

Техническо описание

Оптимално управление на теплообменници

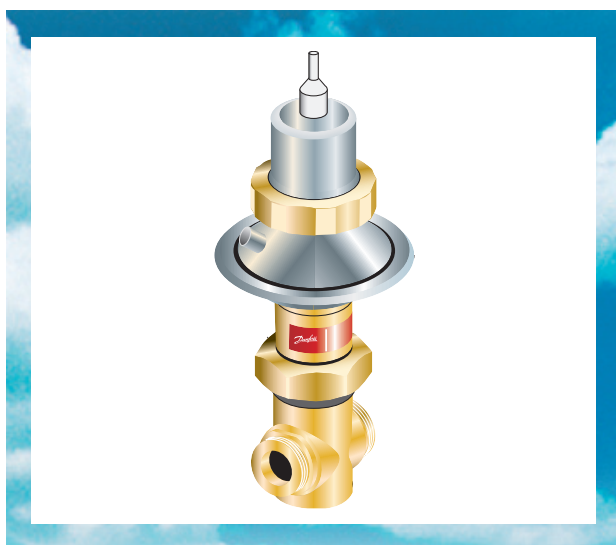
от

Атли Бенонисон (Atli Benonysson)

Директор НИД и

Херман Бойсен (Herman Boysen)

Директор внедряване на продукти



Представено на петия Международен симпозиум
по автоматизация на инсталации за централно
отопление, Финландия, август 1995 г.



District Heating Academy

Оптимално управление на топлообменници

Анализ на общата теория и пример за разработка на управление



Д-р Атли Бенонисон
Директор НИД



Инж. Херман Бойзен
Директор внедряване

Резюме

Настоящото описание се отнася за управлението на високопроизводителни топлообменници в инсталации за гореща вода. Някои от основните теории за управлението и техните определено важни взаимоотношения са анализирани от теоретична гледна точка. Описана е разработка на ново управление, като се поставят отделните елементи от конструкцията в перспективата на теорията за управление.

1. Увод

Все по-често битовата гореща вода в инсталациите за централно отопление се загрява във високопроизводителни топлообменници без никакви резервоари. Една от причините за това е, че е нужно просто и компактно оборудване; друга причина е, че принципът на проточно загряване дава възможност за много ефикасно охлаждане на водата в инсталацията, което е много важно в съвременните инсталации за централно отопление, предназначени за едновременно производство на топлинна и електрическа енергия.

Едновременно с разширяването на приложенията и увеличаването на изискванията за охлаждане на горещата вода в централното отопление и качеството на управление (напр. стабилност на температурата на битовата гореща вода), все повече внимание се отделя на ефективността на системите за управление. Този въпрос е тема на няколко научни проекта през последните години. Тъй като принципът на проточно загряване се налага все повече дори в по-малките инсталации (напр. еднофамилни къщи), при които експлоатационните разходи са решаващ фактор по отношение на конкурентоспособността на централното отопление спрямо другите методи за отопление, все повече внимание се отделя и на финансовата страна.

Тъй като се търси по-висока ефективност, а същевременно икономическите фактори са все по-важни, от решаващо значение е разработката и/или избора на системи за управление да се основава изцяло на задълбочено познаване на характеристиките на задачите за управление, тъй като това познаване е предпоставка за разработване на системи за управление, които са оптимални както от техническа, така и от икономическа гледна точка.

За съжаление, в част от литературата, отнасяща се конкретно до регулирането на топлообменниците, се обръкват някои от основните отношения в технологията за управление и се правят неадекватни предположения. Затова в първата част на настоящата статия се разискват някои основни аспекти на

статичните характеристики на системите за управление, които трябва да се подчертаят.

По-нататък в статията е описана разработката на нови, автоматични регулиращи вентили за битова гореща вода, виж фиг. 1, при които отделните елементи на технологията за управление са поставени по отношение на принципите, описани в първата част.



Фиг. 1.
Автоматични регулиращи вентили
за малки топлообменници за битова
гореща вода

2. Статични характеристики

В повечето описания и статии върху регулирането на топлообменниците се приема основно, че предпоставка за добро управление е да се направи опит да се постигне линеен цикъл на управление. Терминът "линеен цикъл на управление" означава, че има линейно съотношение между положението на регулиращия вентил и отдаваната топлина.

Освен това, топлообменниците често са наричани нелинейни, тъй като има нелинейно съотношение между дебита от първичната страна и предадената топлина.

Тези две предположения обичайно водят до заключението, че трябва да се ползват вентили с квадратни или експоненциални криви на характеристиките, за да се противодейства на нелинейността на топлообменника и да се постигне желаното линейно съотношение към товара.

Нито предположението за оптимални резултати от линейния цикъл на управление, нито това за правилните характеристики на вентилите се отнасят за всички случаи. При най-често срещаните условия на работа на абонатните станции на централното отопление логично има още какво да се желае, както е описано по-долу.

2.1 Линеен цикъл на управление

Както е описано в литературата, по принцип съотношението между регулирания (първичен) дебит и отдаваната топлина е нелинейно, напр. при Hjorthol (1990).

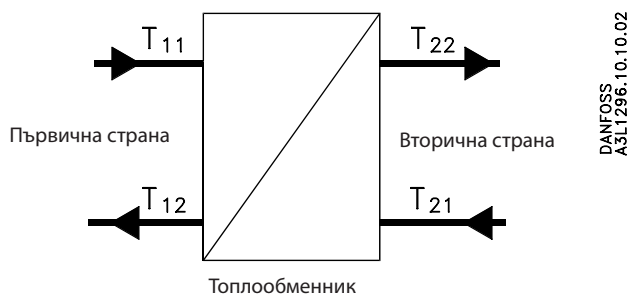
Доколко общите характеристики на топлообменника са нелинейни на практика все пак зависи изцяло от неговия капацитет.

Статичните характеристики на топлообменника зависят от топлинната ефективност от първичната страна. Топлинната ефективност h_{t1} е съотношението между максималната температурна разлика и охлаждането, виж уравнение 1 и фигура 2.

$$\eta_{t1} = \frac{T_{11} - T_{12}}{T_{11} - T_{21}} \quad (1)$$

където:

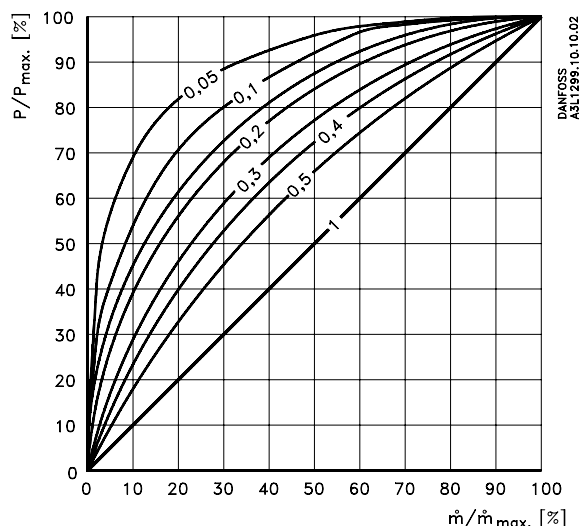
T_{11} = температура, подавана от централното отопление,
 T_{12} = температура на връщане в главния тръбопровод на централното отопление и
 T_{21} = входяща температура от вторичната страна.



Фиг. 2. Топлообменник

На фиг. 3 виждаме как изглеждат статичните характеристики при различна топлинна ефективност (ос x = процент дебит; ос y = % отдадена топлина).

Както е видно, когато h_{t1} е от 0,5 до 1, кривата на характеристиките е съвсем малко нелинейна.



Фиг. 3.

Статични характеристики на топлообменник с h_{t1} от 0,05 - 1.

Степента на топлинна ефективност зависи от капацитета. Кривата на характеристиките на по-голям топлообменник ще е повече линейна от тази на по-малък.

В Швеция, Норвегия и Германия се посочват следните температури за топлообменници за битова гореща вода.

	Първична страна T_{11} / T_{12}	Вторична страна T_{21} / T_{22}	
Швеция	65 / 25	5 / 50	Värmeverksföreningen 1994: (District Heating Association,
Норвегия	80 / 30	5 / 55	(Hjorthol (1990))
Германия	70 / 40	15 / 50	(Manthey (1992))

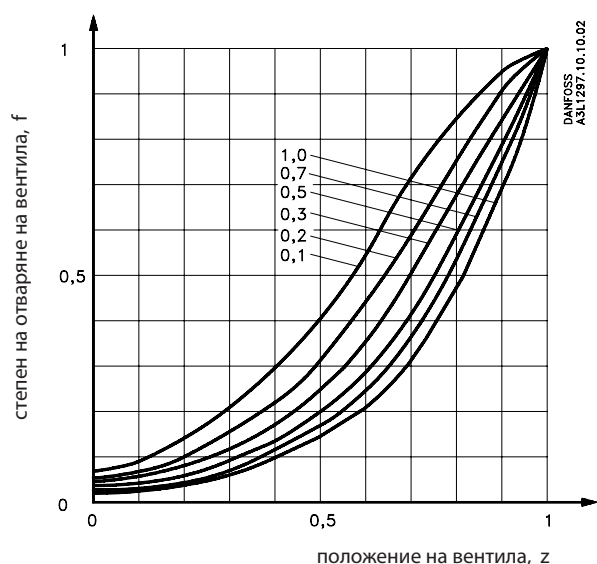
Степента на топлинна ефективност при горепосочените температури е:

Швеция: $h_{t1} = 0.67$
 Норвегия: $h_{t1} = 0.67$
 Германия: $h_{t1} = 0.55$

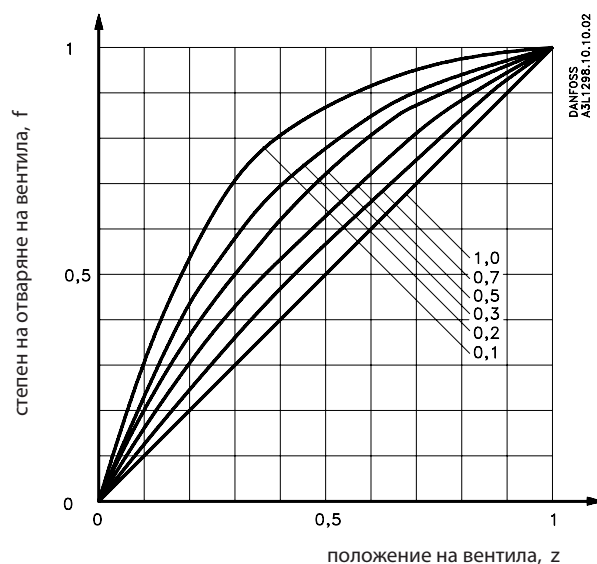
Трябва да се приеме, че тези размери представляват най-големите разходи на топлообменника (най-голямо натоварване при най-ниска температура на потока) и че топлинната ефективност би била по-висока в друг случай. Освен това, винаги се избира топлообменник с „безопасни“ размери, тъй че топлинната ефективност все пак ще е по-висока.

Затова предположението, че характеристиките на топлообменниците далеч не са линейни, е всъщност погрешно за топлообменници вода/вода в инсталации за централно отопление, изградени по съвременните стандарти за оразмеряване (изисквания за охлаждане).

Линейността на натоварването се влияе също така от автономността на регулирания вентил: ниската автономност изкривява характеристиките на вентила, защото пропорционалният пад на налягането намалява, докато се увеличава степента на отваряне. Това все пак не е вярно, ако падът на налягането през вентила се поддържа постоянен чрез регулиране на диференциалното налягане. В този случай автономността на вентила.



Фиг. 4а.
Работни характеристики на вентила – експоненциални характеристики при автономност от 0,1 до 1.



Фиг. 4б.
Работни характеристики на вентила – линейни характеристики при автономност от 0,1 до 1.

На фиг. 4 е показано как автономността влияе върху кривите на реалните характеристики на вентили с линейни и експоненциални характеристики. Както се вижда, ако автономността е над 0,5, работните характеристики са много близки до реалните, дори за вентили без регулиране на диференциалното налягане.

Въз основа на температурите, по които се оразмеряват топлообменници за битова гореща вода в Швеция (виж таблица 3.1) са ползвани симулации за изчисляване какви би трябвало да са характеристиките на вентилите при изцяло линейно съотношение между положение на вентила и отдадена топлина. Симулацията е проведена при следните условия:

$$\begin{aligned} T_{11} &= 65^{\circ}\text{C} \\ T_{21} &= 5^{\circ}\text{C} \end{aligned}$$

Вторичният поток (m_2) се увеличава от 10 до 100%.

Първичният поток (m_1) се регулира, за да се поддържа T_{22} постоянно на 50°C . Теплообменникът е с минималните възможни размери, за да отговаря на изискванията за оразмеряване. При вентила се поддържа постоянно диференциално налягане.

Както се вижда от фиг. 5, получената крива на характеристиките на вентила е много близо до линейна, което можеше да се очаква въз основа на сравнително високата топлинна ефективност.

От това може да се направи извод, че за теплообменник вода/вода, който отговаря на съвременните изисквания за оразмеряване и се използва с линеен регулиращ вентил, съотношението между ход на вентила и отдадената топлина ще е почти линейно.

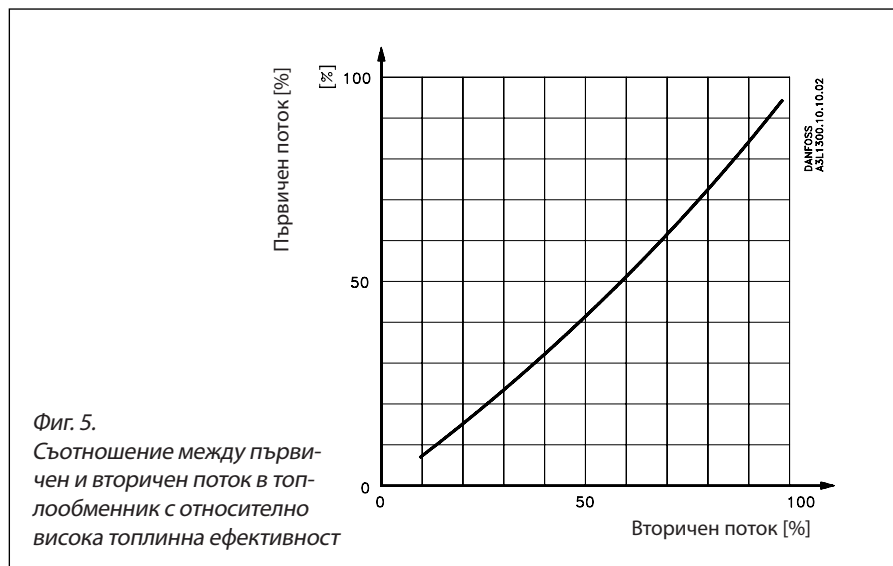
Общото мнение, че в този случай има значителна нелинейност вероятно се дължи на това, че при други приложения, напр. в климатични инсталации, оразмеряването често се основава на топлинна ефективност, значително по-ниска от тази на централното отопление, при което, като се изхожда от желанието за добро охлаждане се избира толкова висока топлинна ефективност, че се ползва само линейната част от кривата на характеристиките на теплообменника.

2.2 Линейност срещу усилване

При равни други условия е желателно коефициентът на усилване да е постоянен в целия работен диапазон за всяка система за управление. За да има постоянен коефициент на усилване, съотношението между всяка стъпка на входа на управлението и съответстващата стъпка на регулираната променлива да е постоянно в целия работен диапазон. Ако това е така, едно и също усилване на регулирането ще е оптимално в целия работен диапазон, като се оставят резерви за промените, които могат да настъпят в периоди на слабо и силно потребление, виж напр. Hjorthol (1990).

Фактът, че кръгът на теплообменника е линеен в никакъв случай не значи, че коефициентът на усилване е постоянен в целия работен диапазон и затова системата е оптимална от техническа гледна точка, макар че често се приема, че това е така.

В теплообменник с линеен кръг коефициентът на усилване ще е постоянен, ако съотношението между натоварване и регулирана променлива е линейно. Това би било вярно, ако натоварването на теплообменника се регулираше в съответствие с измервателен уред, включен към вторичната страна, което не е обичайно в системи за отопление.



Фиг. 5.
Съотношение между първичен и вторичен поток в теплообменник с относително висока топлинна ефективност

Обикновено регулираният параметър е температурата на потока от вторичната страна и, понеже съотношението между колебанията в топлинното натоварване и тези в температурата на потока далеч не е линейно (в зависимост от дебита от вторичната страна), в кръга на теплообменник с линейно топлинно натоварване може да има много променливо усилване на променливата. Това може да се илюстрира математически. Ако характеристиките на ползваното управление и задвижване са линейни, условието за постоянен коефициент на усилване могат да се изразят така:

$$\frac{ds}{dT_{22}} = C_1 \quad (2)$$

където:

- s = ход на вентила
- T_{22} = температура на потока от вторичната страна (регулираната променлива)
- C_1 = константа.

Съотношението между колебания на КПД и температурата на потока от вторичната страна може да се изчисли както следва:

$$Q = m_2 \cdot c_p \cdot (T_{22} - T_{21}) \quad (3)$$

$$dT_{22} = \frac{dQ}{m_2 \cdot c_p} \quad (4)$$

където

- Q = КПД на теплообменника
- c_p = специфична топлиемост на флуида

Така, чрез заместване в уравнение 2:

$$\frac{ds}{dQ} = \frac{C_1}{m_2 \cdot c_p} \quad (5)$$

Ако приемем, че съотношението между първичния поток и отдадената топлина е приблизително линейно (виж описаното в т. 2.1), а c_p е константа, то ще е валидно следното:

$$dQ \gg dm_1 \cdot C_2 \quad (6)$$

$$m_2 \gg m_1 \cdot C_3 \quad (7)$$

където C_2 и C_3 са константи.

Така, като заместим уравнения 6 и 7 в уравнение 5, получаваме:

$$\frac{ds}{dm_1} \approx \frac{1}{m_1} \cdot C_4 \quad (8)$$

където C_4 = константа.

Ако диференциалното уравнение в уравнение 8 се реши за s :

$$s \gg C_4 \cdot \ln(m_1) + C_5 \quad (9)$$

$$m_1 \approx e^{\frac{1}{C_4} \cdot (s - C_5)} \quad (10)$$

където C_5 = константа.

Резултатът от уравнение 10 е много важен. Той доказва, че постоянен коефициент на усилване в кръг на топлообменник с висока топлинна ефективност се постига, когато потокът се променя със степен на хода на вентила, а по този начин и със степен на изходния сигнал на регулатора, ако задвижването е линейно.

Както знаем, това може да се постигне с помощта на вентил с експоненциални характеристики. Трябва да се отбележи, че уравнение 10 е по същество уравнението за експоненциални характеристики на вентила. Този резултат не е неочакван. Например, Hjorthol (1990) стига до подобен извод въз основа на поредица симулации на различно натоварване (Hjorthol (1990) стр. 77). В този случай обаче резултатът е достигнат чрез аналитично разглеждане.

Трябва да подчертаем, че не е задължително да се ползва експоненциален вентил, за да се постигне постоянен коефициент на усилване - това може да се постигне и с линейен вентил, като се приложи експоненциален ефект другаде в управлението, напр. в задвижването или регулатора. Това решение има други големи предимства по отношение на срока за експлоатация и условията на регулиране, виж по-долу.

2.3 Практически последствия

Така общоприетото предположение изглежда съвсем разумно, т.е. за управление на топлообменници в абонатни станции обикновено е най-добре да се ползва вентил с експоненциални характеристики. Все пак, основанието не е в нелинейността на топлообменника, а тази, която задължително възниква в кръга на управлението, когато потока от първичната страна се регулира в съответствие с измерената температура на изхода от вторичната страна, за да се запази температурата постоянна (традиционният метод за управление). Макар че резултатът изглежда еднакъв, важно е да се помнят правилните принципи, когато се разработват и настройват системи за управление, тъй като в противен случай може да се направят съвсем погрешни изводи. Въз основа на предположението, че топлообменниците са нелинейни, някои автори са стигнали до извода, че не могат да се ползват вентили с линейни характеристики за управлението им. Сега ще разгледаме тази идея въз основа на съотношенията, изложени в т. 2.1.

Първо, невъзможно е да се направят принципни изводи относно оптималните характеристики на вентилите без същевременно да се вземат предвид характеристиките на всички други елементи на системата за управление. Както видяхме, лесно е да се постигне постоянен коефициент на усилване, като се ползва линейен вентил, ако някъде другаде в системата се въведе експоненциална компенсация, напр. в регулатора или задвижването. Не е възможно само на това основание да се направят общи изводи относно характеристиките на отделни елементи. Системата трябва да се разглежда като едно цяло.

Все пак, нека приемем, че регулаторите и задвижванията са линейни, тъй като повечето са такива.

Ако се използва линейен регулатор Р, линейните характеристики на вентила ще изискват относително широка пропорционална лента, за да се постигне стабилност при нисък дебит, а това ще доведе до сравнително голямо отклонение при голямо натоварване. От друга страна, експоненциалните характеристики ще осигурят стабилно управление при относително малко отклонение в целия работен диапазон.

Ако обаче се ползва регулатор PI, положението е различно. Обикновено все пак са за предпочитане експоненциални характеристики, но могат да се постигнат отлични резултати и с вентил с линейни характеристики, тъй като интегралната функция ще предотвратява постоянно отклонение, макар че трябва да се ползва относително широка Р лента, за да е стабилно регулирането при нисък дебит.

Друго предимство на линейните вентили е, че в повечето случаи те са с по-добър коефициент на регулиране от експоненциалните. Това е така, защото е много скъпо в експоненциалните вентили да се осигури коефициент на регулиране, който е „естествен“ за линейните. А, в края на краищата, подходящият коефициент на регулиране е решаващ за осигуряването на стабилно регулиране при минимално натоварване.

Ходът на вентила е друг аспект, който трябва да се има предвид, когато се обсъждат предимствата и недостатъците на характеристиките на различните вентили. В сравнение с вентил с нормален линейен ход, вентилът с

експоненциални характеристики има обикновено четири по-голям ход при равен капацитет. Затова, при равни други условия, за експоненциалните вентили са необходими много по-бързи – съответно много по-скъпи – задвижвания. И тъй, макар че управлението на топлообменника с линейен вентил може да е малко бавно заради широката му Р лента, крайният резултат може да изглежда доста различно, като се вземе предвид хода. Затова не може да се направят общи изводи за отделните елементи на системата за управление, тъй като желаният ефект може да се постигне по няколко начина.

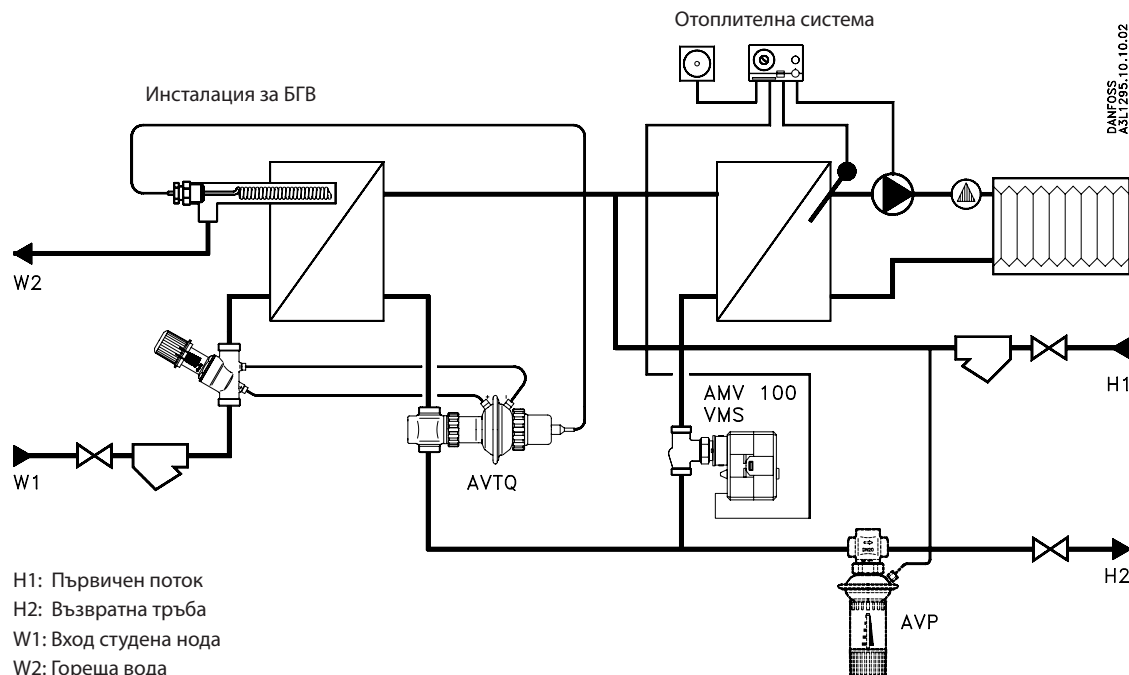
Най-важното е да се разберат принципните взаимоотношения, разгледани в точки 2.1 и 2.2, и на тази основа да изгради цялостна картина, включваща всеки отделен елемент на системата за управление.

3. Разработване на автоматично регулиране на температурата за високопроизводителни топлообменници за БГВ

В точка 2 разгледахме някои основни аспекти на управлението на топлообменниците от теоретична гледна точка.

Сега ще опишем практическия метод, основан на новосъздадено автоматично управление за малки проточни бойлери – AVTQ.

AVTQ е автоматичен регулатор на температура, предназначен да регулира температурата на битовата гореща вода в проточни топлообменници, виж принципната схема, фиг. 6.



Фиг. 6.
Принципна схема на малка инсталация за централно отопление с автоматично регулиране на температурата тип AVTQ в частта за БГВ.

3.1 Динамичната симулация като инструмент за разработки

Както читателят ще разбере от следващото описание, AVTQ е много усъвършенстван от технологична гледна точка регулатор.

Тъй като конструкцията включва няколко отделни елемента (усилване на променливата, изпреварване на подаването и др.) с много възможни комбинации, би отнело много време и би било доста скъпо да се намери оптималната комбинация само чрез лабораторни експерименти.

Затова при разработката са съчетани теоретични анализи и лабораторни опити. Анализирани са различни възможности с помощта на динамична симулация, след което най-перспективните принципи са изпитани в лаборатория.

Именно в това нашият симулатор SIMULINK доказва стойността си. Чрез симулация се оказва въз-можно да се добие дълбоко познание за това кои методи трябва да се изследват и по какъв начин да се комбинират елементите, за да се постигне възможно най-добър резултат.

Така използваната динамична симулация допринесе за повече целенасоченост на разработката, тъй като се оказва

възможно на ранен етап да се види какво е необходимо, за да се постигне желания резултат, а и с това, че същинската разработка бе сведена до голяма степен до прилагане на теорията на практика. Възможностите, които динамичната симулация дава за разработката на елементи за инсталации за битово и централно отопление, са описани по-подробно в статията на Benonysson (1993).

3.2 Спецификации

От самото начало това управление трябваше да отговаря на най-високите изисквания.

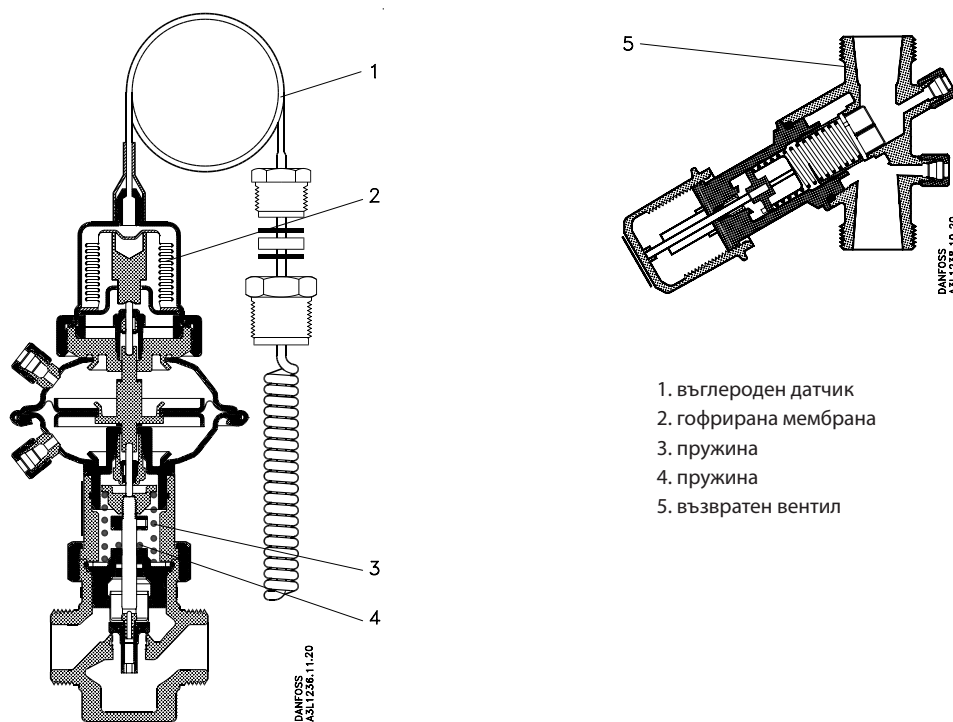
Трябваше да е изключително бързодействащо, за да се избегне прегряване и съответно отлагане на котлен камък в топлообменника.

Второ, изискваше се стабилно управление на дебита на БГВ в диапазона от 200 до 1200 л/ч, при тясна Р-лента.

Трето, управлението трябваше да работи задоволително в много широк спектър от диференциално налягане и температура на потока в отоплителната инсталация, като за първия вариант беше определен диапазон на диференциалното налягане от 0,2 до 4 бара, а на температурата на потока – 65°C до 100°C.

С други думи, управлението трябваше да работи в диапазон, при който на единия край е вторичен поток от 200 л/ч с диференциално налягане 4 бара и температура на потока 100°C, а на другия – вторичен поток 1200 л/ч с диференциално налягане 0,2 бара и температура на потока 65°C. Затова, от гледна точка на капацитета, работният обхват на управлението беше много широк и съответстваше на коефициент на управление около 1:60.

Първият вариант беше избран за битови отоплителни инсталации, в които горепосочените стойности на температурата и налягането бяха достатъчни. В следващия вариант на AVTQ, максималното диференциално налягане ще се увеличи на 6,0 бара, а максималната температура на потока – на 130°C.



Фиг. 7.
Автоматичен терморегулатор тип AVTQ.

3.3 Разработване на технологията на управление

Тъй като постигането на цялостен ефект от едно автоматично управление е трудно и затова много скъпо, AVTQ е „роден“ P-регулатор.

Същевременно, поради технически и икономически причини управлението е оборудвано с вентил с линейни характеристики. Експоненциален вентил с нужните характеристики за управление би струвал много повече, а в същото време щеше да е много трудно да се осигури необходимия ход на вентила при експоненциално автоматично управление.

Линеен вентил в съчетание с P-регулатор с широк P-диапазон може да се използва в инсталации, които не изискват много регулиране и в които P-отклонението е приемливо.

Въпреки това, както беше обяснено в т. 2.2, тази комбинация от P-регулатор и вентил с линейни характеристики не е много добра за управление на топлообменници, които трябва да отговарят на горепосочените изисквания. По принцип няма значение къде в кръга на управлението се прилага експоненциалния ефект и това се използва в новия AVTQ, както също е обяснено в т. 2.2.

Регулаторът (фиг. 7) е оборудван с въглероден датчик с голяма повърхност и малка времеконстанта (поз. 1). Налягането в датчика се изменя право пропорционално на температурата му. Налягането се предава на мембраната (поз. 2), където се превръща в сила, необходима за задействане на вентила. Размерът на хода, предизвикан от дадена промяна в температурата на датчика се регулира от вградените пружини (поз. 3 и 4), т.е. константата на пружините определя коефициента на усилване в инсталацията. Ако се използва пружина с експоненциални характеристики прави усилването линейно, макар че се ползва вентил с линейни характеристики.

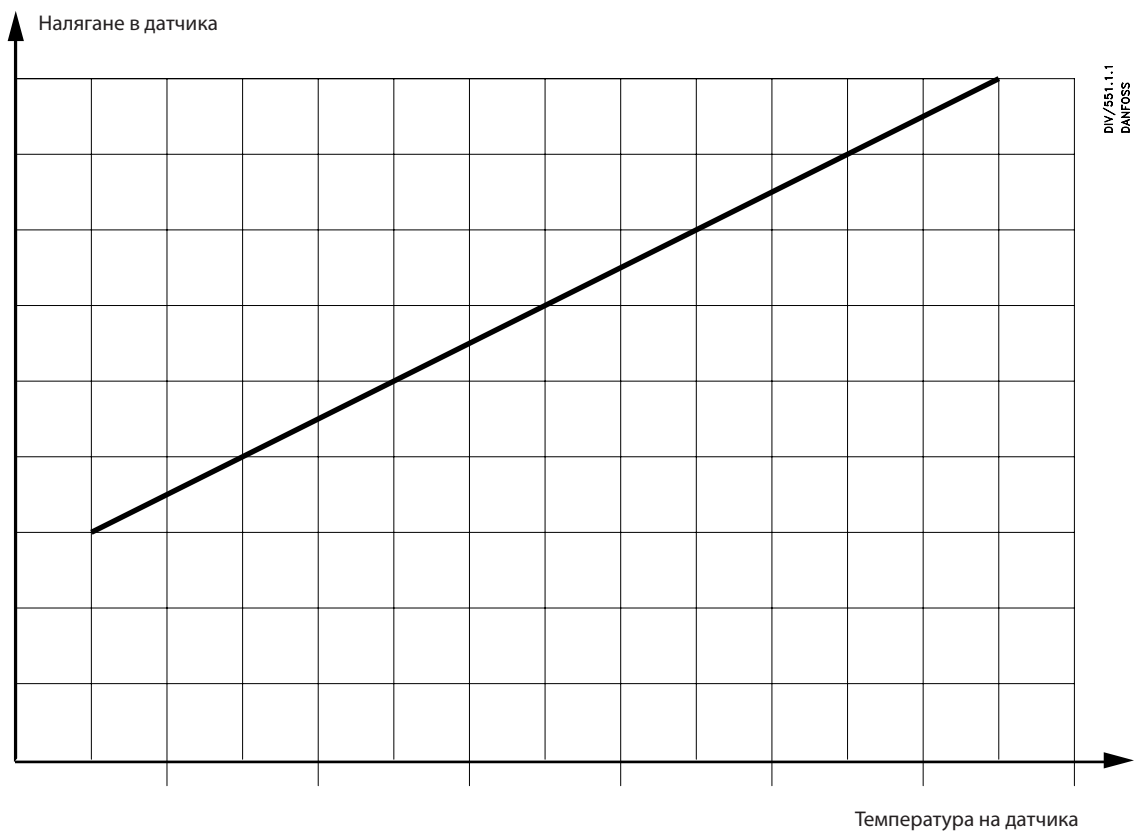
Все пак, на практика е невъзможно да се ползва експоненциална пружина в тази ситуация заради сравнително късия ход и прецизния толеранс, на който пружината трябва да отговаря. Вместо това, за постигане на приблизително експоненциални характеристики се използват две пружини, едната от които се задейства точно преди точката на затваряне, с което намалява усилването на регулатора при слабо натоварване.

Както се вижда от фигури 8a и 8b, този принцип (който сега е патентован) характеристики на половин

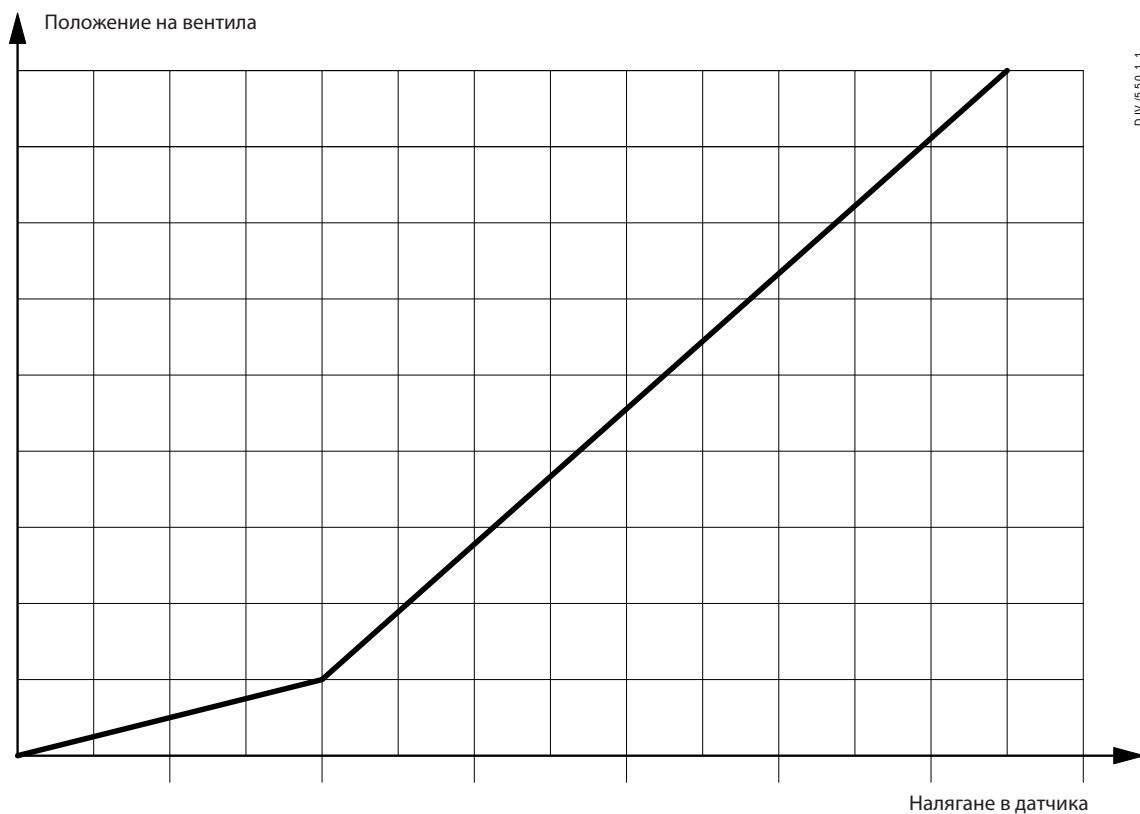
диапазон, макар че конструкцията на вентила е много проста. В резултат от пречупването на кривата на характеристиките може да се работи с много по-тесен P-диапазон, което дава по-малко отклонение и стабилно управление при малко натоварване.

За да се намали още влиянието на P-диапазона, както и да се осигури бърза реакция на промяната в натоварването, регулаторът има функция за изпреварване на подаването, при която зададената стойност се влияе пряко от изтичащия поток.

Това се постига с монтирането на възвратен вентил със специални характеристики в кръга на БГВ (виж фиг. 6 и 7, поз. 5), през който падът на налягането е пропорционален на изтичащия поток, виж фиг. 9. Възвратният вентил е свързан с мембраната на управлението. Така потокът се измерва непряко, поради което промяната в дебита и съответно промяната в налягането през възвратния вентил влияят пряко върху равновесието на силите в управлението.



Фиг. 8а.
Съотношение между температурата и налягането в датчика
при датчик с въглерод



Фиг. 8b.
Съотношение между положението на вентили и налягането
в датчика при разделените характеристики на вентил AVTQ.

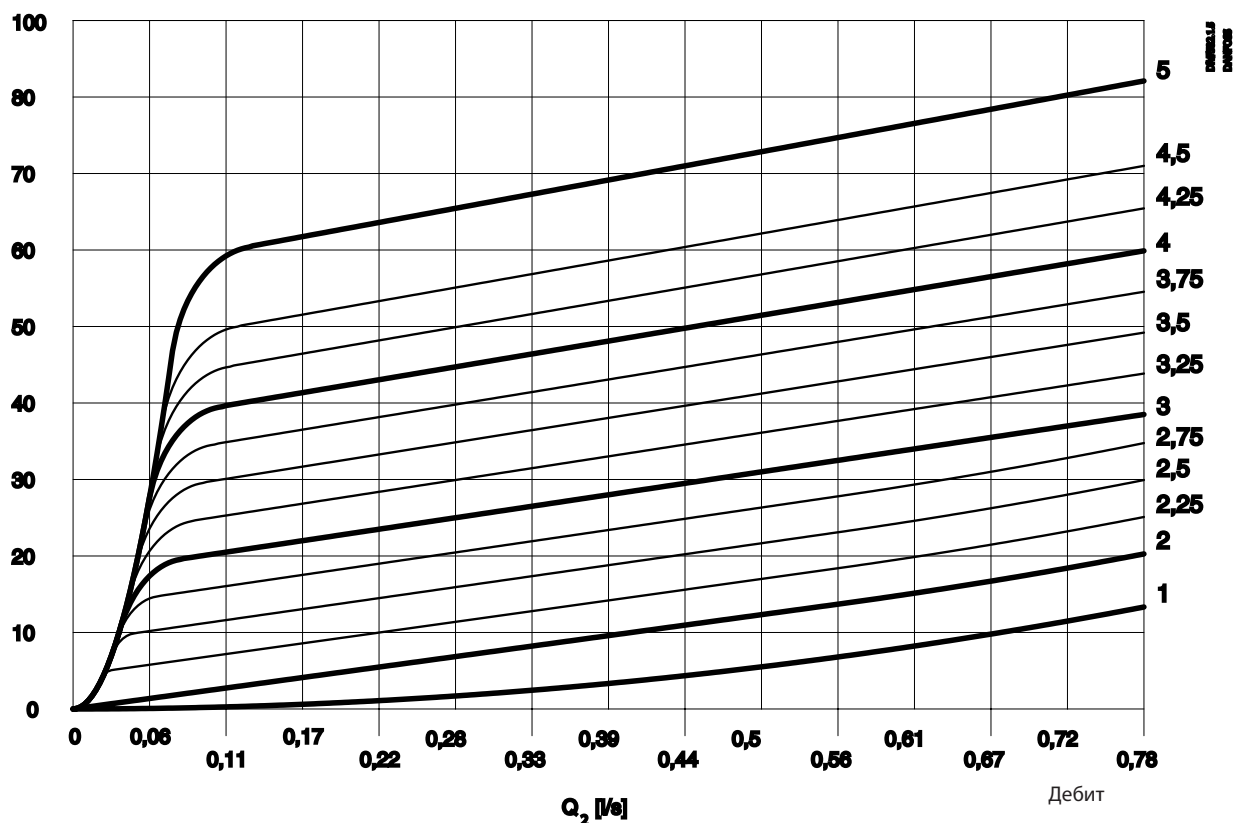
Така зададената стойност нараства с увеличаване на натоварването и спада с намаляването му, като значително намалява отклонението, произтичащо от Р-диапазона. Трябва да се отбележи, че функцията за изпреварване на подаването не влияе пряко върху коефициента на усилване и респективно върху стабилността на системата. Все пак, пълно изравняване на отклонението на Р-диапазона може да се постигне само с точно определена комбинация от температура на потока в инсталацията и диференциално налягане във възвратния вентил. При всяка друга комбинация ще има свръх- или недостатъчна компенсация.

Докато няма поток от вторичната страна (т.е. няма натоварване), регулаторът действа при нулева стойност, определена от свиването на пружините (фабрично). В момента на източване на водата, стойността се повишава незабавно до зададената вследствие отварянето на възвратния вентил (виж фиг. 9). Когато източването на водата спре, стойността спада обратно до температурата без натоварване. Зададената стойност на регулатора се определя чрез регулиране на налягането на отваряне на възвратния вентил. Тази промяна на стойността от работна температура до такава без натоварване при спиране на

източването осигурява бързо затваряне на вентила, което намалява прекаленото загряване на топлообменника и по този начин риска от отлагане на котлен камък.

Регулиращ вентил

ΔP kPa



Фиг. 9.

Характеристиките на възвратния вентил са пропорционални на дебита в диапазона на източване.

4. Заключение

Както видяхме в т. 2, няма еднозначно решение за регулирането на топлообменниците. Има различни методи, всеки със своите предимства и недостатъци, и в крайна сметка функционалните нужди и финансовите ограничения определят правилния избор.

В т. 3 е описан регулатора AVTQ: пример за алтернативен подход. Въпреки слабата изходна позиция (Р-регулатор и линеен вентил), чрез различни идеи и решения се постига управление, отговарящо на повечето важни изисквания към регулирането на БГВ. В същото време, това е относително евтино.

Изводът от всичко това е, че могат да се реализират системи за управление, които са едновременно технически и икономически оптимални, само ако се погледне глобално, въз основа на реално познаване на физическите взаимоотношения между всички елементи на системата, разглеждани като едно цяло.

Библиография

Benonysson, A (1993):

Dynamisk simulering som et værktøj ved udvikling af automatik til centralog fjernvarmeanlæg.

(Dynamic simulation as a tool in the development of automatic control of central and district heating units).

VVS Denmark, April 1993, Vol. 29, No. 6.

Värmeverksföreningen 1994

(Асоциация за централно отопление, Швеция):

Villavärmecentraler – Tekniska bestämmelser.

Hjorthol, E. (1990):

Оптимизиране на проектните стойности на абонатни станции чрез системна симулация.

Дипломна работа за доктор на инженерните науки,

Institutt for Varme-, Ventilasjons- og Sanitærteknikk, Trondheim.

VVS-rapport 1990:1.

Manthey, M. (1992):

Kompaktstation - Stand der Entwicklung

(Компактната подстанция – съвременно равнище). Fernwärme international, Jg. 21 (1992), Heft 1/2.

Други статии на същата тема

- Характеристики на моторни вентили в абонатни станции за централно отопление
Atli Benonysson и Herman Boysen
- Автоматична настройка и защита на двигателя като част от процедурата за регулиране на отоплителна инсталация
Herman Boysen
- Регулаторите на диференциално налягане като инструмент за оптимизиране на отоплителни инсталации
Herman Boysen
- Битови абонатни станции и избор на регулиращи вентили
Herman Boysen
- kv: Какво, защо, кога, откъде?
Herman Boysen
- Пилотно управляван вентил без спомагателно захранване за отоплителни и охлаждащи инсталации
Martin Hochmuth
- Колебание на налягането в топлофикационни инсталации от Vjarne Stræde
- Динамична симулация на битови абонатни станции
Jan Eric Thorsen



District Heating Academy

Данфос не може да поеме отговорност за възможни грешки в каталози, брошури и други печатни материали. Данфос си запазва правото да променя продуктите без предизвестие. Това се отнася и за вече заявени продукти, при условие, че промените са възможни без произтичащи от това промени във вече договорените спецификации. Всички търговски марки в настоящия каталог са собственост на съответните дружества. Данфос и логото на Данфос са собственост на Danfoss A/S. Всички права запазени.

Danfoss

Данфос ЕООД,

1510 София, ул. Резбарска 5,

тел. 02/942 49 16; 942 49 21;

факс: 02/942 49 11;

e-mail: danfoss.bg@danfoss.com

<http://www.bg.danfoss.com>

VF.GB.C1.44