



**HAL**  
open science

## Free-cooling au LPSC

B. Bouterin

► **To cite this version:**

| B. Bouterin. Free-cooling au LPSC. 2011, pp.1-10. in2p3-00820939

**HAL Id: in2p3-00820939**

**<https://hal.in2p3.fr/in2p3-00820939>**

Submitted on 7 May 2013

**HAL** is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

# Free-cooling au LPSC

Bernard Boucherin  
LPSC  
53 rue des Martyrs  
38000 Grenoble  
[boucherin@lpsc.in2p3.fr](mailto:boucherin@lpsc.in2p3.fr)

## 1.1 Contexte

Pour traiter et analyser les quantités de données gigantesques produites par le LHC au Cern la grille de calcul WLCG (Worldwide LHC Computing Grid) a été déployée. Elle rassemble les ressources de près de deux cents sites répartis sur trois continents et organisés hiérarchiquement en fonction de leur capacité. Le LPSC fournit des ressources à WLCG comme centre de niveau 2 ou tier2. Même si la contribution du LPSC au calcul LHC est modeste il a dépassé la taille critique à partir de laquelle la qualité de l'infrastructure est prédominante pour la qualité de la production, en particulier au regard de l'efficacité du système de climatisation.

Dès le début de l'année 2008, afin d'investir dans un système robuste et économique le LPSC a fait le choix du free cooling combinant deux modes : le free cooling à air direct quand la température extérieure est inférieure à 25°C, - le free cooling eau-air utilisant l'eau de la nappe phréatique le reste du temps.

## 1.2 Description de la solution

### *Principe de fonctionnement*

Quand la température extérieure est suffisamment basse pour refroidir les serveurs, température inférieure à 25°C dans notre cas, l'air extérieur est aspiré par une ouverture équipée d'un registre. Il est ensuite filtré puis poussé dans le faux plafond du couloir froid en face avant des machines.

Si nécessaire, quand la température extérieure est supérieure à 25°C dans notre cas, l'air extérieur est refroidi pour le ramener à une température de 25°C par un simple échangeur air-eau avant d'être envoyé dans le couloir froid. En effet pour des raisons historiques : exploitation d'un accélérateur de particules sur le site jusqu'en 1998, le laboratoire dispose d'eau industrielle à 16° pompée dans la nappe phréatique. Cette eau industrielle est utilisée comme source froide sur un simple échangeur air eau. Le système n'utilise pas de compresseur.

L'air soufflé en face arrière des serveurs est directement rejeté à l'extérieur.

Dans le cas où la température est très basse à l'extérieur, inférieure à 13°C dans notre cas, une partie de l'air soufflé par les machines est mélangé à l'air neuf par le biais d'un registre de recyclage pour assurer une température au moins égale à 13°C dans le couloir froid.

L'architecture générale de la solution est décrite dans le synoptique et les photos de la Figure 1.

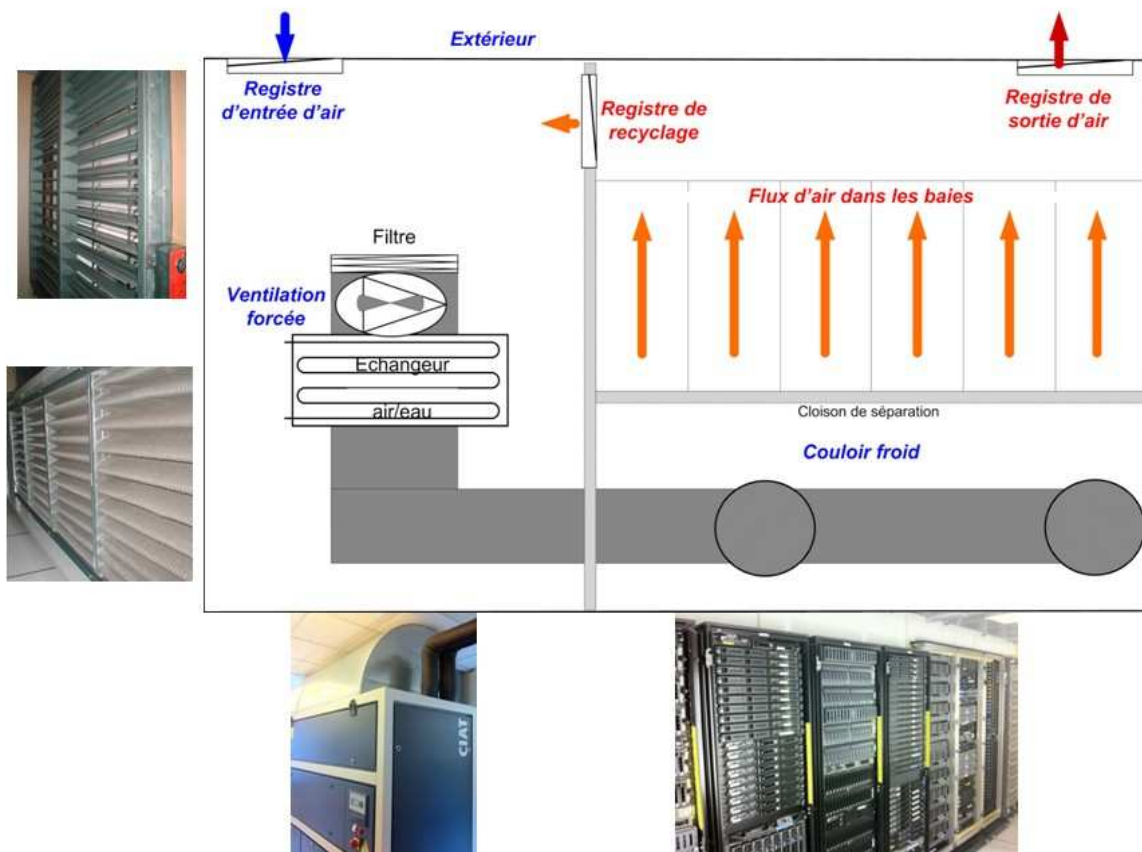


Figure 1 : Schéma général de fonctionnement du free-cooling, photos de gauche à droite : registre d'entrée d'air, système de filtrage, échangeur air-eau et couloir froid.

### Caractéristiques techniques

#### Mode free-cooling à air direct

Puissance évacuée en fonction du débit d'air

$$P (W) = W (J) / t (s)$$

$$W (J) = C_{calAir} (J / g / ^\circ C) \cdot m (g) \cdot D_{eltaTair} (^\circ C)$$

$$m (g) = V_{air} (m^3 / h) \cdot 1,19 \cdot 1000 (g/m^3) / 3600 (s / h) \cdot t (s)$$

$$P = C_{calAir} (J / g / ^\circ C) \cdot V_{air} (m^3 / h) \cdot 1,19 \cdot 1000 (g/m^3) / 3600 (s / h) \cdot D_{eltaTair} (^\circ C)$$

$$P(W) = V_{air} (m^3 / h) \times 0,33 \times D_{eltaTair} (^\circ C)$$

Dans notre cas le delta de température entre face avant et face arrière des machines est de 13°C (moyenne sur 6 mois), la capacité de ventilation est de 23 000 m<sup>3</sup>/h d'air.

La puissance maximum de refroidissement de notre installation en mode free-cooling à air direct est donc de :

**Air direct P = 98 kW**

Il faut noter que la puissance que l'on peut refroidir est proportionnelle au deltaT dans les machines. Au fur et à mesure de l'évolution des technologies des serveurs on remarque que ce deltaT augmente, il est donc probable qu'à l'avenir on puisse aller au-delà de 100kW avec notre installation !

#### **Mode free-cooling eau-air**

Puissance évacuée en fonction du débit d'eau :

$$P = V_{\text{eau}} (\text{m}^3 / \text{h}) \cdot C_{\text{calEau}} (\text{kJ} / \text{l} / ^\circ\text{C}) \cdot 1000 \times 1000 (\text{g} / \text{m}^3) / 3600 \text{s} / \text{h} \cdot D_{\text{eltaTeau}} (^\circ\text{C})$$

$$P(\text{W}) = V_{\text{eau}} (\text{m}^3 / \text{h}) \cdot 1161 \cdot D_{\text{eltaTeau}} (^\circ\text{C})$$

Le débit maximum de pompage est de 20 m<sup>3</sup>/h d'eau, le deltaT sur l'eau est de 5 à 6°C, la puissance donnée ci-après est pour 5°C.

**Échangeur eau - air P = 116 kW**

#### **Caractéristiques de la filtration**

Pour assurer le filtrage de l'air extérieur nous avons retenu des filtres G4 plutôt que F7. En effet les filtres F7 provoquent une perte de charge plus importante, ce qui entraîne une multiplication par deux des puissances de ventilation nécessaires. De plus les filtres F7 sont d'un coût 8 fois plus élevé et doivent être remplacé plus souvent.

Les filtres G4 utilisés sont remplacés 4 fois par an pour un coût de 1 000€/an

### **1.3 Modes de fonctionnement et plages d'utilisation du free-cooling**

#### **Températures à Grenoble**

La Figure 2 donne les températures à Grenoble et leur répartition. Elle montre que le free-cooling à air direct peut être utilisé 85% du temps si on accepte une température dans le couloir froid jusqu'à 25°C.

Nous avons constaté que dans le cas où il existe des retours intempestif d'air chaud depuis l'arrière des machines dans le couloir froid on peut avoir des points chaud jusqu'à 7°C au dessus de la température moyenne du couloir froid. Dans ce cas précis si on veut garantir la température de 25°C à l'entrée de tous les serveurs il va falloir abaisser de 7°C la température de consigne soit 18°C dans le couloir froid. En abaissant la consigne de 25°C à 18°C le camembert de la Figure 2 montre que l'on passe d'une utilisation du free-cooling à air direct de 85% du temps à 60% du temps.

En conséquence il est nécessaire d'identifier soigneusement tous les retours d'air chaud afin de les colmater.

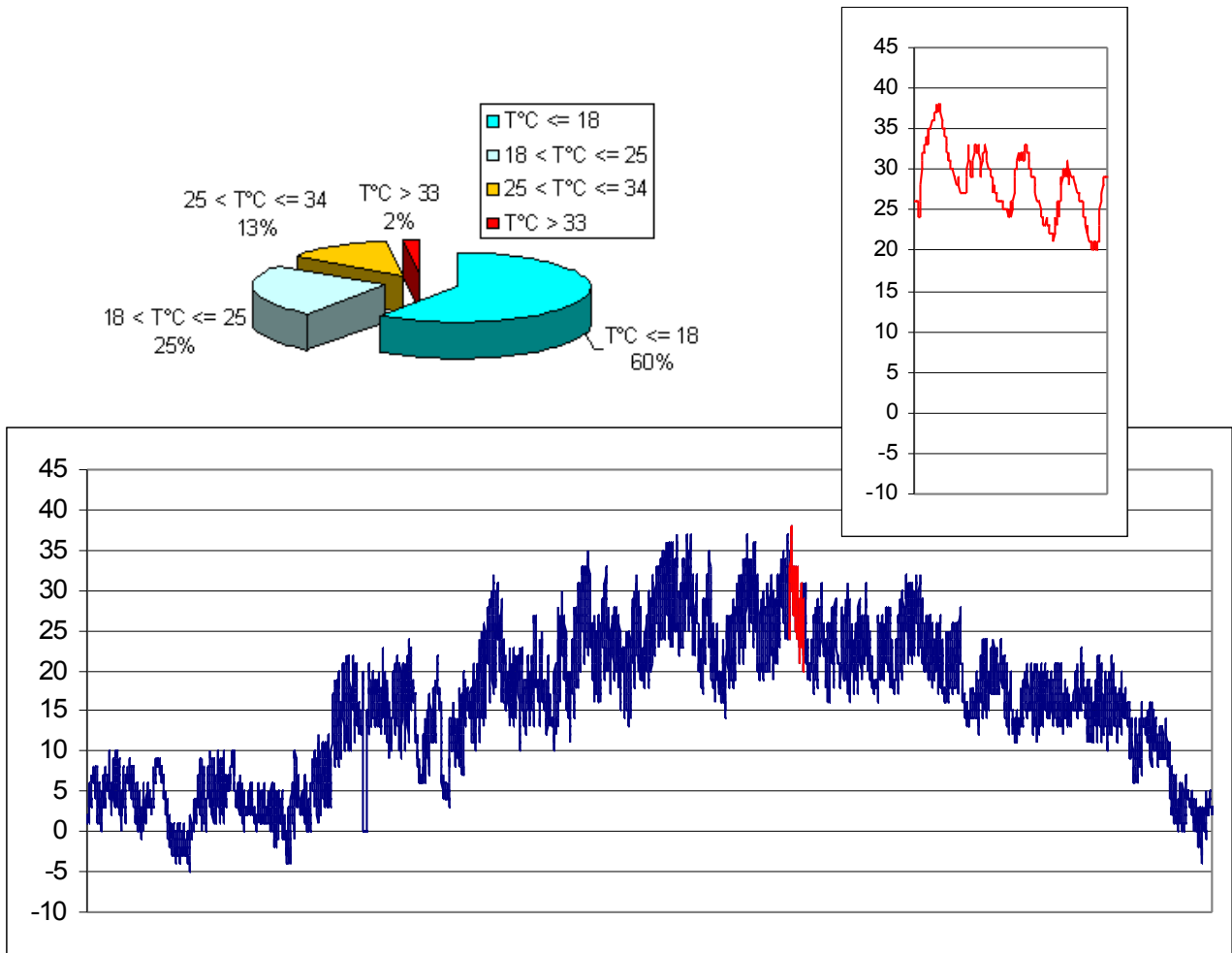


Figure 2 : températures à Grenoble

### **Maitrise des flux**

La technique du free-cooling à air direct technique nécessite donc une maîtrise parfaite des flux d'air qui rentrent et qui sortent des machines et en particulier il faut interdire tout recyclage parasite de l'air de l'arrière des machines vers l'avant.

L'arrière et l'avant des baies sont séparés par une cloison au dessus et de part et d'autre de celles-ci. Par ailleurs si les baies ne sont pas complètement remplies des caches permettent d'éviter le recyclage parasite par les espaces entre les machines. La Figure 3, montre que l'oubli d'un cache entraine un point chaud 5 à 7 °C au dessus de la valeur moyenne. Sur cette même figure on voit la nécessité de colmater par des bandes de mousse les espaces en haut, en bas et autour des baies pour éviter les retours d'air chaud depuis l'arrière des serveurs.

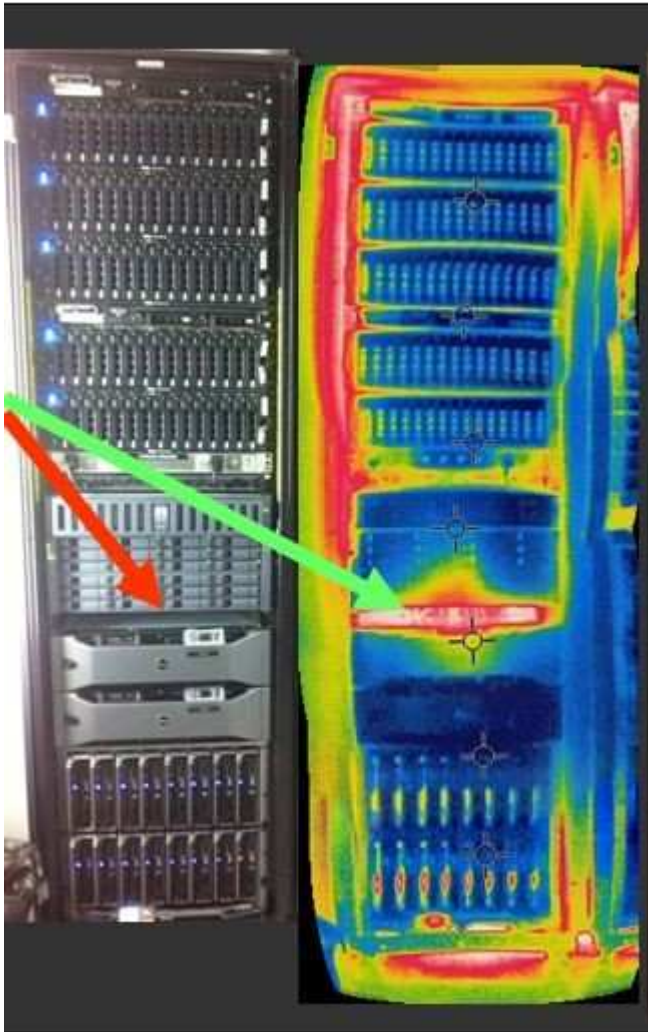


Figure 3 : cartographie infrarouge d'une baie, la flèche rouge pointe un cache oublié entre 2 serveurs, la flèche verte montre la conséquence du point de vue thermique.

### Régimes de fonctionnement

En fonction de la température extérieure le système a quatre régimes de fonctionnement qui sont visualisés dans le diagramme de la Figure 4.

- Régime canicule : si la température extérieure est supérieure à la température en face arrière des machines, il est plus intéressant de fonctionner en mode recyclé que de refroidir l'air extérieur. Ce mode rejoint le fonctionnement classique d'une installation qui utiliserait un échangeur air-eau pour refroidir. En phase de test nous avons provoqué ce mode de fonctionnement pour valider la puissance de l'échangeur eau-air. Durant la phase d'exploitation le système n'est jamais entré dans ce mode qui suppose des températures extérieures supérieures à 38°C.
- Régime chaud : si la température extérieure est inférieure à la température en face arrière des machines mais supérieure à 25°C il est nécessaire de le refroidir mais il est plus intéressant de refroidir l'air extérieur que l'air rejeté par les machines. Dans ce mode l'air est donc pris à l'extérieur, il est refroidi grâce à l'échangeur eau-air jusqu'à 25°C et il est soufflé dans le faux plafond du couloir froid.
- Régime normal : si la température extérieure est entre 13 et 25°C on peut directement l'utiliser sans le refroidir ni le réchauffer pour alimenter les serveurs.

- Régime froid : si l'air extérieur est inférieur à 13°C on recycle une partie de l'air rejeté par les machines grâce au registre de recyclage et cet apport est mélangé à de l'air neuf pour avoir une température de 13°C dans le couloir froid.

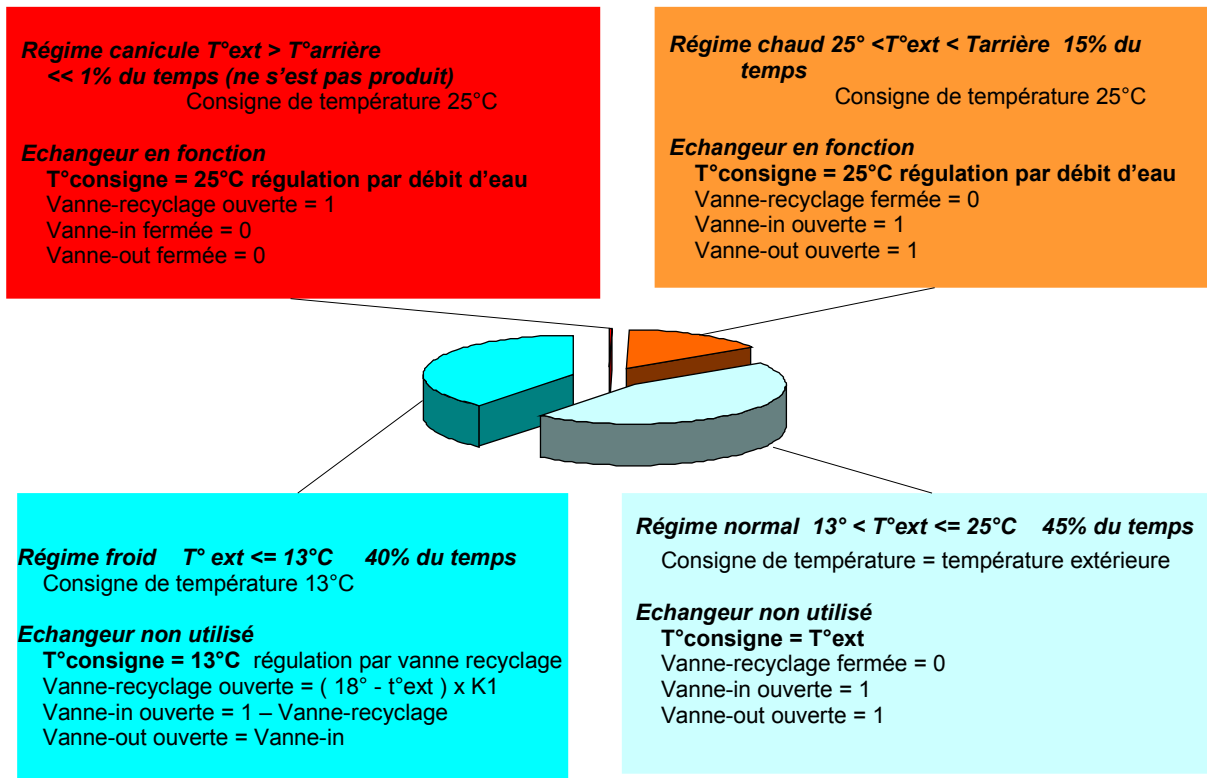


Figure 4 : Régimes de fonctionnement de l'installation

## 1.4 Analyse des risques relatifs à la qualité de l'environnement d'exploitation des serveurs

### Filtration

L'utilisation de filtres de type G4 permet de garantir le fonctionnement dans de bonnes conditions des ventilateurs des serveurs de calcul ou de données. Par contre ces filtres laissent passer les particules fines de pollution ce qui provoque un encrassement des systèmes supérieur à celui que l'on observe avec un système de refroidissement classique. Cet encrassement n'a pas eu de conséquence sur le bon fonctionnement des serveurs.

### Hygrométrie

Deux problèmes d'hygrométrie peuvent se poser suivant que l'air est trop chargé en humidité ou trop sec.

- En été l'air peut être chaud et chargé d'humidité, en le refroidissant au niveau de l'échangeur eau-air son humidité relative augmente encore jusqu'à provoquer condensation sur l'échangeur. Un système de récupération des condensats est prévu sur l'échangeur pour pallier à ce problème. Ensuite quand l'air traverse les serveurs sa température s'élève et son hygrométrie relative baisse il n'y a donc pas de risque de condensation dans les machines
- En période hivernale l'air extérieur est froid et sec, son hygrométrie est faible. Quand il traverse les serveurs sa température s'élève ce qui entraîne une diminution de son hygrométrie relative. Ce phénomène est accentué sous l'effet du recyclage d'une partie de l'air chaud. En cas de très faible hygrométrie il y a un risque électrostatique qui peut se manifester par des redémarrages intempestifs ou une détérioration du matériel par décharge électrostatique. Nous n'avons

constaté aucun problème de ce type durant les 3 ans d'exploitation de notre centre. Pour pallier à ce risque un certain nombre de précautions peuvent être mises en œuvre comme de veiller à la mise à la terre soignée des baies et des serveurs et de prévoir un plancher électrostatique qui sera lui-même relié à la terre.

### Positionnement par rapport aux recommandations ASHRAE en température et hygrométrie

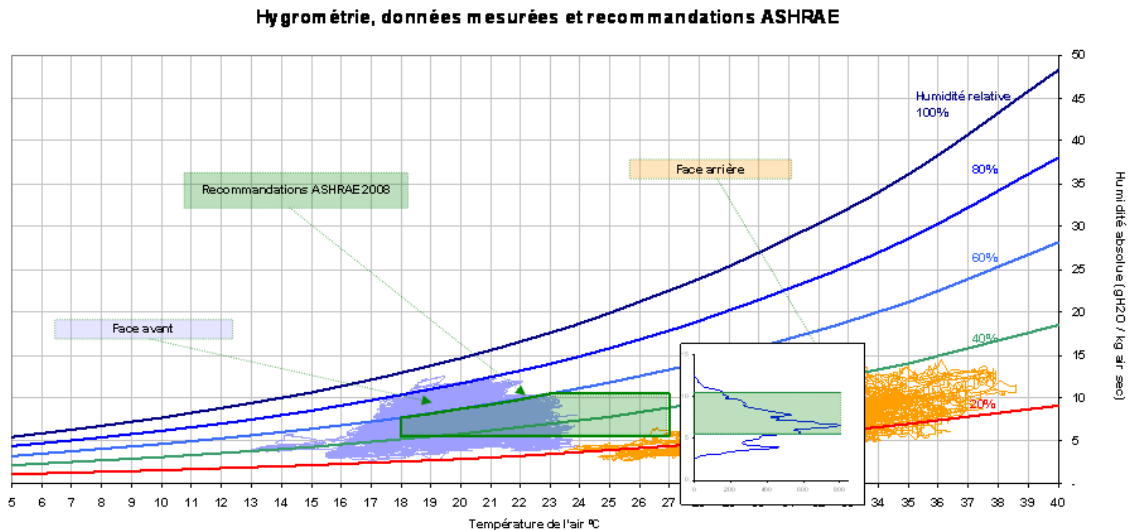


Figure 5 : Positionnement en température et hygrométrie par rapport aux recommandations de l'ASHRAE

La Figure 5 donne le positionnement des valeurs mesurées en température et hygrométrie de la salle informatique et permet de les comparer avec les recommandations de l'ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers)

Les recommandations de l'ASHRAE concernent la température et l'hygrométrie de la face avant des machines; les valeurs mesurées en face arrière (en orange sur le schéma) sont données à titre indicatif.

Les points mesurés situés en dessous de 18°C pourraient être ramenés à 18°C par un simple changement de la consigne de température en mode froid. Ces points seraient translétés vers la droite (en conservant la même hygrométrie absolue). De la même façon on voit que du côté des températures hautes on a une marge par rapport aux recommandations et on pourrait déplacer notre consigne jusqu'à 27°C avant d'utiliser l'échangeur eau-air.

Du point de vue des limites ASHRAE en hygrométrie absolue il est plus difficile de rentrer dans les tolérances. Les limites en hygrométrie haute et basse données par l'ASHRAE sont respectivement 10,5 g H<sub>2</sub>O / kg air sec et 5,5 g H<sub>2</sub>O / kg air sec.

Un histogramme de la répartition en hygrométrie des données mesurées est superposé au graphe de la Figure 5. Il montre que 29% des points sont hors des limites fixées par ASHRAE : 26% du temps l'air est trop sec son hygrométrie absolue est inférieure à 5,5, 3% du temps il est trop humide, son hygrométrie est supérieure à 10,5.

Si on voulait se conformer aux recommandations ASHRAE il faudrait donc assécher l'air 26% du temps et l'humidifier 3% du temps. Le surcoût énergétique qui serait nécessaire pour humidifier ou assécher serait de l'ordre de 6KW<sup>1</sup> pour 100KW de puissance électrique installée.

<sup>1</sup>Il s'agit d'une évaluation à maxima, de plus cette énergie pourrait être prise sur la chaleur produite par les serveurs dans le cas où une humidification est nécessaire.



### **Positionnement par rapport aux recommandations constructeur en température et hygrométrie**

La salle informatique du LPSC ne contient que des serveurs de calcul et des baies de stockage, elle ne contient en particulier aucun support magnétique tel que des LTO qui sont sensibles aux variations hygrométriques.

Les conditions environnementales de fonctionnement recommandées par le constructeur DELL (constructeur le plus représenté dans notre centre) sont les mêmes pour les serveurs de calcul que pour les systèmes de stockage voir figure .

- La plage de température de fonctionnement est de 10° à 35°C
- La plage d'hygrométrie relative tolérable en fonctionnement va de 20% à 80%.

La Figure 6 donne le positionnement des valeurs mesurées dans notre salle par rapport à ces recommandations, en face avant des machines. En température l'ensemble des valeurs rentre dans la spécification tandis qu'en hygrométrie 0,6% des valeurs sont hors spécification car ils présentent une hygrométrie relative mesurée de plus de 80% (jusqu'à 90%).

DELL introduit un paramètre supplémentaire dans les conditions de fonctionnement de ses produits : la température ne doit pas varier de plus de 10°C / heure tandis que l'hygrométrie de doit pas varier de plus de 10% - d'hygrométrie relative - par heure.

Par rapport à cette contrainte les valeurs mesurées en température sont dans les spécifications du fait de la présence du système de régulation de température. Par contre coté hygrométrie quelques points (0.4%) présentent des variations d'hygrométrie jusqu'à 20% en une heure.

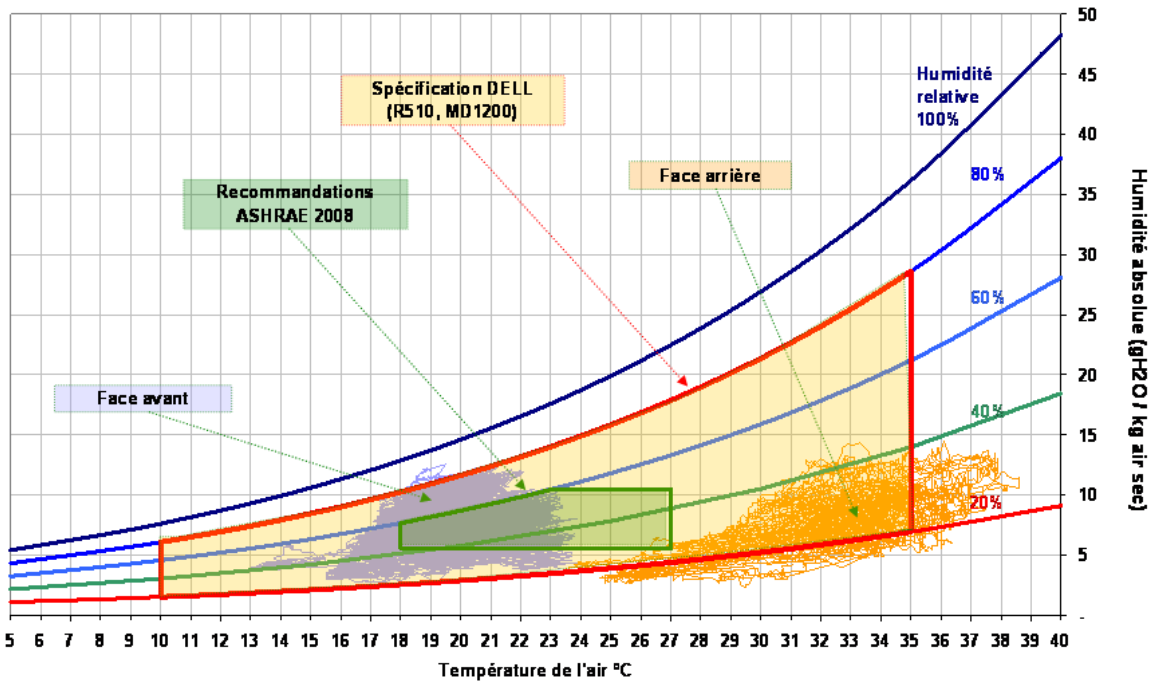


Figure 6 : Positionnement en température et hygrométrie par rapport aux recommandations du constructeur DELL

## 1.5 Bénéfices de la solution

### *Gain en niveau de service et en disponibilité*

Au LPSC depuis mars 2008 aucun arrêt de production n'a eu pour cause le système de refroidissement. Cela est directement lié à la robustesse du système, comme l'illustrent les deux exemples ci-dessous.

- Au début du projet nous avons fonctionné pendant 2 mois (en mars et avril 2008) sans ventilation ni groupe froid à cause d'un retard dans la livraison du groupe froid qui intègre la ventilation. La puissance de ventilation des machines associée à la maîtrise des flux grâce au cloisonnement a permis de fonctionner pendant deux mois avec une puissance installée de 30kW sans groupe froid!
- Un matin d'aout 2010 la canalisation d'eau de nappe a été sectionnée par une pelleteuse. Il a fallu fermer l'eau de nappe utilisée par l'échangeur air-eau pendant quelques heures le temps de réparer le conduit. La température extérieure étant clémente, de l'ordre de 26°C, et l'intervention n'a eu aucun impact sur la production!

Il est possible d'évaluer la probabilité pour qu'un problème sur le refroidissement ait un impact la production dans un système utilisant le free-cooling à air direct :

- 85 % du temps si la température extérieure  $\leq 25^{\circ}\text{C}$  le problème n'aura aucun impact le froid n'étant pas utilisé et les machines pouvant compenser un défaut de ventilation pendant un certain temps comme le montre l'exemple ci-dessus.
- 14% du temps si la température extérieure est entre  $25^{\circ}\text{C}$  et  $35^{\circ}\text{C}$  (limite des spécifications du constructeur) l'incident aura un impact faible. Il est probable que le taux de panne augmente si le problème perdure.
- 1% du temps si la température est  $>35^{\circ}\text{C}$  on sera en dehors des spécifications du constructeur et il est probable que l'on mesure une augmentation sensible du taux de panne.

Même dans ce dernier cas la comparaison du comportement de notre système en cas d'incident avec un système de refroidissement classique en circuit fermé est à l'avantage du free-cooling à air direct. En effet dans le cas du free-cooling à air direct la température du couloir froid montera jusqu'à atteindre la température extérieure tandis que dans le cas d'une climatisation classique la température elle s'élèvera rapidement jusqu'à la mise en sécurité des serveurs et pourra dépasser  $50^{\circ}\text{C}$ !

### **Bénéfices économiques et éco-responsables**

Les puissances consommées mises en jeu dans les différents composants du système de refroidissement du LPSC sont données ci-après.

- La consommation électrique des serveurs et du stockage installés est actuellement de 60 kW
- La puissance consommée par le système de ventilation est de 2 kW pour un débit d'air de 16 000 m<sup>3</sup> / h
- A pleine puissance le système de ventilation consomme 3 kW pour un débit d'air maximum de 23 000 m<sup>3</sup> / h
- Lorsque l'échangeur air-eau est utilisé, il nécessite un débit d'eau maximum de 20 m<sup>3</sup> / h.

Au LPSC le système de pompage n'est pas spécifique à l'informatique mais est utilisé par plusieurs expériences du laboratoire. Nous avons estimé la puissance de pompage nécessaire lorsque nous utilisons l'échangeur eau-air à 3 kW.

La consommation électrique pour le refroidissement de 60 kW est donc :

- 2 kW, 85% du temps en mode free-cooling à air direct.
- 5 kW, 15% du temps en mode free-cooling air-eau

Le coût moyen pour le refroidissement de 60 kW est :  $2 \times 85\% + 5 \times 15\% = 2,45 \text{ kW}$

Le coût du refroidissement représente donc seulement 4% de la consommation électrique des serveurs, il est 10 fois plus faible qu'avec un système classique!

## **1.6 Conclusion**

Aujourd'hui les spécifications des matériels concernant leur environnement d'exploitation sont beaucoup moins contraignantes que dans le passé. Ceci est lié à l'utilisation de composants grand public pour la réalisation des serveurs de calcul et des systèmes de stockage. Cette tendance est irréversible car elle est liée aux coûts d'investissement très importants pour fabriquer les composants utilisés qui ne sont amortissables que sur de très grandes séries.

L'utilisation du free-cooling à air direct permet d'atteindre un excellent niveau de disponibilité du fait de la simplicité de ses composants et de la réduction de la fenêtre temporelle où les pannes ont un impact.

En termes économiques et éco-responsable cette technique permet de diminuer de 90% la facture de climatisation !

L'expérience du LPSC montre que les risques liés à l'utilisation du free-cooling sont maîtrisables tandis que les bénéfices sont importants en particulier au regard de l'enjeu éco-responsable.