

Модернизация системы холодоснабжения университетского городка при помощи интеллектуальных клапанов **Belimo Energy Valve**: Описание системы и анализ эффективности

Оглавление

1. Введение	2
2. Теоретические и практические предпосылки.....	2
3. Влияние параметров системы на работу теплообменника. Эффект насыщения	3
4. Описание системы холодоснабжения до модернизации.....	5
5. Описание проекта модернизации.....	5
6. Результаты.....	7
7. Резюме.....	9
8. Список литературы	10

Авторы:

Грегор П. Хензе (Gregor P. Henze)
Отдел строительства, экологических технологий и архитектурного проектирования
Университет штата Колорадо в Боулдере
Боулдер, Колорадо
Email: gregor.henze@colorado.edu

Уолтер Генри (Walter Henry)
Массачусетский Технологический Институт,
Кембридж, Массачусетс
Email: whenry@plant.mit.edu

Марк Туйяр (Marc Thuillard)
BELIMO Automation AG
Хинвил, Швейцария
Email: marc.thuillard@belimo.ch

1. Введение

Данная статья описывает исследование, проведенное в университетском городке в США (Массачусетском технологическом институте MIT) во время летнего сезона в 2011 г. Целью данного экспериментального исследования было устранение проблемы снижения ΔT с помощью использования интеллектуальных комбинированных клапанов Belimo Energy Valve, а также количественная оценка достигнутых улучшений.

Всего было установлено 5 клапанов Energy Valve. Данные двухходовые клапаны обладают равнопроцентной характеристикой регулирования, включают в свой состав датчик расхода, датчики температуры в подающем и обратном трубопроводах, а также электронный блок для обработки результатов измерений. Поскольку клапаны Energy Valve снабжены встроенным веб-сервером, многие задачи по управлению могут решаться удаленно. Кроме того, клапаны Energy Valve позволяют записывать и архивировать все показатели работы системы за последние 13 месяцев.

Расход через клапаны Energy Valve не зависит от колебаний давления в распределительной системе (pressure independent). Управляющий сигнал задает непосредственно расход теплоносителя, а не положение клапана. При изменении давления перед клапаном (например, вследствие изменения условий работы других контуров в распределительной сети), встроенный контроллер Energy Valve с помощью каскадного контура регулирования изменит угол открытия клапана, чтобы компенсировать изменение давления и обеспечить неизменный расход через теплообменник. В то же время, расход через традиционный регулирующий клапан (pressure dependent) при изменении давления также будет меняться – данные изменения будут «обнаружены» в цепи обвязки теплообменника и впоследствии откорректированы, но с запаздыванием и «раскачкой» контура регулирования.

Более того, путем непрерывного измерения расхода и ΔT , с помощью Energy Valve можно рассчитать холодильную мощность, поступающую на потребитель, установить оптимальные режимы работы системы, а также архивировать все характеристики системы за последние 13 месяцев.

Новой функцией клапанов Energy Valve является встроенный ΔT -менеджер. Принцип работы ΔT -менеджера – первичный логический контур ΔT постоянно отслеживает измеряемую ΔT и сравнивает ее с заданным значением ΔT_{lim} . Если измеренное значение ΔT ниже, чем заданное значение ΔT_{lim} плюс значение гистерезиса, ΔT -менеджер вычисляет новое значение расхода, необходимое для поддержания заданного значения ΔT_{lim} .

2. Теоретические и практические предпосылки

На сегодняшний день большинство крупных систем охлаждения сконструированы путем разделения первичного контура (со стороны чиллера) от вторичного (со стороны потребителей) с помощью байпасной линии. Кроме того, распределительные сети на стороне потребителей часто оснащены байпасными линиями на каждом индивидуальном потребителе для предотвращения перегрева насосов, не снабженных частотными регуляторами, при закрытых регулирующих клапанах.

В соответствии с рекомендациями производителей чиллеров, в системах холодоснабжения с разделенными первичным и вторичным контурами, для первичного контура (со стороны чиллера) рекомендуется обеспечить постоянный расход.

Байпасные линии на стороне нагрузки в сочетании с насосами с постоянной частотой вращения, при частичной нагрузке приводят к снижению ΔT , как в системах холодоснабжения, так и в системах центрального отопления. Многие специалисты предлагают несколько вариантов решения, включая запорные клапаны на байпасе, насосы с частотным регулированием, а также

первичные контуры с переменным расходом для сокращения расхода холодоносителя через байпас и увеличения КПД. В специализированной литературе представлен обстоятельный обзор различных возможностей для уменьшения расхода и увеличения разности температур. Также везде упоминается, что колебания регулирующих клапанов в районе заданной уставки (например, из-за завышенного размера клапана) приводят к более высокому расходу по сравнению с ожидаемым, вследствие чего ΔT снижается.

В специализированных научно-технических работах рассчитано, что падение ΔT на 0,6 К (1°F) приводит к 5%-й потере эффективности системы.

В крупных системах центрального отопления снижение ΔT также играет все большую и большую роль. Конденсационные котлы требуют очень низкую температуру обратного теплоносителя, чтобы котел мог достигнуть значительной степени конденсации и ожидаемого уровня эффективности. На практике, многие теплоэлектроцентрали отключаются или начинают экстренное охлаждение, когда температура обратного теплоносителя превышает 71°C (160 F).

Причины завышенной температуры обратного теплоносителя в системах центрального отопления такие же, как и у заниженной температуры в системах холодоснабжения: при снижении нагрузки, расход не уменьшается, что приводит к снижению ΔT .

При снижении ΔT в центральных системах отопления (district heating) существуют три причины, снижающие эффективность, а именно:

- более высокое энергопотребление насоса;
- более высокие потери тепла в обратном трубопроводе;
- более низкий КПД при производстве тепла и энергии.

Более того, высокий расход и низкая ΔT ограничивают максимальную теплопроизводительность, которую могла бы достичь центральная система теплоснабжения, не давая расширить сеть потребителей.

3. Влияние параметров системы на работу теплообменника. Эффект насыщения теплообменника.

Для предварительного определения влияния условий эксплуатации на характеристики теплообменников, был разработан специальный симулятор.

Рассмотрим теплообменник с переменным расходом холодоносителя до 6,3 л/с (100 GPM) при двух температурах подачи: 5°C (расчетная) и 9°C (высокая). Поступающий поток воздуха 3540 л/с (7500 CFM) при 28°C и двух вариантах относительной влажности: 40% (умеренная) и 80% (высокая).

На верхней части рис. 2 изображены приведенные показатели мощности теплообменника q_{tot} как отношение текущей мощности при определенном расходе холодоносителя к общей мощности, получаемой при максимальном расходе 6,3 л/с. По горизонтальной оси - приведенное значение расхода - отношение текущего расхода к максимальному расходу. Таким образом, можно разработать характеристические схемы теплообменника для каждого варианта параметров холодоносителя и воздуха. В нижней части графика можно увидеть зависимость ΔT [K] от приведенного расхода.

Зеленые линии на графиках относятся к более влажному поступающему воздуху (80%), а пунктирные линии отображают более высокую температуру холодоносителя (9°C). В то время как максимальная мощность теплообменника, составляющая 161 кВт (при температуре холодоносителя 5°C и при температуре 28°C и 80% относительной влажности), значительно выше, чем 71 кВт для «более теплого» холодоносителя и более сухого входящего воздуха, приведенные характеристики теплообменников остаются почти неизменными. При значении приведенного расхода 40%, достигается 90% максимальной мощности теплообменника. Для

получения еще 6% эффективности, расход должен быть удвоен с $\Phi=0.4$ до 0.8 - данный эффект называется **насыщением теплообменника**.

Интеллектуальный регулирующий клапан Energy Valve позволяет определить точку насыщения теплообменника, которое обычно происходит при высоких значениях нормированного расхода (от $\Phi > 0.6$).

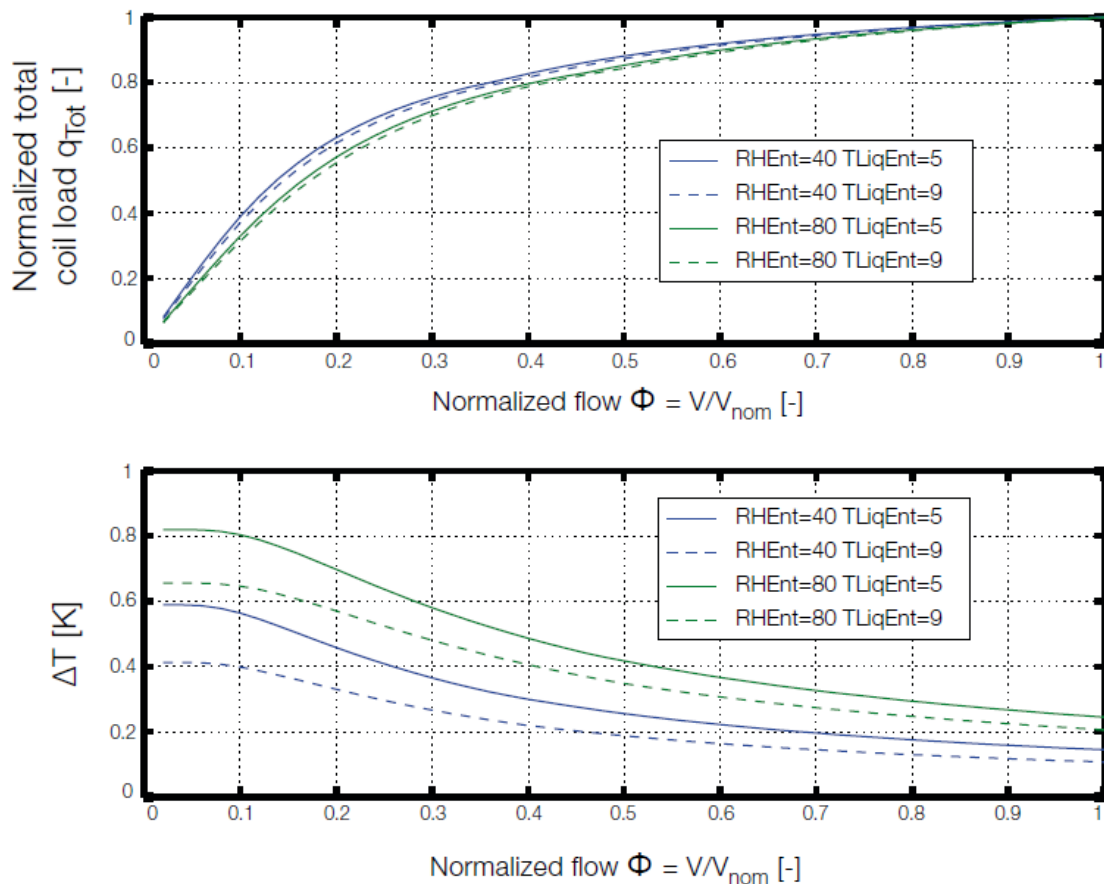


Рис. 2: Зависимости приведенной мощности теплообменника (сверху) и ΔT (снизу) от приведенного расхода.

Например, при расчетной температуре холодоносителя 5°C и относительной влажности входящего воздуха – 40%, выбор $\Delta T_{lim} = 6$ К ограничивает нормированный расход до 55%, а общую мощность теплообменника до $q_{tot}=91\%$. При очень влажном входящем воздухе, такое же значение ΔT_{lim} ведет к гораздо более высокому нормированному расходу 95%, а $q_{tot}=99\%$. Другими словами, $\Delta T_{lim}=6$ К позволяет теплообменнику достигать $> 90\%$ от своей максимальной производительности.

Напротив, выбор высокого $\Delta T_{lim} = 12$ К, ограничивает нормированный расход до 20%, а общую мощность теплообменника до $q_{tot}=65\%$, при расчетной температуре холодоносителя 5°C и относительной влажности входящего воздуха – 40%. При очень влажном входящем воздухе, такое же значение ΔT_{lim} ведет к гораздо более высокому нормированному расходу 42%, а $q_{tot}=80\%$.

Для анализа рабочих характеристик теплообменника, полученных за несколько недель, было разработано программное обеспечение. Программное обеспечение определяет корректность выбора ΔT_{lim} – например, чтобы ΔT_{lim} не был завышен и теплообменник мог приблизиться к области насыщения, т.е. устранить чрезмерное занижение мощности

теплообменника. В исследовании в студенческом городке в Массачусетсе при помощи данного инструмента был выбран $\Delta T_{lim} = 6.7 \text{ K}$ (12°F).

Как правило, фактические условия функционирования систем холодо- и теплоснабжения отличаются от расчетных (проектных). На работу систем влияют следующие факторы:

- Засорение теплообменника в процессе эксплуатации;
- Засорение воздушного фильтра, влияющее на расход воздуха;
- Неправильный подбор элементов гидравлического контура (диаметров трубопроводов);
- Неправильно подобранный циркуляционный насос (ошибки при расчете гидравлического сопротивления контура);
- Неправильная гидравлическая балансировка системы (в том числе, из-за включения в систему дополнительных потребителей при поэтапном подключении потребителей);
- Изменения нагрузок на потребителях, перетоки холодоносителя между потребителями;
- Работа при ΔT , отличающейся от проектного значения (например, вследствие повышенного расхода холодоносителя).

Влияние всех указанных факторов может быть устранено при применении интеллектуальных регулирующих клапанов **Белимо Energy Valve**.

4. Описание системы холодоснабжения до модернизации

Общая мощность чиллеров центральной системы холодоснабжения университетского городка в Массачусетсе составляет 107 МВт (30400 тонн). Внутреннее исследование, проведенное в 2008 г., выявило периодические минимальные значения ΔT равные 1,1 K (2°F) при среднегодовом значении ΔT около 3,3 K (6°F).

В ходе исследования была определена потенциальная экономия \$1.5 млн в год при условии увеличения средней ΔT до значения 6.7 K (12°F).

Одним из зданий с крайне низкой ΔT была библиотека студенческого городка, построенная в 1947 г. Библиотека была построена со своим собственным чиллером и позднее подключена к центральной системе холодоснабжения городка. Теплообменники этого здания были разработаны в 1947 г. для $\Delta T = 3,3 \text{ K}$ (6°F), исходя из 10°C (50°F) на входе и 13.3°C (56°F) на выходе. Тем не менее, перед модернизацией установка работала с температурой воды на подаче 6.7°C (44°F) и имела потенциал для более высокой производительности теплообменника и более высокой ΔT , но все же работала при ΔT от 1.1 до 3.3 K (2 – 6 F). Более подробное описание пилотного проекта, направленного на увеличение ΔT , приводится ниже.

5. Описание проекта модернизации

Главная библиотека университетского городка Массачусетса представляет собой трехэтажное здание площадью 14286 м² (153 000 квадратных футов). Кроме фан-койлов, здание оснащено шестью приточными установками с расходом воздуха от 3540 до 14160 л/с (от 7500 до 30000 фт³/мин).

Как упоминалось выше, ΔT большинства теплообменников составляла в среднем 3.3K (6°F). Главной причиной низкой ΔT был избыточный расход холодоносителя. Для увеличения ΔT , в данном пилотном проекте были выбраны две стратегии для двух установок.

В первой из установок, реализующей стратегию контроля ΔT , вместо устаревшего регулирующего органа, был установлен новый стандартный седельный клапан (pressure dependent), а во второй – установлен регулирующийся клапан Belimo PICCV (pressure independent). Клапаны PICCV на тот момент не оснащались датчиками расхода, которые сегодня являются неотъемлемой частью интеллектуальных регулирующихся клапанов, а использовали механический принцип компенсации перепадов давления в системе.

Оба клапана реализовывали стратегию контроля ΔT – поддержание значения на уровне 6,7K (12°F).

Система с установленным клапаном PICCV (pressure independent), обеспечивала более качественное регулирование, что подтверждалось меньшим усредненным отклонением 0,4 K (0,7°F) по сравнению с отклонением 0,8 K (1.5°F) для седельного клапана (pressure dependent). В итоге был сделан вывод, что как независимость расхода через клапан от перепадов давления, так и стратегия управления ΔT , приводят к более эффективной работе системы.

Со временем, оставшиеся четыре системы, а также та, в которой использовался седельный клапан, были модернизированы при помощи интеллектуальных регулирующихся клапанов Energy Valve. Система AHU-5, оснащенная механическим pressure independent регулирующим клапаном Belimo PICCV, а также алгоритмом управления ΔT , дополнительной модернизации не подвергалась, так как ее работа была эффективной. Поскольку, в отличие от интеллектуальных регулирующихся клапанов Energy Valve, клапан Belimo PICCV не позволяет точно измерить расход, система AHU-5 исключена из подробного анализа данных.

Схема модернизации представлена на рис.3. На схеме показаны ПВУ с охлаждающим теплообменником, интеллектуальный регулирующийся клапан Energy Valve, работающий по аналоговому управляющему сигналу 0...10 В, поступающему от системы диспетчеризации здания. С целью получения сведений об эффективности работы Energy Valve в данном экспериментальном исследовании, каждый клапан был подключен к своему ноутбуку с программным обеспечением для сбора данных и к интернету для удаленного мониторинга и технической поддержки.

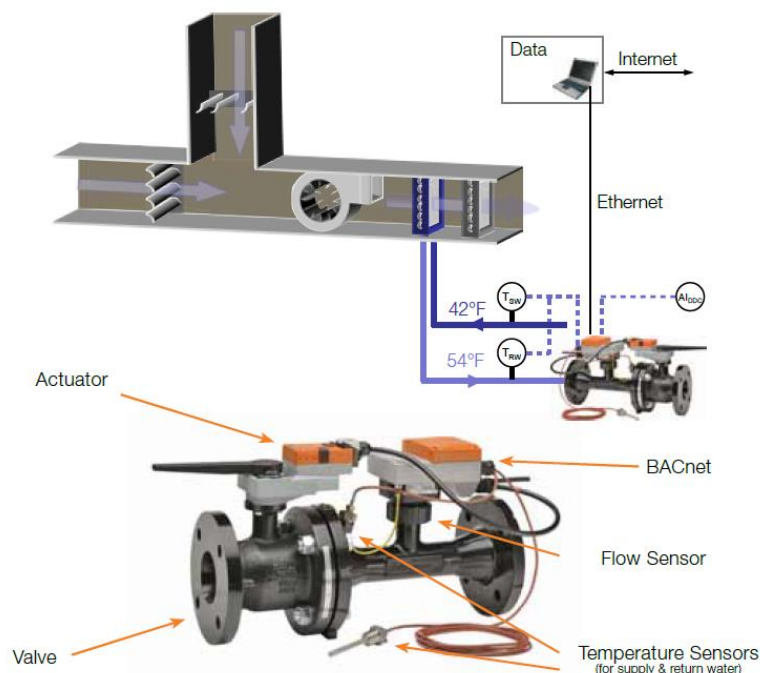


Рис. 3: Схема модернизации (вверху) и интеллектуальный регулирующийся клапан Energy Valve (внизу)

6. Результаты

На рис. 4 приведены полученные данные для одного из охлаждающих теплообменников библиотеки (АНУ-6) – зависимость холодопроизводительности в кВт [БТЕ/ч] от расхода холодоносителя в [GPM]. Все данные были получены только при помощи интеллектуального регулирующего клапана Energy Valve.

При увеличении расхода от 0 до 3,8 л/с (0÷60 GPM), холодопроизводительность увеличивается от 0 до 88 кВт (0÷300 000 БТЕ/ч). Увеличение холодопроизводительности происходит по экспоненциальной зависимости (с угасанием), – и если первые 20 GPM (1,3 л/с) обеспечивают приблизительно 53 кВт (180 000 БТЕ/ч), то оставшиеся 20 GPM (от 40 до 60 GPM (2,6÷3,8 л/с)) обеспечивают увеличение холодопроизводительности менее чем на 12 кВт (40 000 БТЕ/ч).

Разность температур холодоносителя ΔT , начинающаяся приблизительно с 14 К (25°F), при увеличении расхода холодоносителя снижается до 2,8 К (5°F). Характер этой зависимости обратнопропорционален зависимости холодопроизводительности от расхода. Графики холодопроизводительности и ΔT иллюстрируют и подтверждают процессы в теплообменнике, предварительно рассматриваемые на рис.2.

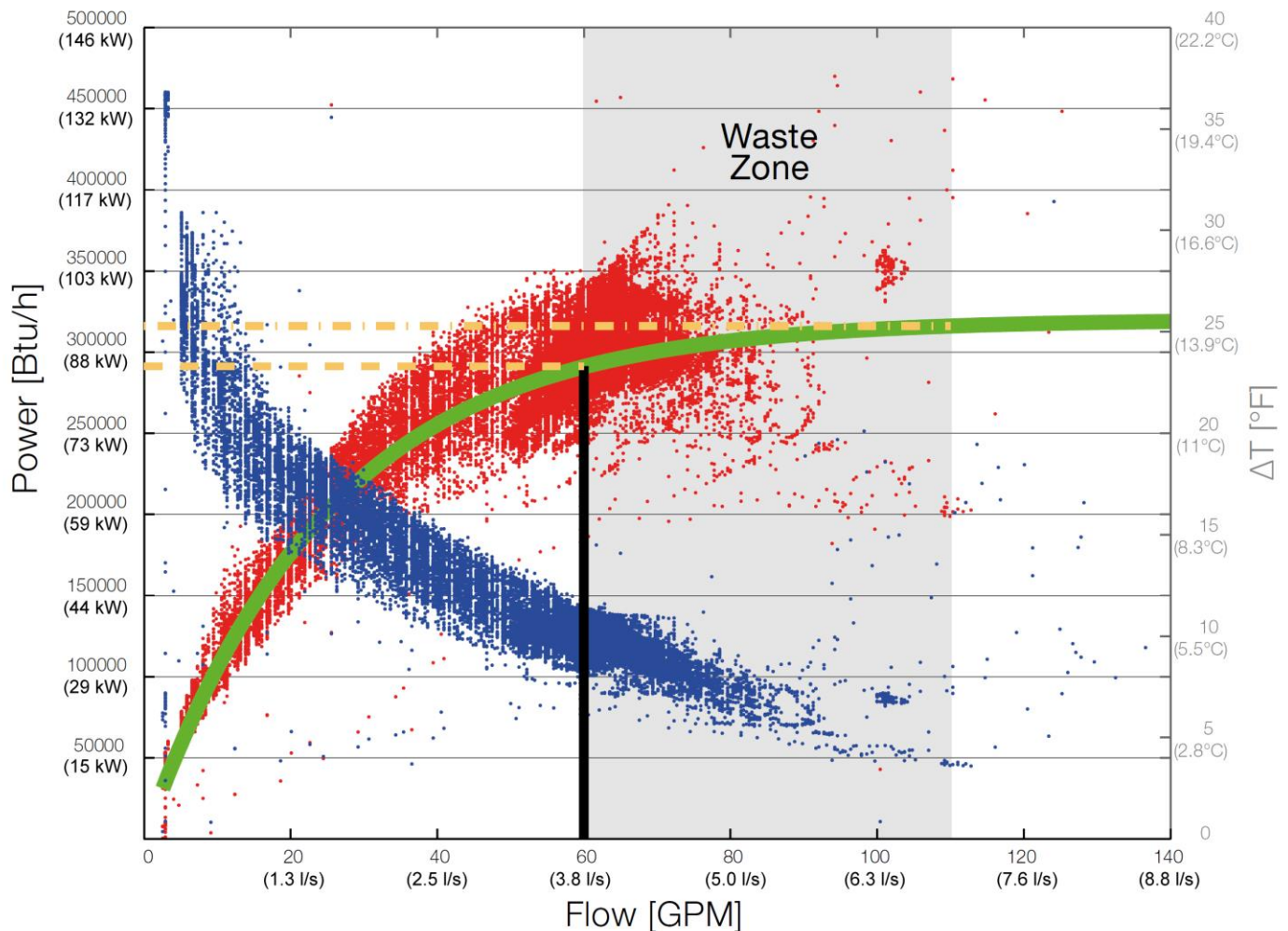


Рис. 4: Холодопроизводительность теплообменника АНУ-6 за период с 1 по 22 июля 2011 г

Постоянное наблюдение с помощью интеллектуального регулирующего клапана Energy Valve за параметрами системы позволяет выявить их изменения и обнаружить ряд неполадок, которые могут возникать в процессе эксплуатации, например, загрязнение теплообменника.

Кроме того, доступ к актуальным характеристикам системы полезен при фактических условиях, значительно отличающихся от проектных, как, например, в случае с теплообменниками в библиотеке Хайдена – оптимизация работы системы была достигнута при применении оригинальных теплообменников, разработанных в 1947 г. для $\Delta T = 3.3 \text{ K}$ (6°F). Тот факт, что охлаждающие теплообменники с такой низкой расчетной ΔT на самом деле могут обеспечивать больший уровень охлаждения, является важным, так как противоречит предположению, что замена теплообменника является обязательным условием для повышения ΔT и эффективности работы установки.

На рис. 4 можно наблюдать эффект снижения производительности теплообменника при увеличении расхода. Если оператор может оценить целесообразность увеличения расхода на последних 20 GPM (1.3 л/с) от 40 до 60 GPM через АНУ-6, а также соответствующее падение разности температур с 14 до 10°F (с 7.8 до 5.6K), он примет решение о необходимости увеличения расхода и соответствующего энергопотребления насоса, а также оценит точку вхождения теплообменника в режим насыщения. В действительности, определение точки насыщения теплообменника является нетривиальной задачей, поскольку зависит от множества факторов – температур воды и воздуха, расходов. В нашем случае, в пяти охлаждающих теплообменниках библиотеки уровень снижения ΔT значительно отличался друг от друга. При внедрении интеллектуальных клапанов Energy Valve было решено применить принцип изменения расхода холодоносителя таким образом, чтобы ΔT не была менее 6.7 K (12°F).

Следует отметить, что при анализе кривой мощность/расход, зона потерь может определяться как при помощи ограничения ΔT , так и при помощи ограничения расхода, так как оба данных ограничения тесно взаимосвязаны. То есть, ΔT -менеджер управляет путем ограничения ΔT или расхода. В зависимости от задачи, может быть отдано предпочтение одной или другой стратегии. В случае с исследованием в студенческом городке МА, обе стратегии показали схожие положительные результаты.

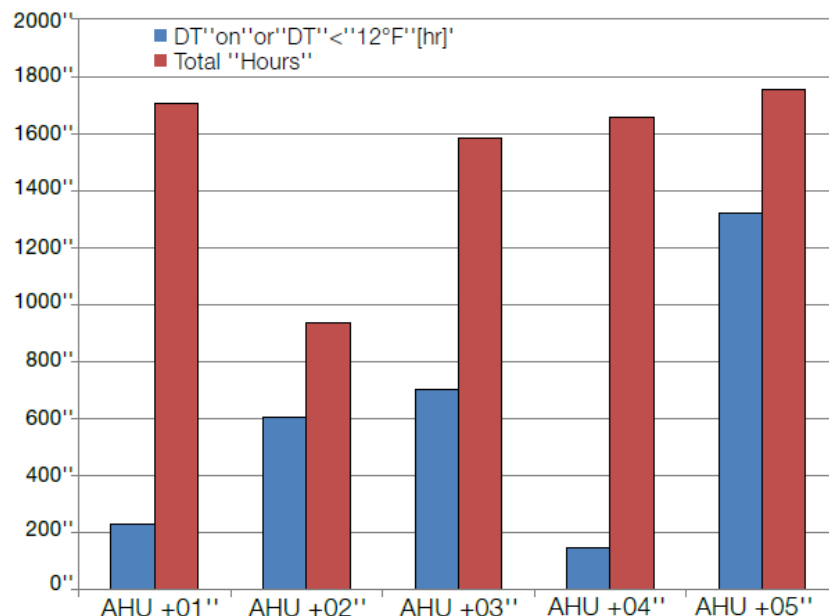


Рис 5: Количество рабочих часов в библиотеке студенческого городка в МА. Общее число часов работы – красный цвет, число часов работы в режиме насыщения – синий цвет.

Подсчитывая общее количество часов работы теплообменников в режиме насыщения во время сезона охлаждения 2011 г. (см. рис. 5), можно сделать вывод, что эффект насыщения и сопутствующее снижение ΔT для рассматриваемых пяти систем проявился в разной степени. Тогда как АНУ-4 (переоснащенная новым теплообменником с расчетной $\Delta T = 7.8 \text{ K}$ [14°F]) и АНУ-1 работали в режиме насыщения 10-15% от общего времени, то теплообменники АНУ-2, 3 и 6 работали в режиме насыщения от 40% до 80% от общего времени. Таким образом, для более точного определения параметров данного явления следует отдать предпочтение применению интеллектуальных устройств, с помощью которых ведется постоянный он-лайн мониторинг ΔT – например, Energy Valve.

Кроме того, в данном студенческом городке построено несколько новых зданий, которые необходимо подключить к центральной системе холодоснабжения. Независимые от перепада давления интеллектуальные клапаны Energy Valve позволят высвободить дополнительную мощность, а также сэкономят капитальные вложения на увеличение размера установки и трубопроводов для будущего развития студенческого городка.

7. Резюме

При оценке экономического эффекта от модернизации шести АНУ (пять с интеллектуальными регулирующими клапанами Belimo Energy Valve и один с механическим клапаном Belimo PICCV) в библиотеке студенческого городка Массачусетса, можно сравнить среднюю температуру холодоносителя в центральной системе холодоснабжения за два идентичных периода времени в 2010 и 2011 гг. С 9 августа по 9 октября 2010 г. (перед модернизацией) средняя ΔT по зданию была примерно 3.42 K (6.15°F). После модернизации шести охлаждающих теплообменников, средняя ΔT в библиотеке увеличилась вдвое до 6.74 K (12.14°F). Очевидно, что клапаны Belimo с расходом, не зависящим от перепадов давления, применяемые совместно с ΔT -менеджером, значительно улучшили отношение мощность/расход в соответствующих зданиях. Эта модернизация позволяет городку выделить дополнительную мощность для других потребителей при той же системе распределения и тех же ПВУ.

Одним из основных предназначений применения интеллектуальных регулирующих клапанов Belimo Energy Valve является нивелирование отрицательного влияния параметров, описанных в п.3, на работу системы, а также удержание системы в максимально эффективной зоне ее работы.

8. Список литературы

- Bahnfleth, W. and E. Peyer (2006) "Energy use and economic comparison of chilled water pumping alternatives." ASHRAE Transactions Vol. 112 Pt.2, pp.198-208.
- Fiorino, D.P. (1996) "Twenty-five ways to raise your chilled-water temperature differential." ASHRAE Transactions, Vol. 102 Pt. 1, pp. 567-572.
- Floss, A.G. (2005) "Effizienzmessung bei Brennwert-Heizungsanlagen." IHKS Fachjournal 2005/2006 (Fachzeitschrift für Planungsbüros, Anlagenbau, Öffentliche Hand und Fachhandel), pp. 94-97.
- Hartman, T.B. (2000) "High-efficiency pumping and distribution system incorporating a self-balancing, modulating control valve." U.S. Patent No. 6,352,106, U.S. PTO.
- Harrell, J.M. and Mathias, J.A. (2009) "Improving efficiency in a campus chilled water system using exergy analysis." ASHRAE Transactions, Vol. 115 Pt. 1, pp. 507-522.
- Hyman, L.B. and D. Little. "Overcoming Low Delta-T, Negative Delta-P at Large University Campus." ASHRAE Journal, February 2004: 28-34.
- Ma, Z. and Wang, S. (2010) "Enhancing the performance of large primary-secondary chilled water systems by using bypass check valve." Energy doi:10.1016/j.energy.2010.10.042
- McQuiston, F., J. Parker, and J. Spitler (2005) Heating, Ventilating, and Air Conditioning. Sixth Edition. John Wiley & Sons, Inc.
- Reed, M.A. and Davis, C. (2007) "Chilled water plant savings at no cost." Energy Engineering, Vol. 105 Pt. 2, pp. 59-76.
- Taylor, S.T. (2006) "Chilled water plant retrofit – a case study (Sonoma State University)." ASHRAE Transactions, Vol. 112 Pt. 2, pp. 187-197.
- Taylor, S.T. (2002) "Degrading Chilled Water Plant Delta-T: Causes and Mitigation." ASHRAE Transactions, Vol. 108 Pt. 1, pp. 641-653.