

# Решения Carrier для систем District Cooling

Выработка тепловой энергии связана со сжиганием ископаемого топлива, в процессе чего образуются продукты горения, выбрасываемые в атмосферу. Вредные вещества, образующиеся при освобождении тепловой энергии, в числе прочих содержат окислы серы, азота и углерода. Они оказывают как локальное, так и глобальное воздействие на фоновый уровень загрязнения, состоящий из совокупности всех выбросов из разных источников. Все это приводит к таким отрицательным экологическим явлениям, как глобальное потепление, кислотные дожди и местное снижение качества воздуха. Кроме того, во многих холодильных машинах используются хладагенты группы ХФУ (хлорфторуглероды, обладающие высокой озоноразрушающей активностью). Эти вещества считаются основными разрушителями озона в верхних слоях атмосферы.

Текст МИХАИЛ ТЕРЕХОВ, канд. техн. наук, ведущий технический эксперт АНН Carrier Moscow, иллюстрации АНН Carrier Moscow



**Т**радиционные системы отопления, вентиляции и кондиционирования (элементами которых являются компрессоры чиллеров, насосы, вентиляторы и электрокалориферы центральных кондиционеров) потребляют значительное количество электроэнергии. Она обычно вырабатывается атомными, гидро- или тепловыми электростанциями, иногда всеми тремя способами одновременно. В случае с тепловыми электростанциями в атмосферу выбрасывается значительное количество вредных веществ, как указывалось выше. Когда речь идет об АЭС, главной опасностью становятся утечки и выбросы радиоактивных веществ в атмосферу и водную систему. Даже гидроэлектростанции могут быть потенциальными источниками загрязнения и таких отрицательных экологических последствий, как потеря сельскохозяйственных и лесных угодий, естественных ареалов обитания животных и птиц, затопление. Возможно также увеличение содержания ртути выше по течению от плотин данных сооружений. Кроме того, электростанции (атомные и тепловые на ископаемом топливе) сбрасывают в окружающую среду большое количество тепла (через атмосферу и/или водную систему), образующегося в контурах конденсации паровых турбин.

В свете вышесказанного очевидно, что системы кондиционирования, которые

сводят к минимуму потребление топлива и электроэнергии, отвечающие нуждам потребителей, также призваны снизить отрицательную нагрузку на среду. Заметим, что холодильные машины, использующие хладагенты группы ХФУ, до сих пор остаются одними из самых распространенных в промышленно развитых странах. Хотя использование централизованного теплового и холодоснабжения не является панацеей от загрязнения, связанного с выбросами вредных веществ, сам принцип работы таких систем предполагает причинение существенно меньшего вреда окружающей среде, нежели широко используемые альтернативные решения.

К системам, наносящим минимальный вред окружающей среде, стоит отнести централизованное холодоснабжение District Cooling. В отличие от других схем, оно имеет существенные выгоды как для владельцев, так и девелоперов. Это связано с тем, что хладагент (охлажденная вода) для систем кондиционирования подводится непосредственно к зданию, у которого нет собственного хладагента со всей сопутствующей инфраструктурой. Отсутствие холодильных машин (чиллеров) позволяет существенно снизить затраты на покупку электроэнергии у городских электросетей, меньше и (первоначальные) капитальные затраты. Снижаются и затраты на эксплуатацию и текущие платежи за электричество. Отсутствие хладагента в здании высо-

бождает дополнительное пространство для коммерческого использования. Появляется возможность создания более привлекательного архитектурного облика здания (например, за счет того, что не требуется размещать градирни на кровлях и стилобатах). При применении системы централизованного холодоснабжения District Cooling проектировщикам значительно легче разработать новое сооружение или проект реконструкции существующего, особенно когда речь идет о многофункциональных комплексах или стоит вопрос об эстетической привлекательности зданий для потенциальных клиентов. Сокращаются годовые и текущие эксплуатационные расходы, а также затраты на обслуживающий персонал.

Для девелоперов выгоды заключаются в значительном сокращении энергетической инфраструктуры. Производство холода для кондиционирования здания осуществляется за счет финансовых ресурсов владельца системы централизованного холодоснабжения District Cooling. Строительные, регламентные работы также ведет компания, предоставляющая централизованное холодоснабжение. Не требуется регулярных капиталовложений в модернизацию, переоборудование или дооснащение хладагента при увеличении необходимой холодопроизводительности. Как правило, система централизованного холодоснабжения (ЦХ) District Cooling эксплуатируется и обслуживается

более квалифицированно, чем традиционные индивидуальные системы.

Централизованное холодоснабжение District Cooling – это система, в которой хладагент – охлажденная вода (ОВ) по сети трубопроводов от центрального хладагента подается в здания для кондиционирования и различных технологических процессов охлаждения. Система центрального холодоснабжения (ЦХ) включает три основных элемента: источник холода,

систему распределения (трубопроводы, коллекторы), локальные элементы систем кондиционирования (фанкойлы, охлаждающие теплообменники в центральных кондиционерах, охлаждающие балки и проч.) у потребителей. Эти элементы схематично изображены на рис. 1.

Системы централизованного холодоснабжения District Cooling подразделяются на три группы в зависимости от температуры подаваемой охлажденной воды:

- стандартная температура хладагента (воды), которая может варьироваться в диапазоне от +4°C до +7°C;
- ледяная вода: +1°C;
- жидкий лед: -1°C

В данной статье акцент делается на первых двух типах систем (охлажденная вода с традиционной для систем кондиционирования температурой и система, использующая ледяную воду), которые, как правило, проектируются для макси-



Чиллер Carrier 19XRM на базе центробежных компрессоров. Холодопроизводительность 8,7 – 10,5 MWt

мального рабочего давления 1030 кПа. Также кратко освещены системы, использующие жидкий лед.

**ХОЛОДОСНАБЖЕНИЕ**

Производство охлажденной воды в системах ЦХ District Cooling, как правило, осуществляется с помощью парокompрессионных и абсорбционных чиллеров, а также с применением схем «свободного охлаждения» (причем в качестве источника холода в некоторых проектах используются подземные воды и глубоководные озера).



Чиллер Carrier 19XRV на базе центробежного компрессора с установленным на заводе частотно-регулируемым электроприводом. Холодопроизводительность 700 – 5000 кВт

**СЕТЬ ХОЛОДОСНАБЖЕНИЯ**

Система распределения охлажденной воды, как правило, строится с гидравлически развязанными контурами производства охлажденной воды и контурами потребителей (здания). В качестве разделителей контуров в большинстве случаев выступают пластинчатые теплообменники, установленные в индивидуальных пунктах холодоснабжения зданий.

Насосы осуществляют циркуляцию хладоносителя в первичном контуре производства охлажденной воды, поддерживая перепад давления в подающей и обратной магистралях. На рис. 2 схематично изображена система холодоснабжения с единым хладоцентром District Cooling и насосом с частотно-регулируемым электроприводом. Напор насоса рассчитывается исходя из гидравлического сопротивления в подающей и обратной магистралях плюс перепад давления на элементах вторичного контура потребителей (например, промежуточных теплообменников в индивидуальных пунктах холодоснабжения) или в наиболее «узких» местах системы. Для систем с одним хладоцентром это – пере-

пад давления на самом удаленном потребителе или участке сети. Когда хладоцентров несколько, минимально допустимое значение напора зависит от режима работы и времени года. Индивидуальные пункты холодоснабжения зданий оснащены одним или несколькими регулировочными клапанами, которые поддерживают требуемый расход хладоносителя в зависимости от нагрузки на здание.

В системах ЦХ District Cooling температура хладоносителя варьируется в зависимости от температуры окружающего воздуха.

важно для регионов с влажным климатом, где количество холода, расходуемого на осушение воздуха (скрытую теплоту), может быть больше, чем требуемая явная холодопроизводительность системы. Таким образом, в некоторых случаях даже при понижении температуры окружающего воздуха температура подаваемого хладоносителя должна быть достаточно низкой для решения задач по осушению воздуха. Другим ограничивающим фактором, препятствующим завышению температуры подаваемого хладоносителя, является гарантированное максимальное значение температуры охлажденной воды, поставляемой потребителю, которое обычно оговаривается в контракте между владельцем системы ЦХ и владельцем здания. В особых случаях в договоре прописывается запрет на изменение температуры хладоносителя (даже в холодный период года). Это в значительной степени ограничивает возможность применения адаптивных алгоритмов изменения уставок у централизованных хладоцентров при работе в условиях частичных нагрузок, что приводит к снижению энергоэффективности системы в целом.

Пример перенастройки уставки в зависимости от температуры наружного воздуха приведен на рис. 3.

График описывает поведение системы ЦХ (производящей ледяную воду) с расчетной температурой наружного воздуха +31°C. Кривая будет выглядеть по-другому для систем, в которых в качестве хладоносителя используется не ледяная вода, а также при других климатических условиях. Как видно из представленного графика, хладоноситель подается с температурой +1°C при температуре окружающего воздуха +25°C и выше. Температура постепенно повышается до +7°C при снижении температуры наружного воздуха с +25°C до 0°C и остается равной +7°C в случае, если внешняя температура опускается ниже 0°C. Некоторые ЦЛХ допускают использование хладоносителя с температурой +10°C при работе чиллеров на частичных (неполных) нагрузках. Кроме того, некоторые системы также осуществляют мониторинг температуры хладоносителя в обратном трубопроводе (первичного или вторичного контура), с тем чтобы удостовериться, что требуемое значение (максимально допустимая температура, указанная в договоре об услугах ЦХ) соблюдается при любых нагрузках. При использовании данной логики управления ЦЛХ следует также учитывать относительную влажность окружающего воздуха (температуры воздуха по мокрому термометру). Это особенно

Подобная логика модификации активных уставок чиллеров, базирующаяся на требуемой хладопроизводительности, приводит к увеличению энергоэффективности хладоцентра и сокращению теплотерь в потребителях (здания). Для подземных трубопроводов сезонная разница в теплотерях, в общем-то, незначительна. Это особенно актуально для северных климатических зон (страны Скандинавского полуострова, север США, Канада – страны, в которых системы холодоснабжения District Cooling наиболее распространены), где разница между температурой хладоносителя и температурой грунта невелика. Поэтому подземные трубопроводы, как правило, не особенно актуальны. Исключением являются страны с теплым климатом, где температура грунта значительно выше.

При разработке алгоритма изменения уставок чиллеров, входящих в состав хладоцентра, необходимо учитывать и то, что значение требуемой хладопроизводительности также зависит от относительной влажности окружающего воздуха (температуры воздуха по мокрому термометру). Это особенно

важно для регионов с влажным климатом, где количество холода, расходуемого на осушение воздуха (скрытую теплоту), может быть больше, чем требуемая явная холодопроизводительность системы. Таким образом, в некоторых случаях даже при понижении температуры окружающего воздуха температура подаваемого хладоносителя должна быть достаточно низкой для решения задач по осушению воздуха. Другим ограничивающим фактором, препятствующим завышению температуры подаваемого хладоносителя, является гарантированное максимальное значение температуры охлажденной воды, поставляемой потребителю, которое обычно оговаривается в контракте между владельцем системы ЦХ и владельцем здания. В особых случаях в договоре прописывается запрет на изменение температуры хладоносителя (даже в холодный период года). Это в значительной степени ограничивает возможность применения адаптивных алгоритмов изменения уставок у централизованных хладоцентров при работе в условиях частичных нагрузок, что приводит к снижению энергоэффективности системы в целом.

**ПОДКЛЮЧЕНИЕ ИНДИВИДУАЛЬНЫХ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ЗДАНИЯ К СЦХ, ИНДИВИДУАЛЬНЫЕ ПУНКТЫ ХОЛОДОСНАБЖЕНИЯ (ИПХ)**

Комплекс устройств, предназначенных для подключения системы кондиционирования

во времени. В данном случае добиться стабильного поддержания требуемой температуры подаваемой охлажденной воды можно, контролируя разницу между температурой хладоносителя в обратном трубопроводе и значением уставки.

ИПХ может быть спроектирован для подключения к магистральной сети ЦСХ как напрямую, так и, например, через промежуточные теплообменники, гидравлические стрелки, распределительные коллекторы и проч.

При разработке проекта СЦХ необходимо рассматривать все элементы схемы в комплексе (например, каким образом ИПХ будет интегрирован с СЦХ) для достижения наилучших показателей системы как с точки зрения энергоэффективности, так и экономической целесообразности. Это делается для оптимизации издержек и уверенности в том, что все элементы соответствуют расчетным параметрам системы (температурные режимы, давление и т. п.)

Успешное внедрение СЦХ в значительной степени зависит от способности системы работать при высоких разностях темпе-

Рис. 1. Система трубопроводов СЦХ

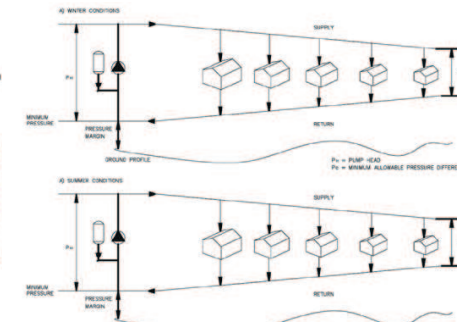
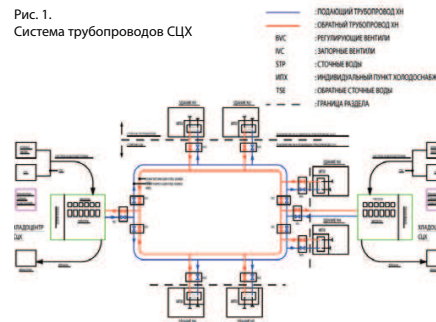


Рис. 2. Система распределения хладоносителя

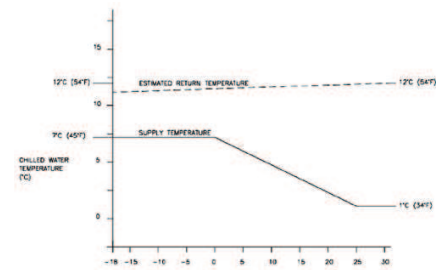


Рис. 3. Зависимость температуры хладоносителя в первичном контуре от температуры наружного воздуха



Рис. 4. Схема подключения системы кондиционирования здания к СЦХ

ратур (ΔT) подаваемого и обратного хладоносителя. Существенные первоначальные капитальные затраты на строительство СЦХ связаны в основном с прокладкой трубопроводов магистрали центральной сети и эксплуатационными ограничениями (значениями рабочих давлений и температур хладоносителя в системе), что требует тщательного расчета и подбора всех элементов индивидуальной системы кон-

диционирования здания к СЦХ через промежуточные теплообменники (ТО). При подключении напрямую хладоноситель подается из сети СЦХ по трубопроводам здания непосредственно в терминалы-потребители (охлаждающие теплообменники центральных кондиционеров, фанкойлы, охлаждающие балки). На рис. 4 изображена принципиальная схема подключения системы кондиционирования здания к СЦХ через промежуточные теплообменники (ТО).

жуточные теплообменники. При подключении напрямую хладоноситель подается из сети СЦХ по трубопроводам здания непосредственно в терминалы-потребители (охлаждающие теплообменники центральных кондиционеров, фанкойлы, охлаждающие балки). На рис. 4 изображена принципиальная схема подключения системы кондиционирования здания к СЦХ через промежуточные теплообменники (ТО).

диционирования здания, подключенных к ЦХ, в каждом конкретном случае, будь то новое или уже существующее здание. Решающее значение имеет способность ЦХ работать с магистральями холодообеспечения с рационально подобранными и рассчитанными диаметрами трубопроводов и насосами соответствующих типоразмеров, с тем чтобы свести к минимуму потребляемую мощность. Как правило, наиболее экономически целесообразно проектировать ЦХ для высоких значений  $\Delta T$ , поскольку это дает возможность использовать трубы меньшего диаметра. Однако следует сравнить данную экономию с более высокими затратами на применение оборудования у потребителей, которое должно быть рас-

Расчетное значение  $\Delta T$  системы контролируется/поддерживается ИПХ, а не хладагентом ЦХ. Чтобы оптимизировать  $\Delta T$  системы, расход хладагента в первичном контуре будет переменным, причем благодаря этому достигается существенная экономия электроэнергии, потребляемой насосами ЦХ, оснащенными электроприводами переменной частоты. Для того чтобы обеспечить высокое значение  $\Delta T$  при частичной нагрузке, расход в контуре потребителей тоже должен быть переменным.

Все отклонения от расчетного значения  $\Delta T$  могут иметь серьезные последствия для эффективности и работоспособности системы. К сожалению, «синдром низкой

никами позволяет оперировать различными значениями температуры и давления, поэтому конструктивная гибкость данной системы выше.

#### ПАРОКОМПРЕССИОННЫЕ ЧИЛЛЕРЫ

В системах централизованного охлаждения наиболее широко распространены чиллеры на базе винтовых и центробежных компрессоров. К сожалению, как было упомянуто ранее, во многих из выпускаемых и до сих пор эксплуатируемых чиллерах используют экологически небезопасные хладагенты. Причем для некоторых из них уже установлен предельный срок окончания эксплуатации (например, для хладагента R22 это 2015 г.). Следует отметить, что в случае с ЦХ речь идет о холодопроизводительности в десятки мегаватт и тоннах хладагента, заправленного в чиллеры хладагентом. В связи с этим наиболее остро встает вопрос об энергоэффективности и экологической безопасности применяемых холодильных машин. Компания Carrier на протяжении долгого времени активно работает над улучшением экологической чистоты своих технологий. Холодильные машины Carrier серии 19XR Evergreen на базе герметичных центробежных компрессоров являются высокопроизводительными, износостойкими, работающими на хладагенте HFC-134a, который не воздействует на озоновый слой и не планируется к запрету. Выбор Carrier в пользу хладагента HFC-134a, не воздействующего на озоновый слой, позволяет нашим заказчикам пользоваться безопасным и экологически чистым оборудованием без ущерба для энергоэффективности. Диапазон холодопроизводительности данной серии чиллеров лежит в интервале от 700 кВт до 10,5 МВт. Чиллеры Carrier Evergreen™ позволяют достигать высочайшей производительности в реальных рабочих условиях без вредного воздействия на окружающую среду.

Официально подтверждено, что чиллеры Carrier Evergreen имеют самый низкий коэффициент утечки хладагента среди аналогичного оборудования. Кроме того, конструкция чиллера позволяет хранить весь объем хладагента внутри установки и свести к минимуму риск его утечки во время сервисных работ.

Конструкция чиллера позволяет работать под избыточным давлением. Одноступенчатый герметичный компрессор, которым оборудованы центробежные холодильные машины, обеспечивает самую высокую надежность в своем классе.



Чиллер Carrier 19XR на базе центробежного компрессора. Холодопроизводительность 700 – 5300 кВт

считано на работу с высокой температурой в обратном трубопроводе первичного контура хладагента.

Контроль значения  $\Delta T$  становится особенно важным для ЦХ, поскольку они работают со значительно меньшей разницей температур хладагента в подающем и обратном трубопроводах, чем в случае с горячей водой систем центрального отопления (которые обычно имеют дело с  $\Delta T \geq 40^\circ\text{C}$ ). Минимальная температура хладагента в подающем трубопроводе ЦХ на базе льдоаккумуляторов равна приблизительно  $+1^\circ\text{C}$ . В случае применения стандартных схем температура хладагента, как правило, ограничивается минимальным значением в  $+4^\circ\text{C}$ . Соответственно, температура хладагента в обратном трубопроводе, на основе опыта эксплуатации ЦХ в Северной Америке, в лучшем случае будет равна  $+12^\circ\text{C}$  при пиковой нагрузке. Таким образом, максимальная  $\Delta T$  системы составляет всего  $11^\circ\text{C}$  при пиковых нагрузках для систем на базе льдоаккумуляторов и  $8^\circ\text{C}$  для традиционных схем производства холода.

$\Delta T$  наблюдается в большинстве действующих ЦХ.

Возвращаясь к вопросу об эксплуатационных параметрах системы, можно отметить, что большинство ЦХ в Северной Америке, которые производят охлажденную воду для систем кондиционирования воздуха, рассчитаны на рабочее давление 1030 кПа и температуру хладагента в диапазоне от  $+1^\circ\text{C}$  до  $+4^\circ\text{C}$ .

#### ХЛАДОЦЕНТР. ПРОИЗВОДСТВО ХОЛОДА. ИСТОЧНИК ХОЛОДА

Источник холода (ИХ) может быть подключен к системе распределения хладагента (магистральям холодообеспечения) напрямую либо через промежуточные теплообменники. В первом случае система в Северной Америке, в лучшем случае будет равна  $+12^\circ\text{C}$  при пиковой нагрузке. Таким образом, максимальная  $\Delta T$  системы составляет всего  $11^\circ\text{C}$  при пиковых нагрузках для систем на базе льдоаккумуляторов и  $8^\circ\text{C}$  для традиционных схем производства холода.

Теплообменники и предохранительные клапаны, установленные на всех чиллерах Carrier Evergreen, рассчитаны и изготовлены по стандарту ASME, что гарантирует их безопасность. Электрический двигатель компрессора охлаждается фреоном, что обеспечивает стабильный температурный режим и, следовательно, долговременный срок службы оборудования. Герметичная конструкция обеспечивает отсутствие утечек хладагента и масла. Используемый экологически чистый хладагент, высочайшая производительность и эффективная система управления делают чиллеры Carrier идеальным решением для ЦХ.

Около двух лет назад на заводах Carrier была запущена в серию линейка из 27 моделей водоохлаждаемых винтовых холодильных машин 30XW AquaForce производительностью от 400 до 1800 кВт. В настоящий момент они являются лидерами по показателям энергетической эффективности и надежности в классе холодильных машин на базе винтовых компрессоров. Конструкция водоохлаждаемых чиллеров 30XW позволяет удовлетворить как текущие, так и будущие требования по энергоэффективности и гибкости применения. Новый двухроторный винтовой компрессор, оборудованный высокоэффективным двигателем и вентиляем регулирования производительности, позволяет обеспечить точное соответствие между холодопроизводительностью и нагрузкой. Для повышения эффективности теплообмена применены кожухотрубные испарители и конденсаторы затыленного типа. Электронный терморегулирующий вентиль (EXV) позволяет работать при пониженном давлении конденсации и максимально эффективно использовать теплообменную поверхность испарителя. Чиллеры 30XW оснащены автоадаптивной системой управления Pro-Dialog. Испарители и конденсаторы чиллеров – затыленные, кожухотрубного типа, позволяющие производить очистку механическими средствами.

Для удовлетворения всех требований по защите окружающей среды и экономичности чиллеры 30XW производятся двух классов эффективности – стандартной и высокой.

Чиллеры 30XW – стандартной эффективности – обеспечивают оптимальный баланс технических и экономических характеристик при превосходной энергоэффективности. Чиллеры 30XW-P – высокой эффективности – обеспечивают небывалую до настоящего времени энергоэффективность, позволяющую удовлетворять самые жесткие требования владельцев зданий, кото-

рые стремятся уменьшить эксплуатационные расходы до возможного минимума.

Низкотемпературная версия обеспечивает успешную работу чиллера 30XW AquaForce при температуре хладагента на выходе из испарителя до  $-12^\circ\text{C}$ . Это один из наиболее востребованных вариантов в ЦХ, производящих ледяную воду и жидкий лед.

Чиллеры этой серии обладают превосходной эксплуатационной экономичностью, энергоэффективностью при полной и неполной нагрузках, существенно превосходящих среднее значение по отрасли. Они имеют энергоэффективность класса «А» по классификации Еврент, а холодильный коэффициент (EER) достигает значения 6,15 кВт/кВт (30XW-P). Европейский сезонный

хладагента абсолютно надежны. Все компоненты компрессоров легкодоступны для ремонта на месте эксплуатации, благодаря чему время простоя сводится к возможному минимуму. Чиллеры оснащены двумя независимыми контурами циркуляции холодильного агента (при производительности от 1000 кВт и выше). В случае выхода из строя одного контура происходит автоматическое переключение на второй, что обеспечивает сохранение частичного охлаждения при возникновении самых неблагоприятных обстоятельств.

Испаритель имеет электронное безлепестковое реле протока. Алгоритм управления предотвращает чрезмерное заклинивание компрессора (патент компании Carrier) и запускает его автоматически



Прокладка магистральной сети трубопроводов ЦХ

показатель энергоэффективности (ESEER) у них достигает значения 8,0 (серия 30XW-P). Для повышения холодопроизводительности экономайзера с электронным терморегулирующим вентиляем.

В чиллерах используется озонобезопасный холодильный агент R-134a из группы HFC (азеотропная смесь холодильных агентов). Для проведения технического обслуживания предусмотрены отсечный вентиль на всасывающей и нагнетательной линиях компрессоров.

Винтовые компрессоры промышленного типа с подшипниками, содержащими опорные ролики увеличенного размера, с охлаждением двигателя всасываемыми парами

разгрузки при возникновении недопустимо высокого давления конденсации.

Компания Carrier постоянно сотрудничает со специализированными лабораториями и использует методы математического моделирования изделия (вычисление конструктивных параметров методом испытаний с моделированием реальных условий, имеющих место при транспортировке, с последующими испытаниями на устойчивость (в соответствии со стандартом на проведение испытаний военного оборудования). ■

Окончание следует



AIR CONDITIONING & HEATING INTERNATIONAL  
Lusinovskaya, 36, 113093, MOSCOW, RUSSIA  
Tel.: +7 (495) 937-42-41, Fax: +7 (495) 937-18-90  
E-mail: ahi@ahi-carrier.ru

is capable of carrying substantial sized vents, up to 4.2m high and weighing up to 350kg, and has been used to improve effect on this construction.

#### CASE STUDY THREE - OFFICES - FOLEY STREET, LONDON ARCHITECT:

Nicholas Burwell Architects

#### CLIENT:

Great Portland Estates Plc.

#### SYSTEM COMPANY:

Lynn & Jones Shop Fitters

Faithdean Plc.

#### BRIEF:

To create a spacious and well ventilated work environment in the centre of the city.

#### DETAILS:

46 Foley Street houses 20,000 square feet of newly refurbished, modern office space in the heart of the capital. This Grade A urban workspace includes 2 passenger lifts, unisex WC's on each floor, recessed lighting and bicycle storage.

The large oak frame windows allow plenty of natural light into the building and the use of Securistyle's parallel hinge system provides maximum balanced natural ventilation in a safe and secure environment.

The parallel vents are around 2.2m tall x 0.7m wide. The windows on the rear elevation are around 2m tall x 1m wide. All open with a two handed operation using handles mounted on either side of the oak vent.

The balanced air exchange provided by a parallel window, set at a clear opening of only 40mm, is equivalent to a conventional top or bottom hung window opened to, in excess of, 100mm. (Source: Building Research Establishment). Nicholas Burwell have chosen a sustainable alternative ventilation package which works well for both the occupants and for the building's owners.

In conclusion, one size won't fit all. Every building and its environment is unique and presents its own challenges.

There is a long list of variable design requirements which need to be taken into consideration at the start of the process. The functions within the building, the site constraints, the prevailing wind and weather, the ventilation strategy, the acoustics, what parts of the building can use a mixed or hybrid mode of ventilation, how the building performs in heating mode, cooling mode, at different times of the year in different climatic conditions to name but a few.

The façade designers, engineers, and manufacturers will continue to face challenges which will need innovative solutions. They will need in their tool boxes a range of options from the very simple, the tried and tested to the very latest sophisticated computerized modeling programs.

To produce highly technical buildings for the twenty first century using modern materials which are economic and sustainable requires a high level of professional expertise and team work. The challenge is that

the structure should not just appear breath taking but the building should also function on every level. ■

#### CONDITIONING

### Carrier Solutions for District Cooling Systems

(p. 104)

TEXT BY MICHAEL TEREKHOV, CAND. OF TECH. SCIENCES, KEY APPRAISAL ENGINEER AT AHI CARRIER MOSCOW

**The thermal energy required for heating and cooling purposes is produced by systems that require the combustion of fossil fuels. Foes associated with thermal energy production, include among others, oxides of sulphur, nitrogen and carbon. Such emissions contribute both locally and globally, to the background level concentrations that result from all the air emission sources, and together result in negative environmental impacts such as global warming, acid rain and poor local air quality. In addition, chilled or cooling water production systems, in most applications to date use electrically driven compressor chilled water production systems that require refrigerants such as chlorofluorocarbons (CFCs). These chemicals are thought to be the primary contributor to ozone layer depletion in the upper atmosphere.**

With heating and/or cooling systems, much electric power is required to operate fans, pumps, cooling system compressors, and in some cases, heating coils. Such power is typically generated by hydro, nuclear, fossil fuel fired power generating plants, or a combination of all three. In the case of the fossil fuel fired power plants, the combustion process results in harmful emissions and impacts as described previously. In the case of nuclear power plants, disposal of radioactive wastes and releases of radioactive material to the air and water systems during process upsets are a major source of concern. Even hydro-electric power plants are being identified as possible sources of pollution problems, and negative environmental impacts, that result from the loss of agricultural, wildlife habitat, and forest lands and flooding and impacts that result from the build-up of the concentration of mercury in the environment upstream of hydro dams. Thermal power generation plants (nuclear

and fossil fuel fired) also discharge large quantities of waste heat to the environment (via air and/or water) from the steam turbine condensing system portion of the plant.

With the above, it is apparent that heating and cooling systems that minimize the quantity of fuel and electrical power required to meet the users needs will result in reduced negative impacts on the environment. It should be noted that the combustion process and CFC refrigerant based thermal energy systems represent the most prevalent systems used throughout the industrial world, from the household level up to major power production plants. While DHC plants are not immune to the production of pollution causing emissions, the nature of operation of these plants is such that significant reductions in the pollutants emitted can be realized, compared to the other widely utilized alternatives.

District cooling is the most sustainable solution. A district cooling system can offer significant benefits to property/building owners, the municipality, and society at large. That's because the refrigerant (chilled water) for conditioning systems is supplied directly, whilst the building is free of its own cooling centre and attendant infrastructure. A district cooling system allows the building owner to eliminate on-site chiller operation and maintenance. By doing this, the building owner no longer needs to purchase utilities. For future buildings that are constructed or existing structures under restoration, especially multifunctional, the overall capital costs are reduced, when the cost of the chiller room is eliminated; or the space allocated to the building chiller may be converted to revenue generating space. The structures look more attractive, because, for example, there's no longer need for erection of cooling towers on roofs or within stylobates. Maintenance and staff costs also decrease.

The developers enjoy the benefits of less extensive power utility network. Chill production for conditioning system is paid by the owner of district cooling system, as well as construction works and routine maintenance. There's no need to pay for upgrading of energy transfer station, if more cooling efficiency is required. Overall, the reliability provided by a properly designed and constructed district cooling system is greater than most buildings can achieve individually.

District cooling is a system in which chilled water is distributed in pipes from a central cooling plant to buildings for space cooling and process cooling. A district cooling system contains three major elements: the cooling source, a distribution system (piping and collectors), and customer installations (fan coils, cooling heat exchangers of central conditioners, cooling beams etc.), which also referred to as energy transfer stations (ETS). These elements are depicted in Figure 1.

District cooling systems can be subdivided into three groups based

on supply temperatures:

- Conventional chilled water temperatures: 1: 4°C (39°F) to 7°C (45°F)
- Ice water systems: +1°C (34°F)
- Ice slurry systems: -1°C (30°F)

This report focuses on the conventional and ice water based chilled water systems, which are generally designed for a maximum pressure of 1030 kPa (150 psig). A brief general discussion on ice slurry system technology is also included.

#### COLD SUPPLY

Chilled water is typically generated at the district cooling plant by compressor driven chillers, absorption chillers or other sources like ambient cooling or "free cooling" from deep lakes, rivers, aquifers or oceans.

#### COOLING NETWORK

District chilled water is distributed from the cooling source(s) to the customers through isolation circuit of supply pipes and is returned after extracting heat from the building's secondary chilled water systems. These circuits are usually isolated by plate-type heat exchangers installed at individual cooling stations.

Buildings distribute the chilled water by creating a pressure differential (DP) between the supply and return lines. Figure 2 illustrates the pressures in a simplified distribution system with a single plant configuration, using variable speed pumps, during winter (Figure 2) and summer conditions (Figure 2). The pump head (PH) is selected to overcome the flow resistance in the supply and return lines plus the pressure differential in the customer installation or energy transfer station at the critical node of the system (PC). For a system with a single cooling source, the critical node is normally at the end of the system. For systems with multiple plants, the system critical node typically varies depending on the operating mode and season. One or multiple control valves, sized for a large flow operating range responsive to the variations in the demand for cooling in the building, governs the amount of water that flows through each building ETS.

District cooling systems typically vary the chilled water supply temperature based on the outside ambient temperature. This temperature reset strategy will allow an increase in the chilled water supply temperature as the system cooling demand decreases, thus increasing the chiller plant efficiencies and reducing the distribution energy losses/gains. Seasonal heat gains/losses in buried chilled water distribution systems are generally small. This is due to the normally small temperature gradients between the chilled water in the pipes and the surrounding soil, particularly prevalent in northern climate zones (i.e. Canada and northern US or Scandinavia). Hence, buried district cooling piping systems are generally un-insulated, except for systems located in warmer climate zones where much higher ground temperatures are typically experienced.

It should also be noted that some caution should be taken in regards to the supply temperature reset strategy since the cooling demand is, to a great extent, also a function of the relative humidity (or wet bulb temperature). This is particularly important to keep in mind in humid climate zones where the cooling load associated with dehumidification (or latent load) could be higher than the sensible cooling load. Thus, the chilled water temperature needs to be supplied at a sufficiently low temperature to achieve the desired dehumidification of the supply air, even at lower outside ambient dry bulb temperature conditions. Another limiting factor for the potential for chilled water temperature reset is the guaranteed maximum customer supply temperature, which is typically stipulated in the contract between the energy supplier and customer. In extreme cases, the contract is written without an allowance for any reset of the customer supply temperature (even in the middle of winter), which greatly restricts the potential for resetting the district cooling supply during low load conditions, and thus the potential for improved system energy efficiencies.

An example of a district cooling system supply temperature reset curve is shown in Figure 3.

This example reflects an ice-based system with an outdoor design temperature of 31°C (88°F). The curve would look different for non-ice based systems and for other climatic conditions. As per this curve, the chilled water is supplied at 1°C (34°F) when the outside ambient temperature is 25°C (77°F) or higher. The supply temperature is gradually reset up to 7°C (45°F) for outside temperatures between 25°C (77°F) and 0°C (32°F) and maintained at 7°C (45°F) for outside temperatures below 0°C (32°F). Some district cooling systems would allow as high as 10°C (50°F) supply temperature during low load conditions. It is also common in some systems to control off the customer return temperature (primary or secondary side of the heat exchangers) to ensure that the desired (i.e. limit temperature outlined in the contract with the district cooling utility) is achieved at all load conditions. Some caution should be exercised with this type of control strategy due to the long response time (i.e. the water has to circulate through the whole system before the new return temperature is recorded by the return water temperature sensor). The most stable control is achieved by resetting the supply temperature based on the return temperature deviation from the return temperature limit.

#### CUSTOMER INTERFACE OR ENERGY TRANSFER STATION

The interface between the district cooling system and the building cooling system is commonly referred to as the Energy Transfer Station (ETS)

in North America. In some countries, different terminology is used, for example, consumer substation. For this report, the building interface will be referred to as the ETS. The ETS consists of isolation and control valves, controllers, measurement instruments, energy meter and crossover bridge, i.e. hydraulic decoupler and/or heat exchangers (Figure 4) shows an example of a typical ETS for indirect connection with two heat exchangers in parallel).

The ETS could be designed for direct or indirect connection to the district cooling distribution system. With direct connection, the district cooling water is distributed within the building directly to terminal equipment such as air handling and fan coil units, induction units, etc. An indirect connection utilizes one or multiple heat exchangers between the district system and the building system. Figure 4 shows an example of a basic building system schematic for an indirect connection.

When planning/designing a district cooling system, it is imperative that all elements of the system, for example, the cooling source, the distribution system and energy transfer stations are integrated with the optimized system performance and economics in mind. This is done to minimize costs and to ensure that the design of all elements is consistent with the system design parameters (temperatures, pressures, etc).

The successful implementation of district heating and cooling systems depends greatly on the ability of the system to obtain high temperature differentials ( $\Delta T$ 's) between the supply and return water. The significant installation costs associated with a central distribution piping system, and the physical operating limitations (i.e., pressures and temperatures) of district energy systems, require careful scrutiny of the design options available for new and existing buildings HVAC systems connected to a district energy system. It is crucial to ensure that the central district energy system can operate with reasonable size distribution piping and pumps to minimize the pumping energy requirements. Generally, it is most cost-effective to design for a high  $\Delta T$  in the district cooling system because this allows for smaller pipe sizes in the distribution system. These savings, however, must be weighted against higher building conversion costs, which may result from a requirement for a high primary return temperature.

Control of the  $\Delta T$ 's becomes particularly critical for district cooling systems since they operate with significantly lower  $\Delta T$ 's than hot water based district heating systems (which typically operate with design  $\Delta T$ 's  $\geq 40^\circ\text{C}$ ). The minimum supply temperature for a system utilizing (ice-based) thermal storage and ice chillers is approximately 1°C (34°F). Without the ice, for example, centrifugal water

chillers only, the supply temperature is typically limited to 4°C (39°F). The corresponding return temperature, based on the experience from North American district cooling systems, is at best 12°C (54°F) at peak operating conditions. The maximum system  $\Delta T$  is thereby only 11°C (20°F) at peak conditions for ice based systems and 8°C (15°F) for conventional chiller based systems.

The system design  $\Delta T$  is controlled at the customer's ETS, not at the plant. In order to optimize the system  $\Delta T$ , the flow from the plant will vary. Varying the flow also saves pump energy for the district cooling system, especially with a variable speed pumping configuration. Variable flow operation is also required in the customer HVAC system in order to maintain high  $\Delta T$ 's at partial load conditions.

Any deviation from the design  $\Delta T$  could have significant efficiency and operational implications.

The low " $\Delta T$  syndrome" encountered in almost every "real world" central chilled water system is further discussed in Section 5 of this report.

The majority of district cooling systems in North America, providing chilled water for mainly air conditioning needs, are designed for a maximum pressure of 1030 kPa (150 psig) and a supply temperature between 10°C (34°F) and 4°C (39°F).

#### COOLING SOURCES

The cooling source can be either directly connected to the distribution system or indirectly connected through heat exchangers(s). The direct system is limited to use where water is the distribution medium and where the water quality and pressure requirements are the same for the cooling source and the distribution system. Indirect connection allows the cooling source and distribution system to be operated as separate systems with different temperatures and pressures, allowing more design flexibility for both systems.

#### VAPOUR-COMPRESSION CHILLERS

Vapour-compression chillers can be driven by electricity, turbines or reciprocating engines. The electric driven (centrifugal or screw compressor) chillers are the most common in central chilled water applications. The mechanical chillers would utilize R22, R-134a, R-123 or ammonia (in positive displacement machines). Both R22 and R134a have a relatively high global warming potential, and may be phased out in the future. At this time, only R22 has a time limit set for its use (~2015). No time limit is yet in place for R134a.

It should be noted that refrigerating capacity of district cooling system employing tons of refrigerant is dozens of megawatts. In connection with this the most crucial points are energy-effectiveness and ecological safety of refrigerators. The Carrier keeps on upgrading its environment-friendly technologies. The high performance 19XR Evergreen

chiller with the airtight centrifugal compressor are high performance and durable devices using ozone-friendly coolant HFC-134a. Such an option provides our clients with safe and sustainable retrofitting characterized by high energy efficiency. Its refrigerating capacity range is 700-10.5 mW. Carrier Evergreen™ chillers offer the highest efficiency in real operating conditions avoiding harmful ecological impact.

Airtight construction guarantees the minimum leakage of HFC-134a ozone-friendly coolant in comparison with similar equipment. Furthermore, the design enables storing all refrigerant load inside the installation and providing leak-proof maintenance. The chiller remains operable under excess pressure conditions. Its single-stage airtight compressor ensures the highest reliability rate among similar products.

Heat exchangers and safety valves of Carrier Evergreen meet the ASME safety standard. The electric drive of compressor is Freon-cooled, which ensures stability of cooling guaranteeing thus its durability. Environment-friendly refrigerant, the highest productivity and effective control system make the Carrier chillers an ideal solution for district cooling systems.

About two years Carrier launched manufacturing a new product line of 27 models of water-cooled screw-rotor refrigerators 30XW AquaForce with 400-1800 kW output. These are the leading installations in terms of energy effectiveness and reliability. The water-cooled chillers 30XW allow to satisfy both current prospective requirements on energy effectiveness, operational flexibility being relatively small in terms of overall dimensions. The design is based on two-rotor screw compressors with efficiency control valve. The Pro-Dialog control system is operated with a dashboard. The flooded heat exchangers enable mechanical cleaning.

To meet energy-saving and green requirements the AquaForce chillers are produced in two modifications in terms of energy-effectiveness – premium and standard.

The 30XW chillers (standard rate of efficiency) ensure optimum balance of technical and cost-saving characteristics with excellent energy-effectiveness. The 30XW-P (premium) ensures unprecedented energy-effectiveness, which makes it possible to satisfy the most stringent requirements of real estate owners, who are craving to decrease operating costs as much as possible.

The low-temperature version ensures operability of 30XW AquaForce at -12°C temperature of coolant coming out from the vaporizer. This is the most demanded ice-based district cooling option generating ice slurry.

The chillers of this series possess excellent operational efficiency, energy-effectiveness at full and partial loads, which substantially

exceed average value throughout the industry. Eurovent classification refers these products to Class A of energy-effectiveness, whilst the refrigeratory coefficient (EER) reaches the value of 6.15 kW/kW (30XW-P). The European Seasonal Energy Efficiency Ratio (ESEER) when they reach the value of 8.0 kW/kW (30XW-P). The new double-rotor screw compressor, equipped with highly effective drive and regulation valve, makes it possible to equalize refrigerating capacity and cooling load. To increase effectiveness the heat exchange is equipped with multitube submerged vaporizer and capacitor. Electronic decompression valve allows operating with reduced condensation pressure increasing thus effectiveness of heat exchanger's surface performance. Better refrigerating capacity (30XW-P) is ensured by the system consisting of economizer with the electronic decompression valve. Chillers are filled with R-134a refrigerant from the HFC group (azetropne mixture of coolants). Safe circulation of the coolant is ensured by airtight circuit free of capillary tubes and expanded connections, which makes it fairly leak-proof. The pressure and temperature sensors may be checked without letting out of the coolant. Easy maintenance is supported by cutoff gate within the delivery line and the service gate in the coolant circuit.

The bearing-based screw compressors of industrial type containing larger supporting rollers, cooled drive and steam condensation are absolutely reliable. All components of compressors are easily accessible for repairing on-site, which reduces idling. Chillers are equipped with two independent coolant circuits (1000 kW and higher output). If any of them fails, the second is enabled automatically, which ensures partial cooling irrespective of occurring issues.

The vaporizer features electronic vanless flow relay, which is fine tuned automatically in depending on standard size of cooler and coolant type. The control algorithm prevents excessive buzz of compressor (Carrier's proprietary technology) and enables its automatic unloading, if inadmissible condensation pressure occurs. This product line was tested the way, which appears to be unprecedented throughout the industry.

Carrier collaborates with the specialized laboratories all the time using along with it mathematical simulation of end product (calculation of design parameters by the method of finite elements) while designing critical structural elements. The company also conducts test sessions using shake machine simulating the actual transportation conditions, which are followed by fatigue tests (according to the standards for military equipment testing). ■

To be continued

## VERTICAL TRANSPORT Faster and More Comfortable KONE Alta Elevators for High- rises

(p. 110)  
INFORMATION PROVIDED  
BY KONE

**On the earth of high elevations and permanent travelling, which are the reality of contemporary city, it is impossible to manage without special equipment, such as elevators, escalators, travelators. It is the reason that urges the owners of high-rises to be so careful selecting the hoisting technologies, because it is the key factor of operational efficiency of a building in whole. In order to satisfy the most exacting demands, the specialists of Finnish company KONE - one of the leaders of global hoisting gear industry - created and keep on updating the premium class KONE Alta elevators designed to provide vertical transport for visitors of hi-end business centres.**

Geeks know that the elevator operating in tall building, must feature a series of characteristics many times exceeding the requirements for low-rise hoists. First of all, it must be maximally reliable and safe, since if the elevator is unavailable, there's no life in any tall structure, in contrast to low-rises, which, at least theoretically, could manage without hoisting gears.

The second requirement for the high-altitude elevators is high lifting speed in combination with smooth and comfortable acceleration. Today, no one can stand climbing up to the upper levels lasting more than a couple of minutes - life and business are getting faster, and the building claiming to be an effective marketplace should meet these challenges.

Besides high travelling rate the high-rise elevator should be maximally precise in terms of hoisting mechanism's operation, because at such high speeds and distances even the least errors in its control would be well perceptible. Moreover, in the Class A business centres, as well as in other contemporary facilities, it is inadmissible if elevator would miss its stop point - the tolerance must not exceed a couple of millimeters!

All this, and also many other perfections are implemented in the KONE Alta. This design is a fruit of long-standing innovation searches launched in 1996 with invention of unique direct

drive KONE EcoDisk system, which is the core of KONE Alta elevators. Thanks to the KONE EcoDisk, the KONE Alta reaching 17 m/s while climbing up to 500 meters with design hoisting capacity of 2000 kg consumes by 35% less electric power than other direct-drive elevators! KONE engineers achieved these outstanding in many respects after opening of special scientific research center in some 330 m deep exhausted mine in the suburbs of Tutuuri town located not far from Helsinki. In contrast to the ground-based constructions this facility is free of natural vibrations, so the specialists are able now to adjust all driving mechanisms of premium elevators accurately the most.

Another advantage of the KONE Alta is its convenience and comfort. The elevator is travelling through the compact shaft, whilst special KONE SilentCar makes the motion almost noiseless notwithstanding the rates of climb. Elevator can be equipped with two-story cab providing increased capacity and optimizing the route of travelling. By the way, it uses the algorithms, similar to synaptic connections, governed by in-built computer. As it is usual for the high-rise buildings, the KONE Alta elevators can operate in groups routing several passenger flows at a time. Even so the smart routing of each elevator considers traffic conditions, location and motion of the other cars.

Many are fascinated with the fact that installation of the KONE Alta is far cheaper than the systems of competitors. It has become possible, because KONE engineers developed scaffolding-free installation technology. Moreover, the elevator can be equipped with temporary engine shop to be moved upward as the shaft is being erected. This allows to employ the KONE Alta platform both for delivering construction components and as additional hoist for various installation works. The modular arrangement of shaft and hoists is designed the way that all components can be delivered upward by the elevator itself, which accelerates work production and reduces installation costs.

Let us note in conclusion that the KONE Alta elevators are supported with valid authorized after-sales service, and the client has the right to select the service options himself. However, the most important thing that the KONE Care service is able to maintain operability of the elevators, guaranteeing that visitors of premium business centres would be offered with trouble-free high-speed vertical transport. ■

## SAFETY Assessment of Fire Resistance Overview of international code requirements on structural fire loads

(p. 112)  
TEXT BY DR. LEO RAZDOLSKY, LR  
STRUCTURAL ENGINEERING INC.,

## PROFESSOR AT NORTHWESTERN UNIVERSITY, EVANSTON, IL., USA (Conclusion. Beginning in the Issue 3, 2010)

Fire Adjacent to Wall - With or Without Ceiling Effects

The thermal boundary condition for a flat vertical structural element surface adjacent the fire shall be determined as follows:

a) The boundary condition heat flux is  $120 \text{ kW/m}^2$

b) The fire duration shall be determined from equation:

$$\tau = \frac{M(\Delta H_c)}{A_f \dot{q}''} \quad (48)$$

Where:

$\tau$  is the fire duration (s)

$M$  is the mass of combustible material available for combustion (kg)

$A_f$  is the burning surface area of the fuel package ( $\text{m}^2$ ).

$\dot{q}''$  is the heat release rate per unit surface area of the fuel package material ( $\text{kW/m}^2$ )

Fire Adjacent to Corner - With or Without Ceiling Effects

The maximum flame height shall be determined from equation:

$$F_h = H + 0.03 D_{eff} \left( \frac{\dot{q}'' A_f}{D_{eff}^2} \right)^{1/2} \quad (49)$$

Where:

$F_h$  is the maximum flame height above the reference point (m)

$H$  is the fuel package height (m)

$D_{eff}$  is the effective fire diameter determined from Equation (1) (m)

$\dot{q}''$  is the heat release rate per unit surface area of the fuel package material ( $\text{kW/m}^2$ )

$A_f$  is the burning surface area of the fuel package ( $\text{m}^2$ ).

a) If  $F_h > 1.02D$ , then the heat flux shall be  $120 \text{ kW/m}^2$  and the fire duration shall be calculated from equation:

$$\tau = \frac{M(\Delta H_c)}{(T_{eff} - H)^2 D_{eff}^2} \quad (50)$$

Where:

$\tau$  is the fire duration (s)

$M$  is the mass of combustible material available for combustion (kg)

$\Delta H_c$  is the effective heat of combustion (kJ/kg)

$TH$  is the height of the exposed object or surface for which the boundary condition is computed (m)

$H$  is the fuel package height (m)

$D_{eff}$  is the effective fire diameter (m)

b) If  $TH > F_h > 0.5TH$ , then the heat flux shall be  $20 \text{ kW/m}^2$  and the fire duration shall be calculated from equation:

$$\tau = \frac{M(\Delta H_c)}{(0.5TH - H)^2 D_{eff}^2} \quad (51)$$

Where:

$\tau$  is the fire duration (s)

$M$  is the mass of combustible material available for combustion (kg)

$\Delta H_c$  is the effective heat of combustion (kJ/kg)

$TH$  is the height of the exposed object or surface for which the boundary condition is computed (m)

$H$  is the fuel package height (m)

$D_{eff}$  is the effective fire diameter (m)

c) If  $F_h < 0.5TH$ , then the thermal boundary condition cannot be determined using the methodologies presented in 6.5.4 from [23].

Localized Fires - BSEN1991-1-2 (2002) Approach

BSEN1991-1-2 provides the simple approach for determining the thermal action of localized fires in Annex C. Depending on the height of the fire flame relative to the ceiling of the compartment, a localized fire can be defined as either a small fire or a big flame. For a small fire, a design formula has been given to calculate the temperature in the plume at heights along the vertical flame axis. For a big fire, some simple steps have been developed to give the heat flux received by the fire exposed surfaces at the level of the ceiling.

In a localized fire as shown in Figure 1, the highest temperature is at the vertical flame axis. The temperature decreases sharply above the flames as an increasing amount of ambient air is entrained into the plume. BSEN1991-1-2 provides a design formula to calculate the temperature in the plume of a small localized fire. The maximum flame height  $F_h$  of the fire is given by formula as follows:

$$F_h = -1.02D + 0.0148Q^{2/5} \quad (52)$$

Where:

$D$  is the diameter of the fire [m];

$Q$  is the rate of heat release of the fire [W].

If the fire does not impinge on the compartment ceiling when  $F_h < H$ , the temperature  $T(z)$  in the plume along the symmetric vertical flame axis is given by the formula:

$$T(z) = 20 + 0.25Q^{2/3} (z - z_0)^{-5/3} \leq 900 \quad (53)$$

Where:

$z_0 = -1.02D + 5.24(10^{-3})Q^{2/5} \quad (54)$

Where:

$Q$  is the convective part of the rate of heat release [W], with  $Q_c = 0.8 Q$  by default;

$z$  is the height along the flame axis [m];

$z_0$  is the virtual origin of the axis [m].

The virtual origin  $z_0$  depends on the diameter of the fire  $D$  and the rate of heat release  $Q$ . This empirical equation has been derived from experimental data. The value of  $z_0$  may be negative and located beneath the fuel source, indicating that the area of the fuel source is large compared to the energy being released over that area (see Figure 16). For fire sources where the fuel releases high energy over a small area,  $z_0$  may be positive and located above the fuel source.

When a localized fire becomes large enough with  $L_f \geq H$  (see Figure 17), the fire flame will impinge on the ceiling of the compartment. The ceiling surface will cause the flame to turn and move horizontally beneath the ceiling. Figure 1 shows a schematic diagram of a localized fire impacting on the ceiling with the ceiling jet flowing beneath an unconfined ceiling. As the ceiling jet moves horizontally outward, it loses heat to the cooler ambient air being

entrained into the flow, as well as the heat transfer to the ceiling. Generally, the maximum temperature occurs relatively close to the ceiling.

BSEN1991-1-2 only provides design formulae to determine the heat flux received by the surface area at the ceiling level, but not for calculating the ceiling jet temperatures. The simple approaches for determining the ceiling jet temperatures will be briefly discussed later.

Considering a localized fire impacting the ceiling of the compartment as shown in Figure 1 ( $L_f \geq H$ ), the horizontal flame length  $L_h$  is given by the following formula:

$$L_h = (2.9H(Q_{eff}^{0.33}) - H) \quad (55)$$

Where:

$L_h$  is the horizontal flame length as given by Eq.(4) [m];

$H$  is the distance between the fire source and the ceiling [m];

$Q_{eff}^*$  is a non-dimensional rate of heat release

$Q$  is the rate of heat release of the fire [W].

The heat flux  $\dot{h}$  [ $\text{W/m}^2$ ] received by the fire exposed unit surface area at the ceiling level at the distance " $r$ " from the flame axis is given by formula:

$$\dot{h} = \begin{cases} 100,000 & \text{for } r < 0.3 \\ (136,300 \text{ to } 121,000) & \text{for } 0.3 < r < 1.0 \\ 15,000 & \text{for } r > 1.0 \end{cases} \quad (56)$$

Where:

$r$  is the horizontal distance from the vertical flame axis to the point along the ceiling where the thermal flux is calculated [m];

$z'$  is the vertical position of the virtual heat source as given by Eq.(58) [m];

$D$  is the diameter of the fire [m];

The virtual position  $z'$  of the virtual heat source  $z'$  is given by

$$z' = \begin{cases} 2.4D(Q_{eff}^{2/3} - Q_{eff}^{2/3}) & \text{for } Q_{eff}^* < 1.0 \\ 2.4D(1.0 - Q_{eff}^{2/3}) & \text{for } Q_{eff}^* \geq 1.0 \end{cases} \quad (58)$$

With:

$$Q_{eff}^* = \frac{Q}{1.1 \times 10^6 \cdot D^{2/3}} \quad (59)$$

The net heat flux  $\dot{h}_{net}$  received by the fire exposed unit surface at the level of the ceiling is given by formula:

$$\dot{h}_{net} = \dot{h} - \alpha_c (T_{ceiling} - 20) - \Phi_{e,ceiling} \sigma (T_{ceiling} + 273)^4 - (293)^4 \quad (60)$$

Where:

$\alpha_c$  is the coefficient of heat transfer by convection as given in Table [W/ $\text{m}^2\text{K}$ ];

$\Phi_{e,ceiling}$  is the emissivity of the fire;

$E_m$  is the surface emissivity of the member;

$\Phi$  is the configuration factor;

$T_m$  is the surface temperature of the member [°C].

$\sigma$  is the Stephan Boltzmann constant ( $= 5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$ );

$\dot{h}$  is the heat flux received by the fire exposed unit surface area at the level of the ceiling as given by Eq.(56).

The following empirical equations are based on experimental data collected for fuels such as wood and plastic pallets, cardboard boxes, plastic products in cardboard boxes,

and liquids with heat release rates ranging from 668 kW to 98 MW under ceiling heights from 4.6 to 15.5 m. The maximum temperature  $T$  [°C] of a ceiling jet is given by:

$$T - T_{ceiling} = \begin{cases} \frac{16.9 Q_{eff}^{2/3}}{H^{1/2}} & \text{for } H \leq 0.18 \\ \frac{5.38(Q_{eff}^{2/3})^{0.4}}{H} & \text{for } H > 0.18 \end{cases} \quad (61)$$

## DISCUSSIONS AND RECOMMENDATIONS

All approaches in major Standards (Eurocode, SFPE Standard and Lie's formulas) are quite different, therefore the results are also not identical. It is even hard to compare them and choose the most conservative one for number of reasons:

1. All the results (temperature-time relationships) are not presented in dimensionless forms and different sets of parameters have been used for different approaches. For example, Lie's investigation takes into consideration only two construction types of a compartment (made out of light and heavy materials); SFPE recommends the type of temperature-time function very different from Eurocode and Lie (see Fig 18).

2. It's a common argument (see for example SFPE Standard) that the main goal of a parametric method is to provide the maximum gas temperature and the duration of a fire (but not the curve itself). In this case it is possible to compare the different results of different approaches. However one can argue that the total released energy (the area under the temperature-time curve up to the maximum temperature) is also very important for structural engineering analyses (possible impact or dynamic action on a structural system).

3. The fully developed fire (the most important case in structural analyses and design) is defined as a stage of fire that follows after the flashover point (the maximum of the heat release rate, HRR: the second derivative of a temperature-time function is zero). However, since the temperature-time functions in all studies are not presented by dimensionless variables and parameters, one can't differentiate and analyze functions (28), (32) for example.

4. Any structural design load such as wind or seismic load has a very important component: structural system response. For example, it is almost impossible to choose a priority what is the most critical fire scenario: higher maximum temperature with the shorter duration or smaller maximum temperature with larger duration of fire? The answer to this question is dependant on a particular structural system reaction. The high values of HRR could have bigger effect on a long span structures and tall buildings than on a short span structural elements and mid-rise buildings. Unfortunately the parametric methods do not include any structural response

coefficients (they have thermal response coefficients: for example thermal inertia).

5. The results of parametric methods should be presented in a simple form that can be used by a Structural Engineer on a day-by-day basis. They should be also coordinated with proper structural design load combination system (dead load, live load, wind load etc.)

## REFERENCES:

1. ECSC, ARBED S.A. *Natural Fire Safety Concept*, Luxembourg 2001
2. ASCE 7-05. *ASCE Standard. Minimum Design Loads for Buildings and Other Structures*. ASCE, N.Y., N.Y., 2005
3. Buchanan, Andrew H., *Structural Design for Fire Safety*, John Wiley & Sons Ltd., 2001, p. 91.
4. CEN; EN 1991-1-2. *Actions on Structures, Part 1-2: Actions on structures exposed to fire*, CEN Central Secretariat, Brussels, 2002
5. Kawagoe, Kunio, & Sekine, Takashi, *Estimation of Fire Temperature-Time Curve in Rooms*, Building Research Institute, Ministry of Construction, Japanese Government June 1963.
6. BSI (1987), *Fire Tests on Building Materials and Structures, BS 476 (Parts 1 to 23)*, U.K.: British Standards Institution.
7. BSI (1990), "Structural Steelwork for Use in Building" - Part 8: Code of Practice for Fire Design, BS 5950-8, U.K.: British Standards Institution.
8. SFPE (2004), *Engineering Guide: Fire Exposures to Structural Elements*, Bethesda, Md.: Society of Fire Protection Engineers.
9. Magnusson, S.E., and S. Thelandersson (1970), *Temperature-Time Curves of Complete Process of Fire Development: Theoretical Study of Wood Fuel Fires in Enclosed Spaces*, Acta Polytechnica Scandinavica, Civil Engineering and Building Construction Series 65.
10. NIST GCR 07-910 "Fire Resistance Test for Performance Based Fire Design of Buildings". Final Report, June 2007.
11. NIST Special Publication 1018-5. *Fire Dynamics Simulator (Version 5) Technical Reference Guide*. Volume 1: Mathematical Model
12. V. Babrauskas: "Temperatures in Flames and Fires" *Fire Science and Technology Inc., Written 28 April 1997; revised 25 February 2006. Copyright © 1997, 2006.*
13. Lawrence C. Evans, L.C., "An Introduction to Mathematical Optimal Control Theory", Version 0.2 Department of Mathematics University of California, Berkeley, CA, 1983
14. Frank-Kamenetskii, D.A., 1969. *Diffusion and Heat Transfer in Chemical Kinetics*. Plenum Press, New York.
15. Ingberg, S. H. Tests of the Severity of Building Fires. *National Fire Protection Assoc., Quincy, MA, NFPA Quarterly, Vol. 22, No. 1, 43-61, July, 1928.*