**FAKULTA STROJNÍ**

**ÚSTAV TECHNIKY PROSTŘEDÍ**

# NÁVRH A OPTIMALIZACE DESKOVÉHO VÝMĚNÍKU PRO ZPĚTNÉ ZÍSKÁVÁNÍ TEPLA Z ODPADNÍ VODY

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Bc. Jan Sukdol 23-TŽP-2017

## ANOTACE

Tématem diplomové práce je vytvoření a navržení prototypu deskového sprchového výměníku na základě vylepšení již existujícího zařízení s ohledem na dosažení co nejvyšší účinnosti přenosu tepla a následně i výrazné úspory nákladů na ohřev vody. Tento prototyp je měřen na zkušební trati a z naměřených hodnot jsou pro praktické aplikace stanoveny doby návratností. Výsledné závislosti odhalují, jakého významu rekuperace odpadní vody při sprchování dosahuje.

## ANNOTATION

Thesis is focused on inventing of a shower heat exchanger based on existing commercial model by increasing of effectivity of a heat transfer and decreasing overall energy consumption of heat water preparation for shower. This prototype is tested in laboratory conditions and based on real data measuring is implemented into real applications. Result of this thesis is a comparison of refundable periods in different real applications. In conclusion is discussed impact of this device on energy and financial savings.

**PROHLÁŠENÍ**

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „Návrh a optimalizace deskového výměníku pro zpětné získávání tepla z odpadní vody.“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Romana Vavřičky, Ph.D., s použitím literatury, uvedené na konci mé diplomové práce v seznamu použité literatury.

V Praze dne: ……

Jan SUKDOL

**PODĚKOVÁNÍ**

Chtěl bych poděkovat panu Ing. Romanu Vavřičkovi, Ph.D. za jeho ochotu, vstřícnost a rady, které byly nezbytné pro vytvoření této práce. Dále panu Ing. Zdeňkovi Petrů z firmy Koncept Ekotech s.r.o. za čas a cenné rady z realizovaných aplikací. A v neposlední řadě děkuji celé své rodině za veškerou podporu a vytvoření podmínek pro tvorbu této diplomové práce.

## OBSAH


**SEZNAM POUŽITÉHO ZNAČENÍ ..... 9**

**1. ÚVOD ..... 11**

**2. MOŽNOSTI VYUŽITÍ TEPLA Z ODPADNÍ VOD ..... 13**

2.1 POŽADAVKY NA TEPLOU VODU ..... 13

2.2 ZÁKLADNÍ ROZDĚLENÍ ODPADNÍCH VOD ..... 13

2.2.1 Šedá voda ..... 14

2.2.2 Bílá voda ..... 14

2.2.3 Černá voda ..... 14

2.3 ROZDĚLENÍ SYSTÉMŮ ZZT ..... 14

2.4 VYUŽITÍ NÍZKOPOTENCIÁLNÍHO ZDROJE – TČ VODA – VODA ..... 15

2.4.1 Centrální způsob využití tepelného čerpadla voda-voda ..... 16

2.4.2 Lokální způsob využití tepelného čerpadla voda-voda ..... 17

2.5 MOŽNOSTI VYUŽITÍ VÝMĚNÍKU PRO ZZT ..... 18

2.5.1 Centrální způsob aplikace výměníku bez akumulace ..... 21

2.5.2 Aplikace a provedení centrálního systému výměníků pro ZZT z odpadní vody ..... 22

2.5.3 Přehled výrobců sprchových výměníků ..... 23

**3. REÁLNÉ APLIKACE SPRCHOVÝCH VÝMĚNÍK PRO LOKÁLNÍ OHŘEV ... 24**

3.1 TEST VÝMĚNÍKU NELA V REÁLNÝCH PODMÍNKÁCH ..... 24

3.2 APLIKACE SPRCHOVÝCH VÝMĚNÍKŮ DO PROVOZU A DOSAVADNÍ ZKUŠENOSTI ..... 27

**4. NÁVRH DESKOVÉHO SPRCHOVÉHO VÝMĚNÍKU ..... 29**

4.1 PŘENOS TEPLA SOUPROUDÉHO A PROTIPROUDÉHO VÝMĚNÍKU ..... 29

4.2 KALORIMETRICKÁ ROVNICE ..... 30

4.3 VÝPOČET ÚČINNOSTI ..... 31

4.4 VÝPOČET ÚSPORY ..... 33

4.5 EXPERIMENTÁLNÍ MĚŘENÍ ..... 33

4.5.1 Zkušební trať ..... 34

**5. OPTIMALIZACE SPRCHOVÉHO VÝMĚNÍKU ..... 35**

5.1 PATENTOVÝ VZOR PRO OPTIMALIZACI VÝMĚNÍKU ..... 35

5.2 ÚČINNOST A ÚSPORA VÝMĚNÍKU PODLE PŮVODNÍHO UŽITNÉHO VZORU ..... 36
5.3 ÚČINNOST A ÚSPORA VÝMĚNÍKU NELA ..... 37
5.4 VOLBA PARAMETRŮ PRO OPTIMALIZACI ..... 38
5.4.1 Vertikální zdvih teplosměnné plochy ..... 40
5.4.2 Zvětšení teplosměnné plochy ..... 41
5.5 NAMĚŘENÉ HODNOTY A ZHODNOCENÍ ..... 41
**6. NÁVRH A TESTOVÁNÍ PROTOTYPU ..... 43**
6.1 OPTIMALIZACE ZVĚTŠENÍ TEPLOSMĚNNÉ PLOCHY ..... 43
6.2 PROTOTYP 1 ..... 43
6.2.1 PARAMETRY VÝMĚNÍKU ..... 43
6.2.2 Vyhodnocení naměřených hodnot účinnosti ..... 45
6.2.3 Vyhodnocení naměřených hodnot poměrné úspory ..... 48
6.3 PROTOTYP 2 ..... 49
6.3.1 Parametry výměníku ..... 49
6.3.2 Vyhodnocení naměřených hodnot účinnosti ..... 49
6.3.3 Vyhodnocení naměřených hodnot poměrné úspory ..... 50
6.4 ZÁVĚREČNÉ VYHODNOCENÍ PROTOTYPU 2 A PROTOTYPŮ PŘEDEŠLÝCH ..... 51
6.5 PROTOTYP 3 ..... 54
6.5.1 Parametry Prototypu 3 ..... 54
6.5.2 Vyhodnocení hodnot účinností ..... 56
6.5.3 Vyhodnocení hodnot poměrné úspory ..... 57
6.6 PROTOTYP 3* ..... 59
6.8 PŘEHLED DÍLČÍCH KROKŮ OPTIMALIZACE VÝMĚNÍKU ..... 62
6.9 ZAPOJENÍ VÝMĚNÍKU S OKAMŽITÝM ODBĚREM PŘEDEHŘÁTÉ VODY A ZAVEDENÍM DO ZDROJE 63
**7. NÁVRATNOST A KORIGOVANÁ ÚČINNOST VÝMĚNÍKU ..... 66**
7.1 VÝPOČET POTŘEBY TEPLA PRO OHŘEV TV ..... 66
7.2 VÝPOČET KORIGOVANÉ NÁVRATNOSTI VÝMĚNÍKU ..... 66
**8. VYUŽITÍ OPTIMALIZOVANÉHO VÝMĚNÍKU ..... 69**
8.1 DOTAČNÍ PŘÍLEŽITOSTI PRO ZPĚTNÉ ZÍSKÁVÁNÍ TEPLA Z ODPADNÍ VODY ..... 71
8.2 POROVNÁNÍ RD A BD ..... 72
8.3 SROVNÁNÍ RD BEZ A S VYUŽITÍM DOTAČNÍHO PROGRAMU NZÚ ..... 73

8.4 TEPLOTA STUDENÉ VODY V REÁLNÉM PROVOZU ..... 74
8.5 POROVNÁNÍ SPORTOVIŠTĚ, KOLEJE/HOTELU PŘI $T_{SV}$ = 15,7 °C ..... 76
8.6 POROVNÁNÍ RD A BD PŘI $T_{SV}$ = 15,7 °C ..... 76
8.7 POROVNÁNÍ RD PŘI $T_{SV}$ = 15,7 °C ..... 77
8.8 POROVNÁNÍ NÁVRATNOSTI PRO OKAMŽITÝ ODBĚR SE ZAPOJENÍM DO ZDROJE TV A ZAPOJENÍ S OKAMŽITÝM ODBĚREM ..... 77

**9. ZÁVĚR ..... 80**

**LITERATURA ..... 82**

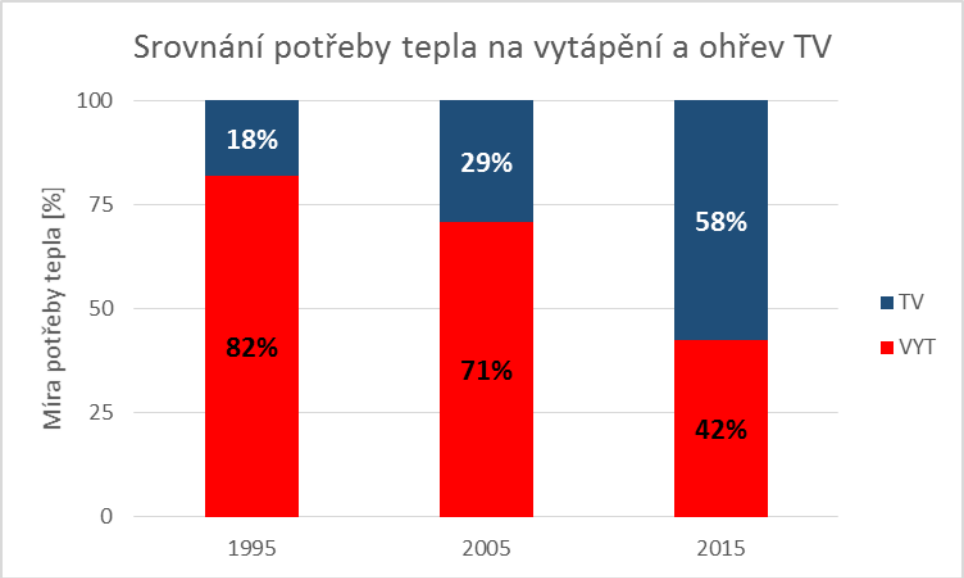
## Seznam použitého značení

| | | |
|---|---|---|
| C | tepelná kapacita | W/K |
| H | celková výška vaničky sprchového výměníku | mm |
| L | délka sprchového výměníku | mm |
| Q | tepelný výkon přenesený sprchovým výměníkem | W |
| S | velikost teplosměnné plochy výměníku | $m^2$ |
| V | objemový průtok | $m^3/s$ |
| c | měrná tepelná kapacita vody | KJ/kg.K |
| d | tloušťka teplosměnné plochy | mm |
| h | výška hladiny nad dnem vaničky sprchového výměníku | mm |
| k | součinitel prostupu tepla | $W/m^{-2}.K$ |
| m | hmotnostní průtok média předávajícího energii | kg/s |
| t | Teplota | °C |
| z | poměrná ztráta tepla při ohřevu a distribuci TV | - |
| Δ | Rozdíl | K |
| δ | Rozdíl | K |
| η | Účinnost | - |
| Θ | Úspora | % |
| ρ | Hustota | $kg/m^3$ |
| τ | doba sprchování | s |

| | | |
|---|---|---|
| ' | Vstupní | - |
| " | Výstupní | - |
| 1 | ochlazovaná tekutina, vtok | - |
| 2 | ohřívaná tekutina, výtok | - |
| 2p | dodané ohřívačem TV | - |
| 2t | pro ohřev vody | - |
| 2z | ztráta při distribuci a ohřevu TV | - |
| BEZ | bez použití sprchového výměníku | - |
| MAX | maximální možný | - |
| min | Nejmenší | - |
| MIX | voda ze sprchové hlavice | - |
| OV | odpadní vody | - |
| PŘE | předehřátá voda | - |
| S | s použitím sprchového výměníku | - |
| stationär | posuzovaná podle iPAH | - |
| SV | studená voda | - |
| TV(η) | se sprchovým výměníkem | - |
| TV(η=0) | bez sprchového výměníku | - |
| ZZT | Poměrná | - |
| ZZT,teor | vypočítaná poměrná | - |

# 1. Úvod

Současným trendem ve zvyšování lidského komfortu a zároveň v zanechávání co nejmenší ekologické stopy se stále více prosazují opatření pro snížení energetické náročnosti a zvýšení využitelnosti energetických zdrojů. Současná legislativa se zaměřuje především na obálku budovy a využití zdrojů tepla s co nejvyšší účinností. Jelikož např. v oblasti konstrukčních materiálů a způsobů tepelného zaizolování obálky budovy se dostáváme na velmi nízké hodnoty součinitele prostupu tepla, a potažmo na nízké hodnoty tepelné ztráty objektu, je třeba začít hledati i další oblasti, kde lze snižovat energetickou náročnost budov. Využití rekuperačních jednotek např. ve vzduchotechnice, je již dnes běžná praxe. Jedna z oblastí v ČR legislativou i techniky do nedávna opomíjenou je zpětné využití tepla z odpadní vody (dále ZZT), přitom vycházíme-li ze základních výpočtů pro rodinné a bytové domy při splnění požadovaných hodnot součinitele prostupu tepla dle ČSN 73 0540, je pak v poměru potřeba tepla na přípravu teplé vody (dále TV) významnější ve srovnání s potřebou tepla na vytápění. Je zřejmé, že podle vyhlášky č. 78/2013 Sb. o energetické náročnosti budov a požadavků normy ČSN 73 0540, že se snižující se spotřebou energie na vytápění, bude význam potřeby tepla na přípravu TV v budoucnu stále narůstat. [1]




*Obr. 1.1: Vývoj podílu potřeby energie na vytápění a ohřev TV pro RD* [1]

Jednotlivá opatření provedená na rodinném domu dle Obr. 1.1 jsou rozepsána v Tab. 1.1

*Tab. 1.1 Přehled změn v obálce budovy a následný vliv na roční spotřeby tepla na vytápění a ohřev TV*

| | | **ROČNÍ SPOTŘEBA TEPLA (VYT+TV)** |
|---|---|---|
| **1995** | Výstavba – dle platné ČSN 73 0540 | 23100 kWh/rok |
| **2005** | Zateplení neprůhledných konstrukcí na nízkoenergetický standard | 14300 kWh/rok |
| **2015** | • Instalace nuceného větrání s ZZT<br>• Zateplení půdních prostor<br>• Výměna oken | 7300 kWh/rok |

*Tab. 1.2: Přehled změn v obálce budovy a následný vliv na roční potřeby tepla* [1]

Tento příklad je názornou ukázkou, jakým způsobem se zateplováním a zdokonalením obálky budovy mění poměr potřeby tepla mezi vytápěním a přípravou TV a je tedy zřejmé, že je třeba se na možnosti úspor energie pro přípravu TV do budoucna zaměřit. [1]

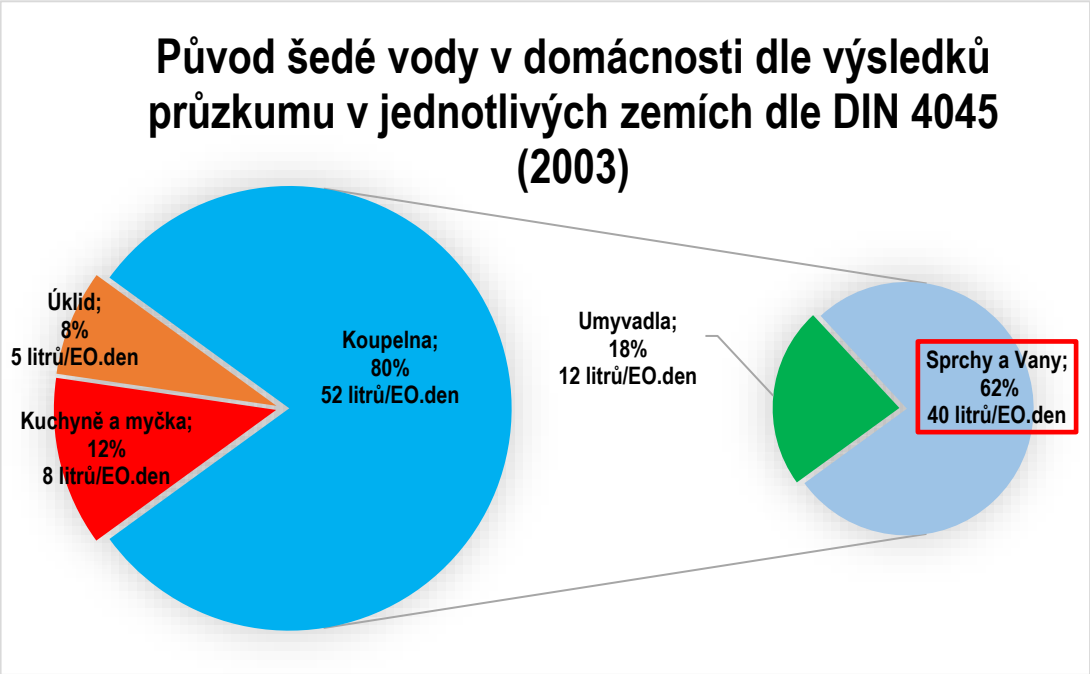
# 2. Možnosti využití tepla z odpadní vod

## 2.1 Požadavky na teplou vodu

Z pohledu úspory je příprava TV oproti např. vytápění limitována požadavkem na minimální teplotu TV, jak z hlediska hygienického uvedeného v právních předpisech, tak z hlediska komfortního. Pro rozvod TV je podle normy ČSN EN 806-2 nutné zajistit, při úplném otevření výtokové armatury, do uplynutí 30 sekund, teplotu 60 °C na výstupu z baterie, pokud není v národních nebo místních předpisech uvedeno jinak. V ČR je dle vyhlášky č. 194/2007 Sb. kterou se stanoví pravidla pro vytápění a dodávku TV, měrné ukazatele spotřeby tepelné energie pro vytápění a pro přípravu TV a požadavky na vybavení vnitřních tepelných zařízení budov přístroji regulujícími a registrujícími dodávku tepelné energie, požadované rozmezí teplot pro TV mezi 45 až 60 °C, dle ČSN 06 0320 pak v obytných budovách v rozsahu 50 až 55 °C.[1] Oba dokumenty umožňují dolní hranici teploty TV v tzv. odběrových špičkách.

## 2.2 Základní rozdělení odpadních vod

Jako první je třeba definovat, co to vlastně je odpadní voda. Odpadní voda, je voda, jejíž kvalita byla člověkem ovlivněna. Charakter znečištění pak silně ovlivňuje možné využití a definuje podmínky, jak s danou vodou nakládat. Pro obytné budovy a sportoviště přichází v úvahu voda černá, šedá a bílá.




*Obr. 2.1: Hodnoty uvedené z průzkumu z literatuře UBA (2005) v Německu* [2] [14]

### 2.2.1 Šedá voda

Šedá voda je dle DIN 4045 z roku 2003 definována jako komunální voda bez fekálií a moče. Typicky se jedná o vodu odváděnou ze sprch, van a umyvadel. Množství této vody se mění i napříč Evropským spektrem. Hodnoty, vztažené na jednoho ekvivalentního odběratele dále (EO), kolísají od 57 do 111 l/EO.den. [2] dle EN 12056 lze tuto vodu po úpravě použít jako tzv. vodu bílou pro splachování záchodů, pisoárů či zalévání zahrad.

### 2.2.2 Bílá voda

Bílá voda je již technologicky upravená a vyčištěná šedá voda a je ji možno využít k splachování toalet, bidetů a zalévání zahrad. Tato varianta je v současné době vyhledávaná aplikace, především ve výstavbě nových administrativních budov, kde i tato opatření hrají roli například v certifikaci LEED (Leadership in Energy and Environment Design) a BREAM (Building Establishment Assessment Method). [2]

### 2.2.3 Černá voda

Voda s vysokým obsahem nečistot, fekálií a moči. Zdroje jsou toalety a pisoáry a její použití v systému ZZT je velmi nevýhodné, kvůli velikému obsahu chemicky agresivních látek a velké míře zanášení a tvorby usazenin.

## 2.3 Rozdělení systémů ZZT

Princip zařízení spočívá ve využití tepla, které jsme s vynaložením finančních prostředků vodě předali, při ohřevu (resp. její přípravě). Za běžných podmínek je teplota TV v systému v rozmezí od $t_{TV}$ = 55 do 60 °C (myšleno např. na výstupu ze zásobníku TV). Oproti tomu teplota studené vody (dále SV) je obvykle uvažována $t_{SV}$ = ±10 °C. Po smísení získáváme teplotu vody pro sprchování $t_{MIX}$ nejčastěji v rozmezí 32 až 42 °C v závislosti na konkrétním uživateli, resp. individuální potřebě. Za předpokladu, že délka sprchy bude při průtoku cca 6 až 8 l/min a doba sprchování bude v rozmezí 5 až 7 minut, dostáváme se na objem vody na jeden sprchový cyklus cca 40 litrů. Z vypočteného skutečného průtoku teplé vody (dle předchozích podmínek cca 5,3 až 5,5 l/min) lze pak vypočítat potřebu energie pro přípravu TV na jeden sprchový cyklus. A např. v normě DIN 4708 jsou uvedeny již konkrétní hodnoty potřeby energie pro přípravu TV pro sprchování rozdělené do třech kategorií. [1]

- Úsporná sprcha 1,63 kWh
- Normální sprcha 3,66 kWh
- Luxusní sprcha 7,32 kWh

Tato energie je spotřebována na přípravu TV. Paradoxně, ale po jejím využití je tato energie ve většině případů už dále znovu nevyužita a je odváděna odpadním potrubím pryč z objektu. Mezi základní způsoby, jak opakovaně využít tuto energii lze zařadit systémy např.:

- Využití pro nízkopotenciální zdroje tepla – např. nasazením tepelného čerpadla voda-voda (dále TČ)
- Nasazení zpětného získávání tepla – např. rekuperačního výměníku tepla

V obou případech jde o využití odpadní vody pro předehřev vody přiváděné, ve snaze ušetřit náklady na ohřev TV a snížit energetickou náročnost objektu.

## 2.4 Využití nízkopotenciálního zdroje – TČ voda – voda

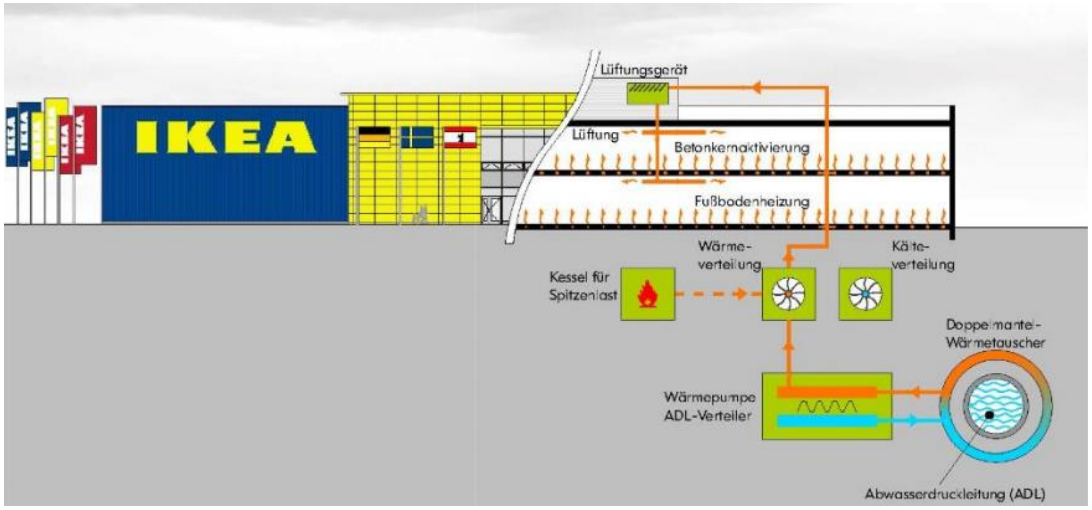
Použití TČ pro ZZT z odpadní vody je již poměrně častá aplikace, především v zahraničí. U nás se jedná typicky například o aplikaci v Aquaparku v Praze Čestlicích. V zahraničí (Německo, Švýcarsko a skandinávské země) jsou již řadu let tyto aplikace hojně využívány. V případě aplikace TČ se požívají dva základní způsoby:

- Centrální
- Lokální

Centrální systém využívá jedno místo odběru tepla a následně může distribuovat energii do jednoho či více objektů. Lokální systém oproti tomu využívá společného místa pro shromáždění odpadní vody (např. v jímce), a následná distribuce energie pak probíhá pouze v rámci budovy, kde je toto TČ instalováno (bytový dům, administrativní budova aj.).[3]

### 2.4.1 Centrální způsob využití tepelného čerpadla voda-voda

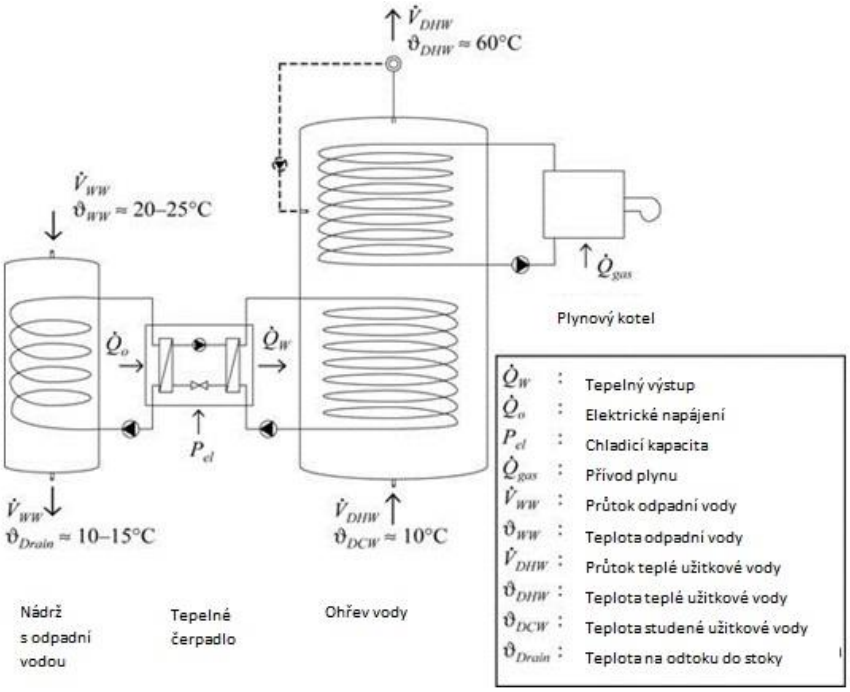
Tento způsob, kdy výměník výparníkového okruhu tepelného čerpadla je buď integrován přímo do kanalizačního potrubí, nebo vložen do stoky, má výhodu velkého a konstantního průtoku odpadní vody a umožňuje tak snadné odebírání tepla z odpadní vody při minimálním vychlazení. Podmínkou však je, aby objekt využívající získané teplo byl v blízkosti kanalizační stoky a minimalizovaly se tak ztráty vedením v potrubí. Teplota vody se ve stoce pohybuje mezi 10 až 20 °C. Existují ale i různé aplikace, kdy se odpadní voda z kanalizační stoky odebírá a přečerpává se před nadzemní výměník. Tento způsob je aplikován například v Berlíně ve skladě a prodejně obchodního řetězce IKEA, kde teplo získané tímto způsobem pokryje 70 % celkové potřeby tepla. [4]




*Obr. 2.2: IKEA, Berlín – aplikace TČ pro zpětné získávání tepla z odpadní vody* [4]

### 2.4.2 Lokální způsob využití tepelného čerpadla voda-voda

Pro využití tepla z odpadní vody v kanalizaci je velmi podstatná vzdálenost objektu od kanalizační stoky. Pro objekty s větší vzdáleností o kanalizační stoky tak připadá v úvahu varianta lokálního odběru tepla, spočívající ve shromažďování odpadní vody v jímce. Výhodou je možnost akumulace vody v nádrži. Voda akumulovaná v jímce na odpadní vodu pak může během roku dosahovat teplot cca 25 °C a je zde větší potenciál využití TČ, jelikož je možné dosáhnout vyšších hodnot topného faktoru (COP). Pro tepelné čerpadlo však hrozí mnoho komplikací jako je možnost přílišného vychlazení šedé vody a zároveň dosažení příliš vysoké teploty na straně výparníku, která by vedla k odstavení TČ. Existuje řada konstrukčních řešení, lišící se např. v různých provedeních výparníků (spirálového, trubkovnice nebo plošná spirála) a různými počty okruhů, kdy výparník může být přímo v kontaktu s vychlazovanou látkou, nebo je spojen okruhem s výměníkem, který je umístěn v ochlazované kapalině.



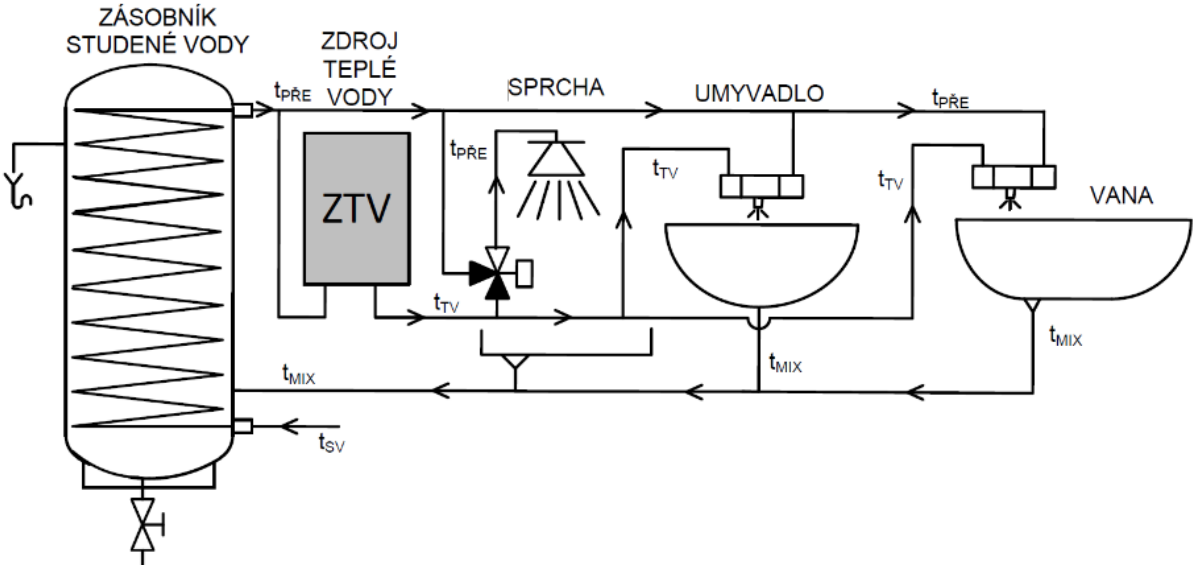

*Obr. 2.3: Schématické znázornění zapojení lokálního systému TČ* [3]

Jedna z aplikací v České Republice je již ve zmíněném Aquaparku v Čestlicích, kde je v jímce shromažďující vodu odvedenou ze sprch a bazénů instalován měděný meandr. Ve výšce 40 cm nad dnem jímky je zde umístěn výparník s chladivem R407c, který vodu vychlazuje zhruba o 5 K a celková spotřeba energie díky aplikaci třech tepelných čerpadel voda-voda, tak ročně klesla o 4,5 %.

## 2.5 Možnosti využití výměníku pro ZZT

Konstrukčně a finančně méně náročným řešením je použití výměníku tepla umístěného na odpadním či připojovacím potrubí přímo v budově. Kdy na jedné straně výměníku (vychlazované) je odváděná šedá voda o teplotách převyšujících 35 °C, na straně druhé teplosměnné plochy je pak voda studená, která je přiváděna a odebírá teplo vodě odpadní. Díky tomuto ZZT vzroste teplota SV $t_{SV}$ o 5 až10 K. Tato voda označovaná jako $t_{PŘE}$ (tzv. předehřátá) se přivádí buď přímo do vodovodní baterie a zde se směšuje s teplou vodou $t_{TV}$, nebo je současně použita i jako přiváděná předehřátá voda pro přípravu TV ve zdroji tepla. Úspory a účinnosti jsou blíže definovány v kapitole 4.1.2. Na trhu se v současnosti pohybuje mnoho výrobců a řada různých konstrukčních provedení. V první řadě je však i tento systém ZZT rozdělit na tři základní způsoby:

- Centrální s využitím akumulace
- Centrální s okamžitým odběrem
- Lokální

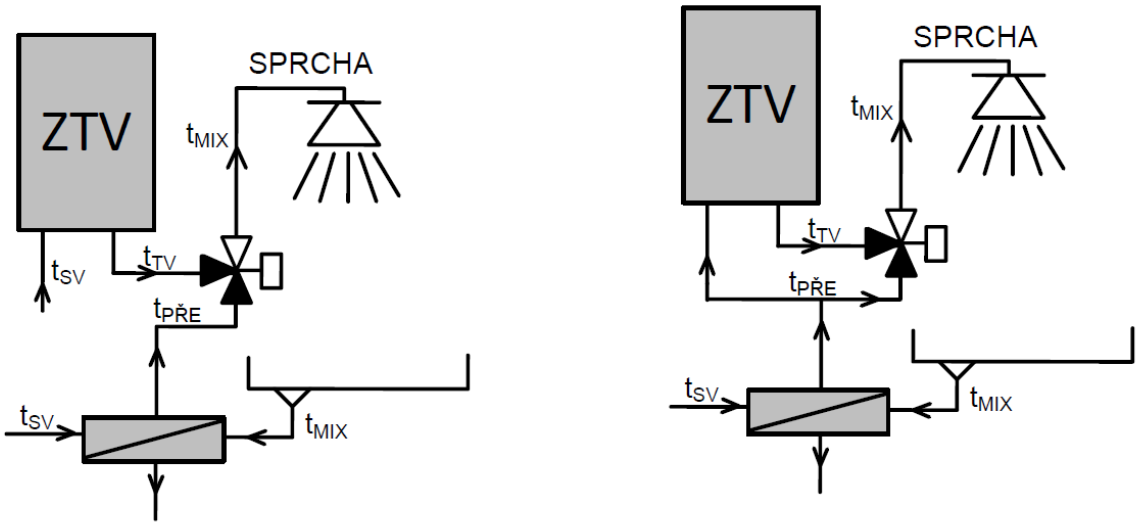



*Obr. 2.4: Centrální způsob ZZT s akumulačním zásobníkem*

Centrální využití rekuperačního výměníku s možností akumulace předehřáté vody do výměníku, viz Obr.2.4 je variantou kdy lze využít více zařizovacích předmětů v budově (vana, pračka, myčka, umyvadlo apod.). Tento způsob ZZT není závislý na okamžitém odběru TV. Nevýhodou ovšem je nutnost separovat odvod vody šedé a černé z objektu. Proto je potřeba s touto variantou počítat již při navrhování zdravotně technických instalací. Nevýhodou je rovněž vyšší cena a nároky na vhodnost dispozice. Nádrž musí být čistitelná a musí být zajištěna možnost jejího vypuštění pro odstranění kalů a usazenin.

Oproti tomu varianta centrálního použití ZZT pro okamžitý odběr Obr. 2.6, je levnější a konstrukčně méně náročná, ovšem využitelnost, odpadního tepla ze zařizovacích předmětů jiných, než je sprchový kout nebo umyvadla, je pro rodinné a bytové domy v podstatě nulová. Proto je tento výměník možné aplikovat v prostorech a objektech s větším množstvím sprch, či umyvadel (sportoviště, koupaliště, hotely apod.) kdy současnost odběru nepředstavuje žádný problém a zároveň je vhodná dispozice budovy. Poslední variantou viz Obr 2.5 je varianta zapojení lokální.

Lokální rekuperační výměník se nejčastěji umisťuje přímo pod sprchový kout, pokud to zástavbové rozměry dovolí. Druhou variantou je umístění do podlahy koupelny mimo sprchový kout. Tento způsob ZZT je velmi účinný a zároveň současně velmi rozvíjející se způsob úspory energie. Nevýhoda tohoto systému je v limitovaném zástavbovém rozměru pod dnem sprchového koutu, platí tak i v případě zděných sprchových koutů, kde je dno sprchového koutu v úrovni podlahy. Problematická je i případná demontáž či jakákoliv mechanická údržba.




*Obr. 2.5: Možnosti zapojení pro využití předehřáté vody (vlevo) s lokálním odběrem, (vpravo) okamžitý odběr se zapojením do zdroje*

Na Obr 2.5 je znázorněna možnost využití předehřáté vody. Varianta vlevo je se zavedením předehřáté vody přímo do sprchové termostatické hlavice. Tento způsob využívá pro namíchání stejné teploty $t_{MIX}$ menší množství teplé vody $t_{TV}$ a tím spoří náklady na přípravu TV. Vpravo na Obr. 2.5 je zapojení lokální s okamžitým využitím předehřáté vody, ale zároveň se zavedením této předehřáté vody $t_{PŘE}$ do zdroje tepla pro přípravu TV. Tím je dán nižší teplotní rozdíl pro dosažení požadované hodnoty TV. Tzn. z původního předpokladu teplotního rozdílu 45 K je při tomto zapojení teplotní rozdíl např. 30 K. Tento způsob má ale nevýhodu a závislost na dopravní vzdálenosti zdroj tepla-sprchová baterie. Vlivem tepelných ztrát v potrubí dochází

k vychlazování vody a snižuje se tak efektivita rekuperace. Proto je vhodné, aby zdroj tepla (nebo zásobník TV) byl co nejblíže u sprchového koutu. Praktické porovnání lokálního odběru tepla z rekuperačního výměníku oproti centrálnímu způsobu s využitím do zdroje tepla ukazuje následující porovnání:

Výhody:

- Zástavbové rozměry
- Možnost montáže při rekonstrukci
- Možnost mechanického čištění (dle výrobce)

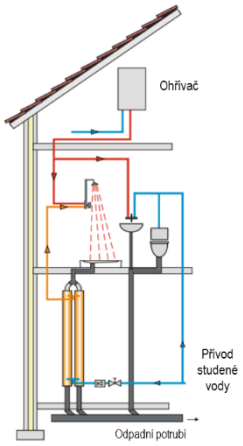
Nevýhody:

- Nižší účinnost horizontálních výměníků
- Vyšší investiční náklady (dle výrobce)
- Komplikovaná demontáž
- Potřeba chemického čištění

### 2.5.1 Centrální způsob aplikace výměníku bez akumulace

Tento způsob využití tepla z šedé vody byl používaný již od 80. let v USA. V zásadě můžeme tyto aplikace rozdělit na dvě rozdílná konstrukční řešení. První je znázorněn na Obr. 2.6. Jedná se o nahrazení plastového vertikálního odpadního potrubí měděnou trubkou ovinutou měděnou spirálou. Spirálou proudící SV odebírá teplo vodě odpadní a následně je využito buď pro akumulaci do zásobníku TV či k okamžitému odběru (např. při sprchování). Druhým konstrukčním řešením je využití trubky s dvojitou stěnou (tzv. trubka v trubce) princip přenosu tepla je v stejný jako předchozího případu. Výrobce Q-Blue udává hodnotu, při délce výměníku přes 2 m, až 65 % účinnosti (tento pojem bude vysvětlen dále). Centrální je tento systém proto, že lze využít odpadní teplo nejen ze sprchy, ale zároveň z ostatních zařizovacích předmětů, které využívají teplou vodu (vana, umyvadlo, pračka, myčka) Pro tyto předměty je však potenciál využití odpadního tepla mnohem nižší kvůli nesoučasnosti odběru. Velikou výhodou, je nižší míra zanášení tohoto výměníku a při vhodném konstrukčním provedení, snadný přístup pro případ opravy či kontroly. Rovněž není potřeba brát ohled na zástavbový rozměr z hlediska vybírání vhodného sprchového koutu, jelikož je výměník umístěn mimo sprchovou vaničku. Při vhodném návrhu zdravotně technických instalací v rodinném či bytovém domě je tato aplikace velmi výhodná.

*Obr. 2.7: Vertikální instalace výměníku na odpadní potrubí*[15]




*Obr. 2.6: Schéma zapojení centrálního výměníku*

Výhody:

- Nízká cena (cca 8000Kč)
- Vysoká hodnota účinnosti
- Údržba
- Zástavbové rozměry

Nevýhody:

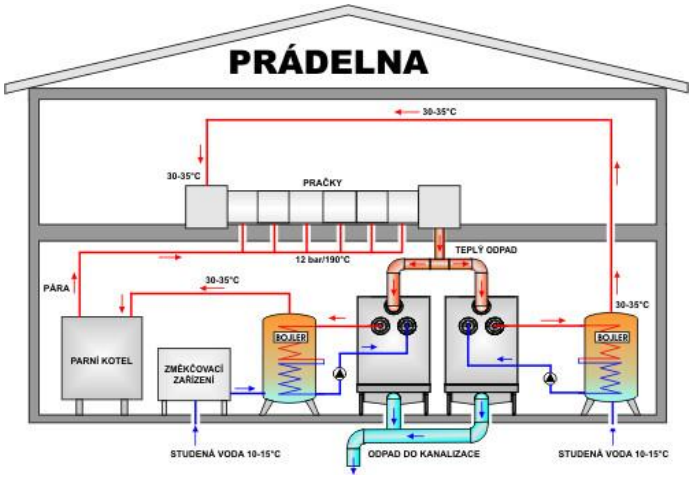
- Potřeba vhodného návrhu ZTI

### 2.5.2 Aplikace a provedení centrálního systému výměníků pro ZZT z odpadní vody

Jednou ze zajímavých aplikací rekuperačních výměníku je Aplikace v bazénu Trutnov. Tento krytý bazénový areál využívá tepla z odpadní vody pro předehřev. Je zde nainstalován výměník HEI TECH Recoh-multivert MV20-8 od výrobce Q-Blue. [5]

*Obr. 2.8: Aplikace výměníku MV20-8, hmotnost konstrukce přes 80kg, rozměry 3x1 metr* [5]

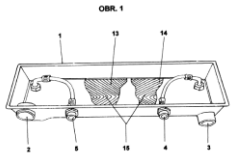
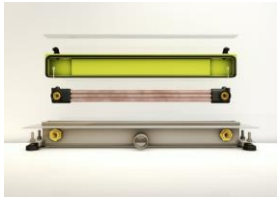
Dalším zástupcem centrálního ZZT je varianta od výrobce SAKAL pod obchodním názvem SUP. Tento typ výměníků je určen na ZZT především v průmyslových podmínkách. Uvnitř výměníku se nachází absorbéry, které jsou vyrobeny z 1,5 mm silného plechu, v závislosti na objemovém průtoku vody a na míře znečištění. Výměník SUP1 (největší z portfolia firmy), má rozměry 3,4 x 1,1 x 2 metry a obsahuje 16 absorbérů a je schopen využívat odpadní teplo i z velmi znečištěné vody při průtoku 1,2 – 8 l/s.[6]




*Obr. 2.9 Znázorněná aplikace výměníku SUP* [6]

### 2.5.3 Přehled výrobců sprchových výměníků

V současnosti narůstá počet výrobků tohoto typu na trhu. Obr. 2.10 ukazuje různorodost konstrukčních řešení od trubkových, deskových až po labyrintové výměníky. Orientační ceny v tabulce uvedené jsou platné k 23. dubnu 2017 dle výrobců, či distributorů příslušných výměníků. Uvedené přibližné účinnosti jsou kalkulovány pro normované hodnoty sprchy (7-8 l/min a teploty $t_{MIX}$=38-40 °C) a slouží spíše jako řádové rozdělení těchto výměníku, než pro porovnání výhod či nevýhod jednotlivých konstrukcí. Výsledná účinnost pak v reálné aplikaci závisí především na provozních podmínkách a jen těžko lze objektivně výměníky porovnávat. Rozděleny jsou do dvou kategorií podle instalací. Horizontální se umisťují na připojovací potrubí. U vertikálních lze využít i napojení přímo na odpadní potrubí.

| ***Horizontální*** | | | |
|---|---|---|---|
| Model | **Zypho** | **Sakal -NELA** | **IVAR.BEE 600** |
| Vzhled | |  | |
| Země původu | Portugalsko | Česká Republika | Itálie |
| Rozměry [mm] | 90x650x130 | 87x522x144 | 81x740x280 |
| Přibližná úspora [%] | **25%** | **30%** | **30%** |
| Přibližná Cena [Kč] | 10 000 Kč | 6 800 Kč | 16 900 Kč |
| Model | **Eco Drain** | **Dutch Solar Systems - Shower drain** | **Joulia-inline drain** |
| Vzhled | | |  |
| Země původu | Kanada | Nizozemsko | Švýcarsko |
| Rozměry [mm] | 120x170x1400 | 126x900x132 | 150x800x100 |
| Přibližná úspora [%] | **25%** | **48%** | **48%** |
| Přibližná Cena [Kč] | 5 400 Kč | 20 000 Kč | 38 500 Kč |
| ***Vertikální*** | | | |
| Model | **Recoh-vert** | **Wagner Solar - ECO Shower 15** | **Eco Drain V1000** |
| Vzhled | | | |
| Země původu | Německo | Německo | Kanada |
| Rozměry [mm] | Ø90x650x130 | Ø50x1000 | Výrobce neuvedl |
| Přibližná úspora [%] | **24%** | **60%** | **40%** |
| Přibližná Cena [Kč] | 10 000 Kč | 10 000 Kč | 8 100 Kč |

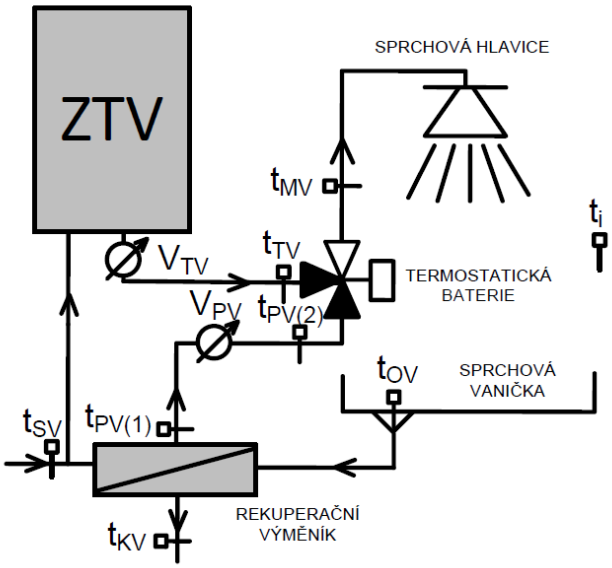
*Obr. 2.10: Přehled výrobců sprchových výměníků dostupných na Evropském trhu*

# 3. Reálné aplikace sprchových výměník pro lokální ohřev

## 3.1 Test výměníku NELA v reálných podmínkách

*Obr. 3.1 Fotka provizorního zapojení sprchového výměníku NELA* [7]

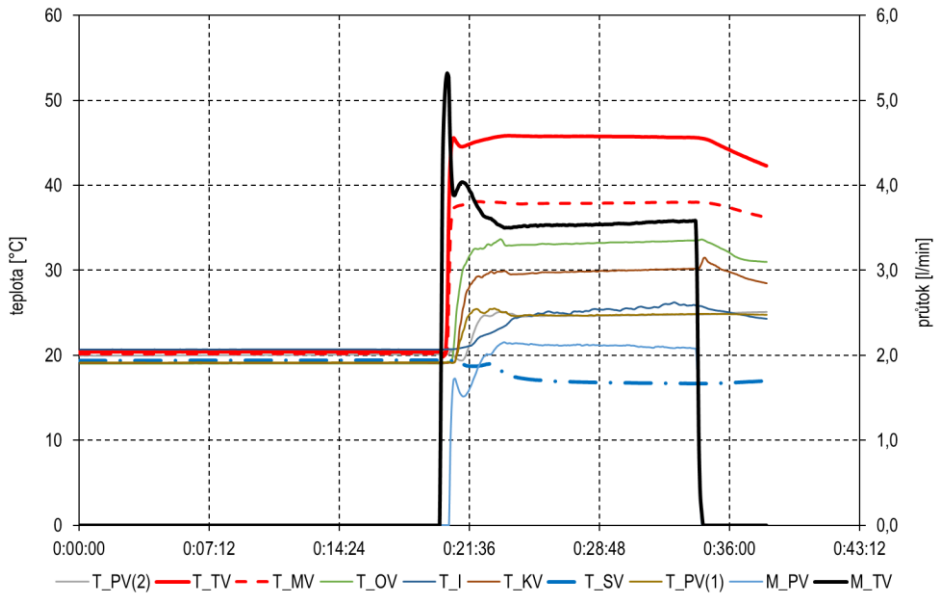
Celý projekt spočívá v aplikaci sprchového výměníku NELA v rodinném domě a následnému pozorování chování výměníku v provozu. Rekuperační výměník zde byl instalován cca 1 rok. Celá sestava byla osazena 8 teplotními čidly, která snímala teploty, viz Obr 3.2:



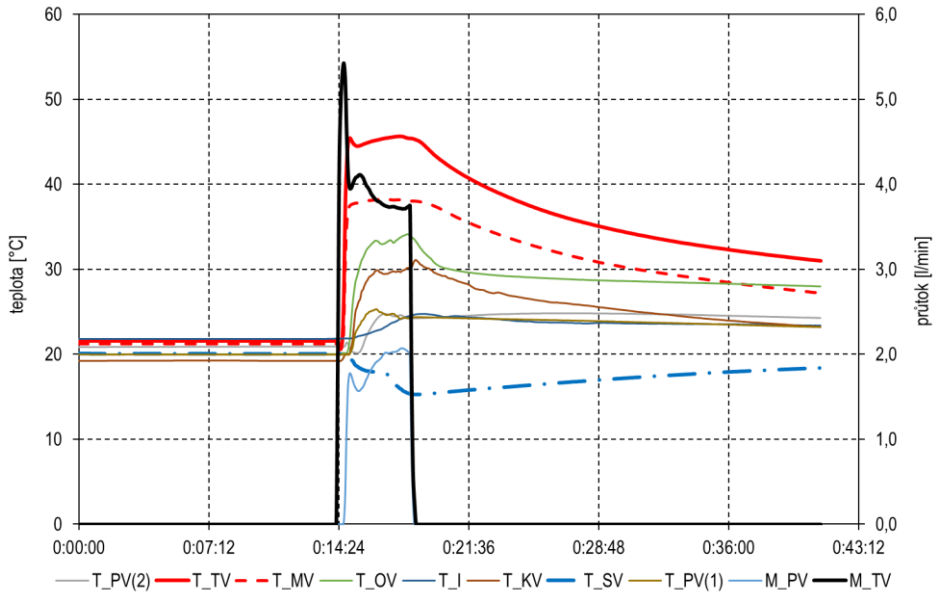

*Obr. 3.2 Schéma zapojení sprchového výměníku při měření s vyznačením měřených úseků* [7]

Pro srovnání byly zvoleny dva sprchovací režimy. Krátký (4 minuty) a Dlouhý (10 minut). Teploty na výstupu ze zdroje tepla byly cca 45 až 55 °C. Pro sprchování pak byla teplota vody opouštějící sprchovou hlavici mezi 37 a 38 °C. Maximální hodnota objemového průtoku vody využité pro sprchování byl 5,5 a 5,8 l/min.

Naměřené hodnoty viz Obr. 3.4 a Obr. 3.3 ukazují průběh teplot a průtoků vody v reálném čase při rozdílných délkách sprchování. Je zřejmé, že pro krátké sprchování je průběh teploty předehřáté vody $t_{PŘE}$ ovlivněn dopravním zpožděním. Toto zpoždění je ovlivněno tokem tekutiny ve výměníku, délkou rozvodů a tepelnou setrvačností výměníku. Dále zde můžeme pozorovat značný rozdíl mezi teplotou vody opouštějící sprchovou hlavici a teplotou odváděnou ze dna sprchového koutu. Toto ochlazení, běžně v rozmezí od 4 do 7 K, je dáno především ochlazením o okolní stěny, o povrch člověka a odparem. Teplota ve sprchovém koutě se během cyklu zvedla díky sprchování z 18 na 21 °C.




*Obr. 3.3 Dynamický průběh objemového průtoku a teploty vody během 10 minutové sprchy* [7]




*Obr. 3.4 Dynamický průběh objemového průtoku a teploty vody během 4 minutové sprchy* [7]

Toto ochlazení sprchového koutu tak zavádí novou hodnotu účinnosti a tou je korigovaná účinnost, více o této účinnosti v kapitole Návratnost a korigovaná účinnost výměníku.

*Tab. 3.1 Průměrné hodnoty vstupních parametrů a výsledné poměrné úspory* [7]

| | | | | |
|---|---|---|---|---|
| délka sprchovacího cyklu [min] | 4 | 10 | 4 | 10 |
| teplota teplé vody $t_{TV}$ [°C] | 45 | 45,6 | 55 | 55,7 |
| průtok studené vody $V_{SV}$ [l/min] | 1,8 | 2 | 2,9 | 3 |
| teplota studené vody $t_{SV}$ [°C] | 17,6 | 17,3 | 14,6 | 12,9 |
| teplota předehřáté vody $t_{PV}$ [°C] | 23,8 | 24,6 | 20,4 | 19,6 |
| průtok odpadní vody $V_{OV}$ [l/min] | 5,7 | 5,6 | 5,5 | 5,8 |
| teplota odpadní vody $t_{OV}$ [°C] | 31,2 | 32,6 | 31,4 | 31,3 |
| účinnost výměníku $\eta$ [–] | 0,456 | 0,477 | 0,345 | 0,364 |
| teplota mísené vody $t_{MV}$ [°C] | 37,7 | 37,9 | 36,7 | 36,6 |
| vychlazení vody ve sprše $\Delta t$ [K] | 6,6 | 5,3 | 5,3 | 5,2 |
| **vypočtená poměrná úspora $\Theta_{ZZT,teor}$** | **10,5%** | **13,0%** | **13,9%** | **15,1%** |
| potřeba tepla bez výměníku $Q_0$ [Wh] | 503 | 1870 | 581 | 1548 |
| úspora tepla výměníkem $\Delta Q$ [Wh] | 52 | 242 | 75 | 232 |
| **poměrná úspora z měření $\Theta_{ZZT,měř}$** | **10,3%** | **12,9%** | **12,9%** | **15,0%** |

Z naměřených vstupních hodnot pak byla stanovena poměrná účinnost teoretická (vypočítaná z účinnosti) a poměrná úspora z měření, která byla stanovena z energetické bilance. Je vidět že pro nízké teploty teplé vody, v tomto případě 45 °C a zároveň při zkracování délky sprchovacího cyklu, dochází k výraznému poklesu úspory. Toto v podstatě vyvrací význam použití sprchového výměníku v domácnosti, či bytovém domě. Jelikož finální úspora pak ve srovnání s tabulkovou hodnotou úspory (za jmenovitých podmínek) může být i třetinová a nabývat řádově pouze jednotek procent. Toto však neplatí pro instituce, kde se využívá velkého množství vody na sprchování o relativně vysoké teplotě v dlouhých a pravidelných intervalech. Vhodnými instalacemi pak může dojít k mnohem výraznějším úsporám. Jedná se především o sportoviště, lázně, koupaliště apod. [7]

## 3.2 Aplikace sprchových výměníků do provozu a dosavadní zkušenosti

V současnosti se stále zvyšuje zájem veřejnosti a institucí o energeticky úsporná opatření a tím dávají vzniknout mnoha zajímavým dotačním programům. Jedním z nich je projekt SINFONIA-Low Carbon Cities for Better Living[8]. V rámci této pětileté iniciativy byl bytový dům v Innsbruck osazen výměníky NELA. Cílem této instalace z roku 2016 je dosáhnout 40 až 50 % úspor primární energie a zvýšit podíl energií z obnovitelných zdrojů o 20 %. Sprchové výměníky zde byly použity jako jedno z energeticky úsporných opatření. Na Obr.3.5 a 3.6 lze vidět fotky z instalace.

*Obr. 3.5: Instalace sprchového výměníku před pokládkou podlahy* [8]

*Obr. 3.6: Umístění sprchového výměníku před pokládkou podlahy* [8]

Další velmi zajímavou instalací je projekt od firmy Zypho [9]. Tato aplikace byla použita jako odpověď na velmi často kladenou otázku, a tou je životnost výměníku a jeho nároky a náklady na čištění. Cílem tohoto projektu byla zkouška zátěže výměníku po 4 roky v náročných podmínkách a následné vyčištění od usazenin.

- Portugalsko, kemp na pobřeží Atlantského oceánu
- Bungalovy pro 4 osoby, obývané průměrně 120 dní v roce
- Celková doba provozu bez výměny 4 roky
- Čištěno 1 ročně pomocí běžně dostupných chemických přípravků na čištění odpadů

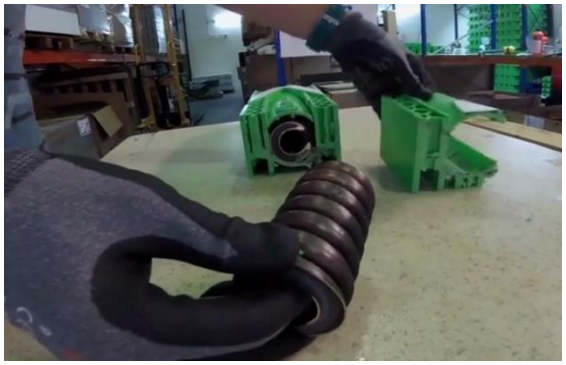
*Obr. 3.7: Bungalov v přímořské oblasti* [9]

Dopady 4 roky provozu jsou na první pohled viditelně na řezu výměníkem, viz Obr 3.8 a 3.9. U tohoto výměníku je teplosměnná plocha spirála z měděného potrubí vedená v plastové trubici.

*Obr. 3.8: Příčný řez zaneseným výměníkem*[9]

*Obr. 3.9: Usazeniny na teplosměnné ploše výměník* [9]

Pro čištění po rozebrání byl použit běžně dostupný chemický prostředek pro čištění odpadů a následně byl proveden důkladný proplach výměníku, viz Obr 3.11. Tento proces byl demonstrací aplikace chemického čištění výměníků v běžném provozu. Výrobce deklaruje, že při čištění jednou ročně, si výměník stále držel původní hodnoty účinnosti, a tudíž i úspory bez jakýchkoliv komplikací, nutností mechanického zásahu, či úplné výměny zařízení, a to ve velmi náročných podmínkách.



*Obr. 3.10: Vyčištěná teplosměnná plocha* [9]

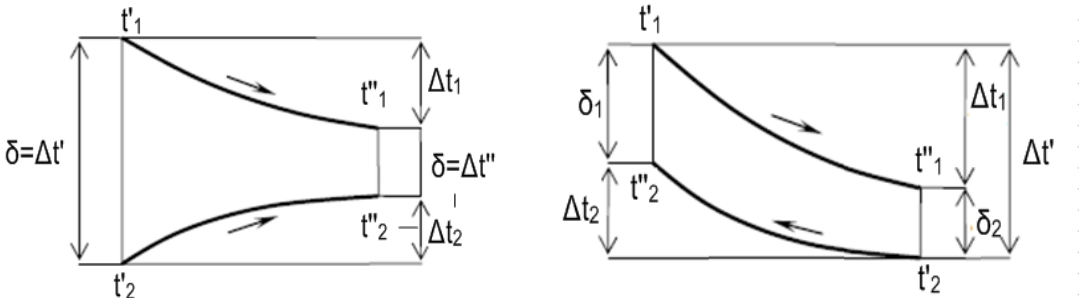
*Obr. 3.11: Stejný výměník a jeho teplosměnná plocha po použití chemického prostředku na čištění odpadů* [9]

Tento projekt ukázal, že při vhodném konstrukčním řešení lze údržbu výměníku provádět pro uživatele velmi jednoduchým způsobem, totožným s běžným čištěním odtoku ve sprše. Tento test je reakcí na to, že nejenom úspora a výsledná účinnost jsou jediným kritériem posuzování, zdali si zákazník výměník pořídí či nikoliv. Velmi častým požadavkem při pořizování sprchových výměníků je možnost mechanického čištění během provozu. Z těchto poznatků vyplývá, že nelze brát ohled pouze na maximální účinnost a úsporu, při vývoji tohoto zařízení je třeba brát ohled i na provozní náklady (v toto případě čistitelnost).

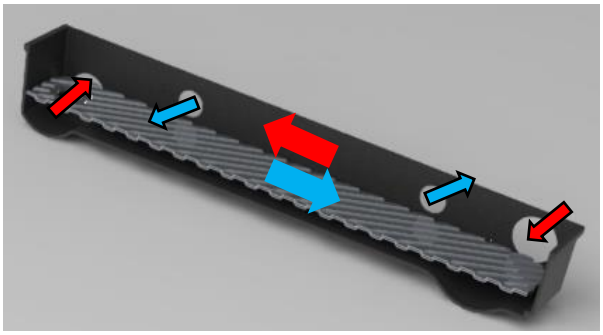
# 4. Návrh deskového sprchového výměníku

## 4.1 Přenos tepla souproudého a protiproudého výměníku

Tepelné vlastnosti výměníku závisí mj. na směru proudění tekutiny. Existují dvě varianty zapojení výměníku, a to zapojení souproudé a protiproudé. Průběh teplot a znázornění zapojení jsou na Obr. 4.1 Na Obr. 4.2 je znázorněn vtok teplonosné látky do výměníku [10]




*Obr. 4.1 Schéma průběhu teplot pro (vlevo) zapojení výměníku tepla souproudé a (vpravo) zapojení protiproudé*



*Obr. 4.2 Naznačení zapojení protiproudého výměníku NELA*

kde:

$t'_1$ vstupní teplota ochlazované tekutiny [°C]

$t''_1$ výstupní teplota ochlazované tekutiny [°C]

$t'_2$ vstupní teplota ohřívané tekutiny [°C]

$t''_2$ výstupní teplota ohřívané tekutiny [°C]

$\Delta t'$ rozdíl vstupní teplot [K]

$\Delta t''$ rozdíl výstupních teplot[K]

$\Delta t_1$ teplotní spád tekutiny 1 [K]

$\Delta t_2$ teplotní spád tekutiny 2 [K]

Výkon výměníku je pak popsán rovnicí [10]:

$$\dot{Q} = k \cdot S \cdot \Delta t_m \; [W] \tag{4.1}$$

kde:

$\dot{Q}$ tepelný tok (přenesený tepelný výkon výměníku) [W]

$k$ součinitel prostupu tepla [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]

$S$ teplosměnná plocha výměníku [$m^2$]

$\Delta t_m$ střední logaritmický teplotní spád [K]

$\delta_1$ rozdíl teplot na 1 straně výměníku [K]

$\delta_2$ rozdíl teplot na druhé straně výměníku [K]

Střední logaritmický teplotní spád je definován jako [10]:

$$\Delta t_m = \frac{\delta_1 - \delta_2}{\ln(\frac{\delta_1}{\delta_2})} \; [K] \tag{4.2}$$

## 4.2 Kalorimetrická rovnice

Rovnice popisující tepelnou výměnu těles tvořících izolovanou soustavu, pro kterou platí zákon zachování energie [10]. Tato rovnice je důležitou rovnicí pro následné odvození výpočtů účinnosti a úspory.

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c \cdot \Delta t \; [W] \tag{4.3}$$

$\dot{Q}$ skutečně přenesený tepelný výkon výměníku na straně předehřevu studené vody [W]

$\dot{m}$ hmotnostní průtok média předávajícího energii [kg/s]

$c$ měrná tepelná kapacita vody [$J/kg \cdot K^{-1}$]

$\Delta t$ teplotní rozdíl média na vstupu a výstupu z výměníku [K]

## 4.3 Výpočet účinnosti

Nejdůležitějším parametrem všech zařízení využívajících či přeměňujících energii, je jejich účinnost. Toto kritérium účinnosti sdílení tepla výměníku η se stanoví jako [1]:

$$\eta = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{\dot{C}_{SV} \cdot (t_p - t_{SV})}{\dot{C}_{min} \cdot \Delta t_{max}} \; [-] \tag{4.4}$$

kde:

$\dot{Q}_{max}$ maximální možný přenesený tepelný výkon výměníkem [W]

$\dot{C}_{min}$ menší z obou tepelných kapacit průtoku [W/K]

$t_p$ teplota předehřáté vody [°C]

$t_{SV}$ teplota studené vody přivedené do výměníku [°C]

$\Delta t_{max}$ rozdíl teplot obou kapalin na vstupu do výměníku [K]

Při dosazení z kalorimetrické rovnice (4.3) získáme vztah [1]:

$$\eta = \frac{\dot{V}_{SV} \cdot \rho_{SV} \cdot c_{SV} \cdot (t_p - t_{SV})}{\dot{V}_{SV} \cdot \rho_{SV} \cdot c_{SV} \cdot (t_{MIX} - t_{SV})} = \frac{(t_p - t_{SV})}{(t_{MIX} - t_{SV})} \; [-] \tag{4.5}$$

kde:

$\dot{V}_{SV}$ objemový průtok přiváděné studené vody [m$^3$/s]

$\rho_{SV}$ hustota studené vody [kg/m$^3$]

$c_{SV}$ měrná tepelná kapacita studené vody [J/kg·K$^{-1}$]

$t_{MIX}$ teplota odpadní vody přiváděné do výměníku [°C]

Základním principem funkce sprchové baterie je směšování dvou přiváděných proudů o různých teplotách ($t_{TV}$ a $t_{SV}$) a různých průtocích ($V_{TV}$ a $V_{SV}$) a namíchání uživatelem požadovaného průtoku $V_{MIX}$ o teplotě $t_{MIX}$. Princip výměníku spočívá ve zvyšování teploty $t_{SV}$ ($t'_2$) na $t_{PŘE}$ ($t''_2$), viz obr. 4.1. Proto jsme schopni za stanovené účinnosti (4.5) výměníku vyjádřit závislost požadovaného průtoku vody o teplotě $t_{MIX}$ na objemovém průtoku teplé vody $t_{TV}$ jako [1]:

$$\dot{V}_{TV} = \dot{V}_{MIX} \frac{[t_{MIX} - t_{SV} - \eta \cdot (t_{MIX} - t_{SV})]}{[t_{TV} - t_{SV} - \eta \cdot (t_{MIX} - t_{SV})]} \; [m^3/s] \tag{4.6}$$

kde:

$\dot{V}_{MIX}$ požadovaný objemový průtok ze sprchové hlavice [m³/s]

Z rovnice je patrné, že při (v reálu nedosažitelné) účinnosti výměníku 100 %, nebude po dosažení požadované teploty vody $t_{MIX}$ již zapotřebí přivádět teplou vodu.

Vyhodnocení poměrné úspory $\Delta Q$ lze vyjádřit z kalorimetrické rovnice (4.3). Úvaha vychází z porovnání dvou stavů. Prvního bez použití výměníku, tzn. jeho účinnost $\eta$=0 a stavu s použitím výměníku s účinností $\eta$. Takto sestavené rovnice vypadají následovně [1]:

$$Q_{bez} = \dot{V}_{TV\ (\eta=0)} \cdot \rho \cdot c \cdot (t_{TV} - t_{SV}) \cdot \tau \; [Ws] \tag{4.7}$$

$$Q_S = \dot{V}_{TV\ (\eta)} \cdot \rho \cdot c \cdot (t_{TV} - t_{SV}) \cdot \tau \; [Ws] \tag{4.8}$$

kde:

$\tau$ doba přítoku teplé vody (doba sprchování) [s]

## 4.4 Výpočet úspory

Úsporu tepla $\Delta Q$ lze vyjádřit jako rozdíl mezi množstvím tepla dodaného pro sprchovou baterii bez instalovaného rekuperačního výměníku a s instalovaným výměníkem. Vztažením této úspory vůči množství tepla dodaného bez výměníku můžeme vyjádřit bezrozměrnou hodnotu poměrné úspory jako [1]:

$$\Theta_{ZZT} = \frac{\Delta Q}{Q_{bez}} = \frac{Q_{bez} - Q_s}{Q_{bez}} = 1 - \frac{\dot{V}_{TV\,(\eta)}}{\dot{V}_{TV\,(\eta=0)}} \quad [-] \tag{4.9}$$

Dosazením rovnice (4.5) a (4.8) můžeme dále upravit vztah pro poměrnou úsporu jako [1]:

$$\Theta_{ZZT} = 1 - \frac{(1-\eta)}{\left[1 - \eta \cdot \frac{(t_{MIX} - t_{SV})}{(t_{TV} - t_{SV})}\right]} \quad [-] \tag{4.10}$$

Z tohoto vztahu je patrné, že velikost úspory neodpovídá účinnosti a je závislá na podílu rozdílů teplot.

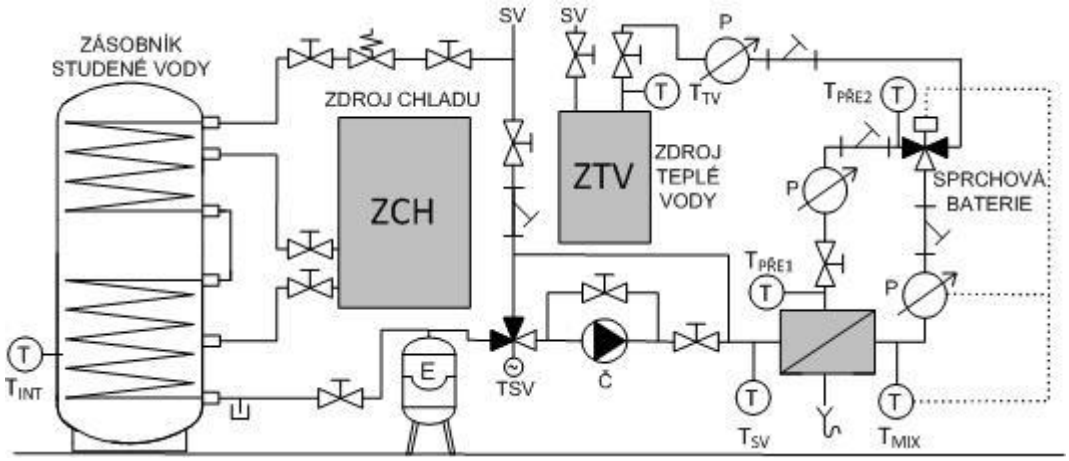
## 4.5 Experimentální měření

Deskový výměník byl testován v laboratorních podmínkách, při těchto vstupních parametrech.

*Tab. 4.1 Přehled vstupních teplot*

| **Teploty vody v soustavě** | | |
|---|---|---|
| Teplá voda | $t_{TV}$ | 55 °C |
| Studená voda | $t_{SV}$ | 10 °C |
| Voda za sprchovou baterií | $t_{MIX}$ | 32-42 °C |
| Předehřátá voda | $t_{PŘE1}$ | dle typu použitého výměníku |

### 4.5.1 Zkušební trať



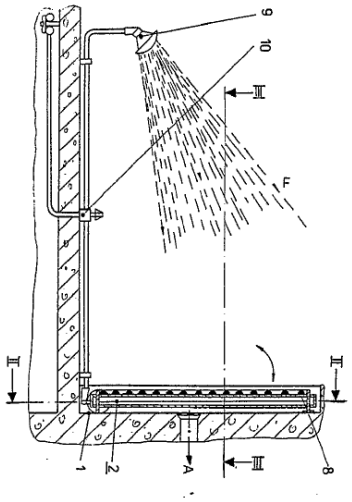

*Obr. 4.3 Schéma zapojení experimentální tratě pro testování sprchového výměníku*

Měřící trať byla sestavena s ohledem na možnost měřit parametry i pro dlouhé sprchovací intervaly, tzn. délka jednoho měřicího cyklu až 12 minut bez větších změn vstupních teplot. Pro průtoky 2 až 15 l/min byla nastavena teplota studené vody 10±0,3 °C. Studená voda byla do soustavy přiváděna z vodovodního řadu, kde ovšem přes den odebíraná voda měnila teplotu v rozmezí 8 až 20 °C. Pro měření byly tyto podmínky absolutně nevyhovující, proto byla soustava doplněna zásobníkem studené vody Regulus R2DC 300 a zdrojem chladu Lauda Variocool VC5000 s chladícím výkon 5 kW. Studená voda tak byla směšována v trojcestné směšovací armatuře vodou z vodovodního řadu a vodou ze zásobníku chladu, viz schéma Obr. 4.3. Teplá voda, o teplotě 55±0,5 °C, byla připravována průtokovým ohřívačem Stiebel Eltron. Voda byla následně smíchávána v termostatické sprchové baterii od firmy Ravak. Trať byla dále osazena ultrazvukovými průtokoměry Qheat 5 od značky SIEMENS a teplotními čidly KSTz Pt100, která byla napojena na měřící ústřednu Ahlborn 3290. Data byla vyhodnocována v softwaru AMR Control a prostředí MS Excel.

# 5. Optimalizace sprchového výměníku

## 5.1 Patentový vzor pro optimalizaci výměníku

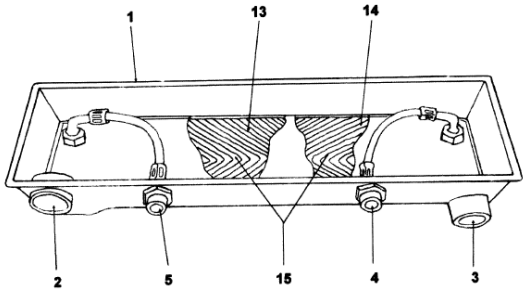
Prvním krokem za úsporou energie při sprchováním je prototyp sprchového koutu, patentovaný v roce 1989 Německými vynálezci. Princip uvedený v popisu osvědčení [11] spočíval v řešení podlahového roštu tak, že voda (využitá pro sprchování) dopadá na nášlapný rošt, pod kterým je průtočný had, kterým je přiváděna studená voda. Takto realizovaná teplosměnná plocha však měla nevýhodu v rozptylu dopadu sprchových kapek. Docházelo k nerovnoměrnému ohřevu teplosměnné plochy roštu, a tudíž k nízkým hodnotám účinnosti. Na Obr. 5.1 je nákres z vydaného osvědčení patentovým úřadem. [11]



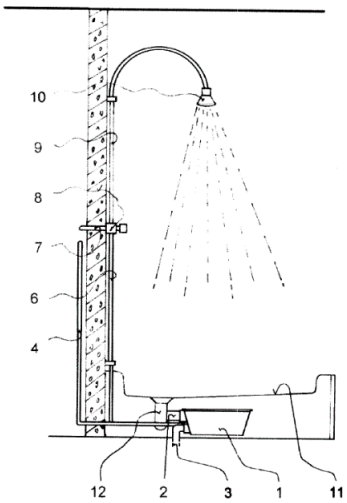

*Obr. 5.1: Náhled patentovaného řešení z roku 1989* [11]

Tento koncept byl vylepšen českým užitným vzorem č. 15983 s názvem „Zapojení koupelnového výměníku“. Řešením problému s kolísající teplotou přiváděné studené vody vlivem nerovnoměrného ohřevu je instalace nádoby koupelnového výměníku. Do této nádoby je uloženo potrubí tlakové ohřívané vody s příčně uloženými trubkami [11], přes které protéká ochlazovaná voda do odpadu. Výsledkem byl rovnoměrnější ohřev předehřívané vody, avšak robustní konstrukce nádoby sprchového výměníku limitovala možnosti instalace do prostoru pod vanu sprchového boxu. Uvedené nedostatky odstranil předložený užitný vzor č. 26629. [12] zapsaný v roce 2014. V tomto užitném vzoru je již přesně definována konstrukce sprchového výměníku skládající se z teplosměnné plochy tvořené 2 vrstvami vlnovce s výlisky ve tvaru V, mezi kterými je pod tlakem vedena předehřívaná voda. Dále je zde definován počet a rozložení vstupů a výstupů z výměníku, totožných s již uvedeným schématem výměníku NELA, viz Obr 4.2. Původce zde uvádí, že používáním mýdla a šampónu dochází k samovolnému čištění při provozu a je tedy

potřeba výměník čistit pouze jednou za půl roku použitím koncentrovaného roztoku. Dostatečného čištění může být rovněž dosaženo použitím ekologického čistidla, které čistí organický povlak na koupelnovém deskovém výměníku za pomoci bakterií. [11] Výkresy z užitného vzoru lze vidět na Obr. 5.2 a 5.3



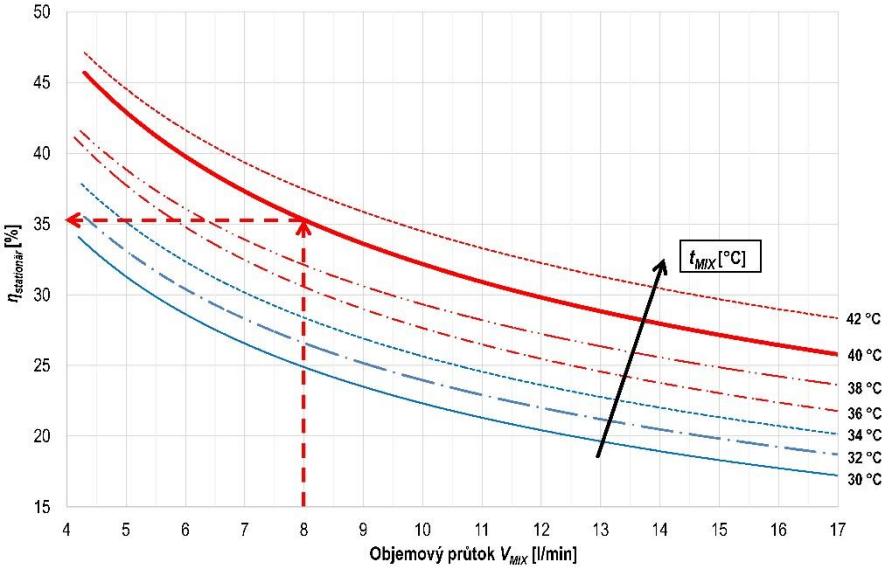

*Obr. 5.2 Sprchový výměník uvedený v užitném vzoru* [12]




*Obr. 5.3 Schéma zapojení vzoru* [11]

## 5.2 Účinnost a úspora výměníku podle původního užitného vzoru

Účinnost, dle vztahu (4.3), je závislá na teplotních rozdílech na straně předehřevu a na teplotě odpadní vody do výměníku vstupující. Zároveň se účinnost výrazně mění s objemovým průtokem vody, tedy s množstvím vody použitým při sprchování. V laboratorních podmínkách pak byla naměřena tato závislost pro výměník, odpovídající užitnému vzoru č. 26629:




*Obr. 5.4 Grafická závislost $\eta_{stationär}$ výměníku NELA dle iPAH (pro $t_{SV}$ = 13 °C)* [1]

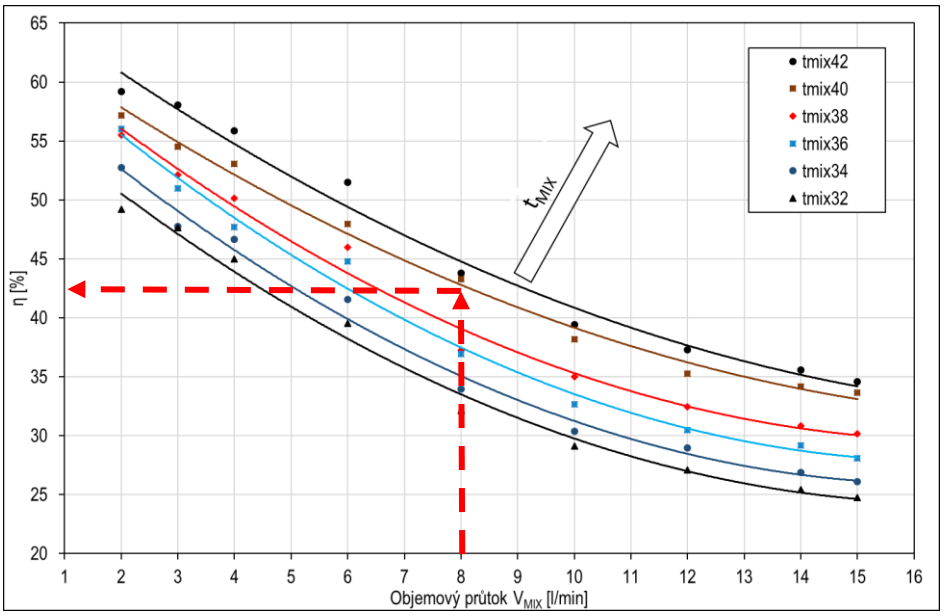
Toto měření bylo provedeno v laboratořích Ú 12 116, ČVUT v Praze jako součást studie zhotovené pro podklad k certifikaci výměníku NELA dle standardů Passive House Institut (dále iPAH). Kde na základě požadavků investora byla vyhodnocena účinnost výměníku tzv. $\eta_{stationär}$ a časová konstanta $T_{tot}$ na základě kritérií daných touto institucí. Výsledná hodnota účinnosti výměníku pro objemový průtok vody ze sprchové hlavice 8 l/min a příslušné teploty 40 °C, byla **$\eta_{stationär}$ = 35,3 %**. Tato hodnota zařadila výrobek do klasifikace phC (certifikovatelný výrobek). Přehled klasifikace, viz Tab.:5.1.

*Tab. 5.1 Hodnocení výrobků pro zpětné využití odpadního tepla dle iPAH* [1]

| $\eta_{stationär}$ [%] | Klasifikace | Označení |
|---|---|---|
| ≥ 60 | phA+ | Velmi pokročilý výrobek |
| ≥ 50 | phA | Pokročilý výrobek |
| ≥ 40 | phB | Základní výrobek |
| ≥ 30 | phC | Certifikovatelný výrobek |
| < 30 | - | Necertifikovatelný výrobek |

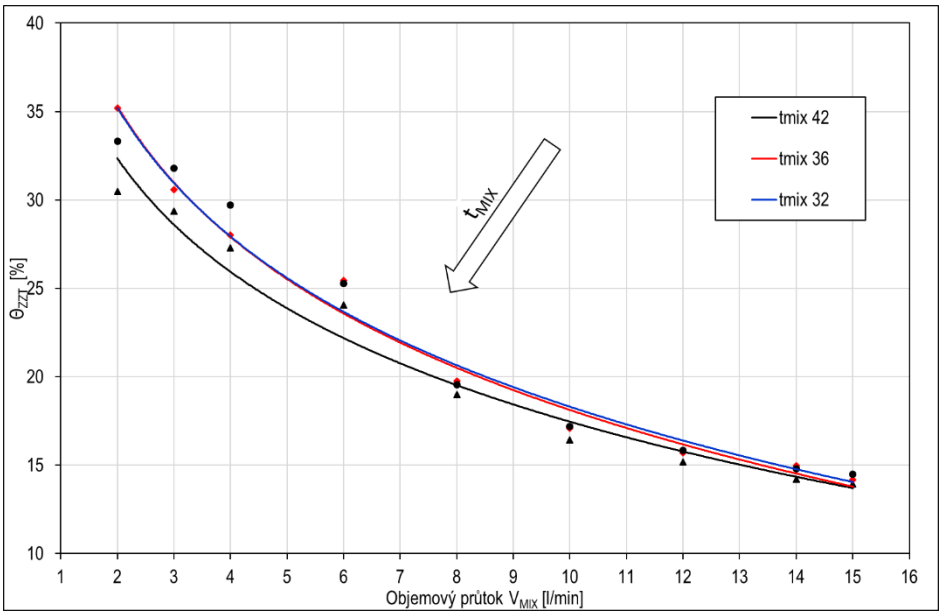
## 5.3 Účinnost a úspora výměníku NELA

Názvem NELA byl pro tuto práci označen výměník s produktovým jménem NELA a již několika opatřeními pro zlepšení účinnosti, vytvořenými v předchozí spolupráci Ing Romana Vavřičky, Ph.D., s firmou SAKAL. Pro tento výměník byla v celém spektru měřených průtoků sestavena závislost účinnosti a poměrné úspory na teplotě viz Obr.5.5 a 5.6.




*Obr. 5.5: Trendy účinností sprchového výměníku NELA pro teploty vody $t_{MIX}$*

Je patrné, že již tento výrobek dosahoval vyšší účinnosti než původní výměník dle užitného vzoru č. 26629. Tento upravený výrobek již teoreticky splňuje požadavky kategorie phB.




*Obr. 5.6 Trendy úspor sprchového výměníku NELA pro teploty $t_{MIX}$*

Laboratorní měření potvrdilo teorii, že za konstantní teploty studené vody 10 ± 0,3 °C, a rostoucí teploty $t_{MIX}$ se zvyšuje účinnost. Rovněž s klesajícím objemovým průtokem, účinnost roste. Dokazuje to, že nelze jednotlivé výměníky mezi sebou porovnávat pouze na základě hodnot udávaných výrobce a je nutné vědět, pro jaké podmínky daná účinnost byla stanovena. V praktické aplikaci je tato problematika ještě složitější a více se jí věnuje kapitola 7. Poměrná úspora s rostoucí teplotou naopak klesá.

## 5.4 Volba parametrů pro optimalizaci

Parametrů ovlivňujících účinnost, úsporu, ale i životnost deskového výměníku je nespočet. Ať už se jedná o geometrii:

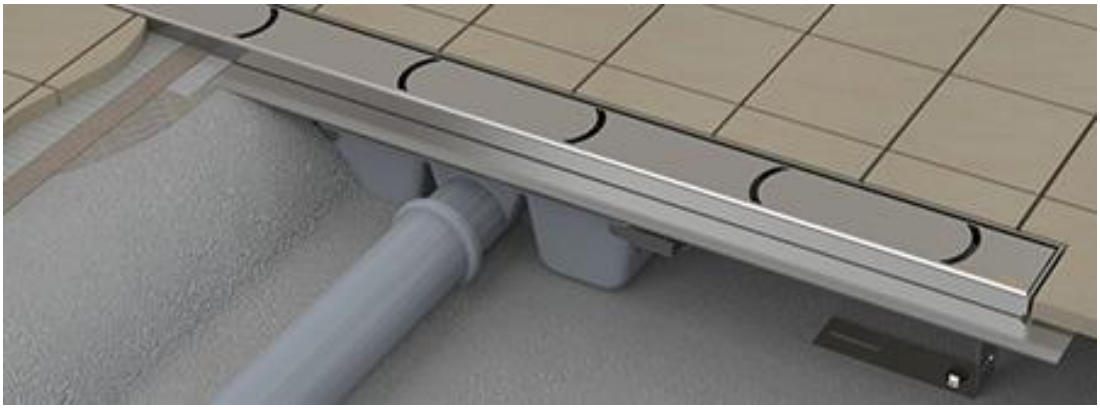
- Tvar výměníku
- Usměrňování toku tekutiny ve výměníku
- Velikost teplosměnné plochy

Nebo o vhodnost použitých materiálů:

- Vysoká hodnota součinitele přestupu tepla
- Korozní odolnost a přilnavost povrchu

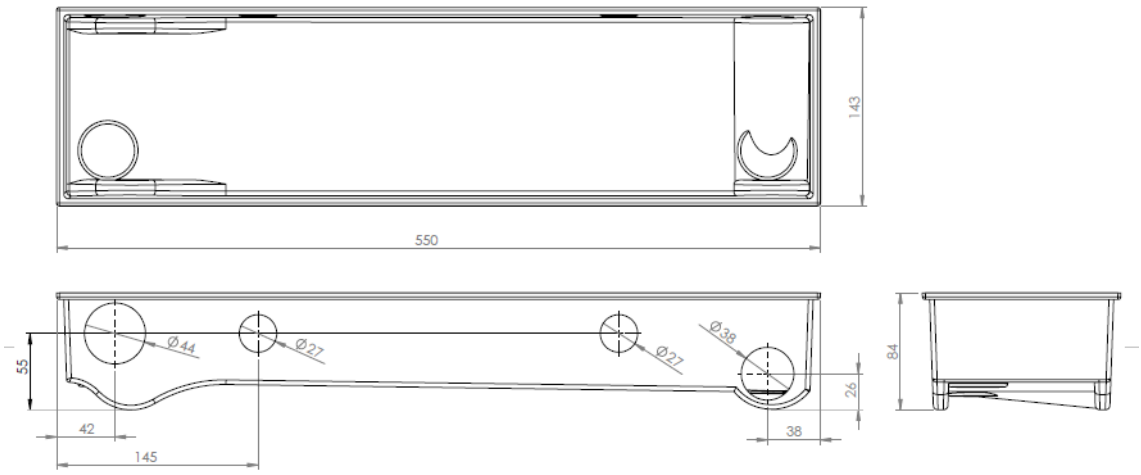
Tyto vlastnosti se všechny podepisují na účinnosti, ale také na životnosti a délce provozuschopnosti výměníku bez dalšího zásahu, či čištění. Pro úpravu již komerčně využívaného výměníku byl zvolen, následující způsob optimalizace:

- Vertikální zdvih teplosměnné plochy
- Zvětšení teplosměnné plochy a nasměrování toku tekutiny



*Obr. 5.7: Vzorová ukázka sprchové podlahové vpusti* [16]

Jelikož Prototyp je výměník určený k umístění pod dno sprchového koutu, je zcela zásadní, aby jeho rozměry vyhovovali dispozici, tedy aby byla umožněna montáž výměníku pod sprchový box. V současnosti jsou nejčastěji aplikovány sprchové kouty se zabudovaným odtokem v podlaze, viz Obr. 5.1. Proto je třeba klást důraz i na výšku výměníku a celkové provedení. Vzhledem k velmi obtížné a nákladné demontáži, či kompletní výměně v případě potřeby. Rozměry současné vaničky výměníku jsou na Obr. 5.8.




*Obr. 5.8 Rozměry vaničky sprchového výměníku NELA*

### 5.4.1 Vertikální zdvih teplosměnné plochy

Tato optimalizace vychází z předpokladu, že deska výměníku, která je za výrobcem stanovených podmínek umístěna na dně nádoby, není obtékána ideálně a nelze tak plně využít potenciál přenosu tepla mezi vodou vtékající do výměníku ze sprchy ($t_{MIX}$) a vodou pro předehřev ($t_{SV}$). Z toho vyplývá snížení účinnosti a úspory.

Pro jednotlivé průtoky byla stanovena výška hladiny na vtoku $h_1$ a výška hladiny na výtoku $h_2$ viz Tab.: 5.2 Výšky na obou stranách jsou rozdílné. Díky spádovanému dnu vaničky, jako ochraně před usazením vody při nepoužívání zařízení, je vyšší výška hladiny nad dnem vaničky na straně výtoku.

*Tab. 5.2: Hodnoty výšky hladiny na vtoku a výtoku ze sprchového výměníku NELA*

| **Přehled výšky hladiny na vtoku a odtoku z výměníku NELA pro měřené průtoky** | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| **Průtok** | **[l/min]** | **15** | **14** | **12** | **10** | **8** | **6** | **4** | **3** | **2** |
| | **[m³/h]** | **0,9** | **0,84** | **0,72** | **0,6** | **0,48** | **0,36** | **0,24** | **0,18** | **0,12** |
| **$h_1$** | **[mm]** | 27 | 22 | 20 | 19 | 18 | 10 | 10 | 8 | 5 |
| **$h_2$** | **[mm]** | 40 | 38 | 37 | 32 | 30 | 24 | 21 | 18 | 14 |

Z naměřených hodnot výšek hladiny vyplývá, že je zde prostor pro zdvih desky výměníku ze dna vaničky. Tloušťka desky **d** je 5 mm, proto byly jako vhodné varianty vybrány zdvihy **h**:

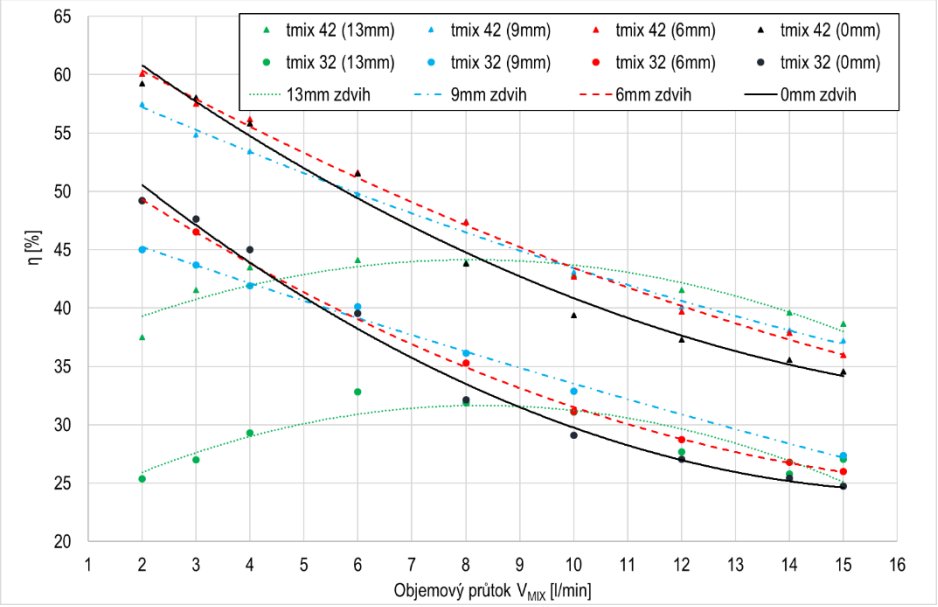
- 13 mm
- 9 mm
- 6 mm

*Obr. 5.9: Podélný řez 3-D modelu výměníku*

### 5.4.2 Zvětšení teplosměnné plochy

Optimalizace teplosměnné plochy vychází ze (4.1). Výsledný rozměr výměníku však musí být takový, aby byl stále aplikovatelný do sprchového koutu bez dalších potřebných stavebních či jiných úprav, které by se musely zohlednit v době návratnosti. Rozměry běžného sprchového koutu (šířka x délka) se nejčastěji pohybují v rozmezí 75 x 90, 90 x 90 a 80 x 100 cm. S ohledem na výrobcem pevně danou velikost vaničky nebylo možné v dané vaničce teplosměnnou plochu zvětšit. Byl proto sestaven prototyp, u kterého se aplikovaly již nabyté poznatky z předchozích měření. Prototyp je popsán v kapitole 6.

## 5.5 Naměřené hodnoty a zhodnocení




*Obr. 5.10: Porovnání účinností při teplotách 42 °C a 32 °C $t_{MIX}$ pro zvolené hodnoty zdvihu*

Z naměřených hodnot pro deskový výměník NELA lze usoudit, že pro zdvih 13 mm je účinnost výměníku vyšší ve srovnání s původním modelem pouze pro průtoky větší než 10 l/min, pro průtoky menší pak účinnost rapidně klesá, viz Obr. 5.10. Tudíž byl tento zdvih vyhodnocen jako nevyhovující.

Porovnáme-li tvar trendu naměřených hodnot, je patrné, že pro variantu, kdy zdvih je roven 0, má s klesajícím průtokem trend tvar polynomický, zatímco při aplikaci zdvihu dojde k „narovnání“ trendu. Příčinou toho je vyrovnávání vlivu snižující se rychlosti (vlivem klesajícího objemového průtoku), což je samo o sobě pro nárůst účinnosti pozitivní a klesání výšky hladiny, která má naopak, při příliš nízké hodnotě na účinnost nežádoucí vliv.

Pro 42 °C a 0 mm zdvihu můžeme funkci trendu vyjádřit jako:

$$\eta = 0{,}0891\dot{V}^2 - 3{,}5638\dot{V} + 64{,}579$$

Pro 42 °C a zdvih 6 mm je to pak:

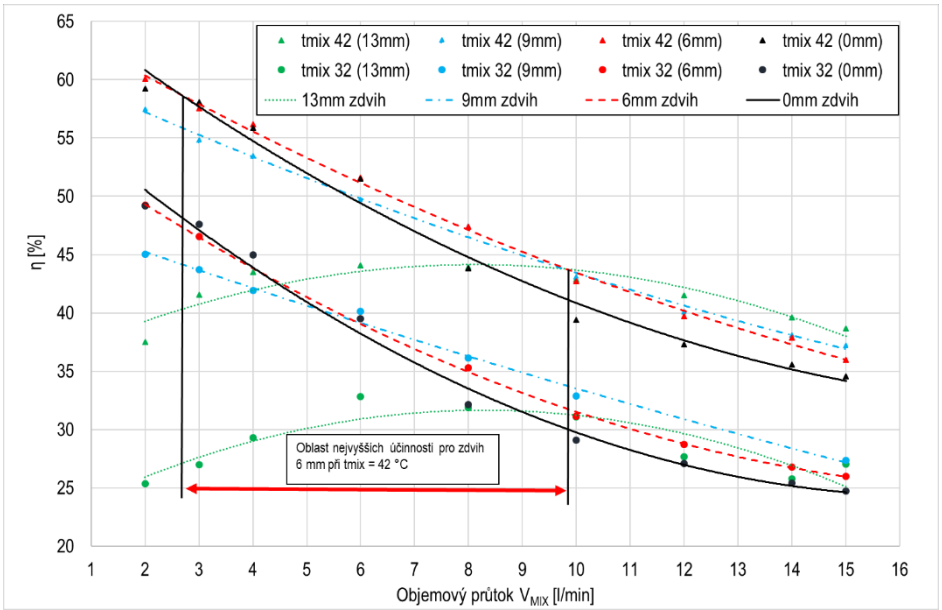
$$\eta = 0{,}0476\dot{V}^2 - 2{,}6836\dot{V} + 65{,}532$$

kde:

$\dot{V}$ Objemový průtok vody výměníkem [l/min]

Hodnota koeficientu u kvadratického členu předpisu funkce je pro 6 mm zdvihu poloviční, což má za následek právě grafické „narovnání“ trendu.

Pro zdvih 9 mm lze na grafech pozorovat odlišný vývoj pro teplotu 42 °C a pro teplotu 32 °C. Nejvyšší účinnosti, ve srovnání s ostatními provedeními, je dosaženo pro vysoké průtoky až do průtoku 5,5 l/min. Pro nižší průtoky je pak účinnost nižší ve srovnání s aplikací bez zdvihu a s 6 mm zdvihem. Jinak je tomu však pro teplotu vody $t_{MIX}$ 42 °C. Zde je trend účinnosti horší než zdvih 6 mm. Je patrné, že při zdvihu 6 mm je dosaženo nejoptimálnějších hodnot, především pro teplejší vodu vstupující do výměníku ($t_{MIX}$ 42 °C) a oblast průtoků 2,5-10 l/min, které jsou nejčastějšími průtoky při sprchování.

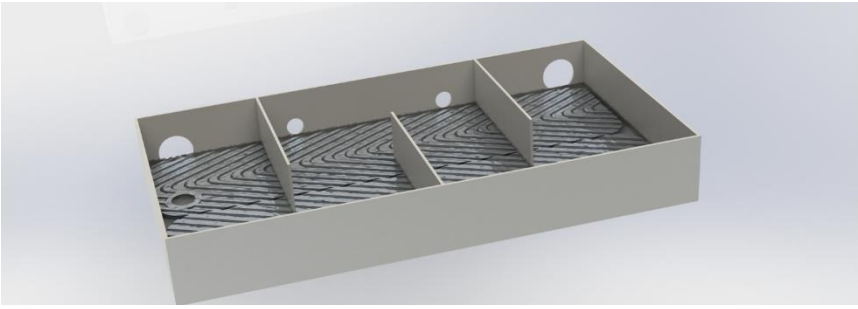



*Obr. 5.11: Oblast s nejvyšší hodnotou účinnosti pro výměník se zdvihem 6 mm*

Po zobrazení trendu naměřených hodnot je patrné, že míra nárůstu účinnosti je tím větší, čím nižší je zdvih. Potvrzuje to tedy teorii, že hladina vody ve vaničce, je už příliš nízká a voda tedy přestává vhodně obtékat teplosměnnou plochu. Pro běžné aplikace je nejdůležitější oblast pro průtok běžnou sprchovou hlavicí, která je mezi 6-8 l/min.

# 6. Návrh a testování prototypu

## 6.1 Optimalizace zvětšení teplosměnné plochy

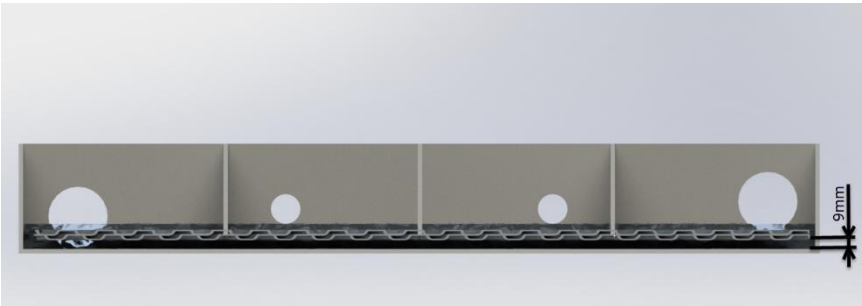


*Obr. 6.1: 3-D model Prototypu 1 vytvořený v software Solidworks*

Pro optimalizaci výměníku byl navrhnut prototyp, pro který se zdvojnásobila teplosměnná plocha. Použily se na základě předchozích měření nejoptimálnější hodnoty vertikálního zdvihu. Tedy 9 a 6 mm. Dále byly přidány do výměníku 3 přepážky, zasahující do 2/3 šířky výměníku, které by měly zajistit lepší zatékání tekutiny do výměníku. Tyto přepážky byly osazeny i pod výměník.

## 6.2 Prototyp 1

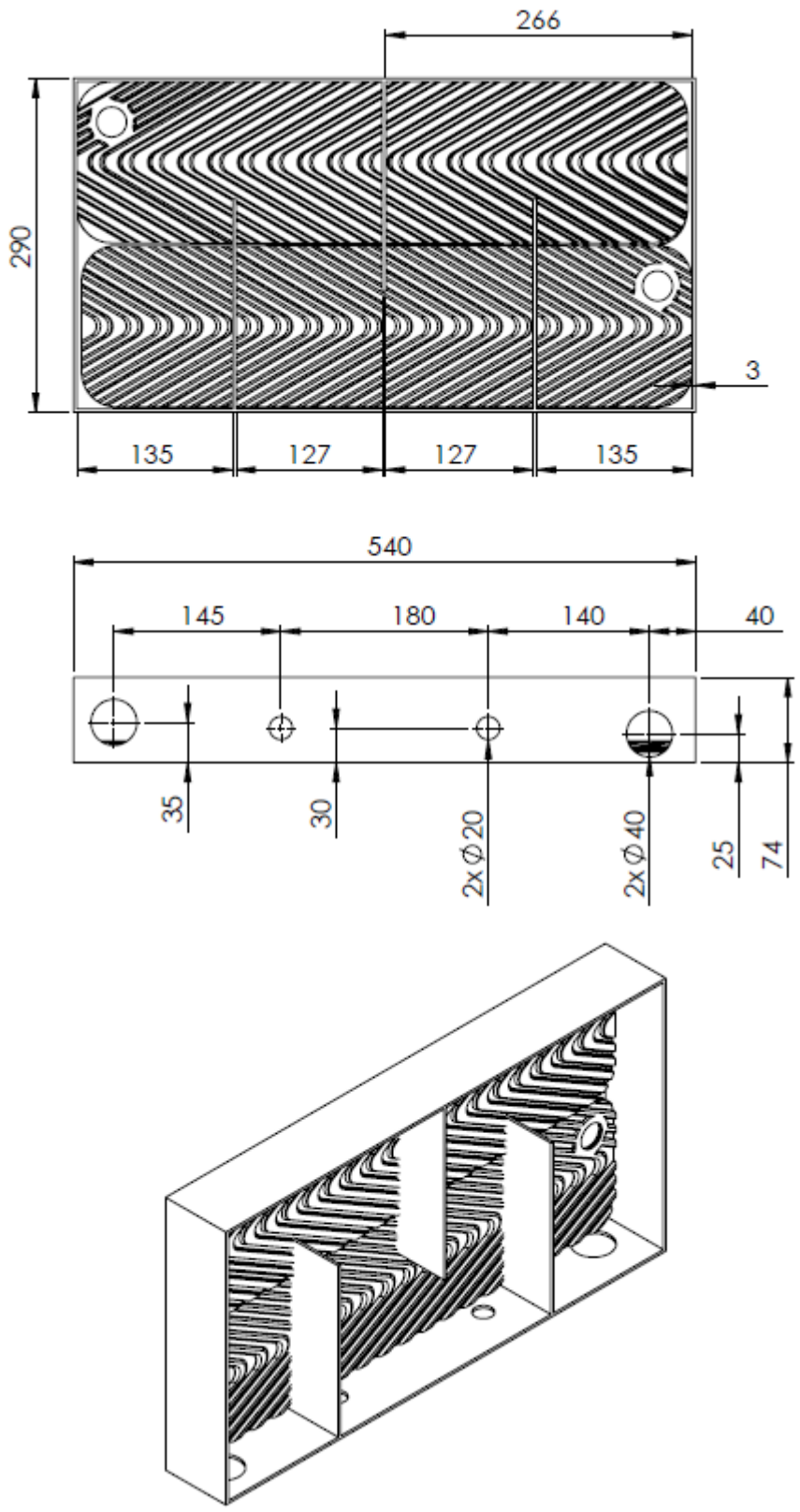
### 6.2.1 Parametry výměníku




*Obr. 6.2: Řez 3-D modelem Prototypu 1*

Rozdíly oproti původnímu výměníku NELA:

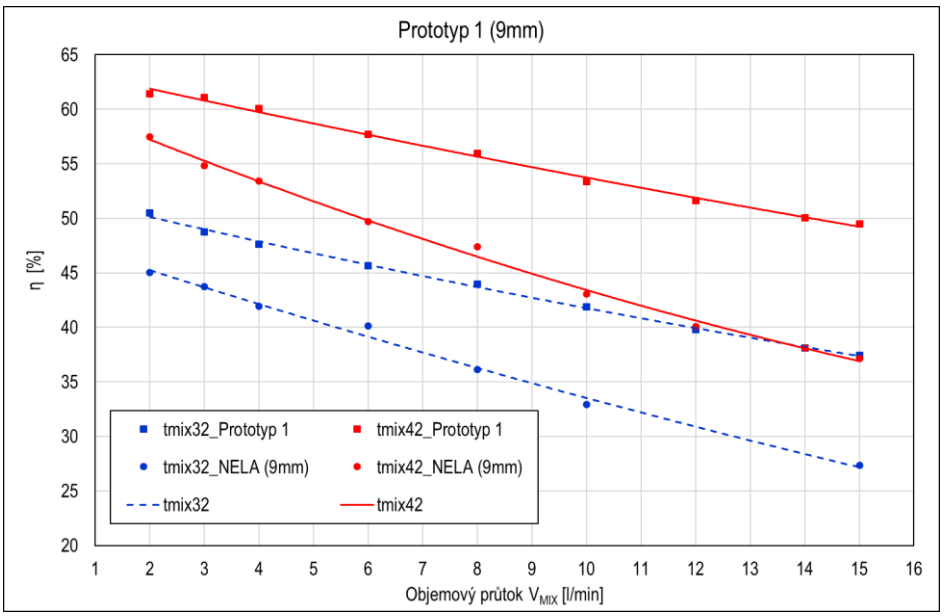
- Vertikální zdvih 9 mm
- Dvojnásobná velikost teplosměnné plochy
- Přepážky pro usměrnění toku kapaliny ve výměníku




*Obr. 6.3 Nákres Prototypu 1*

### 6.2.2 Vyhodnocení naměřených hodnot účinnosti

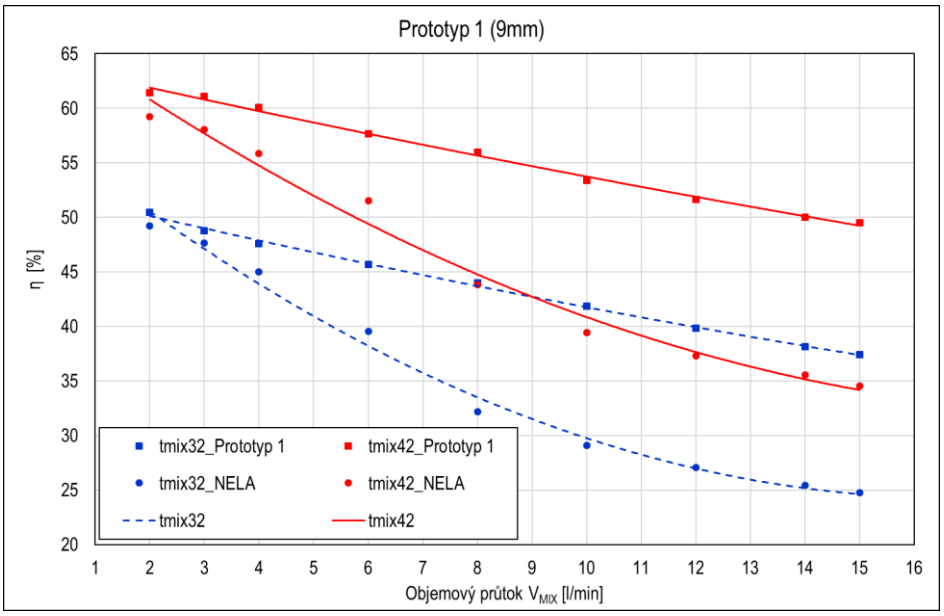
Byl sestaven Prototyp 1 s vertikálním zdvihem teplosměnné plochy 9 mm. Tento výměník byl poté měřen pro celé spektrum již dřív měřených objemových průtoků vody pro výměník NELA, tzn. 1-15 l/min. Pro teploty $t_{MIX}$ 42 °C a 32 °C viz Obr.6.4:



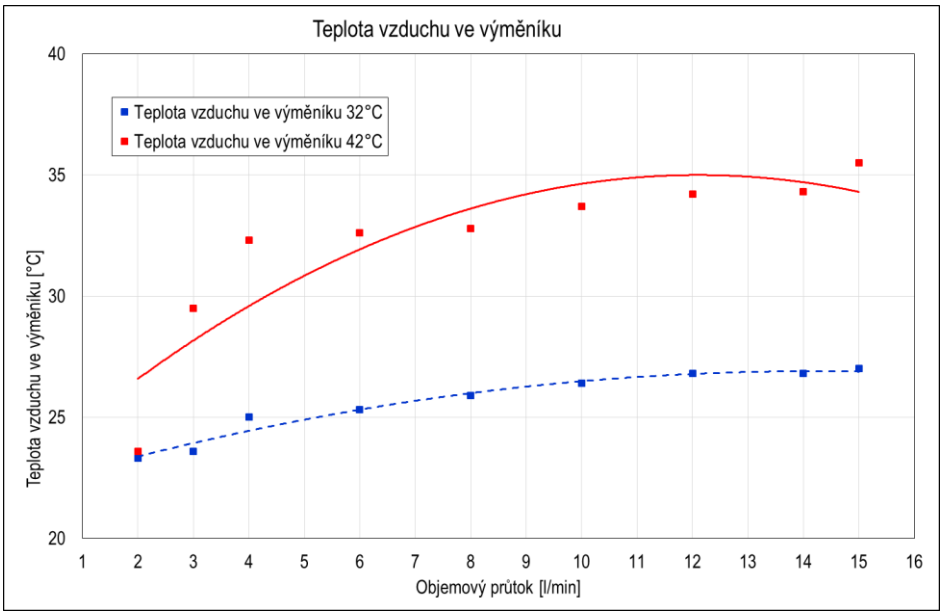

*Obr. 6.4: Srovnání Prototypu 1 (se zdvihem 9 mm a dvojnásobnou teplosměnnou plochou) s výměníkem NELA (se zdvihem 9 mm)*

Z grafického znázornění účinnosti v závislosti na objemovém průtoku vody pro různé teploty $t_{MIX}$ lze odečíst nárůst oproti původnímu výměníku NELA se zdvihem 9 mm. Prototyp 1 dosahuje v tomto případě vyšší účinnosti až o 22 % původní hodnoty. Tento nárůst zapříčinilo dvojnásobné zvětšení teplosměnné plochy. Opět se zde ale projevuje linearita trendu při zvednutí desky ze dna výměníku. Proto se při snižování objemového průtoku neustále snižuje rozdíl v účinnosti mezi porovnávanými výměníky. A zvětšená teplosměnná plocha tak není zcela využita.

Proto byl sestaven Prototyp 2, ve kterém se vertikální zdvih snížil na 6 mm, čímž by se podle prvních měření měla účinnost zvednout, především v oblasti nižších průtoků. V případě varianty s chladnější vodou $t_{MIX}$ = 32 °C byla účinnost původního výměníku velmi podobá.




*Obr. 6.6: Srovnání Prototypu 1 s původním výměníkem NELA bez vertikálního zdvihu*



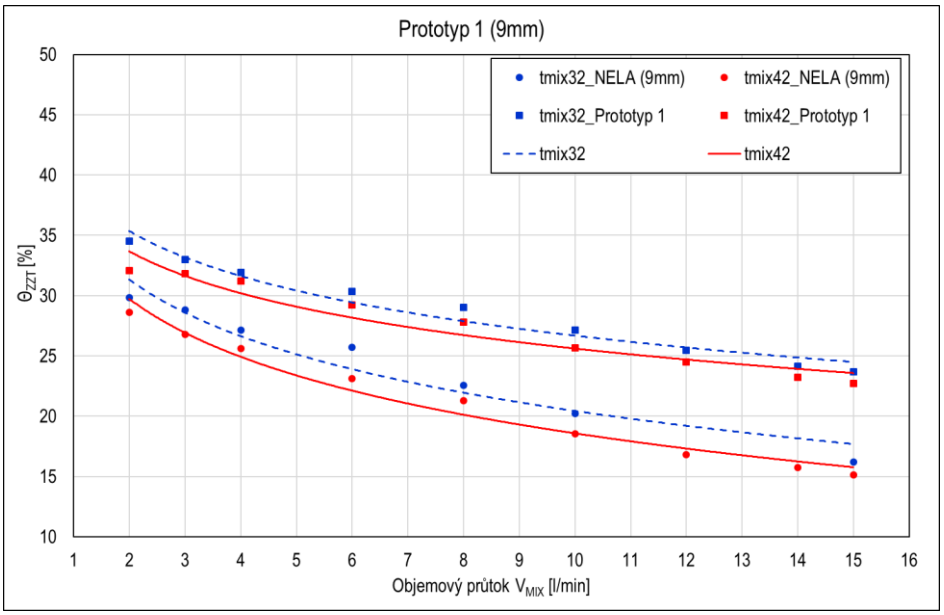

*Obr. 6.5 Závislost teploty vzduchu na objemovém průtoku pro prototyp (LEGENDA – teplota vody a ne vzduchu)*

Ve výměníku byla během měření zároveň snímána i teplota vzduchu. Vývoj této teploty v prototypu je zaznamenán na Obr 6.6. Při nedostatečném objemovém průtoku odpadní vody, kdy voda proudí v podstatě pouze pod výměníkem, je právě teplota vzduchu velmi podstatná, jelikož právě vzduch je v kontaktu s celou horní stranou teplosměnné plochy. Vlivem toho se ztrácí efekt protiproudového zapojení výměníku a zároveň klesá teplotní rozdíl mezi vodou $t_{SV}$ a teplotou vzduchu, čímž klesá výkon výměníku. Zatím co na spodní straně je tedy přímo u vstupu do výměníku $\Delta t$ = 42-10=32 K, na vrchní straně je tento teplotní rozdíl (např. při průtoku 6 l/min) $\Delta t$ = 32-10 = 22 K.

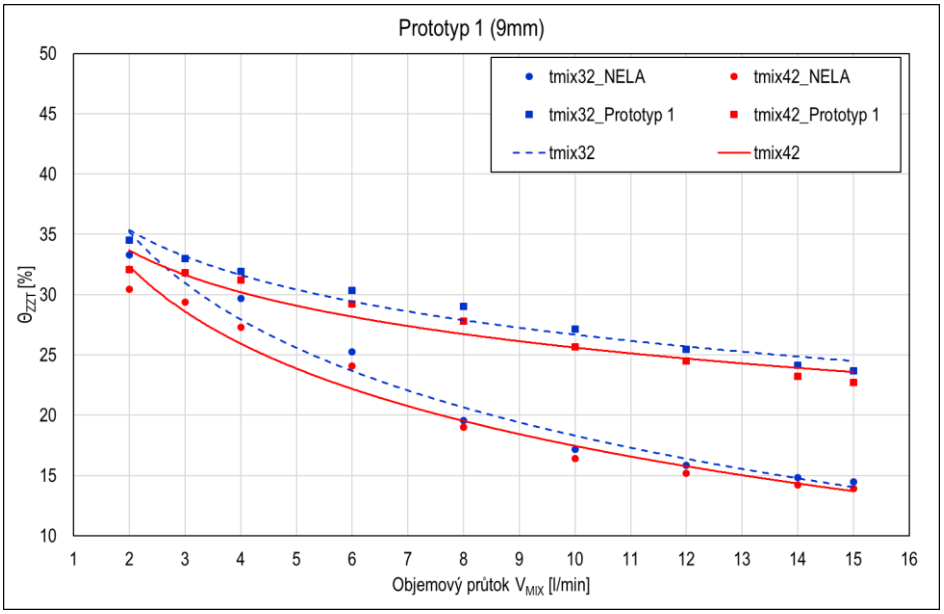
*Tab. 6.1: Teploty vzduchu na výtoku z výměník*

| **Teplota vzduchu ve výměníku** | | | Objemový průtok | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| [°C] | | | [l/min] | | | | | | | | |
| | | | 2 | 3 | 4 | 6 | 8 | 10 | 12 | 14 | 15 |
| Teplota $t_{MIX}$ | [°C] | 32 | **23,3** | **23,6** | **25** | **25,3** | **25,9** | **26,4** | **26,8** | **26,8** | **27** |
| | | 42 | **23,6** | **29,5** | **32,3** | **32,6** | **32,8** | **33,7** | **34,2** | **34,3** | **35,5** |

### 6.2.3 Vyhodnocení naměřených hodnot poměrné úspory




*Obr. 6.8: Vyhodnocení poměrné úspory pro výměníky Prototyp 1 a NELA s vertikálním zdvihem 9 mm*

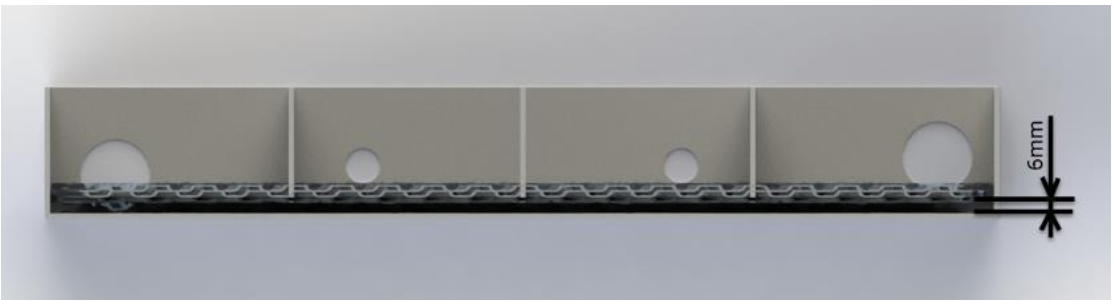



*Obr. 6.7 Vyhodnocení poměrné úspory pro výměníky Prototyp 1 a NELA bez vertikálního zdvihu*

Z naměřených hodnot vyplývá také nárůst poměrné úspory. Tento nárůst u Prototypu 1 je viditelný v celém spektru měřených objemových průtoků $V_{MIX}$.

## 6.3 Prototyp 2

### 6.3.1 Parametry výměníku

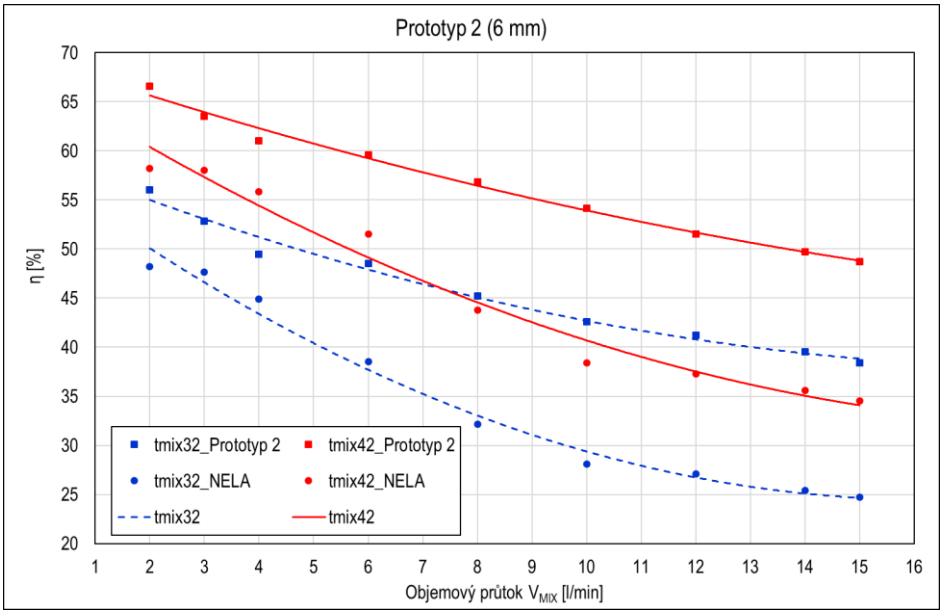



*Obr. 6.9: Řez výměníkem Prototyp 2, vzdálenost mezi dnem a teplosměnnou plochou je 6 mm*

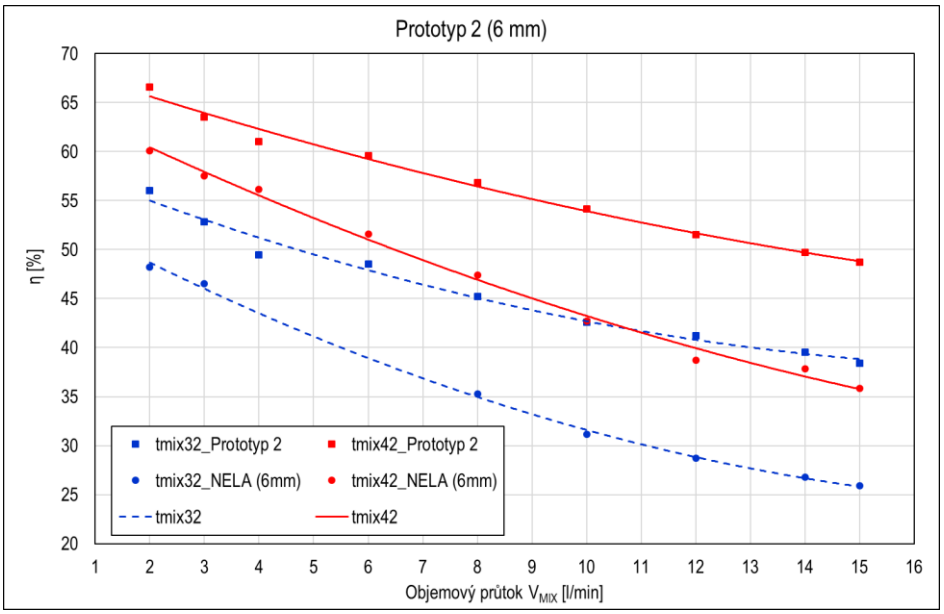
### 6.3.2 Vyhodnocení naměřených hodnot účinnosti

Pro výměník Prototyp 2 byly stanoveny účinností, které jsou porovnány na Obr. 6.11 a 6.12.

V účinnosti výměníku Prototyp 2 a NELA se stejným vertikálním zdvihem (6 mm) je rozdíl cca 5 %. Oproti Prototypu 1 je zde patrné zlepšení způsobené vhodnějším obtékáním teplosměnné plochy. Došlo ke zlepšení mocnosti vrstev tekutiny v oblastech nad a pod deskou výměníku, a tudíž k lepšímu sdílení tepla. Tento rozdíl je lépe znázorněn na Obr. 6.10.



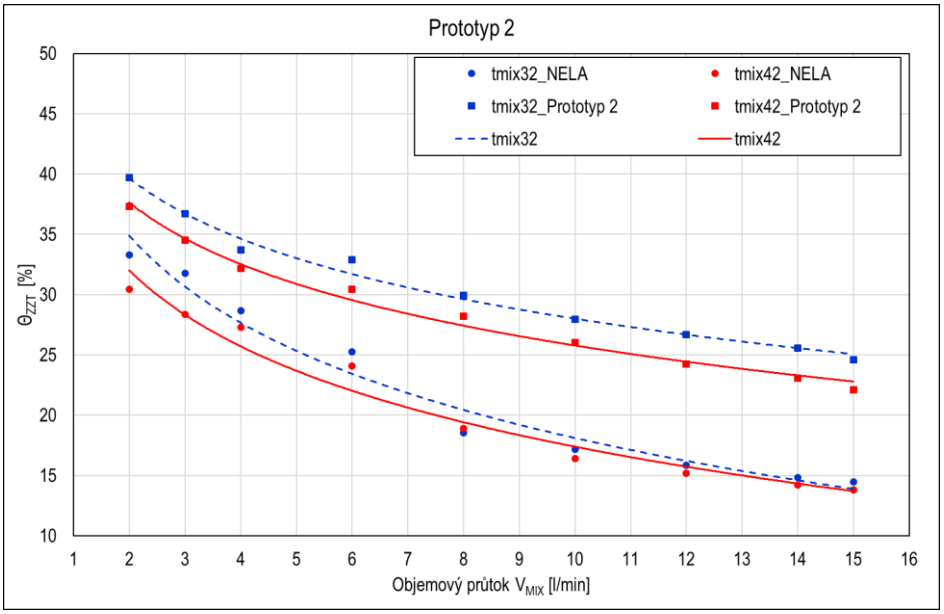

*Obr. 6.10: Srovnání Prototypu 2 s původním výměníkem NELA bez vertikálního zdvihu*



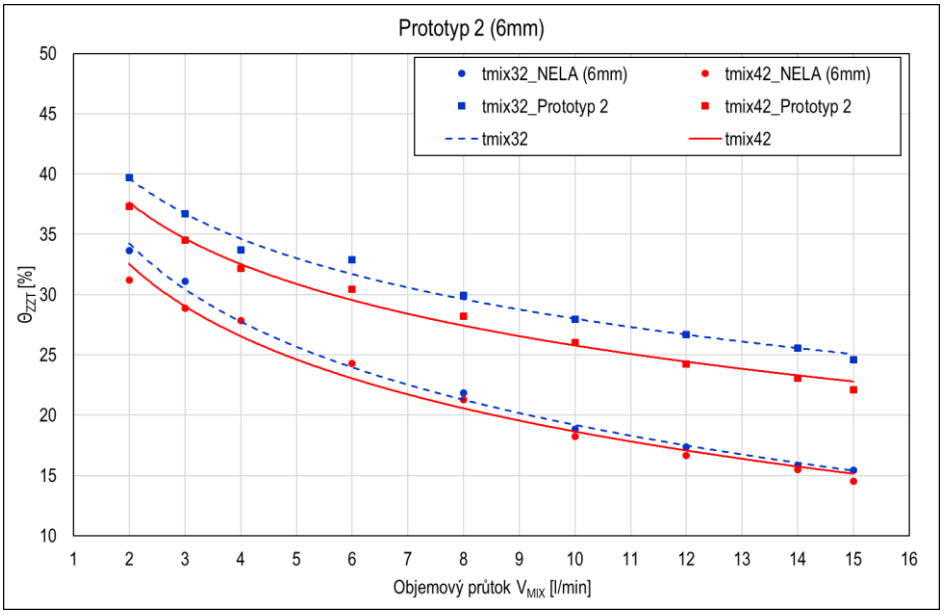

*Obr. 6.11: Srovnání Prototypu 2 (se zdvihem 6 mm a dvojnásobnou teplosměnnou plochou) s výměníkem NELA (se zdvihem 6mm)*

V porovnání s výměníkem bez zdvihu se již zde neopakuje problém z předchozího prototypu, kde hodnota původního výměníku byla lepší při teplotě $t_{MIX}$ = 32 °C ale přesto je zde navýšení o pouhé 1 %. Je ale třeba brát ohled na běžnou teplotu vody při sprchování, která se pohybuje v rozmezí mezi 36 až 40 °C (např. pro kojence se nedoporučuje voda nad 37 °C). Z tohoto důvodu lez uvažovat, že ve skutečnosti bude míra nárůstu účinnosti použitím prototypu 2 namísto výměníku NELA daleko vyšší.

### 6.3.3 Vyhodnocení naměřených hodnot poměrné úspory



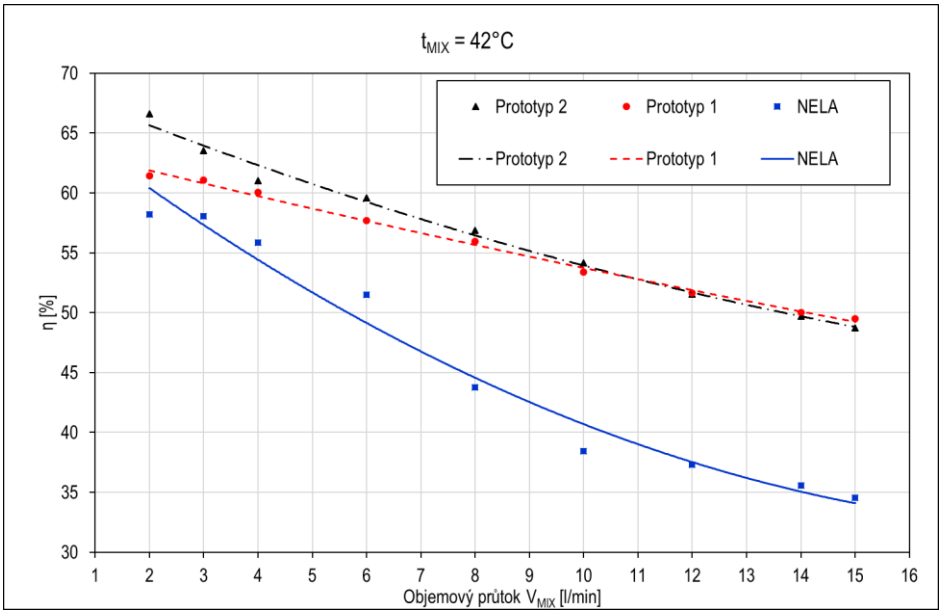

*Obr. 6.12 Porovnání poměrné úspory pro Prototyp 2 a výměníku NELA*



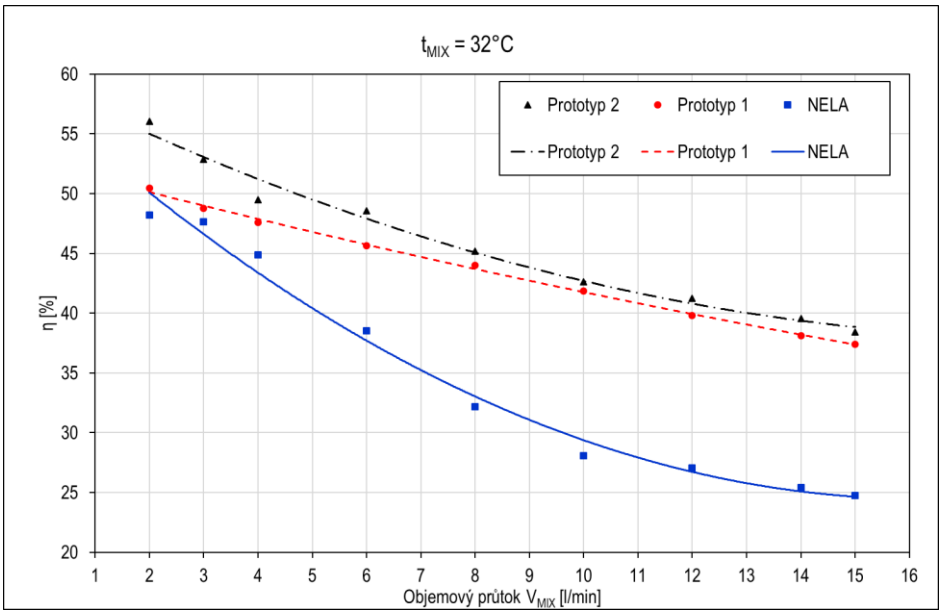

*Obr. 6.13 Porovnání poměrné úspory Prototypu 2 výměníku NELA se stejným zdvihem*

Lze říci, že úspora se analogicky jako účinnost zvedla, oproti všem předchozím variantám. U tohoto provedení výměníku je, jak už bylo jednou zmíněno, velmi důležité vhodné obtékání teplosměnné plochy. Proto je potřeba vytvořit kapalině na vstupu do vaničky dostatečný prostor pro vtok kapaliny pod teplosměnnou plochu. Proto byla v dalším prototypu (Prototyp 3) přidělána mezera pro zlepšení vtoku do vaničky sprchového výměníku. Změny jsou znázorněny na Obr. 6.19 a 6.20.

## 6.4 Závěrečné vyhodnocení Prototypu 2 a prototypů předešlých

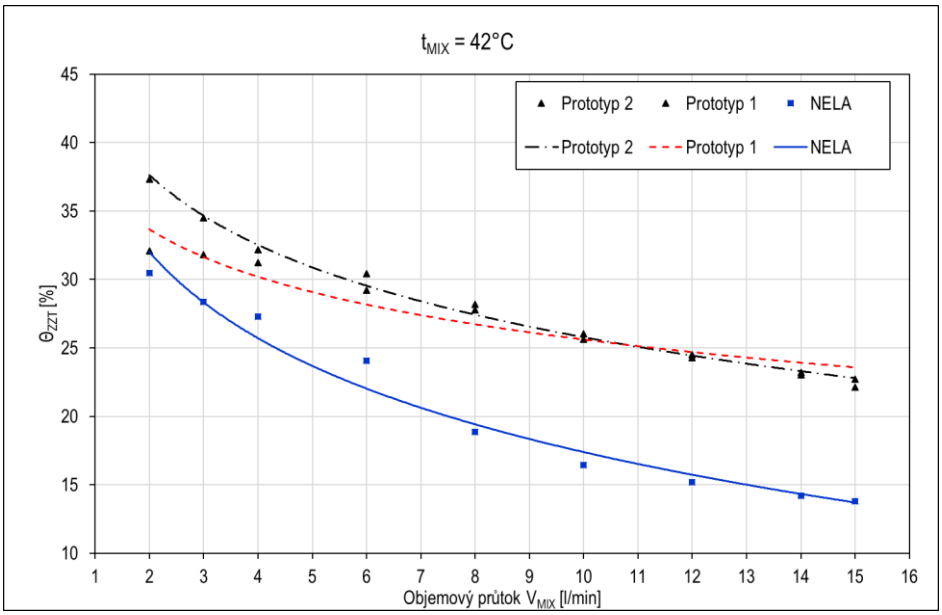



*Obr. 6.14: Srovnání účinnosti výměníků před a po jednotlivých vylepšeních pro $t_{MIX}$ = 42 °C*

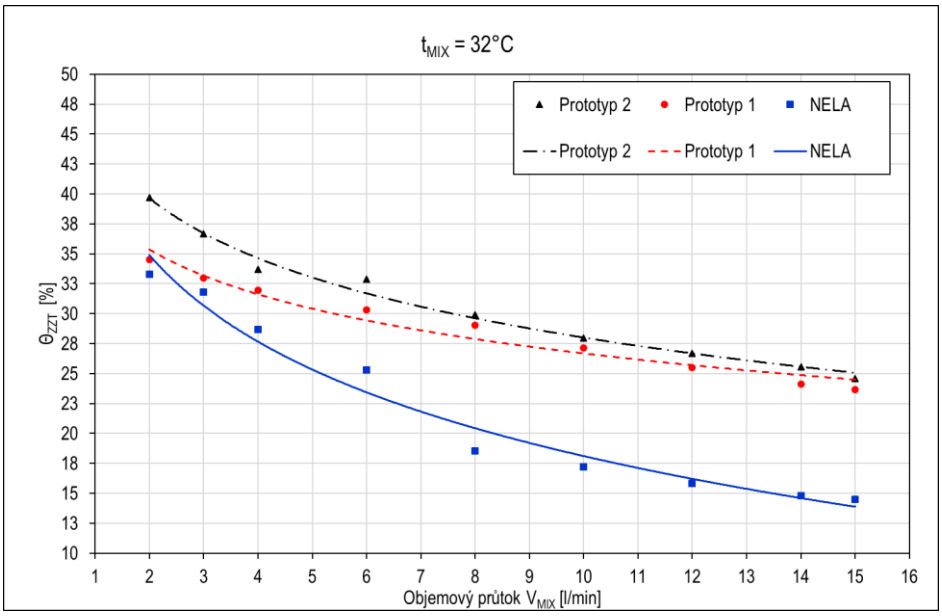



*Obr. 6.16 Srovnání účinnosti výměníků před a po jednotlivých vylepšeních pro $t_{MIX}$ = 32 °C*

Z výsledků stanovených poměrných úspor lze pozorovat velké zlepšení hodnoty poměrné úspory v závislosti na objemovém průtoku sprchovým výměníkem. Pro vysoké průtoky je zlepšení signifikantní až o 42 % z původní hodnoty.




*Obr. 6.15 Srovnání poměrné úspory výměníků před a po jednotlivých vylepšeních pro $t_{MIX}$ = 42 °C*




*Obr. 6.17 Srovnání poměrné úspory výměníků před a po jednotlivých vylepšeních pro $t_{MIX}$ = 32 °C*

Z porovnání výsledků pro teplotu $t_{MIX}$ 32 a 42 °C je patrný progres celého vývoje výrobku. Zvětšením teplosměnné plochy, nasměrováním toku pomocí přepážek a celkové zlepšení obtoku výměníku, vedlo ve všech zkoumaných oblastech ke zlepšení teoretických hodnot účinnosti a poměrné úspory z původních hodnot standardního výměníku NELA.

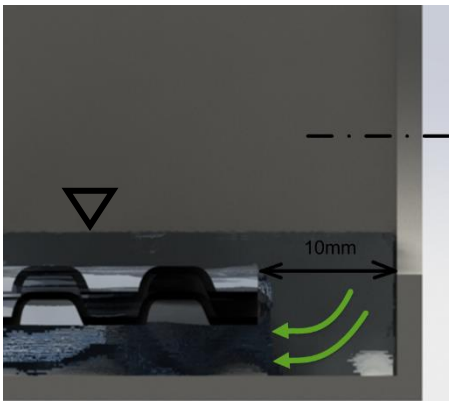
## 6.5 Prototyp 3

*Obr. 6.18 Snímek zapojeného Prototypu 3 do experimentální trati*

### 6.5.1 Parametry Prototypu 3

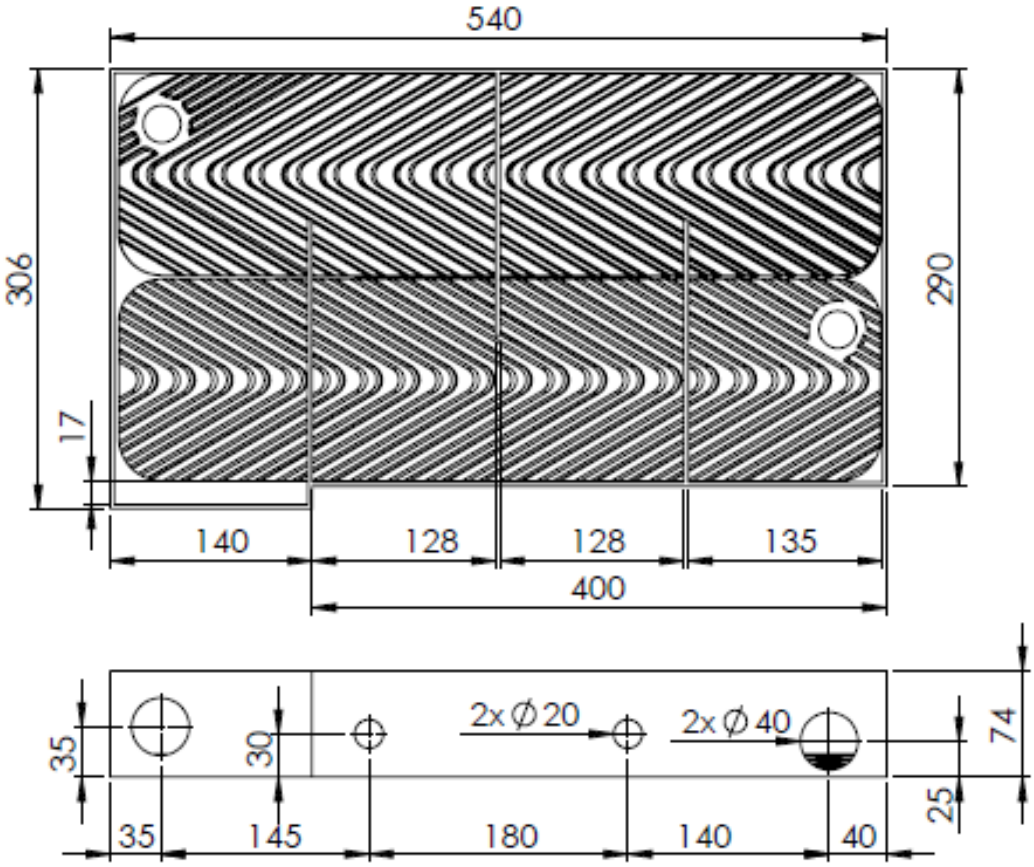
Prototyp 3 se svými vnějšími rozměry příliš neliší od Prototypu 2, vylepšením však bylo vytvoření nátoku pro lepší zatékání vody pod desku výměníku. Tento nátok je vyznačen zeleným podbarvením na Obr. 6.19 a v řezu je zobrazen na Obr. 6.20

*Obr. 6.19 Řez Prototypem 3 s vyznačenou rozšířenou oblastí pro lepší vtok média*



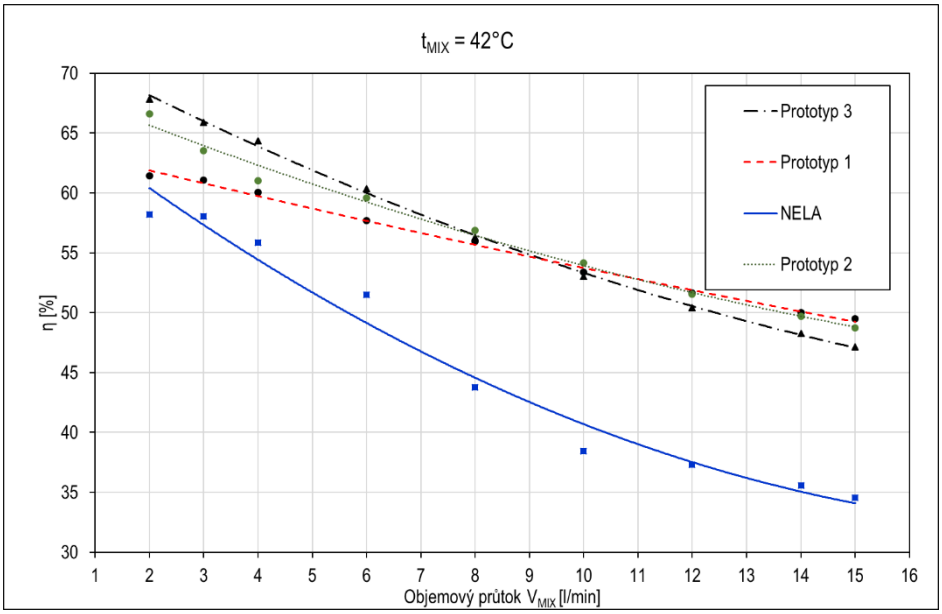

*Obr. 6.20 Detail řezu vtokové mezery Prototypu 3*

Tento prvek měl zajistit větší účinnost přenosu tepla. Plocha vzniklá vysunutím stěny vaničky vně má rozměry 140x15 mm. Tato plocha by měla být dostatečně velká, aby se proud vtékající do vaničky s ohledem na proudění uvnitř celé vaničky rozdělil rovnoměrně nad a pod teplosměnnou plochu. Na Obr. 6.20 je v 3-D software modelovaný prototyp zobrazen detailně.



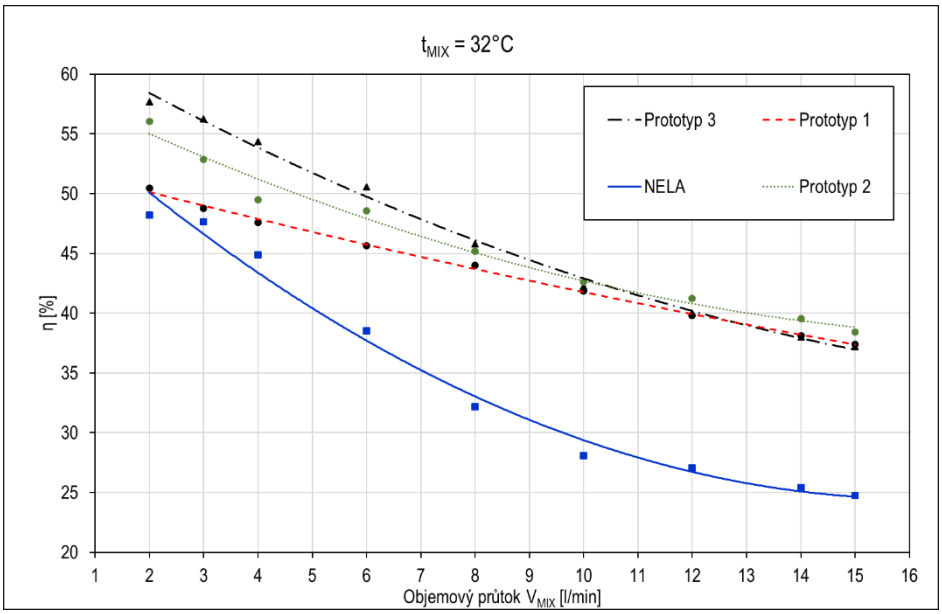

*Obr. 6.21 Nákres Prototypu 3*

### 6.5.2 Vyhodnocení hodnot účinností




*Obr. 6.22 Srovnání průběhů účinností výměníků s Prototypem 3 pro $t_{MIX}$ 42 °C*

Pro teplotu $t_{MIX}$ = 42 °C se potvrzuje předpoklad, že prostor pro zatékání vody do výměníku má vliv na účinnost. Pro průtoky nižší než 9 l/min byla naměřená účinnost vyšší než u přechozích modelů.




*Obr. 6.23 Porovnání účinností pro teplotu vody $t_{MIX}$ 32 °C*

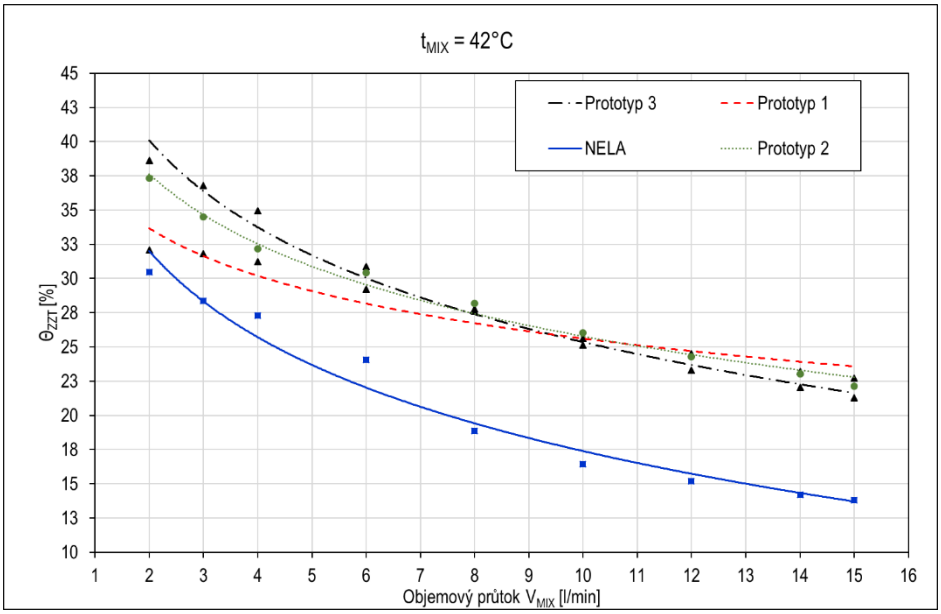
Výsledky měření dále ukázaly, že i pro nižší teploty se výměník chová lépe právě v oblasti nižších průtoků vody. Lze tedy říci, že předpoklad platí a rozšíření prostoru pro vtok tekutiny má pozitivní vliv na účinnost sprchového výměníku. Pro referenční hodnotu používanou při laboratorních testech pro certifikaci takovýchto výměníků 8 l/min, došlo ke zlepšení o cca 1 % oproti předchozímu prototypu 2. Pro průtok 5 l/min je už, ale nárůst účinnosti

o 3 % ($t_{MIX}$ = 42 °C) resp. 5 % při $t_{MIX}$ = 32 °C. A proti původnímu výměníku NELA je celkové zlepšení při „certifikačním“ průtoku dle iPAH (tj. 8 l/min) již přes 12 % při $t_{MIX}$ = 42 °C a dokonce až 15 % při $t_{MIX}$ = 32 °C.

*Tab. 6.2 Přehled vypočítaných hodnot účinností Prototypu 3 pro teploty $t_{MIX}$ 32, 36 a 42 °C*

| η [%] | | V [l/min] | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | 15 | 14 | 12 | 10 | **8** | 6 | 4 | 3 | 2 |
| **$t_{MIX}$ [°C]** | 32 | 37,19 | 38,01 | 39,99 | 42,26 | **45,80** | 50,56 | 54,38 | 56,26 | 57,68 |
| | 36 | 40,65 | 41,82 | 43,76 | 46,23 | **49,94** | 53,17 | 57,83 | 58,98 | 61,50 |
| | 42 | 47,15 | 48,29 | 50,40 | 53,03 | **56,32** | 60,36 | 64,34 | 65,91 | 67,83 |

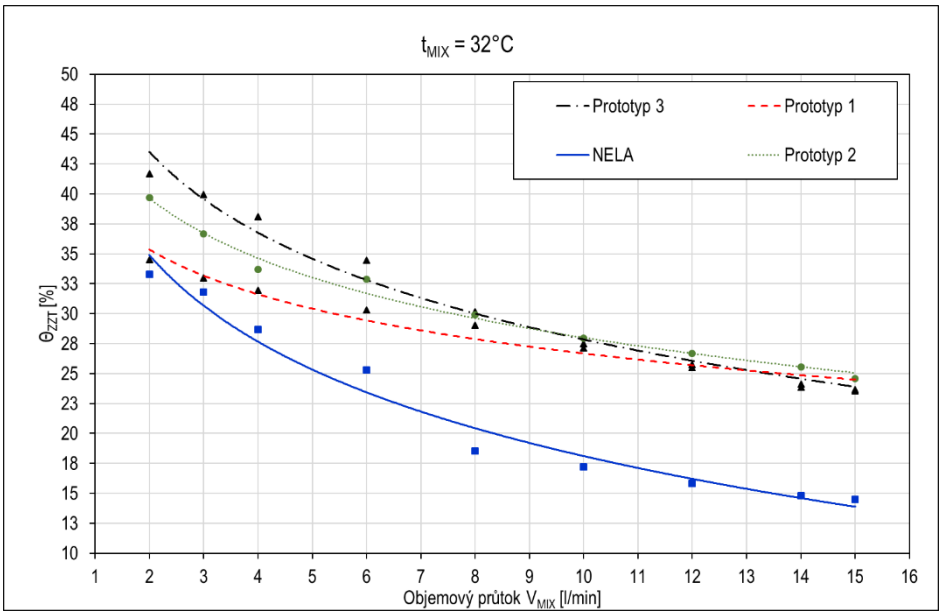
### 6.5.3 Vyhodnocení hodnot poměrné úspory




*Obr. 6.24 Srovnání poměrné úspory Prototypu 3 při teplotě $t_{MIX}$ 42 °C*

Analogicky jako u účinnosti, zlepšení proběhlo v menším měřítku i u poměrné úspory. Zde je ve srovnání s ostatním variantami varianta s nátokem lepší pro průtoky nižší než 12,5 l/min.

.

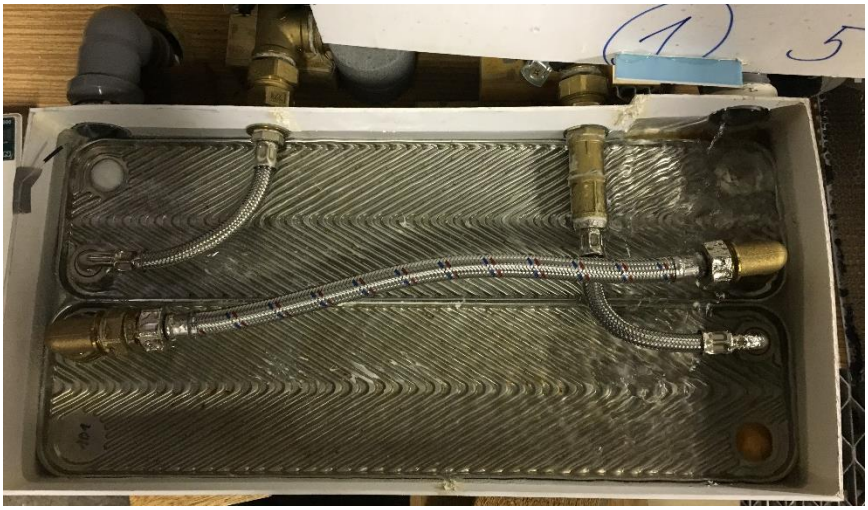



*Obr. 6.25 Srovnání poměrné úspory Prototypu 3 při teplotě $t_{MIX}$ 32 °C*

*Tab. 6.3 Přehled hodnot poměrných úspor pro teploty $t_{MIX}$ 32, 36 a 42 °C*

| θ[%] | | V [l/min] | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | 15 | 14 | 12 | 10 | 8 | 6 | 4 | 3 | 2 |
| $t_{MIX}$ [°C] | 32 | 17,84 | 18,57 | 19,15 | 20,35 | 22,37 | 24,59 | 26,31 | 27,16 | 27,45 |
| | 36 | 23,20 | 23,86 | 25,08 | 26,30 | 28,61 | 30,00 | 32,85 | 33,49 | 35,19 |
| | 42 | 32,88 | 33,67 | 35,34 | 37,25 | 39,67 | 42,65 | 45,19 | 46,07 | 47,60 |

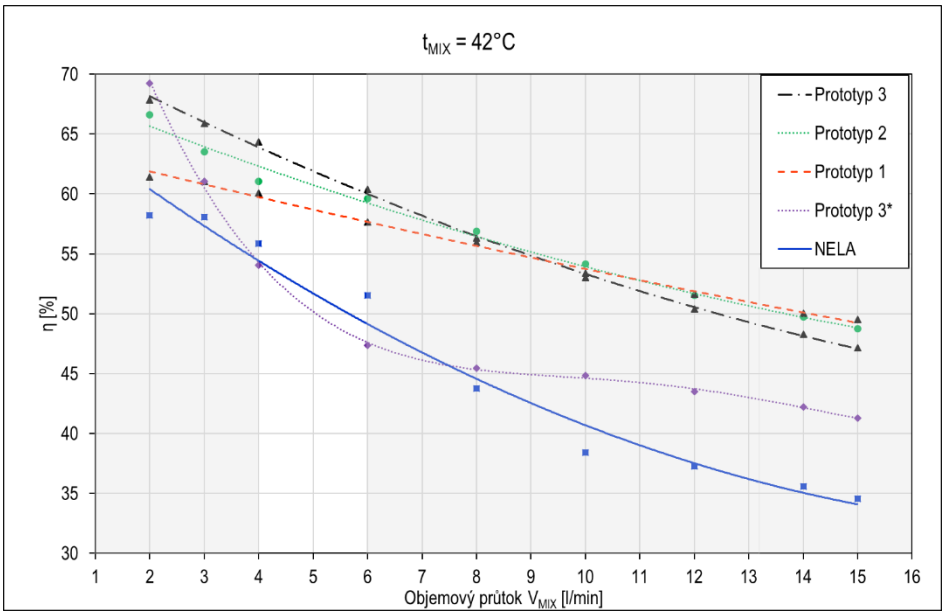
## 6.6 Prototyp 3*



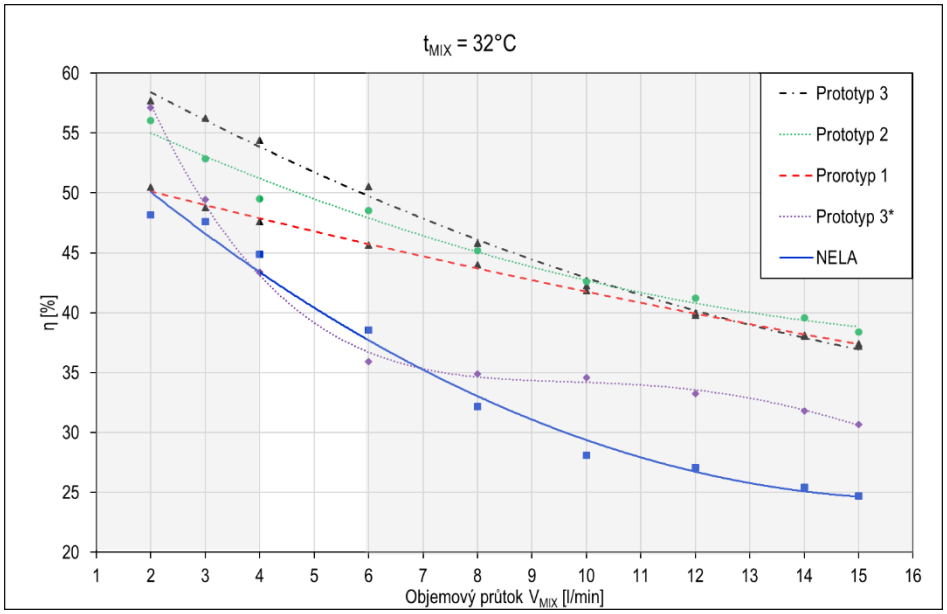
*Obr. 6.26 Pohled na zapojený Prototyp 3* (odstraněné přepážky)*

Prototyp 3* není sám o sobě zlepšením, jedná se pouze o testovací model, u kterého byly oproti prototypu 3 odstraněny přepážky, které ovlivňovaly tok tekutiny výměníkem, a prodlužovaly dobu, kterou voda výměníkem protékala. Cílem bylo zjistit velikost vlivu na výslednou teoretickou účinnost. Zároveň jsou tyto přepážky problémem při zachytávání nečistot a zvyšují riziko zanesení a ucpání výměníku. Z tohoto důvodu bylo potřeba zjistit, zdali je jejich vliv na úsporu tak významný, aby stál za zvýšení rizika zanesení.

## 6.7 Naměřené hodnoty účinnosti



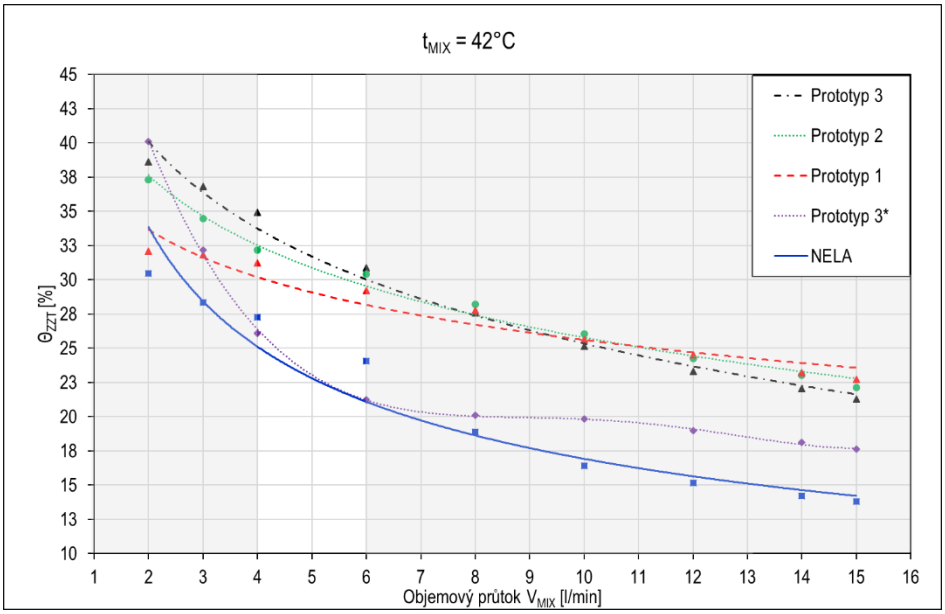

*Obr. 6.28 Srovnání hodnot účinností pro $t_{MIX}$ = 42 °C*



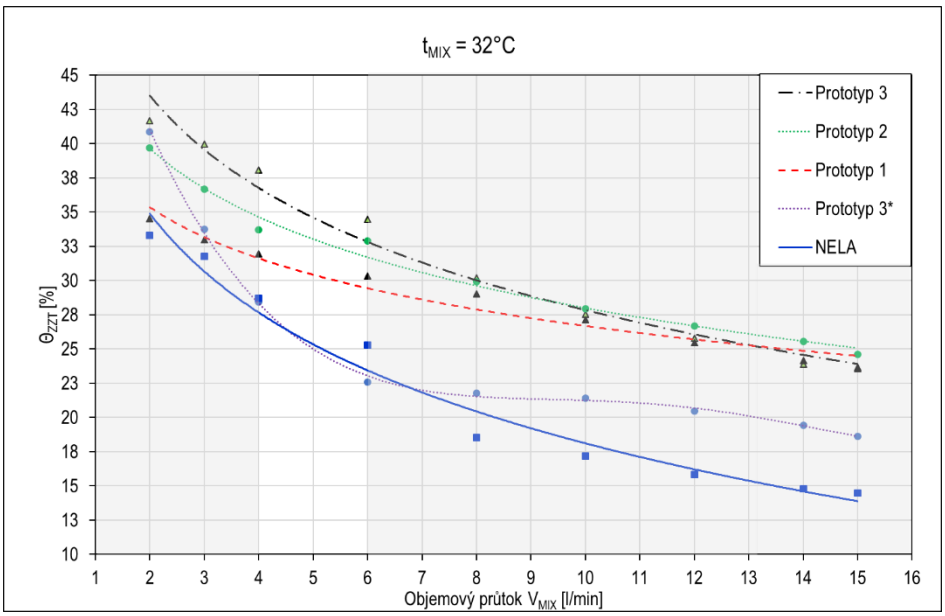

*Obr. 6.27 Srovnání hodnot účinností pro $t_{MIX}$ = 32 °C*

Z Obr. 6.22 a 6.23 je patrný vliv překážek, usměrňujících tok tekutiny ve výměníku na hodnotu účinnosti. Nezabarvená oblast značí oblast, která je pro posuzovanou instalaci nejvíce relevantní.

Naměřené hodnoty poměrné úspory




*Obr. 6.29 Srovnání hodnot poměrné úspory pro $t_{MIX}$ = 42 °C*

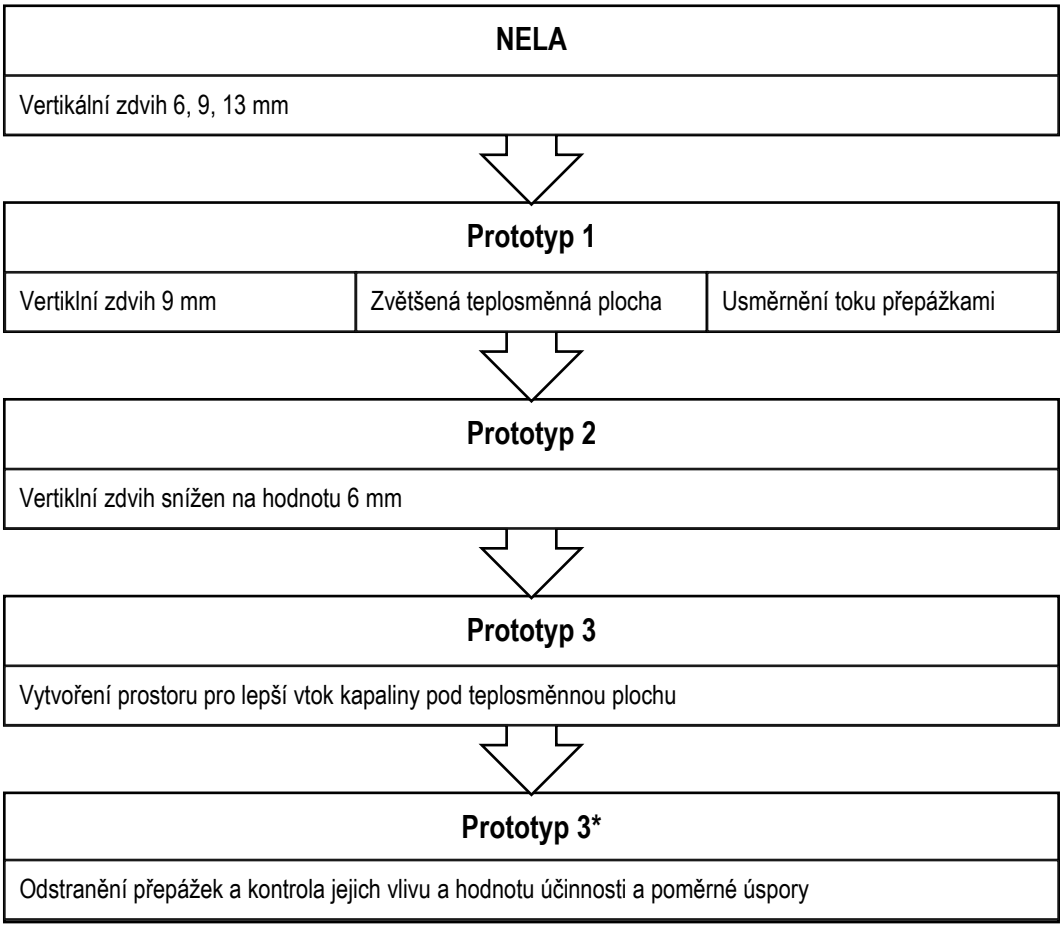



*Obr. 6.30 Srovnání hodnot poměrné úspory pro $t_{MIX}$ = 32 °C*

Pro vyhodnocené hodnoty poměrné úspory pak lze konstatovat, že vliv přepážek je rovněž velmi podstatný z hlediska výsledné hodnoty. Pro referenční hodnotu objemového průtoku 8 l/min je zde rozdíl až 6,5 % při teplotě vody $t_{MIX}$ = 42 °C. Z měření vyplývá, že vliv přepážek je třeba brát v úvahu, jelikož jejich vliv je značný. Je však třeba navrhnout tvar a materiál těchto přepážek s ohledem na nebezpečí zachycování nečistot a možnosti následného zanesení výměníku.

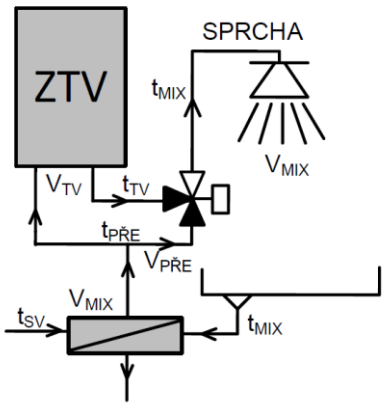
## 6.8 Přehled dílčích kroků optimalizace výměníku

Schéma vývoje je pro názornost uvedeno na Obr. 6.26. V pravém sloupci jsou uvedeny změny prováděné během vývoje pro příslušné výměníky:

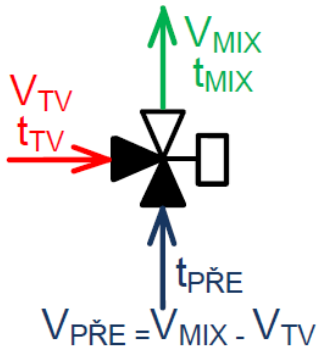



*Obr. 6.31 Přehled dílčích postupů při vývoji sprchového výměníku krok po kroku*

## 6.9 Zapojení výměníku s okamžitým odběrem předehřáté vody a zavedením do zdroje




*Obr. 6.33 Zjednodušené schéma zapojení měřící tratě*




*Obr. 6.32 Bilance objemových průtoků směšovací sprchovou baterií*

Výhodou tohoto zapojení je přívod předehřáté vody přímo do ohřívače TV. Tím se snižuje teplotní rozdíl, o který je potřeba vodu ohřát a narůstá tak hodnota poměrné úspory. Nezbytná je však malá dopravní vzdálenost mezi sprchovým výměníkem, ohřívačem a sprchovou baterií. Přidanou délkou potrubí by narostla hodnota tepelné ztráty v rozvodech a snižovala by se tak výsledná hodnota poměrné úspory. Je tedy potřeba pro tuto možnost zapojení instalovat zdroj TV co nejblíže odběrnému místu. Z bilance objemových průtoků a teplot, viz Obr. 6.33, vyplývá bilanční rovnice objemových průtoků ve směšovací armatuře (6.1), z které po úpravě získáme vztah (6.2):

$$t_{MIX} \cdot \dot{V}_{MIX} = \dot{V}_{TV} \cdot t_{TV} + \left(\dot{V}_{MIX} - \dot{V}_{TV}\right) \cdot t_{PŘE} \tag{6.1}$$

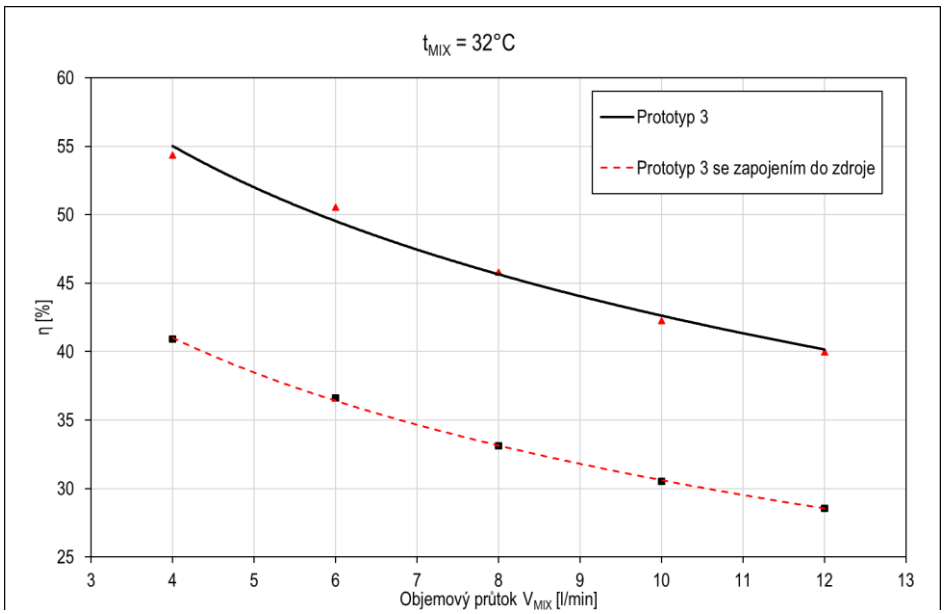
$$\dot{V}_{TV} = \frac{\dot{V}_{MIX} \cdot (t_{MIX} - t_{PŘE})}{t_{TV} - t_{PŘE}} \; [m^3/h] \tag{6.2}$$

Rozdíl ve stanovení hodnoty poměrné úspory mezi tímto zapojením a zapojením pro okamžitý odběr lze vyjádřit změnou teploty v rovnici (4.8) jako:

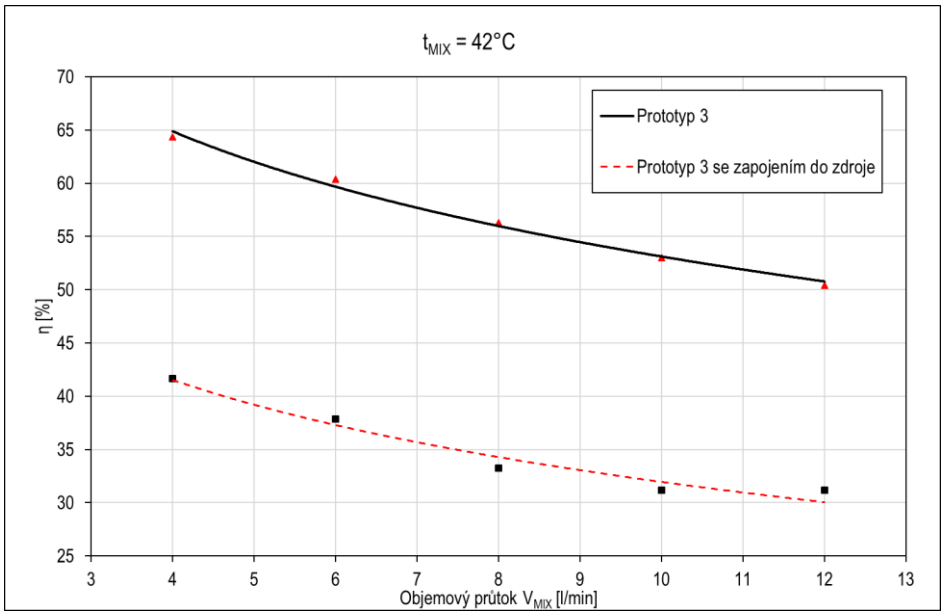
$$Q_S = \dot{V}_{TV\ (\eta)} \cdot \rho \cdot c \cdot (t_{TV} - t_{PŘE}) \cdot \Delta\tau \;\; [Ws] \tag{6.3}$$

Tento vztah byl pak použit pro stanovení poměrné úspory sprchového výměníku při zapojení pro okamžitý odběr a zároveň do zdroje TV. Energii potřebnou pro přípravu TV bez použití rekuperačního výměníku pak vyjádříme stejně jako v rovnici (4.7).

Výsledky jsou zobrazeny na Obr. 6.34 až 6.37. Z výsledků a naměřených hodnot vyplývá, že oproti původnímu měřenému zapojení (tj. pro přímý odběr) jsou hodnoty účinnosti výměníku při zapojení do zdroje tepla menší. To je dáno tím, že výměník má sice stejnou teplosměnnou plochu, ale průtok na straně studené vody je výrazně vyšší. Tzn. že veškerá odpadní voda soustavy je nyní přiváděna skrze sprchový výměník.

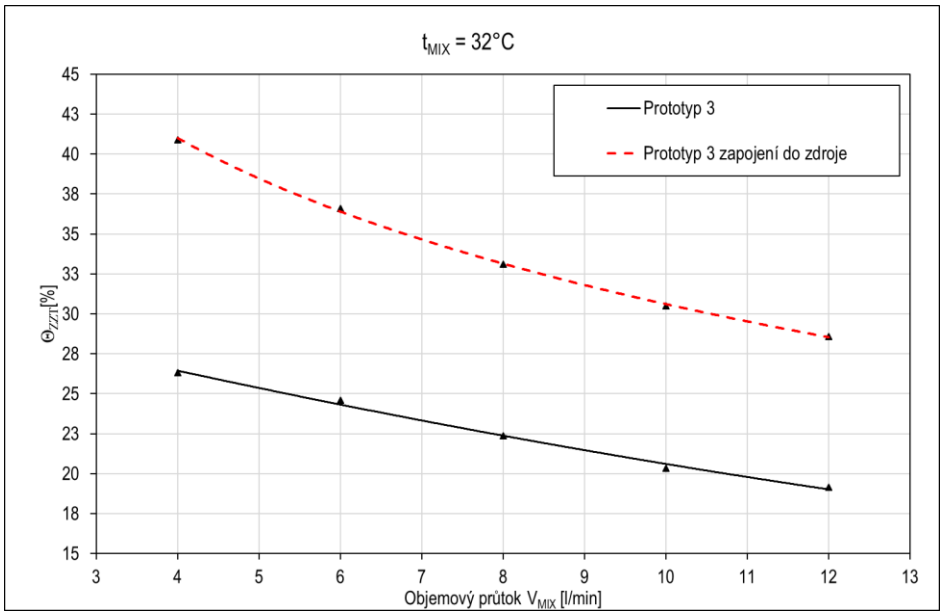



*Obr. 6.34 Porovnání hodnot účinnosti pro zapojení s okamžitým odběrem a pro zapojení s okamžitým odběrem a současným zapojením do zdroje TV pro $t_{MIX}$ = 32 °C*

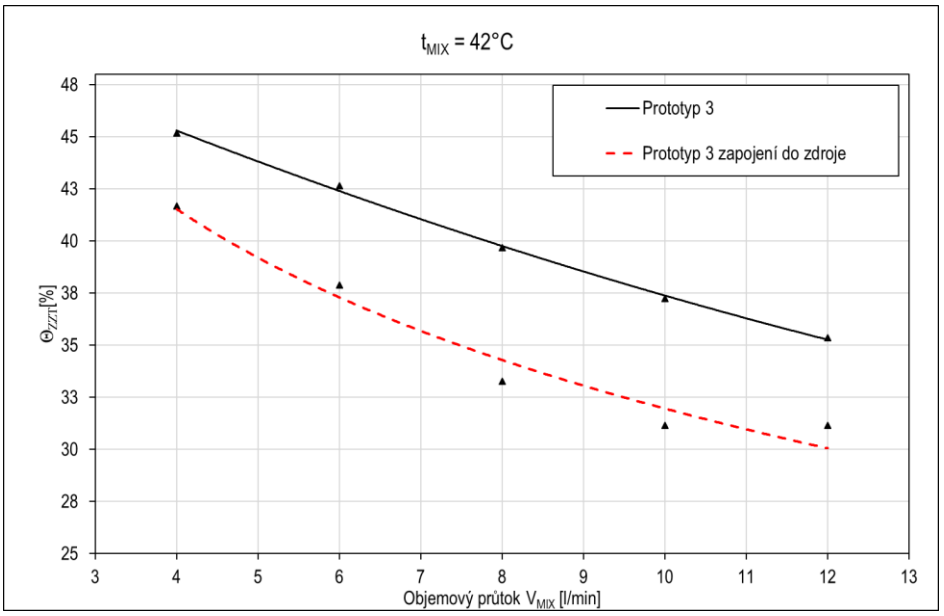



*Obr. 6.35 Porovnání hodnot účinnosti pro zapojení s okamžitým odběrem a pro zapojení s okamžitým odběrem a současným zapojením do zdroje TV pro $t_{MIX}$ = 42 °C*

Zároveň ale však i při snižující se teplotě $t_{MIX}$ účinnost pro toto zapojení je téměř stejná. Dále z výsledných hodnot vyplývá, že pro dané zapojení s využitím předehřevu i pro zdroj tepla se hodnota účinnosti rovná hodnotě úspory.




*Obr. 6.37 Porovnání hodnot úspory pro zapojení s okamžitým odběrem a pro zapojení s okamžitým odběrem a současným zapojením do zdroje TV pro $t_{MIX}$ = 32 °C*




*Obr. 6.36 Porovnání hodnot úspory pro zapojení s okamžitým odběrem a pro zapojení s okamžitým odběrem a současným zapojením do zdroje TV pro $t_{MIX}$ = 42 °C*

Pro teplotu $t_{MIX}$ =32 °C je hodnota úspory vyšší než u přechozího způsobu zapojení pro přímý odběr. Z Obr. 6.37, je ale vidět, že s rostoucí teplotou výstupní vody ze sprchové hlavice $t_{MIX}$ se naopak stává toto zapojení méně úsporným.

# 7. Návratnost a korigovaná účinnost výměníku

## 7.1 Výpočet potřeby tepla pro ohřev TV

Potřebu tepla pro přípravu TV [1] lze za určitou dobu vyjádřit vztahem (6.1)

$$Q_{2p} = Q_{2t} + Q_{2z} = (1+z) \cdot Q_{2t} = \frac{(1+z) \cdot V_{2p} \cdot \rho \cdot c \cdot (t_2 - t_1)}{3600 \cdot 1000} \tag{6.1}$$

kde:

$Q_{2p}$ teplo dodané ohřívačem TV [kWh/den],

$Q_{2t}$ teplo pro ohřev vody [kWh/den],

$Q_{2z}$ teplo ztracené při ohřevu a distribuci TV [kWh/den],

$V_{2p}$ celková potřeba teplé vody [m$^3$/den],

$\rho$ hustota vody při střední teplotě zásobníku [kg/m$^3$],

$c$ měrná tepelná kapacita vody [J/kg.K$^{-1}$],

$t_1$ teplota studené vody (uvažuje se 10 °C) [°C],

$z$ poměrná ztráta tepla při ohřevu a distribuci TV [-],

Na hodnotu poměrné ztráty má vliv šířka a tepelná vodivost izolace potrubí a zásobníku TV. Pro bytové domy se hodnota pohybuje okolo 0,5. Pro rodinné domy lze uvažovat hodnoty 0,2-0,3. Tento postup výpočtu byl použit již v úvodním příkladu o změnách poměru potřeb tepla na vytápění a ohřev TV.

## 7.2 Výpočet korigované návratnosti výměníku

Pro výpočet účinnosti bylo uvažováno při posuzování prototypů se stejnou teplotou vody na výtoku ze sprchové hlavice a teplotou přiváděnou do odpadu. Při reálném provozu sprchového výměníku je třeba však uvažovat ochlazení vody ve sprchovém koutě vlivem ochlazení na stěně, na těle a odparem.

Proto je zaváděna tzv. korigovaná účinnost sprchového výměníku:

$$\eta^* = \eta \cdot \left[1 - \frac{\Delta t_s}{(t_{MIX} - t_{SV})}\right] [-] \tag{6.2}$$

kde:

$\eta$ účinnost samotného rekuperačního výměníku [-]

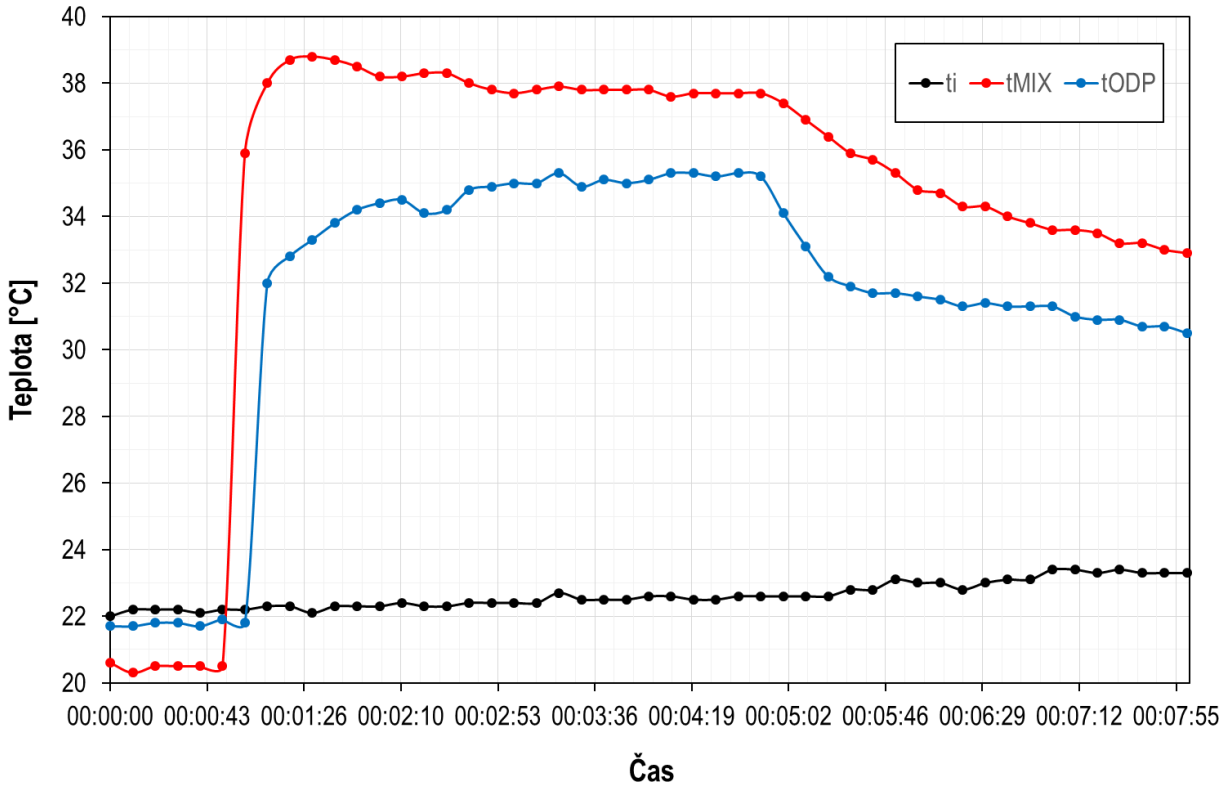
$\Delta t_s$ vychlazení vody ve sprše, rozdíl mezi teplotou vytékající ze sprchové hlavice a teplotou odtékající ze sprchové vaničky do rekuperačního výměníku [K]

Velikost vychlazení $\Delta t_s$ je závislé na mnoha proměnných. Např. teplota vzduchu ve sprchovém koutě, teplota okolních stěn, průtok vody, způsob a intenzita větrání apod. [7]

Studie reálného průběhu teplot je popsána v [7]. Ze studie vyplývá, že ochlazení vody ve sprše dosahuje hodnot od 2 do 6 K, viz Tab. 7.1.

*Tab. 7.1 Ochlazení vody ve sprše bez člověk, pro teplotu vzduchu v prostoru koupelny 22,5°C* [7]

| **Průtok vody sprchovou hlavicí** | **Teplota sprchy** | **Teplota odpadu** | **Ochlazení vody ve sprše** |
|---|---|---|---|
| **$V_{MIX}$ [l/min]** | **$t_{MIX}$ [°C]** | **$t_{OV}$ [°C]** | **$\Delta t_s$ [K]** |
| **14,00** | 44,40 | 40,20 | 4,20 |
| | 37,00 | 34,10 | 2,90 |
| | 31,30 | 29,10 | 2,20 |
| **8,00** | 44,20 | 39,50 | 4,70 |
| | 37,40 | 34,30 | 3,10 |
| | 30,60 | 28,60 | 2,00 |
| **5,50** | 44,10 | 38,00 | 6,10 |
| | 37,30 | 33,40 | 3,90 |
| | 30,60 | 28,20 | 2,40 |




*Obr. 7.1 Reálný průběh teploty ve sprchové hlavici a na vstupu do odpadu při sprchování pro průtok $V_{MIX}$ = 8l/min* [7]

Z grafu dynamické změny teploty je patrné, že míra vychlazení je závislá i na rychlosti náběhu výměníku a na délce celkového používání, tedy sprchování se. Viz Obr.:7.1. Certifikované výrobky již na trhu deklarují dobu náběhu rekuperačního výměníku v rozmezí 5 až 10 sekund pro výměníky umístěné v blízkosti sprchového koutu. Pro výměníky umístěné na svislém odpadním potrubí pak uvádí výrobce hodnoty v rozmezí 20 až 200 sekund. Tyto hodnoty však úzce souvisí s konkrétní instalací a je proto pro každou instalaci potřeba tuto hodnotu ověřit. Je zřejmé, že výměník umístěný na svodném potrubí v suterénu může dosáhnout hodnot náběhu až řádově minut. Takovýto systém je tímto značně znevýhodněn a jeho reálná provozní účinnost bude velmi malá.

# 8. Využití optimalizovaného výměníku

Celková návratnost investic do ZZT z odpadní vody je velmi obtížně vyčíslitelná. Ve skutečnosti totiž nic jako „normo-rodina“ či „normo-uživatel“ neexistuje a je tedy návratnost rozdílná pro každou aplikaci. Posouzení návratnosti na úrovni teoretické je však velmi snadno vyčíslitelné. V Tab.:8.1 jsou okrajové podmínky pro návrhové instalace. Ty byly zvoleny celkem 4 a jedna s využitím dotační podpory, více popsané v kapitole 8.4. První varianta pro Sportoviště se vyznačuje především velikou četností použití sprch. Uvažovaná denní využitelnost sprch byla zvolena 300 sprch/den. Dalším modelem je studentská kolej. Zde při obsazenosti 300 osob byla denní četnost sprch zvolena s ohledem na nesoučasnost pobytu osob v objektu 200 sprch za den. Další model je bytový dům (dále BD) s celkem 8 bytovými jednotkami a celkovou obsazeností 30 osob, kde každá použije sprchu alespoň jednou denně. Poslední model je rodinný dům (dále RD) pro 4 osoby, tento model je zároveň porovnáván i s využitím dotačního programu Nové Zelené Úsporám. Předpokladem pro tento návrhový výpočet je totožná délka sprchování i teploty vody ($t_{MIX}$, $t_{SV}$ a $t_{TV}$). Totožný je i průtok sprchovou hlavicí. Jednotlivé modely se však liší v množství instalovaných sprchových výměníků. Více parametrů je popsáno v Tab.:8.1.

*Tab. 8.1 Okrajové podmínky návrhového výpočtu návratností pro $t_{SV}$ = 10 °c*

| | | |
|---|---|---|
| meziroční nárůst ceny energie | 7 | % |
| poměrná ztráta tepla BD | 0,5 | - |
| poměrná ztráta tepla RD | 0,2 | - |
| účinnost zdroje tepla na přípravu TV | 85 | % |
| Spotřeba tepla na 1 osobu v BD | 3,69 | kWh/den |
| Spotřeba tepla na 1 osobu v RD | 2,95 | kWh/den |
| Celková potřeba teplé vody | 0,04 | $m^3$/os.den |
| Ohřev vody (z 10 °C na 55 °C) | 45,6 | K |
| Teplota vody na sprchování | 42 | °C |
| Objemový průtok $V_{MIX}$ | 6 | l/min |
| Doba sprchování | 12 | min |
| Počet sprch na osobu a den | 1 | - |
| Vychlazení vody ve sprše | 4 | K |
| Účinnost výměníku Prototyp 3 | 53 | % |
| **Korigovaná účinnost Prototyp 3*** | **43** | **%** |
| Korigovaná úspora Prototyp 3* | 25 | % |

*Tab. 8.2 Přehled množství instalovaných výměníků a obsazenost osob pro jednotlivé modelové situace*

| Aplikace | Uvažovaný počet osob, který použije sprchu denně | Počet výměníků aplikovaných |
|---|---|---|
| Sportoviště | 300 | 16 |
| Hotel/Studentská kolej | 200 | 50 |
| BD (8 bytových jednotek) | 30 | 8 |
| RD | 4 | 1 |

*Tab. 8.3 Přehled investičních a provozních nákladů*

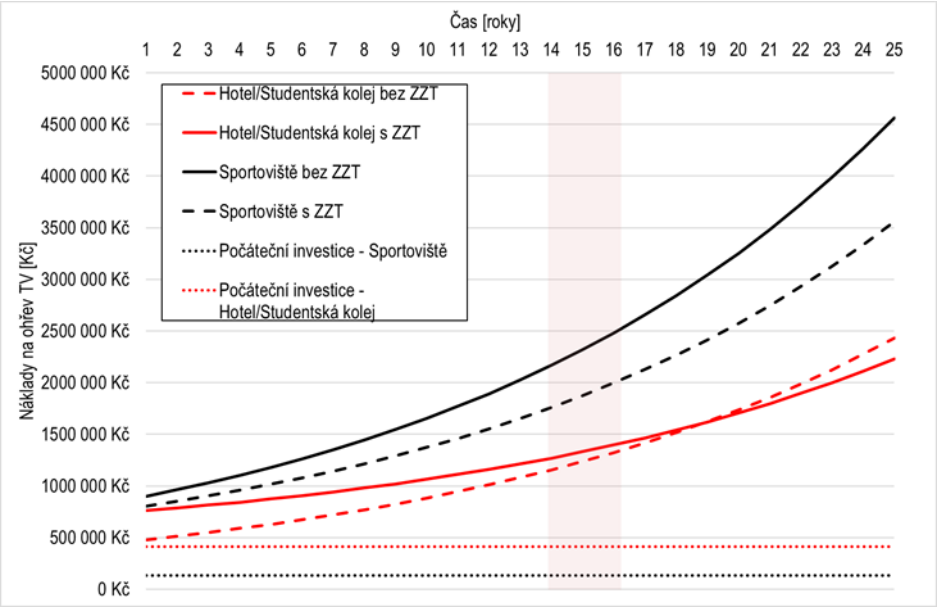
| Investiční náklady | Celková cena instalace |
|---|---|
| Prototyp | 6 000 Kč |
| Příplatek na sprchovou baterii | 2 000 Kč |
| Dotace NZÚ | 5 000 Kč |
| **Celková cena Instalace**<br>**Celková cena instalace s dotací** | **8 000 Kč**<br>**3 000 Kč** |

Cena sprchové baterie byla zvýšena s ohledem na cenu termostatických směšovacích sprchových baterií, která by v aplikaci bez sprchového výměníku mohla být nahrazena podstatně levnější variantou. Navýšení provozních nákladu na údržbu nebylo uvažováno. Uvažovaná životnost zařízení je cca 15 let. Meziroční nárůst cen energií byl stanoven na hodnotu 7 %. Je zřejmé, že čím vyšší meziroční nárůst, tím kratší doba návratnosti sprchového výměníku

*Tab. 8.4 Bilance teplot a objemových průtoků pro stanovení doby návratnosti*

| **Bilance teplot a průtoků** | | |
|---|---|---|
| | **[°C]** | **[m³/h]]** |
| $t_{SV}$ | 10,22 | 0,25 |
| $t_{TV}$ | 55,78 | 0,11 |
| $t_{MIX}$ | 35,92 | 0,36 |
| $t_{PŘE}$ | 23,89 | 0,25 |

Porovnání sportoviště, koleje/hotelu




*Obr. 8.1 Porovnání doby návratností pro model Studentské koleje a Sportoviště*

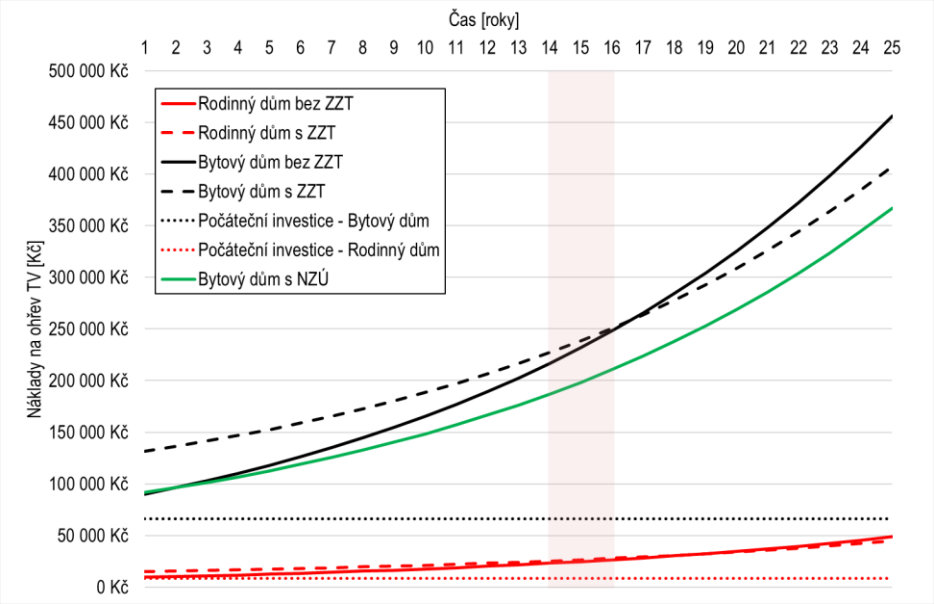
S ohledem na uvažovanou životnost zařízení (červeně podbarvená oblast) je patrné, že v případě studentské koleje za daných okrajových podmínek, nedosáhneme úplné návratnosti investic. Doba návratnosti je cca 19 let. Je to způsobeno vysokými pořizovacími náklady. Jelikož pro kolej byla uvažována instalace 50ti sprchových výměníků. Nelze zde z dispozičních důvodů použít nižší množství výměníku a zároveň pokrýt veškeré sprchy v objektu. Oproti tomu sportoviště (např. posilovna či bazén) lze realizovat s malým množství sprchových výměníku díky vhodné dispozici a koncentraci sprch ve 2 umývárnách. Podmínky jsou tak pro tuto instalaci více než vhodné. Tato aplikace má však nevýhodu v limitované kapacitě objemového průtoku vody výměníkem. Bylo by tedy třeba zajistit větší množství podlahových vpustí a více výměníků. Odpovídající profilu denního využívání sprch. Tato problematika však ve studii nebyla uvažována, jelikož pořizovací náklady na sprchový výměník jsou zanedbatelné v porovnání s cenou za spotřebovanou energii pro přípravu TV.

## 8.1 Dotační příležitosti pro zpětné získávání tepla z odpadní vody

Citelným zásahem do ceny systému, a tudíž jeho návratnosti je podpora ze státního dotačního fondu. 3. výzva Nové Zelené Úsporám (dále NZÚ) uvedená v platnost 1.1.2017, která nabízí využití podpory na využití tepla z odpadní vody. Podporu lze čerpat při splnění podmínek pro oblast podpory B. Tedy „budova bytového domu, splňující vyhlášku č 78/2013 Sb. O energetické náročnosti budov, ve znění pozdějších předpisů, na budov s téměř nulovou spotřebou energie.“[7] Pro tyto budovy bude možné využít fixní dotaci ve výši 5000 Kč na

připojenou bytovou jednotku. Dotace se vztahuje na instalaci centrálního i lokálního systému, který využívá teplo z odpadní vody pro předehřev studené vody. Podmínkou pro poskytnutí podpory je dosažení úspory energie na přípravu TV v řešených bytových jednotkách minimálně 20 %. V případě rodinných domů lze čerpat dotaci ve výši 5000 Kč na sprchovou jednotku, v celkové výši až 15 000Kč.[13]

## 8.2 Porovnání RD a BD

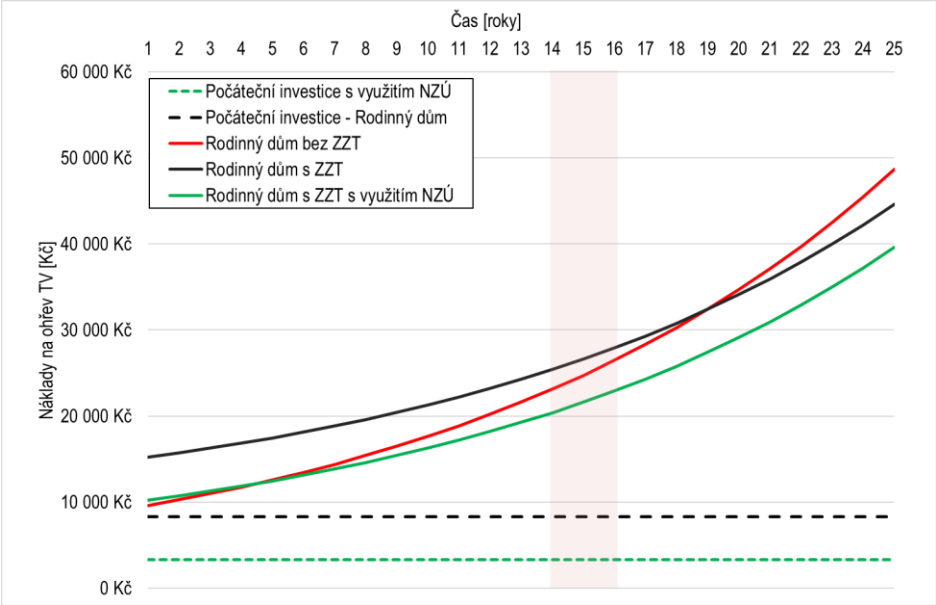



*Obr. 8.2 Porovnání doby návratnosti pro BD a RD*

V kategorii bytových domů se pohybuje doba návratnosti na hranici uvažované životnosti zařízení a je cca 16,5 roku

## 8.3 Srovnání RD bez a s využitím dotačního programu NZÚ

Na Obr.8.3 je patrná příčina uvažování dotačního programu pro RD. Je zřejmé, že bez využití těchto dotačních programů se doba návratnosti pohybuje okolo 18 až 19 let. Tato doba přesahuje odhadovanou životnost zařízení, a proto je pro investora nevýhodná. V případě využití dotačního programu je doba návratnosti cca 5 let.




*Obr. 8.3 Porovnání doby návratnosti pro RD bez a s využitím dotačního programu NZÚ*

Je patrné, že s rostoucí teplotou předehřáté vody, klesá potřebné množství vody teplé pro namíchání stejného množství vody o teplotě $t_{MIX}$. Proto se spotřebovává menší množství energie, a to vede k nárůstu doby návratnosti. To je další z faktorů snižující dobu návratnosti v reálném provozu.

## 8.4 Teplota studené vody v reálném provozu

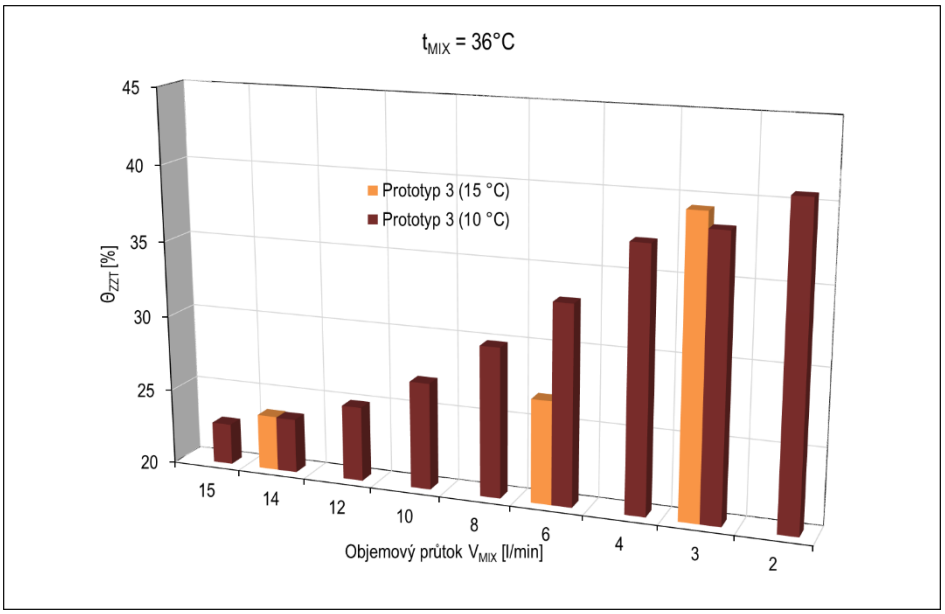
Při měření na zkušební trati byla zdrojem chladu udržována stálá teplota studené vody ±10 °C. Tyto podmínky jsou však značně zidealizované a je proto nutné zamyslet se nad vlivem teploty studené vody v reálném provozu. Uvažujeme-li teplotu vody přiváděnou z vodovodního řadu 10 °C je třeba brát v potaz délku domovního rozvodu a kvalitu jeho tepelné izolace. Studená voda pak může na vstupu před koncovým odběrným místem (např. sprchovou baterií) mít i 15 až 16 °C. Pro tuto situaci byly dále stanoveny hodnoty poměrné úspory, viz Obr. 8.4:

*Tab. 8.5 Okrajové podmínky návrhového výpočtu návratností pro $t_{SV}$ = 15,7 °c*

| | | |
|---|---|---|
| meziroční nárůst ceny energie | 7 | % |
| poměrná ztráta tepla BD | 0,5 | - |
| poměrná ztráta tepla RD | 0,2 | - |
| účinnost zdroje tepla na přípravu TV | 85 | % |
| Spotřeba tepla na 1 osobu v BD | 3,69 | kWh/den |
| Spotřeba tepla na 1 osobu v RD | 2,95 | kWh/den |
| Celková potřeba teplé vody | 0,04 | $m^3$/os.den |
| Ohřev vody (z 10 °C na 55 °C) | 45,6 | K |
| Teplota vody na sprchování | 42 | °C |
| Objemový průtok $V_{MIX}$ | 6 | l/min |
| Doba sprchování | 12 | min |
| Počet sprch na osobu a den | 1 | - |
| Vychlazení vody ve sprše | 4 | K |
| Účinnost výměníku Prototyp 3 | 43 | % |
| **Korigovaná účinnost Prototyp 3*** | **33** | **%** |
| Korigovaná úspora Prototyp 3* | 22 | % |

*Tab. 8.6 Bilance teplot a objemových průtoků pro stanovení prosté doby návratnosti*

| **Bilance teplot a průtoků** | | |
|---|---|---|
| | **[°C]** | **[$m^3$/h]]** |
| $t_{SV}$ | 15,7 | 0,14 |
| $t_{TV}$ | 55,73 | 0,14 |
| $t_{MIX}$ | 36,52 | 0,36 |
| $t_{PŘE}$ | 24,71 | 0,22 |



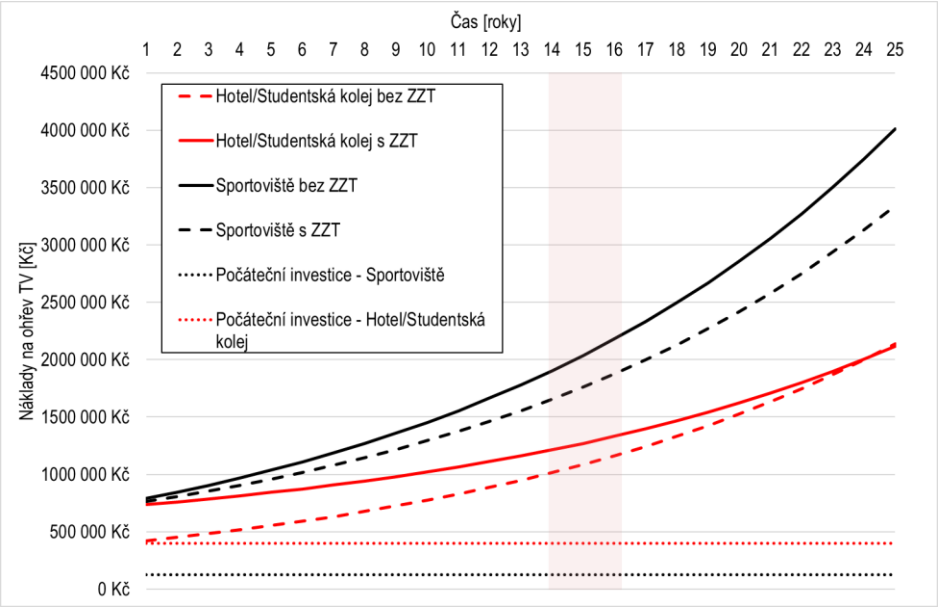

*Obr. 8.4 Srovnání poměrné účinnosti pro teploty $t_{SV}$ = 10 a 15,7 °C pro 3 vybrané teploty*

Z porovnání hodnot poměrných úspor pro rozdílné teploty $t_{SV}$ vyplývá, že s vysokou hodnotou průtoku, potažmo rychlostí proudění je rozdíl v uvažované změně teploty studené vody vstupující do výměníku z vodovodního řádu zanedbatelná. Oproti tomu pro nízkou hodnotu průtoku (v našem případě např. $V_{MIX}$ 3 l/min) je doba po kterou ohřívaná látka výměníkem prochází delší, tím je možné u vyšších hodnot teploty studené vody dosáhnout vyšší výstupní teploty z výměníku $t_{PŘE}$ a tím i vyšší hodnoty poměrné úspory. Tento průtok je však pro sprchování nedostatečný, a proto je v dalším postupu uvažováno s hodnotou úspory dosaženou při průtoku 6 l/min. Při tomto průtoku se projevila kombinace předešlého a dosažená úspora byla o cca 6,5 % nižší. Což se projeví na i vypočtené době návratnosti, viz Obr 8.5 až Obr 8.7.

*Tab. 8.7 Přehled hodnot úspory z Obr. 8.4*

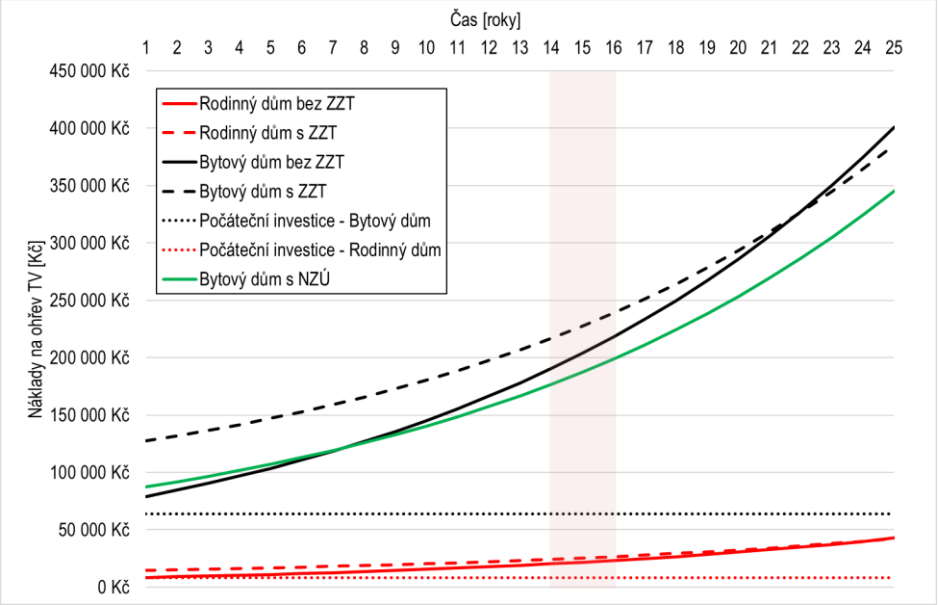
| **Hodnoty úspor** | | |
|---|---|---|
| **V [l/min]** | **$t_{SV}$ = 10 °C** | **$t_{SV}$ = 15 °C** |
| **3** | 23,59 | 23,63 |
| **6** | 33,10 | 26,79 |
| **14** | 38,32 | 39,38 |

## 8.5 Porovnání sportoviště, koleje/hotelu při $t_{SV}$ = 15,7 °C



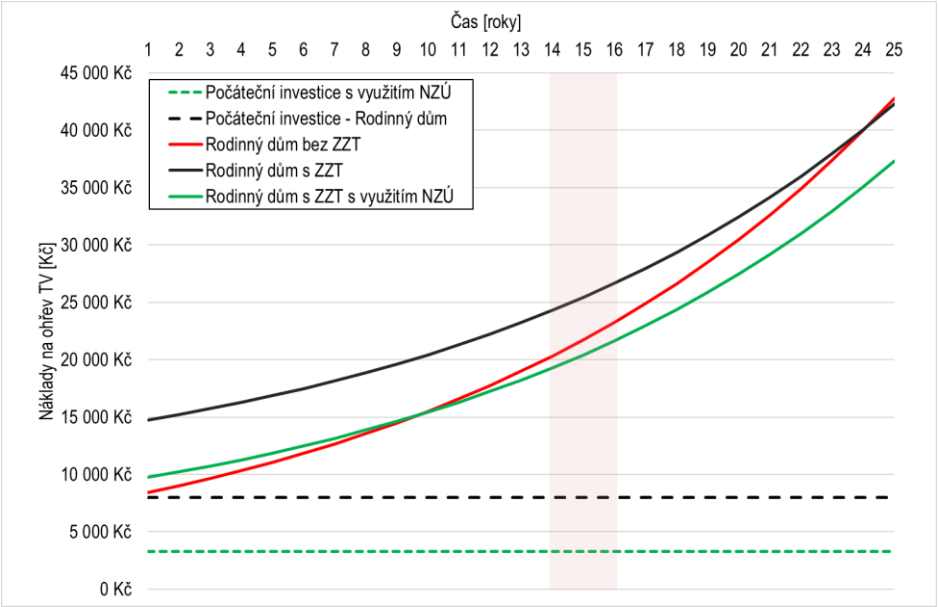

*Obr. 8.5 Porovnání nákladů pro sportoviště a koleje s využitím zpětného získávání tepla s teplotou studené vody 15,7 °*

## 8.6 Porovnání RD a BD při $t_{SV}$ = 15,7 °C




*Obr. 8.6 Porovnání nákladů pro BD a RD s využitím zpětného získávání tepla s teplotou studené vody 15,7 °*

## 8.7 Porovnání RD při $t_{SV}$ = 15,7 °C




*Obr. 8.7 Porovnání nákladů pro RD s využitím zpětného získávání tepla s teplotou studené vody 15,7 °*

Např. pro RD je doba návratnosti s nárůstem teploty studené vody o cca 5 let delší (resp. cca 24 let – Obr 8.6 ). V případě využití dotací je doba návratnosti delší cca 5 let (Obr 8.7).

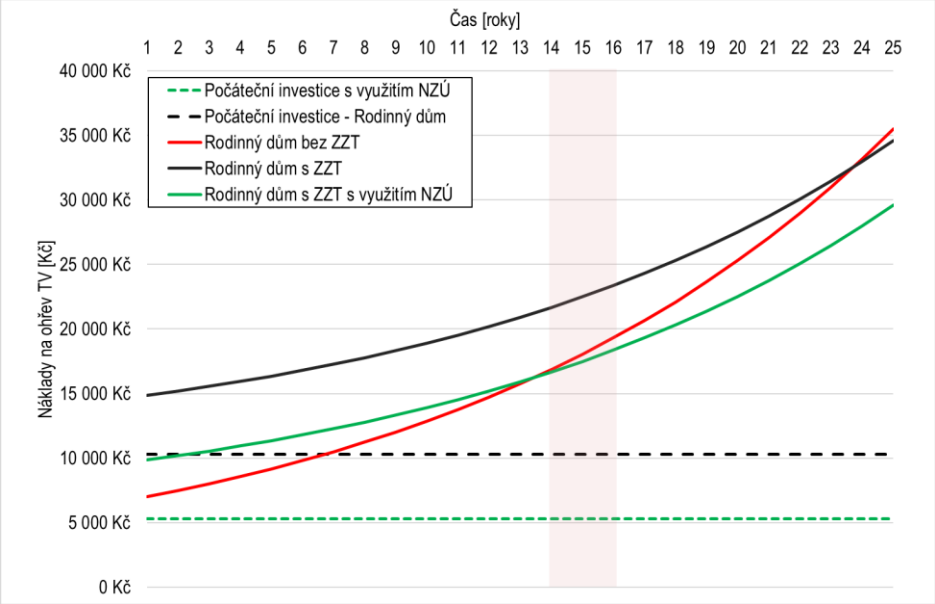
## 8.8 Porovnání návratnosti pro okamžitý odběr se zapojením do zdroje TV a zapojení s okamžitým odběrem

Jak již bylo řečeno v kapitole 6.9, pro toto zapojení s klesající teplotou $t_{MIX}$ má toto zapojení vyšší hodnotu poměrné úspory. Při aplikaci tohoto způsobu zapojení je třeba zahrnout do nákladů, zvýšení délky rozvodů vody v soustavě. Celkově byla uvažována pořizovací cena takového sprchového výměníku v tomto zapojení o 2000 Kč vyšší.viz Tab. 8.8

*Tab. 8.8 Přehled pořizovacích nákladů pro dané zapojení*

| Investiční náklady | Celková cena instalace |
|---|---|
| Prototyp | 6 000 Kč |
| Sprchová baterie + rozvody | 4 000 Kč |
| Dotace NZÚ | 5 000 Kč |
| **Celková cena Instalace**<br>**Celková cena instalace s dotací** | **10 000 Kč**<br>**5 000 Kč** |

Tento způsob zapojení byl provnáván pouze pro variantu RD.




*Obr. 8.8 Doba návratnosti pro zapojení s okamžitým odběrem a zapojením do zdroje TV při $t_{SV}$ = 10 °C*

Pro aplikace BD, sportovišť apod., kdy je převážně využíván jeden centrálního zdroje pro přípravu teplé vody, nebylo toto zapojení pro výpočty doby návratnosti uvažováno.

Z naměřených hodnot byla stanovena doba návratnosti pro dané zapojení při využití NZÚ cca 13 let. Tato hodnota doby návratnosti je na hranici uvažované životnosti zařízení. Zařízení sice přinese pokles ročních provozních nákladů na ohřev TV, ale současně rostou počáteční investice do zapojení systému.

Přehled vypočtených dob návratností pro zapojení s okamžitým odběrem

*Tab. 8.9 Přehled hodnot dob návratností pro jednotlivé varianty okamžitého odběru*

| Přehled dob návratnosti | | Doba návratnosti | |
|---|---|---|---|
| Instalace | Lze čerpat dotaci NZÚ | $t_{SV}$ = 10 °C | $t_{SV}$ = 15 °C |
| Sportoviště | Ne | 1) | 1) |
| Koleje | Ne | 19 | 24 |
| Bytový dům | Ano 2) | 16,5 | 21,5 |
| Rodinný dům | Ano 3) | 18,5 | 24 |

Pozn.:

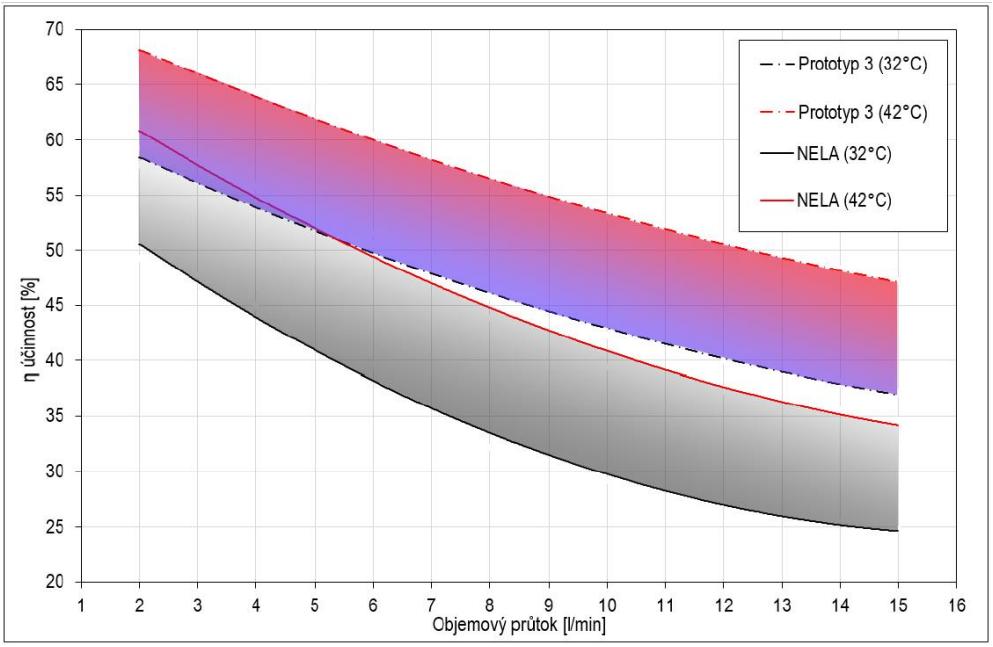
1) Hodnota návratnosti **je okamžitá**, jelikož dosažená úspora nasazením výměníku jasně převyšuje investiční náklady.

2) S využitím NZÚ je návratnost **6 let** v případě $t_{SV}$ = 15 °C a **2 roky** v případě $t_{SV}$ = 10 °C.

3) Návratnost je v případě využití NZÚ $t_{SV}$ = 15 °C **cca 10 let** a v případě $t_{SV}$ = 10 °C je to **cca 5 let**.

# 9. Závěr

Cílem práce bylo navrhnout a ověřit nový prototyp deskového sprchového výměníku pro ZZT z odpadní vody. Původní výměník, ze kterého se koncepčně vycházelo, výrobcem označený jako NELA ve své původní podobě dosahoval dle certifikační stupnice iPAH kategorie PhC. Koncept byl převzat od firmy Sakal [12]. Bylo provedeno měření a následný výpočet účinnosti a poměrné úspory pro různé provozní podmínky (rozdílné teploty $t_{MIX}$ a objemové průtoky vody sprchovou hlavicí). Na základě naměřených a posouzených údajů pak bylo vyhodnoceno nejlepší konstrukční řešení. Z hlediska vertikálního zdvihu desky výměníku nad dnem, z hlediska velikosti teplosměnné plochy a z hlediska usměrnění toku tekutiny uvnitř výměníku. Na základě provedených zlepšení byl pak vyroben a změřen konečný návrh sprchového výměníku označeny jako Prototyp 3. Oproti původnímu výměníku NELA byla zvednuta teplosměnná plocha 6 mm nad dno vaničky. Teplosměnná plocha byla zdvojnásobena, byla vytvořena rozšířená vtoková oblast a přidány přepážky pro lepší obtékání teplosměnné plochy. Tento prototyp výměníku dosahuje vyšších hodnot účinnosti ve srovnání se základním výrobkem a to až o 15 %. V rámci certifikace se tak řadí již do kategorie PhA. Z Obr. 9.1 je vidět celkové porovnání oblastí účinností finálního prototypu 3 a původního výměníku NELA pro teplotní pásma $t_{MIX}$ 32 až 42°C.




*Obr. 9.1 Porovnání oblasti účinností výměníku NELA (šedá oblast) a Prototypu 3 (vybarvená oblast)*

Součástí práce je i posouzení doby návratnosti a aplikace výměníku v reálném provozu. Byla tedy stanovena korigovaná úspora a pro vybrané aplikace byly stanoveny doby návratnosti. Potvrdilo se, že velkou měrou se na době návratnosti podepisuje meziroční nárůst cen energií, teplota studené vody přiváděné do systému ohřevu TV, množství aplikovaných sprchových výměníků, ale především doba trvání a počet sprch během dne. Potvrdilo se, že pro rodinné a bytové domy je bez využití dotačních programů aplikace z pohledu investora nevýhodná. Pro RD je doba návratnosti bez využití dotačních programů 18 až 19 let (pro teplotu studené vody 10 °C) a pro variantu BD cca 16 let. V případě jiných institucí s velkým odběrem vody na sprchování, jako jsou koupaliště, sportovní centra a koleje, záleží zároveň na dispozici objektu. V případě sportovišť je velmi výhodná koncentrace většiny odběrných míst (sprchových koutů) na jednom místě a není tak zapotřebí velkých investičních nákladů a návratnost je okamžitá. Oproti tomu pro koleje a hotely, kde jsou odběrná místa rozmístěna po celém objektu, je zapotřebí většího množství sprchových výměníků, což se projevuje ve výši investičních nákladů.

Nemalý problém aplikace deskových výměníků do sprch je hlavně v jejich údržbě. Možnost zanášení je tak třeba eliminovat vhodnou volbou materiálů a tvorbě usazenin zamezit pravidelným čištěním chemickými prostředky na odpady, vhodnou variantou je pak i umožnění přístupu a rozebrání sprchového výměníku i během provozu a umožnit tak mechanické vyčištění. Obecně v oblasti ohřevu vody je velmi těžké predikovat přesnou dobu návratnosti, neexistuje totiž nic jako „ekvivalentní odběratel“ či „ekvivalentní rodina“ a je tedy zapotřebí brát v úvahu rozdílnost potřeb lidí jako jednotlivců. Jsou lidé, kteří se sprchují 2 minuty studenou vodou a v takovém případě je investice do sprchového výměníku spíše otázkou dobré vůle a zájmu o udržitelný rozvoj než otázka úspor nákladů. Dalším faktorem, který by dobu návratnosti ovlivnil je samotné uvědomění si použití zařízení. Je totiž velmi pravděpodobné, že lidé, kteří chtějí ušetřit finanční prostředky a instalují sprchový výměník, si po jeho nainstalování prodlouží pravidelnou dobu sprchování a návratnost je pak rovněž nulová. Ve výsledku je toto zařízení ale velmi účinné a při vhodném aplikování i velmi úsporné. Navíc lze očekávat, že při současném trendu nárůstu cen energií budou tyto dílčí úsporná opatření stále nabývat na významu.

## Literatura


[1] VAVŘIČKA, R., MATUŠKA, t.. 3600 1000 (1), [online]. 2015, (Zpětné získávání tepla), 1–12. Dostupné z: http://www.tzb-info.cz/

[2] PLOTĚNÝ, K., *Dělení vod, bílé a šedé vody – nové poznatky a možnosti využití : ASIO, spol. s r.o.* [online]. 2011 [vid. 2017-06-15]. Dostupné z: http://www.asio.cz/cz/55.deleni-vod-bile-a-sede-vody-nove-poznatky-a-moznosti-vyuziti

[3] BRUNK, M. F. *Dezentrale Wärmerückgewinnung aus häuslichem Abwasser* [online]. 2013 [vid. 2017-04-22]. Dostupné z: http://voda.tzb-info.cz/uspory-voda-kanalizace/10888-domovni-rekuperace-tepla-z-odpadni-vody

[4] SB-hub - Berlin projects in Energy Efficiency! [online]. 2015 [vid. 2017-04-22]. Dostupné z: http://www.sbhub.se/file/dokument/seminariepresentationer-2015/berlin-sales-mission/vogelberlinpartner.pdf

[5] DRAINTECH, Konceptekotech. *[7] Aplikace - Krytý bazén Trutnov* [online]. 2014. Dostupné z: http://www.koncept-ekotech.com

[6] SAKAL, I., *Odpadní výměník typ SUP1 | SAKAL* [online]. [vid. 2017-04-22]. Dostupné z: http://sakal-ovt.cz/produkty/odpadni-vymenik-typ-sup1/#!prettyPhoto

[7] MATUŠKA, T., VAVŘIČKA R. *Úspora tepla dosažená rekuperačním výměníkem v reálném provozu - TZB-info* [online]. [vid. 2017-06-16]. Dostupné z: http://voda.tzb-info.cz/priprava-teple-vody/15057-uspora-tepla-dosazena-rekuperacnim-vymenikem-v-realnem-provozu

[8] SAKAL, I. *NELA v evropském projektu Sinfonia | SAKAL* [online]. 2016 [vid. 2017-06-17]. Dostupné z: http://sakal-ovt.cz/nela-v-projektu-sinfonia/

[9] ZYPHO. *Shower heat recovery | zypho* [online]. [vid. 2017-04-22]. Dostupné z: http://zypho.eu/

[10] BARTÁK, M. Úvod do přenosových jevů pro inteligentní budovy [online]. 2010. Dostupné z: https://www.ib.cvut.cz/sites/default/files/Studijni_materialy/PJ/Bartak_Uvod_do_prenosovych_jevu_proIB.pdf

[11] SCHERTZ, G., LANG, J.,; MOCKEL, J. Espacenet - Bibliografická data [online]. 1989. [vid. 2017-05-28]. Dostupné z: https://worldwide.espacenet.com/publicationDetails/biblio?II=1&ND=3&adjacent=true&locale=cz_CZ&FT=D&date=19890912&CC=CS&NR=8704082A1&KC=A1

[12] SAKAL, I.. Document number: 9407185; Page: 0. 26629. 2014. Česká Republika.

[13] MINISTERSTVO ŽIVOTNÍHO PROSTŘEDÍ. *3. výzva pro bytové domy - NOVÁ ZELENÁ ÚSPORÁM* [online]. 2017 [vid. 2017-06-17]. Dostupné z: http://www.novazelenausporam.cz/zadatele-o-dotaci/bytove-domy/3-vyzva-pro-bytove-domy/

[14] DIN 4045: *Abwassertechnik - Grundbegriffe*. nedatováno.

[15] Q-BLUE. Showersave® Installatiehandleiding [online]. 2017 [vid. 2017-06-16]. Dostupné z: http://www.q-blue.nl/upload/Installatiehandleiding Q-Blue Showersave®QB1-12-16-21.pdf

[16] RAVAK - *Sprchové odtokové žlaby, podlahové vpusti* | *RAVAK* [online]. [vid. 2017-04-26]. Dostupné z: https://www.ravak.cz/cz/odtokove-zlaby-a-podlahove-vpusti