující grafy stejně jako v předešlé kapitole vyjadřují energii signálu kmitání v závislosti na výkonu tepelného čerpadla. Tato energie byla počítána jako suma druhých mocnin okamžitých rychlostí výchylek při použití běžných převodů jednotek pro zachování správnosti výpočtu. Vzorec je uveden v kapitole 1. měření.

Nejprve je jako příklad prezentován jeden graf energie signálu v závislosti na výkonu tepelného čerpadla (20. Graf). Nejzajímavější je v tomto ohledu signál KSE silentbloku v pravé části čerpadla, protože při nižších výkonech dosahuje poloviny hodnoty energie signálu než ostatní silentbloky, ale je zde zároveň zřejmé velké zesílení v oblasti vysokých výkonů. Komplexnější náhled a srovnání poskytují další grafy, které obsahují všechny křivky společně.

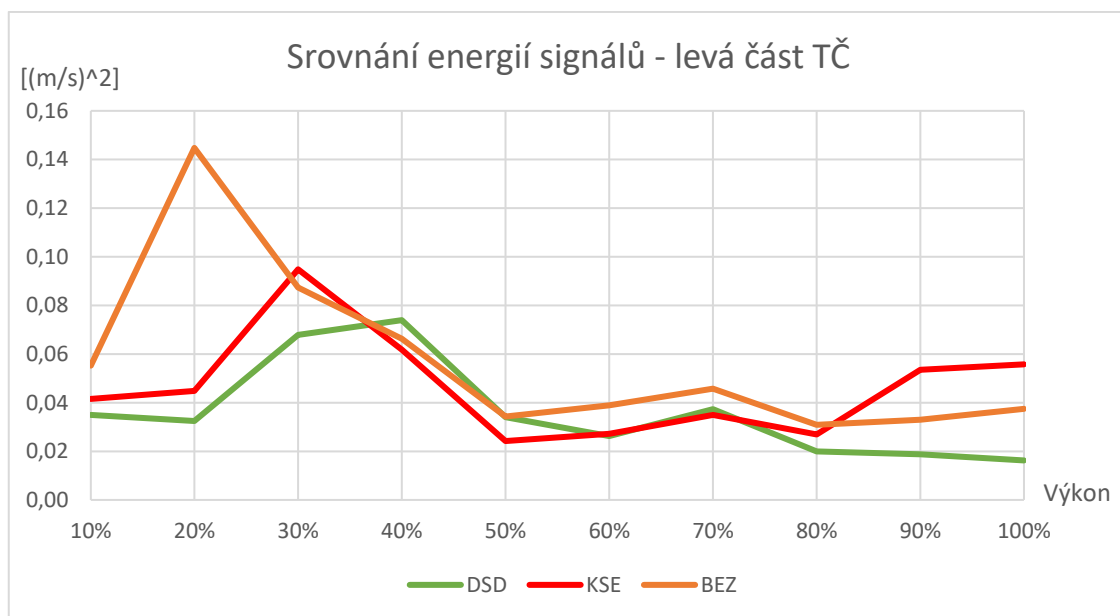


20. Graf - Energie signálu - 1. měření vpravo se silentblokem KSE

Výsledky, které je možné vyčíst z grafů níže (21. Graf a 22. Graf), potvrzují výše zmíněná tvrzení z kapitoly srovnávající RMS výchylku. Grafy mají velice podobné průběhy, došlo pouze ke zvýraznění rozdílů mezi jednotlivými silentbloky. Stejně jako v předešlé kapitole tedy platí, že původní silentblok plnil svoji funkci měření jen zřídka a v některých zmíněných hladinách výkonu docházelo k zesílení vibrací, respektive ke zvýšení rychlosti vibrací stojné konzoly. Silentbloky DSD i na základě vypočítané energie signálu poskytují relativně dobré útlumové vlastnosti v obou měřených částech konzoly a zároveň konstantní útlumové vlastnosti vzhledem k výkonovým hladinám. Silentbloky KSE při měření a následném zobrazení energie signálů ukazují výrazné tlumící schopnosti přibližně do 80 % výkonu tepelného čerpadla. Při vysokých výkonech došlo k zesílení vibrací v obou měřených částech.



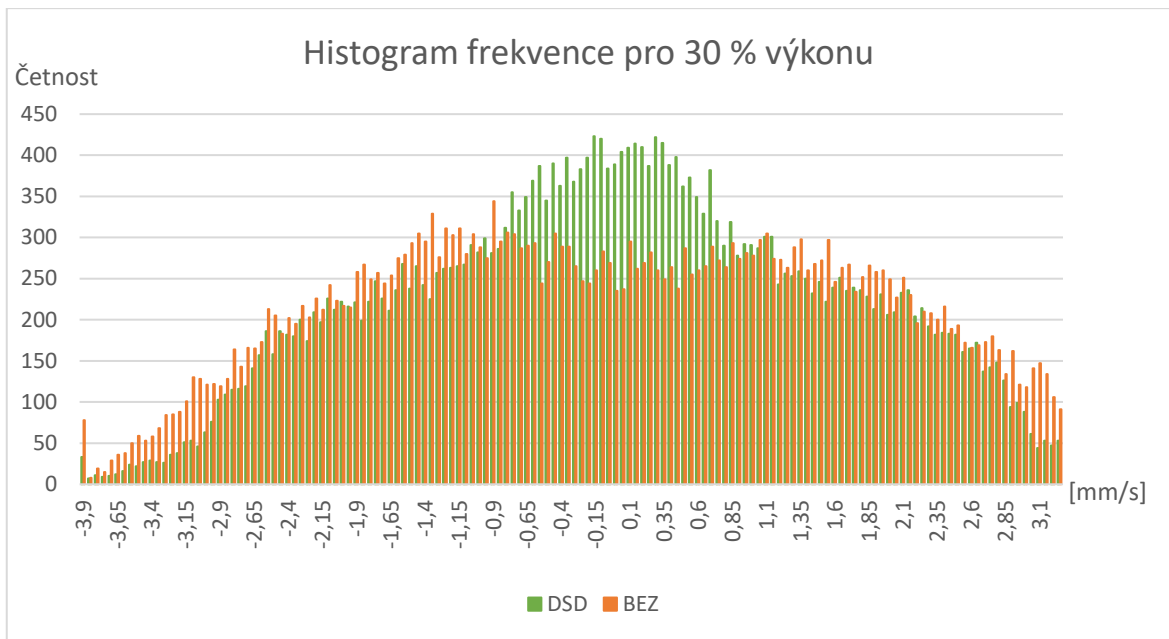
21. Graf - Energie signálu výchylek vpravo - srovnání všech silentbloků



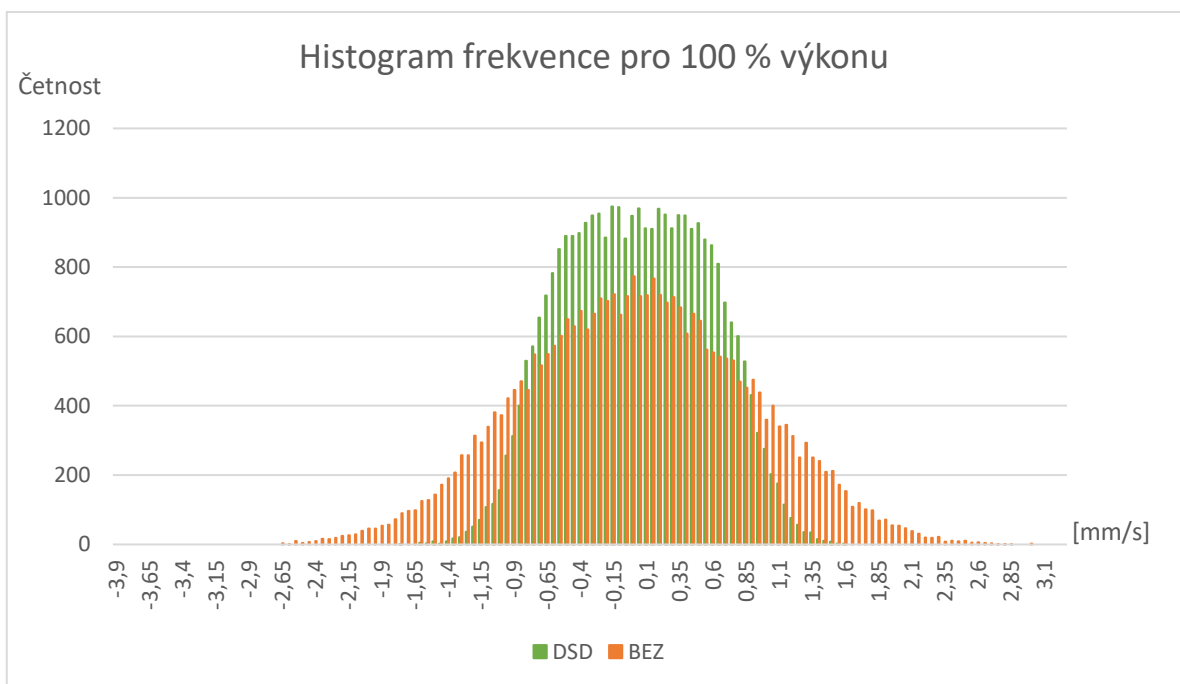
22. Graf - Energie signálu výchylek vlevo - srovnání všech silentbloků

#### 5.1.4. Histogram rychlosti kmitání pro různé hladiny výkonu

Následující grafy jsou histogramy. Jedná se tedy stejně jako u 1. měření o grafy, které v podobě výšky sloupců vyjadřují četnost intervalů na vodorovné ose. V tomto případě se jedná o intervaly okamžitých rychlostí kmitání konzoly tepelného čerpadla. Všechny níže zmíněné histogramy lze definovat jako unimodální a symetrické. Pouze 26. Graf je lehce odlišný, protože je viditelný velký nárůst počtu kmitů s malou okamžitou rychlostí.



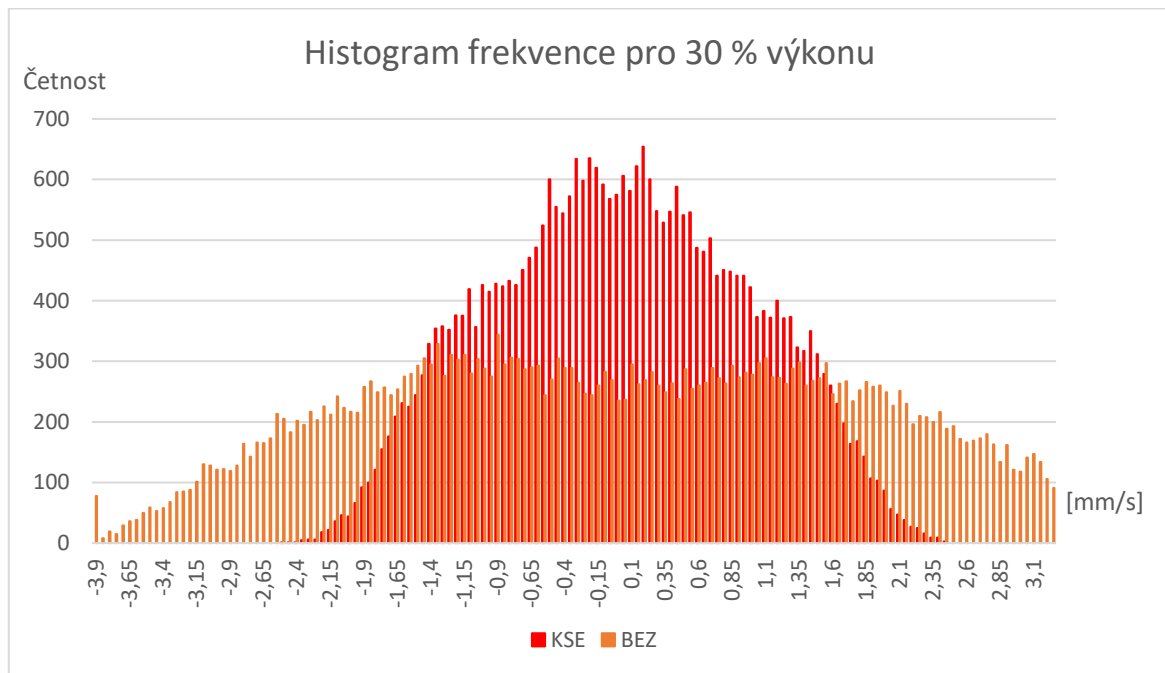
23. Graf - Porovnání histogramů pro DSD silentblok a bez tlumícího opatření (30 % výkonu)



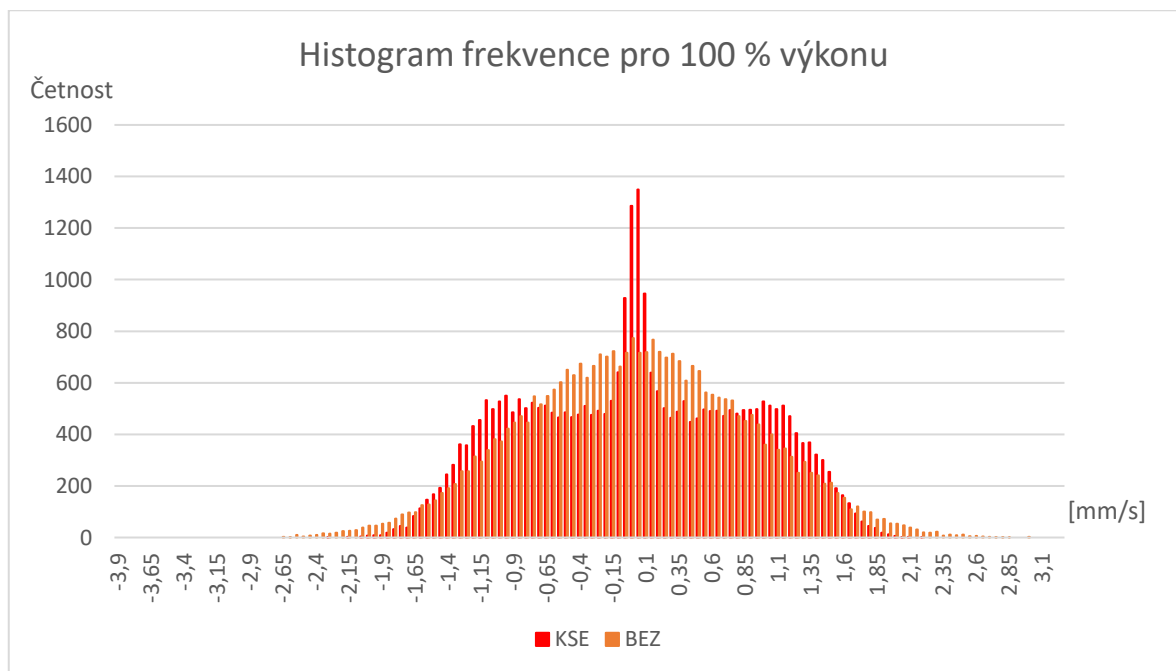
24. Graf - Porovnání histogramů pro DSD silentblok a bez tlumícího opatření (100 % výkonu)

Dva výše uvedené histogramy vyjadřují zelenou barvou četnosti pro instalaci s DSD silentblokem. Pro lepší porovnání je zde oranžově uveden stav původní. Zpracované histogramy potvrzují tvrzení a grafy zmíněné v kapitole 5.1.2 a 5.1.3. Z Histogramu pro 30 % výkonu (23. Graf) je viditelné jen malé zlepšení, respektive malý úbytek kmitů s vyšší rychlostí a zároveň nárůst kmitů s rychlostí menší. V této oblasti bylo počítáno zlepšení rychlosti vibrací RMS o 13 %.

Naopak při hladině 100 % výkonu bylo vypočítáno zlepšení téměř o 34 %. Toto dokládá i výše uvedený histogram (24. Graf). Došlo k viditelnému úbytku četnosti kmitů s vysokou okamžitou rychlostí.



25. Graf - Porovnání histogramů pro KSE silentblok a bez tlumícího opatření (30 % výkonu)



26. Graf - Porovnání histogramů pro KSE silentblok a bez tlumícího opatření (100 % výkonu)

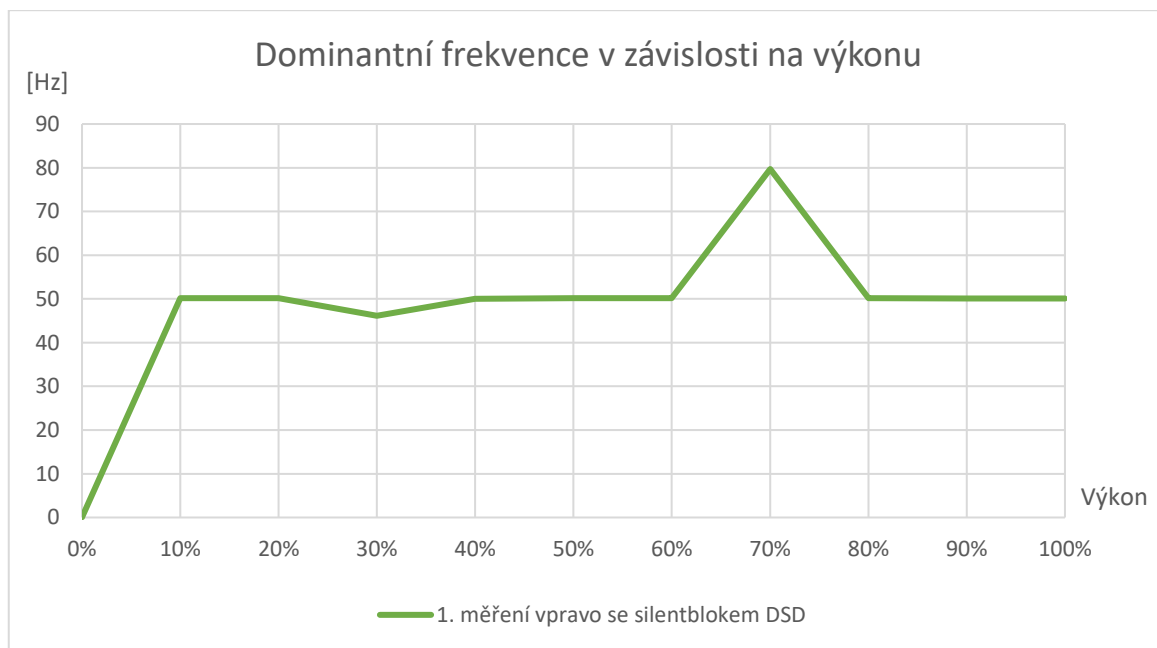
Stejně závěry potvrzující výše zmíněná tvrzení a grafy plynou i z histogramů pro KSE silentbloky. Opět je zde oranžově ponechán histogram původního stavu.

Platí tedy, že pro silentblok KSE je patrné výrazné zlepšení v oblasti 30 % výkonu tepelného čerpadla (25. Graf). Naopak při výkonu 100 % silentblok ztrácí svoji tlumicí schopnost (26. Graf). V oblasti rychlosti kmitání -1,1 a 1,1 [mm/s] je patrný dokonce nežádoucí nárůst množství těchto kmitů.

### 5.1.5. Dominantní frekvence v závislosti na výkonu tepelného čerpadla

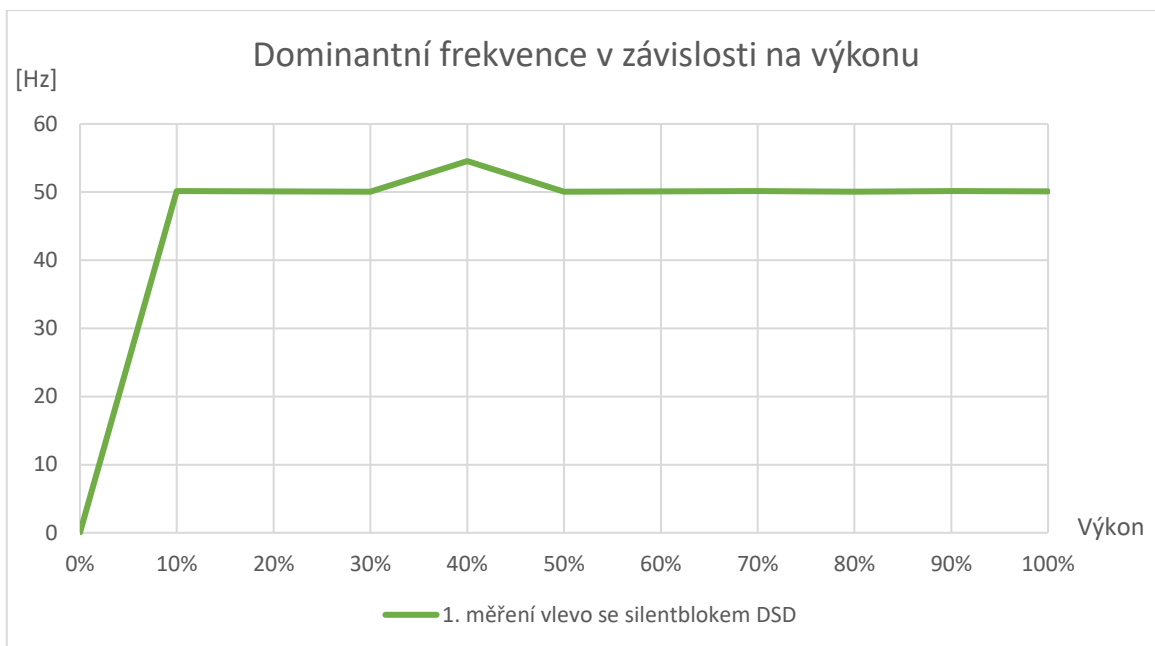
I pro zbylé dva silentbloky byla vyhodnocena dominantní frekvence kmitání v závislosti na výkonu tepelného čerpadla. Vyhodnocení bylo provedeno stejnou metodikou jako při prvním měření bez silentbloků.

Z následujících dvou grafů (27. a 28. Graf), které vyjadřují dominantní frekvenci vlevo a vpravo (měřenou na nosné konzole tepelného čerpadla), je zřejmé ustálení dominantní frekvence v oblasti 50 Hz, vyjma jednoho nežádoucího nárůstu při 70 % výkonu tepelného čerpadla. Tato frekvence je odvozená od fungování zmíněného kompresoru především v pravé části konzoly. V levé části lze předpokládat dominanci ventilátorů, který má 3 lopatky. Vzhledem k nastavené rychlosti otáčení na 1000 otáček za minutu odpovídá frekvence jedné lopatky po zaokrouhlení 16,7 Hz. Dohromady tedy cca 50,1 Hz.



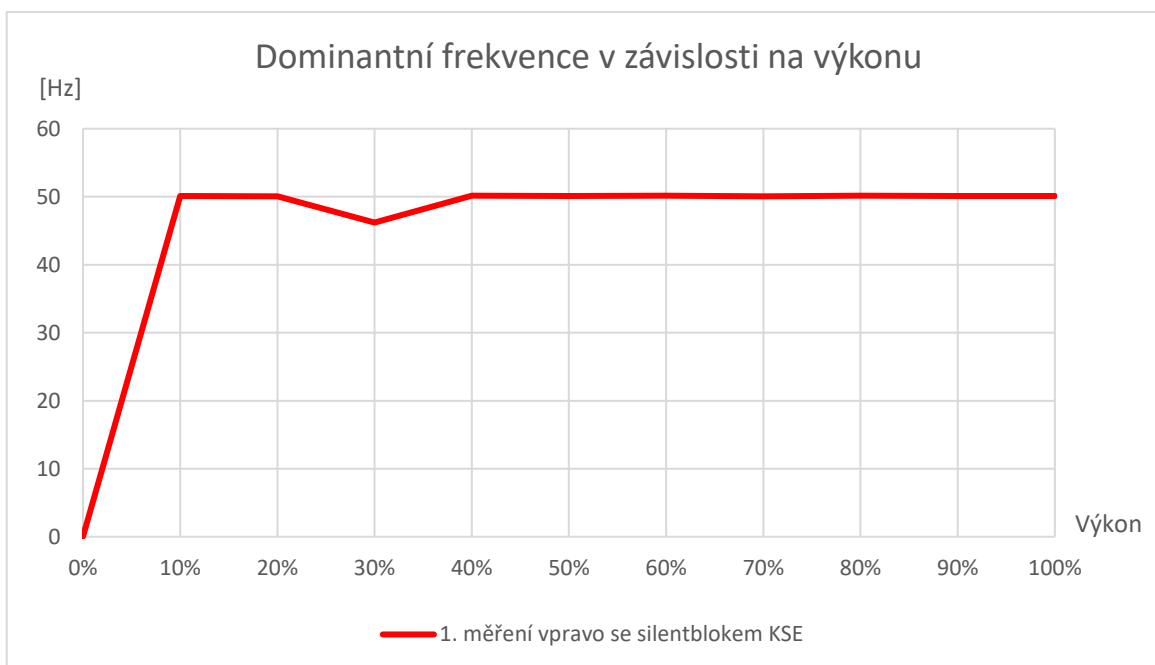
27. Graf - Dominantní frekvence vibrací v závislosti na výkonu - vpravo s DSD silentblokem



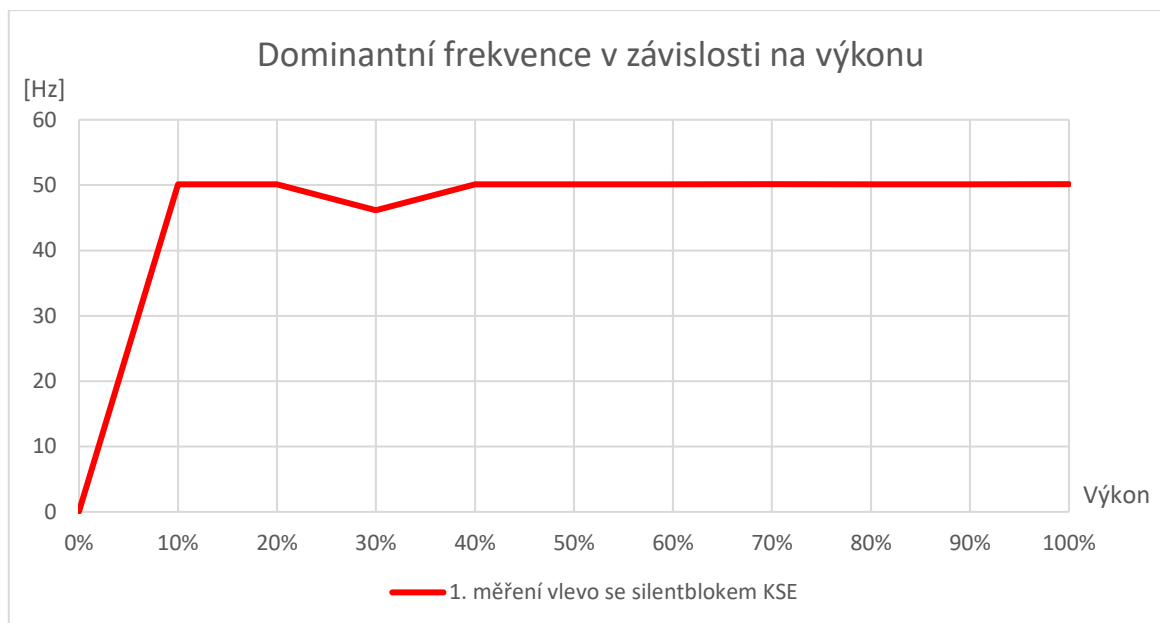


28. Graf - Dominantní frekvence vibrací v závislosti na výkonu - vlevo s DSD silentblokem

V případě KSE silentbloků je taktéž znatelné ustálení dominantních frekvencí (viz 29. a 30. Graf). Oproti silentbloku DSD zde nejsou nikterak velké rušivé jevy a signál je téměř konstantní. To platí pro obě strany konzoly. Změna frekvence není znatelná ani u vyšších výkonů i přesto, že tyto silentbloky zde na základě změřených dat ztrácí svoji útlumovou schopnost.



29. Graf - Dominantní frekvence vibrací v závislosti na výkonu - vpravo s KSE silentblokem



30. Graf - Dominantní frekvence vibrací v závislosti na výkonu - vlevo s KSE silentblokem

## 5.2. Vyhodnocení měření silentbloků DSD a KSE

V rámci této podkapitoly budou shrnuty výsledky 2. měření vibrací přenášených do konzoly od tepelného čerpadla Convert AW28 - 3P. Pro tlumení vibrací byly použity dva druhy silentbloků.

**Silentbloky DSD** - Z výše uvedených informací plyne, že tento typ silentbloků je schopen v celém rozsahu výkonu tepelného čerpadla poskytnout lepší a především stabilní tlumení vibrací než dříve používané silentbloky a zcela jistě lepší výsledky než při instalaci bez tlumícího vybavení.

**Silentbloky KSE** - Pro tento typ silentbloků byly zjištěny velice dobré útlumové vlastnosti v oblastech do 70 % výkonu tepelného čerpadla. Zde došlo k tlumení vibrací až o jednu třetinu původního stavu. Při vyšších výkonech než 70 % bylo pozorováno zhoršení tlumících vlastností až nárůst vibrací nad původní hodnoty naměřené bez silentblokového tlumení.

Z tohoto plyne, že obě varianty přinesly očekávané zlepšení v oblasti tlumení vibrací. Ani jedna z variant však není zcela optimální, protože buď je možné zvolit stabilní vlastnosti při všech výkonech, ale menší tlumící schopnosti, nebo větší tlumení při nižším výkonu se zřejmým zhoršením tlumení až nárůstem vibrací při výkonu vyšším. Při správné volbě silentbloků je tedy nutné uvažovat, při jakém výkonu bude tepelné čerpadlo pracovat a na základě toho zvážit vhodný typ. Pro bližší přiblížení bude v následující kapitole provedena volba silentbloků pro idealizovaný případ domu s tepelnou ztrátou 25 kW a čerpadlem Convert AW28 - 3P

## 6. Volba vhodného řešení pro konkrétní idealizovaný případ

Z předchozí kapitoly vyplynula jistá závislost mezi volbou silentbloků a samotným chováním tepelného čerpadla. Obecně je Convert AW28 - 3P používán pro větší domy s tepelnou ztrátou do cca 25 kW. V tomto případě se omezíme pouze na vytápění. Cílem tepelného čerpadla je pokrýt maximální možné množství tepelné ztráty budovy za dané teploty pomocí svého výkonu. Z teoretického úvodu plyne, že topný výkon tepelného čerpadla s klesající teplotou také klesá, ale tepelná ztráty budovy naopak narůstá. Tepelné čerpadlo má možnost plynule měnit svůj výkon a určitý počet dní v roce funguje vždy na požadovaný výkon podle aktuální venkovní teploty.

Pro účely této diplomové práce bude provedena volba silentbloků pro konkrétní případ objektu od firmy AC Heating s tepelnou ztrátou 19 kW při venkovní teplotě  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Pro jednu topnou sezónu s teplotou topné vody byla naměřena tato data:

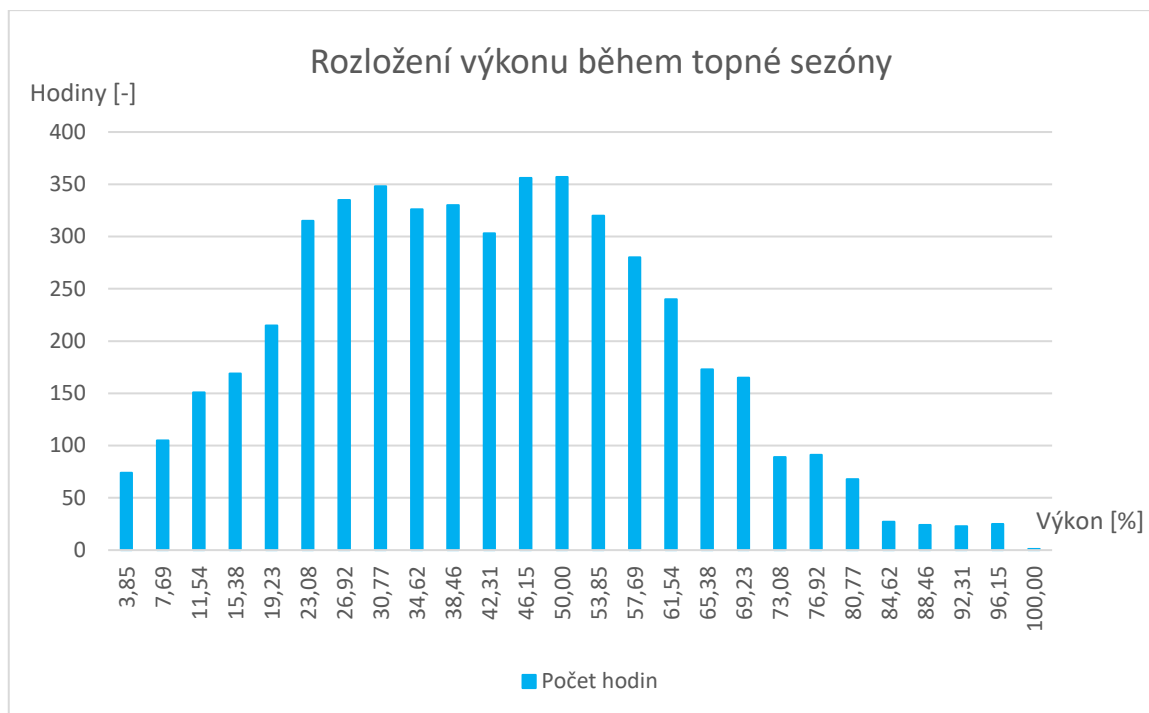
Pro níže zmíněná data vypočítáme vážený průměr výkonu v závislosti na množství hodin jednoho topného období. Výsledná hodnota je po zaokrouhlení 42,1 % výkonu. Z tabulky bylo zároveň zjištěno, že tepelné čerpadlo pracovalo na více než 70 % výkonu pouze 348 hodin z celkových 4 910 hodin jednoho topného období. Na základě těchto dat by bylo vhodné zvolit pro tento konkrétní případ silentbloky typu KSE, u kterých dominují tlumící vlastnosti při nižších výkonech tepelného čerpadla, protože vysokých výkonů je v tomto případě dosahováno jen zřídka. Poslední sloupec udává okamžitý topný faktor při určité teplotě. Po přepočtu na SCOP, tedy na sezónní topný faktor je výsledná hodnota 4,13. To představuje velice dobré výsledky pro takto výkonné čerpadlo.

Z tabulky (5. Tabulka) je snadno průkazný vývoj topného faktoru, který souvisí s množstvím nízko-potenciálního tepla ve vnějším vzduchu. Tedy čím teplejší je vnější vzduch, tím více tepla je tepelné čerpadlo schopno odebrat a tím větší je i jeho výkon.

Teplota [°C]	počet hodin [-]	Výkon [%]	Tepelná ztráta [kW]	COP [-]
-10	1	100	19,07	2,37
-9	25	96,15	18,34	2,53
-8	23	92,31	17,6	2,7
-7	24	88,46	16,87	2,87
-6	27	84,62	16,14	2,97
-5	68	80,77	15,4	3,07
-4	91	76,92	14,67	3,18
-3	89	73,08	13,94	3,28
-2	165	69,23	13,2	3,38
-1	173	65,38	12,47	3,48
0	240	61,54	11,74	3,59
1	280	57,69	11	3,69
2	320	53,85	10,27	3,79
3	357	50	9,54	4,14
4	356	46,15	8,8	4,48
5	303	42,31	8,07	4,82
6	330	38,46	7,33	5,17
7	326	34,62	6,6	5,51
8	348	30,77	5,87	5,79
9	335	26,92	5,13	6,07
10	315	23,08	4,4	6,35
11	215	19,23	3,67	6,53
12	169	15,38	2,93	6,9
13	151	11,54	2,2	7,18
14	105	7,69	1,47	7,46
15	74	3,85	0,73	7,74

5. Tabulka - Naměřená data konkrétního případu s teplem čerpadlem Convert AW28 - 3P

Pro lepší představu bylo využito sloupcového grafu, který vyjadřuje počet hodin, kdy tepelné čerpadlo pracovalo na určité hladině výkonu (viz 31. Graf). Graf opět potvrzuje, že pro tento konkrétní případ je nejběžnější výkonová hladina v rozmezí 20 - 60 %.



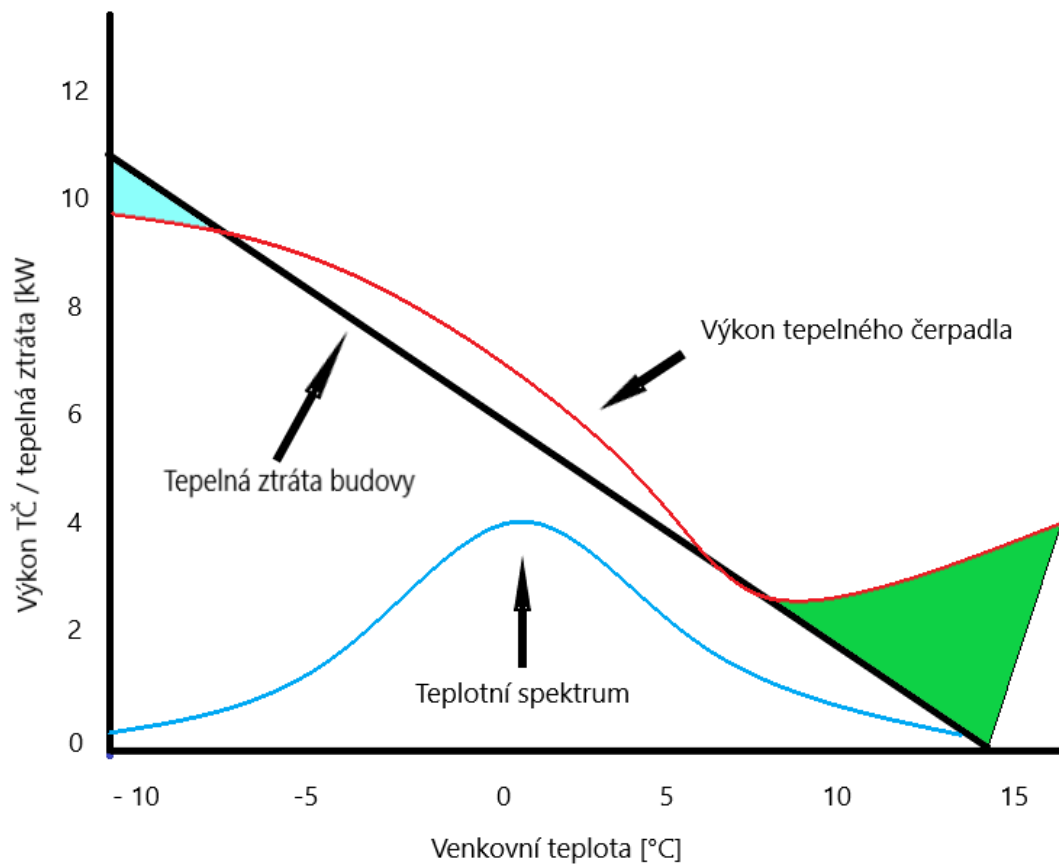
31. Graf - Rozložení výkonu během topné sezóny

Na příkladu byl prezentován možný způsob volby silentbloků pro tepelné čerpadlo. Z výše uvedeného plyne, že je nutné rozhodovat podle konkrétního případu v závislosti na dimenzování výkonu čerpadla pro konkrétní objekt. Způsob uvažování při dimenzování tepelného čerpadla je ukázán na následujícím obrázku.

Černá čára reprezentuje tepelnou ztrátu objektu, která nepřímo úměrně roste s klesající venkovní teplotou. Snaha je červenou čáru, která reprezentuje výkon tepelného čerpadla, co nejlépe přizpůsobit křivce tepelné ztráty. Zelená oblast v grafu, kde je křivka výrazně vychýlena od křivky tepelné ztráty, vyjadřuje stav, kdy je tepelná ztráta domu tak malá, že výkon tepelného čerpadla zregulovaný na minimum stále tuto ztrátu převyšuje. V takovém případě dojde po určitém čase k vypnutí tepelného čerpadla.

Modrá část na levé straně grafu vyjadřuje stav, kdy výkon tepelného čerpadla je s klesající teplotou nižší než aktuální tepelná ztráta při této teplotě. V takovém případě automaticky spíná bivalentní zdroj a pomáhá tepelnému čerpadlu výkonově dorovnat tepelnou ztrátu objektu při dané teplotě. Ve zbylé oblasti je výkon čerpadla dostačující pro pokrytí celé tepelné ztráty.

Příklad dimenzování tepelného čerpadla - teplota topné vody 35°C



18. Obrázek - příklad dimenzování tepelného čerpadla (Convert AW 16kW) pro bivalentní provoz

Z dalších neuvedených dat, ze kterých čerpá tabulka (5. Tabulka) sezónního fungování tepelného čerpadla, plyne, že po celou dobu topného období nedošlo k zapnutí bivalentního zdroje. Pokud bude uvažován případ, kdy tepelné čerpadlo nebude do takové míry předdimenzováno (například z finančních důvodů), bude se v obrázku výše (18. Obrázek) modrá oblast zvětšovat. To znamená, že rozložení výkonu tepelného čerpadla by bylo posunuto více k vyšším výkonům a lze tak předpokládat i stav, kdy tepelné čerpadlo funguje na 100 % výkonu a jako pomoc využívá bivalentní zdroj<sup>7</sup>. V takovém případě by bylo vhodnější využití silentbloku DSD nebo testování alternativních řešení, která by měla vysokou účinnost při těchto stavech čerpadla, poněvadž silentbloky KSE v těchto oblastech výkonu nebyly schopné plnit svoji funkci.

<sup>7</sup> Bivalentní zdroj - Pomocný neboli záložní zdroj pro tepelné čerpadlo. Jeho funkce byla popsána výše. Jako bivalentní zdroj může sloužit například elektrokotel, plynový kotel nebo kotel na tuhá paliva.

## 7. Závěr

V rámci diplomové práce bylo zpracováno téma vibrací tepelných čerpadel. Tepelné čerpadlo se jeví velice podstatným a aktuálním, protože se dnes, mnohem více než kdy dřív, stávají nejžádanějším zdrojem vytápění objektů. Lze předpokládat, že vzhledem k enormnímu růstu cen za běžně používaná základní paliva bude tento trend pokračovat i v následujících letech.

Celkem byla provedena 2 měření na tepelném čerpadle Convert AW28 - 3P, které disponuje topným výkonem 30,5 kW při podmínkách A2W35. Při prvním měření byla testována porovnávací varianta bez silentbloků a zároveň varianta řešení obsahující aktuálně používané gumové silentbloky. Z těchto měření vyplynula nedostatečná tlumící schopnost používaných silentbloků a především jejich nevhodné chování v jistých oblastech výkonu, kdy došlo k zesílení vibračního signálu oproti řešení bez silentbloků.

V rámci druhého měření bylo využito dvou druhů pružinových silentbloků, tedy pružin, které uvnitř obsahují tlumící pěnu. První testované řešení se silentbloky DSD prokázalo lepší tlumící vlastnosti než předešlé silentbloky, ale útlum nebyl příliš výrazný. Výhodou však byly konstantní vlastnosti ve všech výkonových hladinách. Druhé testované řešení využilo silentbloků KSE. Tyto silentbloky při měření dosáhly výrazných útlumových schopností v oblasti nižších výkonů tepelného čerpadla. Nad 70 % výkonu bylo zjištěno zhoršení tlumících schopností, ba dokonce až navýšení základních vibrací tepelného čerpadla.

Cílem společně stanoveným s vedením firmy AC Heating bylo nalézt a otestovat jednoduché antivibrační opatření, které bude ekonomicky dostupné a bude v maximální možné míře schopné tlumit vibrace. Jak bylo potvrzeno provedenými měřeními, na vzniku vibrací se dominantně podílí ventilátor a kompresor. Ventilátor měl stabilní frekvenci cca 50 Hz v celém rozsahu měření. Kompresor své otáčky, respektive frekvenci otáčení nastavuje podle požadovaného výkonu.

Výsledky měření nastínily problematiku závislosti mezi volbou vhodných silentbloků a dimenzováním tepelného čerpadla a taktéž úspěšně potvrdily předpokládanou dominanci komponent na frekvenci kmitání.

## Zdroje:

- [1] ŽERAVÍK, Antonín. *Stavíme tepelné čerpadlo: [návratnost i za jeden rok]*. Přerov: Antonín Žeravík, 2003. ISBN 80-239-0275-X.
- [2] *Carnotův cyklus: Děje v Carnotově cyklu* [online]. [cit. 2022-01-15]. Dostupné z: [enn](#)
- [3] *Princip tepelného čerpadla* [online]. [cit. 2022-01-15]. Dostupné z: <http://www.termokomfort.cz/princip-tepelneho-čerpadla.html>
- [4] DAVID, Petr. Kompresory pro tepelná čerpadla. *TZB info* [online]. 26.11.2015 [cit. 2022-01-15]. Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/tepelna-čerpadla/13498-kompresory-pro-tepelna-čerpadla>
- [5] [online]. Výměníky tepla [cit. 2022-01-21]. Dostupné z: <https://www.vymeniky-tepla.cz/čerpadla/>
- [6] RYŠKA CSC., Ing. Jiří. Vrty do horninového masivu - zdroj energie pro tepelná čerpadla (II): Princip funkce tepelného čerpadla [online]. 1.11.2006 [cit. 2022-01-25]. Dostupné z: <https://www.tzb-info.cz/3634-vrty-do-horninoveho-masivu-zdroj-energie-pro-tepelna-čerpadla-ii>
- [7] Abeceda tepelných čerpadel: COP a SCOP [online]. [cit. 2022-01-25]. Dostupné z: <https://www.abeceda-čerpadel.cz/>
- [8] Typy tepelných čerpadel. Tepelná čerpadla IVT [online]. [cit. 2022-02-04]. Dostupné z: <https://www.čerpadla-ivt.cz/cz/typy-tepelnych-čerpadel>
- [9] KRAINER, Ing. Robert a Ing. Jiří DUDA PH.D. Chladiva používaná v tepelných čerpadlech. *TZB info* [online]. 4. 5. 2015 [cit. 2022-02-04]. Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/tepelna-čerpadla/12647-chladiva-pouzivana-v-tepelnych-čerpadlech>
- [10] HONZÍK, Ing. Jiří. Dimenzování tepelného čerpadla. *TZB info* [online]. 3. 11. 2011 [cit. 2022-02-07]. Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/tepelna-čerpadla/7995-dimenzovani-tepelneho-čerpadla-vzduch-voda-bivalentni-zalozni-zdroj>
- [11] *Getzner: Engineering for quiet future* [online]. [cit. 2022-02-20]. Dostupné z: <https://www.getzner.com/en>
- [12] Heat pumps. IEA [online]. listopad 2021 [cit. 2022-03-24]. Dostupné z: [https://www.iea.org/reports/heat-pumps?fbclid=IwAR0D7Mb2aB43ZpHKVndByo7iBrBrON9EVCIDtTcgvE0QeFockeBMjd2\\_fyU](https://www.iea.org/reports/heat-pumps?fbclid=IwAR0D7Mb2aB43ZpHKVndByo7iBrBrON9EVCIDtTcgvE0QeFockeBMjd2_fyU)
- [13] *NI: NI-9250* [online]. 2022 [cit. 2022-05-07]. Dostupné z: <https://www.ni.com/cs-cz/support/model.ni-9250.html>



- [14] *Nyquistovo kritérium* [online]. [cit. 2022-05-07]. Dostupné z: <https://eluc.ikap.cz/verejne/lekce/955>
- [15] Air to Water VS Air to Air Heat Pump: A Comprehensive Comparison | GreenMatch [online]. [cit. 2022-05-07]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=Q5es0PdEvt8>
- [16] *AC Heating* [online]. [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: <https://www.ac-heating.cz/produkty/tepelne-cerpadlo-convert-aw16-3p/>
- [17] Interferometrie - interferometry [online]. [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <https://wikijii.com/wiki/interferometry>

## Seznam obrázků

1. Obrázek - Carnotův cyklus v P-V a T-s diagramu [2]
2. Obrázek - Princip tepelného čerpadla [3]
3. Obrázek - Ideální Rankinův cyklus vlevo a reálný cyklus tepelného čerpadla vpravo [3]
4. Obrázek - Pracovní cyklus tepelného čerpadla v T-s diagramu [6]
5. Obrázek - Vývoj počtu instalovaných čerpadel v různých částech světa [12]
6. Obrázek - Kompresor typu „scroll“ [4]
7. Obrázek - Dvojitě rotační kompresor [4]
8. Obrázek - Venkovní jednotka TČ od firmy AC Heating se dvěma třílopatkovými ventilátory [16]
9. Obrázek - Přehled používaných chladiv [9]
10. Obrázek - Příklad odpružení kompresoru a venkovní klimatizační jednotky pomocí silentbloků [11]
11. Obrázek - tepelné čerpadlo vzduch-voda (schéma) a detail venkovní jednotky [8]
12. Obrázek - Problematika šíření teplého vzduchu z tepelného čerpadla vzduch-vzduch [15]
13. Obrázek - Venkovní a vnitřní jednotka tepelného čerpadla Convert AW28-3P [16]
14. Obrázek - Stávající antivibrační řešení
15. Obrázek - Základní princip měření vibrometrem a zpracování signálu [17]
16. Obrázek - Měřicí pracoviště – vlevo Convert AW28-3P a vpravo Convert AW19-3P
17. Obrázek - Zvolené silentbloky pro druhé měření (vlevo - DSD, vpravo - KSE) [11]
18. Obrázek - příklad dimenzování tepelného čerpadla (Convert AW 16kW) pro bivalentní provoz

## Seznam grafů

1. Graf - Frekvenční spektrum pro 30 % výkonu tepelného čerpadla - měření bez silentbloku
2. Graf - Frekvenční spektrum pro 100 % výkonu tepelného čerpadla - měření bez silentbloku
3. Graf - Srovnání RMS pro 1. a 2. měření vpravo bez silentbloku
4. Graf - Srovnání RMS pro 1. a 2. měření vlevo bez silentbloku
5. Graf - Srovnání RMS pro 1. a 2. měření vpravo se silentblokem
6. Graf - Časový záznam chování měřeného systému - 30 % výkonu měření bez silentbloků vpravo
7. Graf - Porovnání výsledků RMS z 1. a 2. měření s a bez silentbloku
8. Graf - Energie signálů - srovnání měření
9. Graf - Porovnání histogramů pro původní silentblok a bez tlumícího opatření (30 % výkonu)
10. Graf - Porovnání histogramů pro původní silentblok a bez tlumícího opatření (100 % výkonu)
11. Graf - Dominantní frekvence vibrací v závislosti na výkonu
12. Graf - Frekvenční spektrum pro 30 % výkonu tepelného čerpadla - měření se silentbloky DSD a KSE
13. Graf - Frekvenční spektrum pro 100 % výkonu tepelného čerpadla - měření se silentbloky DSD a KSE
14. Graf - Srovnání RMS pro 1. a 2. měření vpravo se silentblokem DSD
15. Graf - Srovnání RMS pro 1. a 2. měření vlevo se silentblokem DSD
16. Graf - Srovnání RMS pro 1. a 2. měření vpravo se silentblokem KSE
17. Graf - Srovnání RMS pro 1. a 2. měření vlevo se silentblokem KSE
18. Graf - Porovnání výsledků RMS pro jednotlivé typy silentbloků - vpravo
19. Graf - Porovnání výsledků RMS pro jednotlivé typy silentbloků - vlevo
20. Graf - Energie signálu - 1. měření vpravo se silentblokem KSE
21. Graf - Energie signálu výchylek vpravo - srovnání všech silentbloků
22. Graf - Energie signálu výchylek vlevo - srovnání všech silentbloků
23. Graf - Porovnání histogramů pro DSD silentblok a bez tlumícího opatření (30 % výkonu)
24. Graf - Porovnání histogramů pro DSD silentblok a bez tlumícího opatření (100 % výkonu)
25. Graf - Porovnání histogramů pro KSE silentblok a bez tlumícího opatření (30 % výkonu)

26. Graf - Porovnání histogramů pro KSE silentblok a bez tlumícího opatření (100 % výkonu)
27. Graf - Dominantní frekvence vibrací v závislosti na výkonu - vpravo s DSD silentblokem
28. Graf - Dominantní frekvence vibrací v závislosti na výkonu - vlevo s DSD silentblokem
29. Graf - Dominantní frekvence vibrací v závislosti na výkonu - vpravo s KSE silentblokem
30. Graf - Dominantní frekvence vibrací v závislosti na výkonu - vlevo s KSE silentblokem
31. Graf - Rozložení výkonu během topné sezóny

## **Seznam tabulek**

1. Tabulka - Základní specifikace přístroje PDV 100
2. Tabulka - Příklad zpracovávaných dat
3. Tabulka - Porovnání RMS výchylek měření vpravo - vztažené k měření bez silentbloku
4. Tabulka - Porovnání RMS výchylek měření vlevo - vztažené k měření bez silentbloku
5. Tabulka - Naměřená data konkrétního případu s teplem čerpadlem Convert AW28 - 3P

## **Seznam příloh**

1. příloha - Technický list tepelného čerpadla Convert AW28-3P

# AC HEATING CONVERT AW28-3P

**Tepelné čerpadlo vzduch-voda s plynulou regulací výkonu**  
**Výkonový rozsah 7,6-30,5 kW (A2W35)**  
**Pro objekt s tepelnými ztrátami 20-27 kW**  
**Registrované v dotačních programech – SVT 661**

Splitové uspořádání, otopná voda není vyvedena mimo dům  
Vhodné pro novostavby i stávající domy  
Velmi úsporné v režimu vytápění i ohřevu vody  
Lze využít pro chlazení

Regulace xCC2 – ekvitermní řízení, autoadaptace ekvitermní křivky, útlumové programy, noční útlum, inteligentní spínání bivalentního zdroje, řízení více topných okruhů, řízení ohřevu bazénové vody, řízení chlazení, součinnost s FVE, reakce na předpověď počasí



## Parametry pro podlahové topení (35 °C) a radiátory (55 °C) dle EN 14825 a Ecodesign (nařízení EK 813/2013)

Objekt	Energetická třída 35 °C/55 °C	SCOP 35 °C/55 °C
Tepelná ztráta 20 kW	A++/A+	4,05/2,96
Tepelná ztráta 21 kW	A++/A+	3,91/2,84
Tepelná ztráta 22 kW	A++/A+	3,75/2,75
Tepelná ztráta 23 kW	A+/A+	3,62/2,66
Tepelná ztráta 24 kW	A+/A+	3,50/2,58
Tepelná ztráta 25 kW	A+/A+	3,38/2,50
Tepelná ztráta 26 kW	A+/A+	3,26/2,41
Tepelná ztráta 27 kW	A+/---	3,14/2,29

Parametry dle EN 14511	A2/W35	A-7/W35
Topný faktor (COP)	3,79	2,87
Výkon (kW)	10,86	15,33
Příkon (kW)	2,87	5,34
Nastavení regulace (%)	43,00	75,00

**Hluk**  
venkovní jednotka, režim topení



4 m

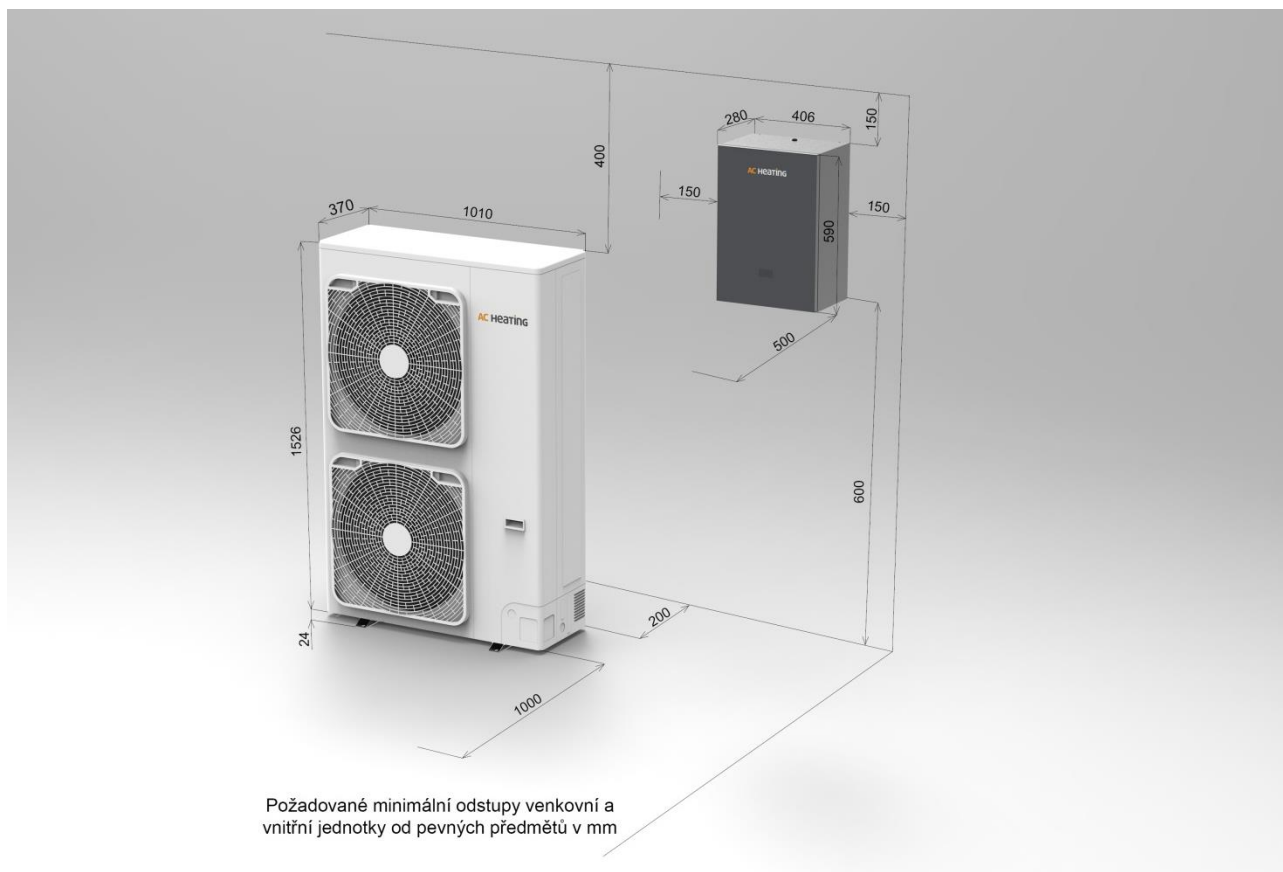
40 m

Hladina akustického tlaku, $L_p$ (regulace 50 %) [dB(A)], Q2	39,48	19,48
Hladina akustického tlaku $L_p$ (max. Lw) [dB(A)], Q2	59,98	40,98
Hladina akustického výkonu $L_W$ (regulace 80 %) [dB(A)] dle EN 12102	59,50	
Hladina akustického výkonu $L_W$ (max.) [dB(A)]	80,00	

*Poznámka: hlukový limit akustického tlaku pro chráněné prostory staveb (2 m před obvodovým pláštěm budovy) je pro denní dobu (6,00-22,00) 50 dB(A) a pro noční dobu (22,00-6,00) 40 dB(A)*

Certifikováno a ověřeno v nezávislé zkušební certifikované v EHPA

Parametry	Convert AW28-3P
Elektrické napájení [V/f/Hz]	400/3/50
Požadovaný jistič (char. A/f)	B25/3
Rozběhový proud [A]	7,00
Maximální příkon [kW]	11,20
Elektrické krytí	IP X4
Kompresor	Toshiba DC – dvojitý rotační
Chladivo / hmotnost [kg]	R-410a/5,90
Max. průtok vzduchu [l/s]	3030
Připojení chladiva ["]	flérové 1/2-3/4
Minimální/maximální délka propojovacího vedení/převýšení [m]	8,00/100,00/30,00
Výměník	deskový
Připojení otopné vody ["]	1
Oběhové čerpadlo	Wilo Yonos Para 25-180/8-75i PWM 1
Požadovaný min. průtok výměníkem [l/min]	0,55
Tlaková ztráta vnitřní jednotky [kPa]	4,00
Provozní rozsah [°C]	- 20/45
Chlazení - Max. chladicí výkon [kW]	23,00
SEER	4,00
Rozměry venkovní jednotky v/š/h [mm]	1550/1010/400 (včetně mřížky)
Rozměry vnitřní jednotky v/š/h [mm]	590/406/280
Hmotnost venkovní/vnitřní jednotky [kg]	142/33



Změna specifikace a tiskové chyby vyhrazeny