

Факты о прохождении потока воздуха через перфорированные двери

Кейт Стикли (Keith Stickley)

Источник информации: www.rittal-corp.com

Оглавление

Краткое содержание	Страница 3
Введение	Страница 3
Оценка потока воздуха, необходимого для отвода тепла	Страница 4
Влияние перфорированных дверей на циркуляцию воздуха	Страница 5
Данные Ассоциации Производителей Промышленных Перфораторов	Страница 5
Расчет перепада давления.....	Страница 7
Экспериментальное тестирование	Страница 8
Выводы	Страница 9
Ссылки	Страница 9
Об авторе	Страница 9
Приложения	Страница 10

Краткое содержание

Этот экспертный обзор исследует факты об эффективности перфорированных дверей в плане процентного соотношения площади перфорированных отверстий и пропускаемых потоков воздуха. Используя данные Ассоциации Производителей Промышленных Перфораторов, расчета тепловых потоков и внутреннего тестирования в Rittal будет показано, что большая площадь перфорированных отверстий в дверях серверных монтажных шкафов по существу не создает лучшей циркуляции воздуха, и что 63 % перфорации более чем достаточно для циркуляции воздуха, обеспечивая при этом прочность, целостность и безопасность монтажного шкафа.

Введение

Так как тепловыделение в ЦОД (центры обработки данных) непрерывно растет, обслуживающему персоналу ничего не остается, как пытаться максимально улучшить теплоотвод в существующих помещениях. Поскольку большинство информационных центров работает с внешним оборудованием для охлаждения воздуха, ограничения этой структуры быстро становятся самым узким местом при возрастающей плотности установки компонентов.

Для решения этих проблем используется много новых продуктов и технологий, включая системы зонирования потоков воздуха (холодные и горячие зоны), перфорированные плитки настила пола (фальшпол), усовершенствованные лотки для прокладки кабеля, и т.д. Все они разработаны, чтобы улучшить циркуляцию воздуха, разделение потоков холодного и горячего воздуха, увеличить возможности теплоотвода, и двигаться к достижению двух критических задач – энергосбережению и экономии денег. Эти улучшения действительно могут произвести эффект, однако, один момент все еще является предметом полемики — это перфорированные двери, установленные на серверных монтажных шкафах, или точнее, циркуляция потока воздуха через эти двери и любые ограничения, непосредственно связанные с площадью поверхности перфорации. Были большие дебаты по проценту перфорации, требуемому для максимального прохождения воздуха через дверь. Существует мнение, что “чем больше, тем лучше” и рекомендуются двери с более чем 80%-ой перфорацией поверхности. С первого взгляда это кажется имеющим смысл: больше поверхность отверстий = больше поток воздуха = больше отвод тепла. Очевидная цель - удаление горячего воздуха от задней стенки шкафа, что непосредственно связано с количеством холодного воздуха, поступающего через переднюю дверь.

Так является ли более перфорированная поверхность лучшей? Этот обзор использует открытую информацию от Ассоциации Производителей Промышленных Перфораторов, расчетную оценку перепада давления и результаты непосредственного измерения потоков воздуха, чтобы решить вопрос влияния процента перфорации дверей на воздушный поток.

Оценка потока воздуха, необходимого для отвода тепла

Мы начинаем с оценки потока (объемного расхода) воздуха, требуемого при различных тепловых нагрузках. Результаты показаны в Таблице 1, приведенной ниже, которая показывает необходимый поток воздуха для отвода определенного количества тепла из монтажного шкафа. Тепловая нагрузка дана в киловаттах (кВт), а поток воздуха в кубических футах* в минуту (куб. фут/мин).

Таблица 1

Тепловая нагрузка (кВт)	Входящий поток воздуха (куб. фут/мин)
20	2500
16	2000
12	1500
8	1000
4	500

Вышеприведенная оценка – это поток воздуха на входе в систему, который требуется для отвода тепла, чтобы поддерживать необходимую рабочую температуру системы. Так как плотность воздуха уменьшается с ростом температуры, то поток воздуха на выходе несколько увеличивается. Эти расчеты также показаны в Приложении 1, и результаты приводятся в Таблице 2 ниже. Тепловая нагрузка задана в киловаттах (кВт), а поток воздуха в кубических футах в минуту (куб. фут/мин).

Таблица 2

Теплоемкость (кВт)	Поток воздуха на выходе (куб. фут/мин)
20	2630
16	2100
12	1580
8	1050
4	530

*Фут - мера длины в Британской системе измерений, 1 фут равняется 0,3048 метра

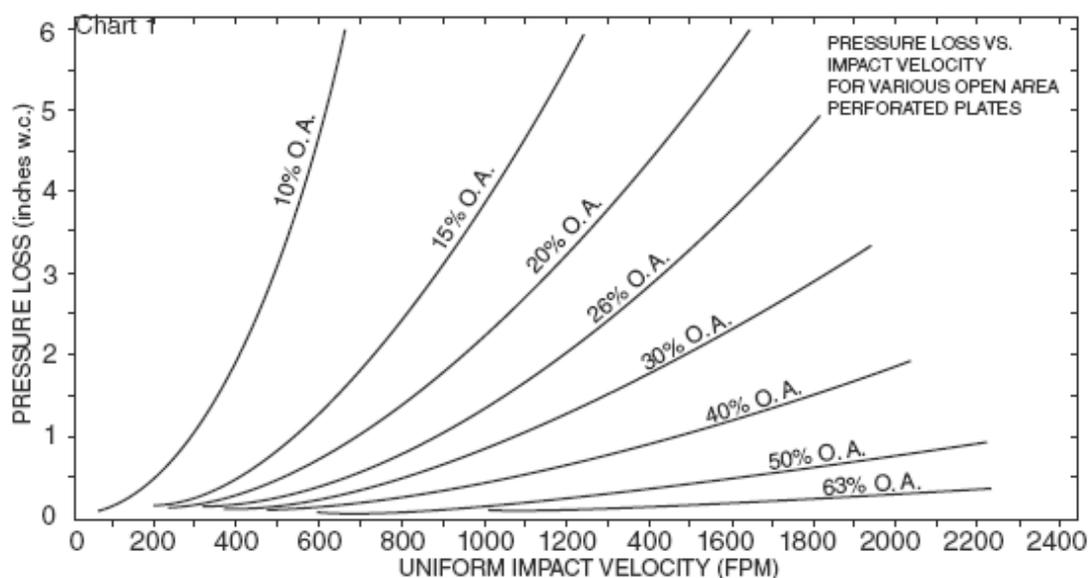
Влияние перфорированных дверей на поток воздуха

Здесь мы исследуем вопрос, насколько перфорированные двери препятствуют прохождению воздуха. Установка дверей в шкаф улучшает внешний вид и безопасность, но создает понятное препятствие для прохождения потока охлаждающего воздуха. Мы исследуем фактическую величину препятствия 3-мя способами: через опубликованные данные Ассоциации Производителей Промышленных Перфораторов, через оценки расчета отвода тепла и через экспериментальное тестирование.

Данные Ассоциации Производителей Промышленных Перфораторов

Далее следует график, опубликованный в «Справочнике Проектировщика, Заказчика и Покупателя по Перфорированным Металлам», Ассоциация Производителей Промышленных Перфораторов (IPA), 1993. Этот график предоставляет информацию о перепаде или падении давления при прохождении потока воздуха через перфорированную металлическую стенку (давление дано в дюймах** водяного столба) в зависимости от нормальной к поверхности скорости воздушного потока (в футах в минуту fpm) при различном проценте перфорации тонких металлических пластин. Нет никаких специфических особенностей для типа, размера, или распределения отверстий. Единица измерения давления - дюймы водяного столба - часто используется, когда измеряемое давление низко. Чтобы проиллюстрировать это, если мы преобразуем 32 фунта на квадратный дюйм (PSI) (типичное давление для автомобильной шины) к дюймам водяного столба, мы получим 882.6 дюйма водяного столба - давление, которое намного выше, чем то, что показано в графике Ассоциации Производителей Промышленных Перфораторов (IPA).

График 1



**дюйм - мера длины в Британской системе измерений, 1 дюйм равняется 1/12 фута или 2,54 см

Изучая График 1, приведенный выше, можно увидеть значительное снижение падения давления с увеличением процента перфорации. Кроме того, нет данных по падению давления для процента перфорации свыше 63 %, но, как можно увидеть, при 63%-ой перфорации падение давления весьма мало при низких скоростях и возрастает до приблизительно 1/2 дюйма водяного столба выше 2200 футов в минуту. 1/2 дюйма водяного столба преобразовывается в .018 фунта на квадратный дюйм (PSI), это очень низкий перепад давления. Можно также отметить, что форма некоторых кривых близка к параболической.

Чтобы использовать этот график, мы должны вычислить скорость потока воздуха через наши перфорированные двери. Так как наш стандартный процент перфорации составляет 64.3 %, то кривая 63%-ой перфорации должна дать нам пессимистичную оценку падения давления.

С целью вычисления скорости потока и перепада давления на перфорированных дверях были выбраны 2 типа размеров стоек: серверная стойка Rittal TS 42U шириной 600 мм и серверная стойка Rittal PS 52U также шириной 600 мм. Детализация дается в Приложении 2. Результаты показаны в Таблицах 3 и 4, приведенных ниже. Тепловая нагрузка задана в киловаттах (кВт), и скорость прохождения воздуха в футах в минуту (фут/мин, fpm).

Таблица 3 - Rittal TS 42Ux600mm

Тепловая нагрузка (кВт)	Скорость входящего воздуха (фут/мин, fpm)	Скорость исходящего воздуха (фут/мин, fpm)
20	454	597
16	362	476
12	273	361
8	181	236
4	92,4	120

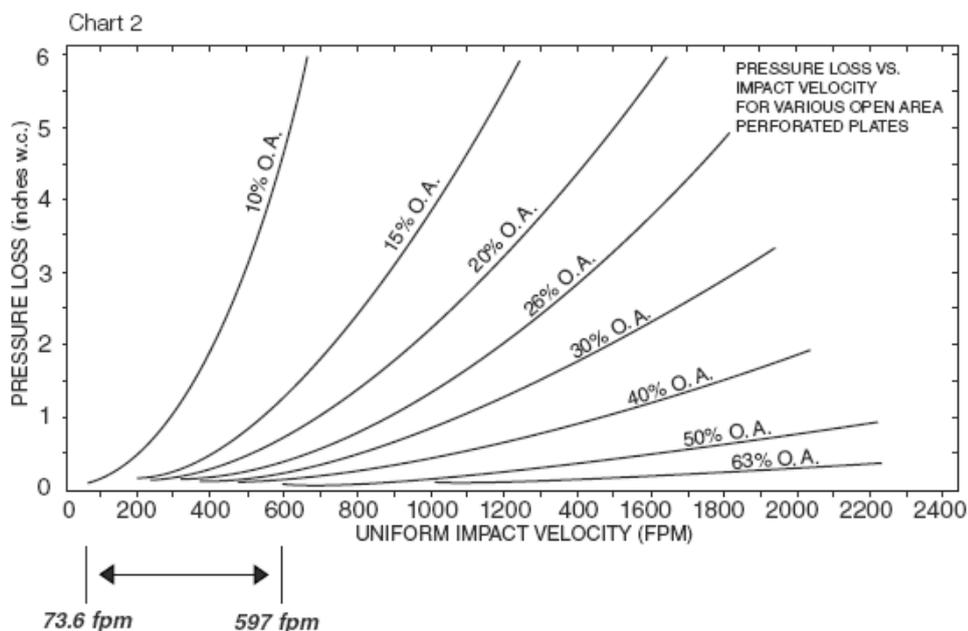
Таблица 4 - Rittal PS 52Ux600mm

Тепловая нагрузка (кВт)	Скорость входящего воздуха (фут/мин, fpm)	Скорость исходящего воздуха (фут/мин, fpm)
20	362	587
16	288	468
12	218	355
8	144	232
4	73,6	118

Сразу видно, что скорость исходящего потока воздуха выше, чем скорость входящего потока воздуха из-за того, что площадь перфорации на задних дверях меньше, а температура воздуха выше. Это могло бы создать заметно большее падение давления на задней стенке. Диапазон скоростей воздушных

потоков, выделенный **жирным курсивом** в Таблицах 3 и 4, был добавлен в График 1, чтобы составить График 2. Скорости, показанные на Графике 2, настолько низки, что не могут даже располагаться рядом с данными, отображенными на графике для металла с 63%-ой перфорацией. Падение давления очень незначительно, его даже нельзя измерить без использования микроманометра.

График 2



Расчеты перепадов давления

Оценки перепада или падения давления на циркуляцию были рассчитаны для исходящего потока воздуха. Подробности вычислений даны в Приложении 3. Результаты показаны в Таблицах 5 и 6, приведенных ниже. Тепловая нагрузка выражена в киловаттах (кВт), скорость потока воздуха в футах в минуту (фут/мин, fpm) и падение давления в дюймах водного столба (inches w.c.).

Расчет верхней и нижней границы перепада давления показан и объяснен в Приложении 3.

Таблица 5 - Rittal TS 42Ux600mm

Тепловая нагрузка (кВт)	Скорость исходящего потока (фут/мин)	Верхняя граница перепада давления (inches w.c.)	Нижняя граница перепада давления (inches w.c.)
20	587	.055	.026
16	468	.035	.017
12	355	.020	.0095
8	232	.0088	.0041
4	118	.0023	.0011

Таблица 6 - Rittal PS 52Ux600mm

Тепловая нагрузка (кВт)	Скорость исходящего потока (фут/мин, fpm)	Верхняя граница перепада давления (inches w.c.)	Нижняя граница перепада давления (inches w.c.)
20	597	.054	.025
16	476	.034	.016
12	361	.019	.0093
8	236	.0085	.0039
4	120	.0022	.0010

Расчетные величины чрезвычайно малы и сопоставимы с опубликованными данными Ассоциации Производителей Промышленных Перфораторов (IPA). Если учитывать, что обычные крыльчатые вентиляторы, используемые для циркуляции воздуха в оборудовании, создают перепад давления приблизительно .2-.4 дюймов водного столба, снижение давления получается приблизительно на 1/8 или меньше от возможности вентиляторов, что незначительно, по сравнению с падением давления на других элементах охлаждаемой системе.

Экспериментальное тестирование

Последний метод, задействованный, чтобы оценить уменьшение циркуляции воздуха из-за препятствия, созданного перфорированными дверями, заключался в установке измерительного оборудования для непосредственного измерения скорости потока воздуха, создаваемого вентилятором, путем измерения потока воздуха (с использованием обычного переносного флюгерного анемометра) с нагревом воздуха и без, а также с открытой и закрытой задней перфорированной двустворчатой дверью шкафа.

Подробности объяснены и показаны в Приложении 4. Результаты показаны в Таблицах 7 и 8, приведенных ниже.

Таблица 7

Тепловая нагрузка (кВт)	Задние перфорированные створки открыты/закрыты	Поток воздуха (куб. фут/мин, cfm)
0	Закрыты	544
0	Открыты	552
0	Закрыты	559
0	Открыты	562

Таблица 8

Тепловая нагрузка (кВт)	Задние перфорированные створки открыты/закрыты	Поток воздуха (куб. фут/мин, cfm)
3.08	Закрыты	560
3.08	Открыты	563
3.01	Закрыты	563
3.01	Открыты	561

Выводы

Результаты этих исследований показывают, что если и есть эффект уменьшения потока воздуха из-за уменьшения процента перфорации дверей на серверной стойке, создающий сопротивление воздушному потоку, то этот эффект очень маленький.

В то время как полученные результаты могут казаться парадоксальными по отношению к тому, что можно было бы ожидать, высокий процент перфорации и большая доля области перфорации в совокупности с относительно небольшим потоком воздуха и, соответственно, низкими скоростями движения, создают пренебрежимо малое сопротивление потоку. Надо признать, что эти результаты были получены в предположение о равномерном распределении потока по поверхности. Локальные эффекты могут иметь место, но чтобы оказывать значимое воздействие, локальные скорости должны будут быть в 3 или 4 раза больше чем имеющиеся максимальные скорости на сегодняшний день.

Что является более существенным для охлаждения, так это подача достаточного для охлаждения объема воздуха в самой серверной комнате, приток которого (необходимой температуры) обеспечивается кондиционерами, к каждому серверному шкафу, и уменьшение стратификации потоков холодного воздуха в серверной комнате со стороны приточных отверстий.

Основываясь на данных тестирования, содержащихся в этом экспертном обзоре, становится, очевидно, что процент перфорации дверей выше 63-64% не добавляет никаких преимуществ в отношении циркуляции воздуха или эффективности охлаждения.

Ссылки

www.engineeringtoolbox.com/air-properties-d_156.html

www.engineeringtoolbox.com/orifice-nozzle-venturi-d_590.html

Об Авторе

Кейт Стикли (Keith Stickley) занимает должность Менеджера Проектирования Конструкций и работает в Rittal с 2006 года. Кейт имеет степени Бакалавра и Магистра Наук по Проектированию Государственного Университета Огайо. Его исключительные знания в циркуляции потоков воздуха и перфорированных материалах приобретены из опыта проектирования машинных установок, полученного при его прошлой работе.

Источник информации: www.rittal-corp.com

Appendix 1

Since sensible heat is transferred as a result of the mass flow rate of the air we can use this heat transfer equation and manipulate it to estimate the air volumes required:

$$q = mC_p\Delta T \quad \text{eqn1}$$

where:

q=sensible heat transfer rate, kW

m=air mass flow rate, kg/sec

C_p =specific heat of air at constant pressure, kJ/kg °K

T=temperature differential between cold and hot sides, °K

The following equation can be used to represent the mass flow rate:

$$m = \rho Q \quad \text{eqn2}$$

where:

ρ =air density, kg/m³

Q=volumetric airflow rate, m³/sec

Substituting eqn 2 into eqn1 and solving for Q we get eqn3:

$$Q = q / \rho C_p \Delta T \quad \text{eqn3}$$

If we make assumptions for the heat transfer rate, the temperature differential and the temperature distribution of the room air, we can estimate by calculation the volumetric airflow rate required.

For estimation purposes we will assume supply air (air in) at a temperature of $T_{in}=21^\circ\text{C}$ (70°F) and the exhaust air (air out) at $T_{out}=35^\circ\text{C}$ (95°F). We also assume that the air temperature is uniform across the height and width of any cabinet.

Since $1^\circ\text{C}=1^\circ\text{K}$, $\Delta T=(35-21)=14^\circ\text{K}$

Air density at 20°C , $\rho=1.205 \text{ kg/m}^3$; at 40°C , $\rho=1.127 \text{ kg/m}^3$

Specific heat at 20°C , $C_p=1.005 \text{ kJ/kg}=1005 \text{ watt-sec/kg } ^\circ\text{K}$

Substituting values and converting kW to watts:

$$Q = q * 1000 / 1.205 * 1005 * 14 = .059 * q \quad \text{eqn4}$$

Setting up a table for heat transfer rate and volumetric airflow rate we estimate the following airflow rates needed using eqn4. A column has been added converting metric to the more familiar English unit of cfm or cubic feet per minute or ft³/min.

Table A1 - 1

q (kW)	Q _{in} (m ³ /sec)	Q _{in} (cfm)
20	1.18	2500
16	.94	2000
12	.71	1500
8	.47	1000
4	.24	500

This volumetric airflow estimate is of the entering supply air required to transfer the heat load. Because the heat load is actually transferred due to the air mass flow rate and the air density decreases as it is warmed the exhaust volumetric airflow rate is actually increased slightly. This volumetric increase is proportional to the ratio of the absolute temperatures of the exiting and entering air:

$$Q_{out} = Q_{in} (T_{out} / T_{in}) = Q_{in} * (35 + 273) / (21 + 273) = Q_{in} * 308 / 294 = 1.05 Q_{in} \quad \text{eqn5}$$

Hence we can create a table to represent exhaust volumetric airflow rate using eqn5.

Table A1 - 2

q (kW)	Q _{in} (m ³ /sec)	Q _{in} (cfm)
20	1.24	2630
16	.99	2100
12	.75	1580
8	.49	1050
4	.25	530

Appendix 2

To calculate air velocity we use the following equation:

$$Q = V A_{open} \quad \text{eqn6}$$

where:

Q= volumetric airflow rate, m³/sec

V=air velocity, m/sec

A_{open}=open area of the door, m²

Solving for V gives us:

$$V = Q / A_{open} \quad \text{eqn7}$$

We also need to calculate the open area of the doors via the following equation:

$$A_{open} = A_{perf} * \% \text{ open area} \quad \text{eqn8}$$

where:

A_{perf}=perforated area of the door, m²

% open area=64.3%

Setting up tables we can calculate open area and air velocity using perforated areas for the rack doors and the volumetric airflows from Tables A1-1 and A1-2 above. For the full front doors the intake volumetric airflow from Table A1-1 is used and for the split rear doors the exhaust volumetric airflow is used from Table A1-2. The airflow through the split rear doors is assumed uniform and combined for the 2 perforated door areas. A column has also been added converting metric to the more familiar English unit of feet per minute (fpm or feet/minute or ft/min).

Table A2 - 3

42U x 600mm Wide	A_{perf} (m ²)	A_{open} (m ²)
Full front door	.796	.511
Split rear doors	.636	.409

Table A2 - 4

52U x 600mm Wide	A_{perf} (m ²)	A_{open} (m ²)
Full front door	.999	.642
Split rear doors	.647	.416

Table A2 - 5 TS 42U x 600mm Wide

q (kW)	V_{in} (m/sec)	V_{in} (fpm)	V_{out} (m/sec)	V_{out} (fpm)
20	2.31	454	3.03	597
16	1.84	362	2.42	476
12	1.39	273	1.83	361
8	.920	181	1.20	236
4	.470	92.4	.611	120

Table A2 - 6 PS 52U x 600mm Wide

q (kW)	V_{in} (m/sec)	V_{in} (fpm)	V_{out} (m/sec)	V_{out} (fpm)
20	1.84	362	2.98	587
16	1.46	288	2.38	468
12	1.11	218	1.80	355
8	.732	144	1.18	232
4	.374	73.6	.600	118

Appendix 3

To calculate the magnitude of the pressure drop or restriction to airflow the doors are modeled as a flat plate orifice using the following equation:

$$Q=C_d A(2\Delta p/\rho)^{.5} \quad \text{eqn9}$$

where:

Q=volumetric airflow rate, m³/sec

C_d =discharge coefficient

A=open area, m²
 Δp =pressure drop, Pa
 ρ =air density, kg/m³

If we recognize $V=Q/A$ then we can rewrite eqn9 as:

$$\Delta p = (\rho/2)(V/C_d)^2 \quad \text{eqn10}$$

The form of this equation supports the data from the IPA shown in Chart 1, that the pressure drop to air velocity relationship is parabolic.

One unknown factor is the discharge coefficient, C_d , for what is a large number of flat plate orifices in parallel. Published data suggests a discharge coefficient of .59 to .64 for a single flat plate orifice. We can estimate the discharge coefficient using the published data from IPA for the 63% open area perforated metal. From Chart 2 it appears that there is a .3" water column (74.5 Pa) pressure drop at a velocity of 2000 fpm (10.2 m/sec).

If we solve for C_d :

$$C_d = V(\rho/2 p_i)^{.5} = 10.2 * (1.127/2 * 74.5)^{.5} = .89 \quad \text{eqn11}$$

If we use .89 as the discharge coefficient and we calculate the pressure drop at 1600 fpm (8.13 m/sec) we get .19" water column. If you check Chart 2 that would be approximately the predicted pressure drop with the 63% open area perforated metal. The discharge coefficients of .61 and .89 will be used to provide a high/low pressure drop estimate.

We can thus create tables of the predicted pressure drops. We will use both cabinets and look at the exhaust air only. Pressure drops are shown in pascals (Pa). Also include are pressure drop in inches of water column (inches w.c.):

$$\Delta p = 1.127/2(V/C_d)^2 = .564 * (V/C_d)^2 \quad \text{eqn12}$$

Table A3 - 7 TS 42U x 600mm Wide

q (kW)	V _{out} (m/sec)	V _{out} (fpm)	$\Delta p_{.61}$ (Pa)	$\Delta p_{.61}$ (inches w.c.)	$\Delta p_{.89}$ (Pa)	$\Delta p_{.89}$ (inches w.c.)
20	3.03	597	13.9	.055	6.54	.026
16	2.42	476	8.88	.035	4.17	.017
12	1.83	361	5.08	.020	2.38	.0095
8	1.20	236	2.18	.0088	1.03	.0041
4	.611	120	.565	.0023	.266	.0011

Table A3 - 8 PS 52U x 600mm Wide

q (kW)	V _{out} (m/sec)	V _{out} (fpm)	$\Delta p_{.61}$ (Pa)	$\Delta p_{.61}$ (inches w.c.)	$\Delta p_{.89}$ (Pa)	$\Delta p_{.89}$ (inches w.c.)
20	2.98	587	13.5	.054	6.32	.025
16	2.38	468	8.59	.034	4.03	.016
12	1.80	355	4.91	.019	2.31	.0093
8	1.18	232	2.11	.0085	.991	.0039
4	.600	118	.546	.0022	.256	.0010

Appendix 4

The last method employed to evaluate loss of airflow due to a restriction created by perforated doors was to set up a test apparatus and evaluate airflow loss by measuring fan airflow with rear split doors open and rear split doors closed in the PS 52U x 600mm wide server rack.

To appreciate the difference in airflow open area with the split rear doors open and closed the full airflow open area of a PS 52U x 600 wide server is 1.209 m² when the rear split rear doors are open and the full airflow open area of the rear split doors when the doors are closed is .416 m². This calculates to a 65.6% reduction in airflow open area.

The test apparatus consisted of a 14U duct mounted within a PS 52U x 600mm wide server rack connected to the front and rear doors to isolate the airflow path from the front door through to the rear doors. The main inner duct within which the fans are mounted is a steel duct supported by L shaped depth rails. The outer wall and ducts connecting the main duct to the doors is constructed of corrugated and masking tape. The airflow open areas with split rear doors open and closed are then proportionally 26.9% of the full open areas. Tests were run at the ambient air temperature and at a condition where approximately 3 kW of heat was being added to the air by two 1.5 kW electric heaters. Five 105 cfm fans were employed to move the air through the duct. The air velocity exiting the fans was measured with an Omega model EA3010NL vane type anemometer, which measures in miles per hour (mph) positioned at the same location and in the same sequence on each of the 5 fans. The air velocity was measured with the split doors closed and the split doors open to see if the fan velocity and hence airflow was changed by changing the net open area of the exhaust opening. Access to measure air velocities was made via two openings cut into the side of the corrugated walls. Measurements of the air temperature were taken with a Fluke Model 561 infrared thermometer with a K-type thermocouple input to calculate and verify the amount of heat energy being added to the air. Air temperatures were measured at four locations inside the perforated doors both front and rear and averaged.

Two separate tests were performed—the data is shown below in Tables A4-9 and A4-10.

Table A4-9

Airflow Test

No heat	Split doors closed			Split doors open		
Fan	Air Velocity (mph)			Air Velocity (mph)		
1	15.1	15.3		16.0	15.5	
2	14.8	14.7		15.3	15.2	
3	14.7	14.6		15.0	14.8	
4	15.0	15.2		15.0	14.8	
5	14.9	15.0		15.0	15.0	
						% difference
V_{avg}	14.9	mph	V_{avg}	15.2	mph	1.5
V_{avg}	1314	fpm	V_{avg}	1334	fpm	1.5
Q_{avg}	544	cfm	Q_{avg}	552	cfm	1.5
Heat	Split doors closed			Split doors open		
Fan	Air Velocity (mph)			Air Velocity (mph)		
1	15.0	15.5		15.4	15.8	
2	14.8	15.2		15.2	15.7	
3	15.7	15.5		15.6	15.4	
4	14.9	15.2		15.0	15.4	
5	15.8	16.0		15.4	15.7	
						% difference
V_{avg}	15.4	mph	V_{avg}	15.5	mph	0.7
V_{avg}	1352	fpm	V_{avg}	1360	fpm	0.7
Q_{avg}	560	cfm	Q_{avg}	563	cfm	0.7
Inlet Temperature, °F						
60	60					
60	60	T_{avg}	60	°F		
Outlet Temperature, °F						
76	72					
82	84	T_{avg}	78.5	°F	delta T	18.5 °F

Table A4-10

Airflow Test

No heat	Split doors closed			Split doors open		
Fan	Air Velocity (mph)			Air Velocity (mph)		
1	15.3	15.4		15.6	15.5	
2	15.2	15.1		15.2	15.7	
3	15.5	15.4		15.0	15.3	
4	15.0	15.2		15.1	15.2	
5	15.5	15.7		15.8	15.9	
						% difference
V_{avg}	15.3	mph	V_{avg}	15.4	mph	0.7
V_{avg}	1349	fpm	V_{avg}	1358	fpm	0.7
Q_{avg}	559	cfm	Q_{avg}	562	cfm	0.7

Heat	Split doors closed			Split doors open		
Fan	Air Velocity (mph)			Air Velocity (mph)		
1	15.7	15.5		15.6	15.5	
2	15.5	15.0		15.5	15.4	
3	15.4	15.1		15.7	15.2	
4	15.5	15.3		15.4	15.2	
5	15.8	15.7		15.3	15.3	
						% difference
V_{avg}	15.5	mph	V_{avg}	15.4	mph	-0.3
V_{avg}	1360	fpm	V_{avg}	1356	fpm	-0.3
Q_{avg}	563	cfm	Q_{avg}	561	cfm	-0.3

Inlet Temperature, °F

60	60				
60	60	T_{avg}	60	°F	

Outlet Temperature, °F

78	72				
82	80	T_{avg}	78.0	°F	delta T
					18.0
					°F

Heat added to the air can be estimated by a combination of eqn1 and eqn2 in Appendix 1:

$$q = \rho Q C_p \Delta T \quad \text{eqn 12}$$

where:

Air density at 20°C, $\rho = 1.205 \text{ kg/m}^3$; at 40°C, $\rho = 1.127 \text{ kg/m}^3$

Specific heat at 20°C, $C_p = 1.005 \text{ kJ/kg} = 1005 \text{ watt-sec/kg } ^\circ\text{K}$

Since $1^\circ\text{C} = 1^\circ\text{K}$, $\Delta T = 10.3^\circ\text{C} (18.5^\circ\text{F}) = 10.3^\circ\text{K}$ and $\Delta T = 10.0^\circ\text{C} (18.0^\circ\text{F}) = 10.0^\circ\text{K}$

Test	Q (cfm)	Q (m ³ /sec)	q (kW)
Table A4 - 9	560	.264	3.08
Table A4 - 10	563	.266	3.01