

Vytištěno z internetového portálu TZB-info ([www.tzb-info.cz](http://www.tzb-info.cz)), dne: 19.2.2010  
zdroj: <http://www.tzb-info.cz/t.py?t=2&i=6136>

## Inteligentní průmyslové haly - část 1

Datum: 21.12.2009 | Autor: Ing. Miroslav Kotrbatý, Ing. Zuzana Kovářová, Ph.D.

**Jak definovat inteligentní průmyslovou halu? Kromě dosažení odpovídajících mikroklimatických podmínek v pracovní oblasti (nikoliv jen vytápění) přicházejí v úvahu i podmínky technologické a to jak v samotném výrobním procesu, tak i při realizaci energetických soustav a následně i náročnosti obsluhy a údržby. To vše s minimálními spotřebami všech druhů energií vyrobených v jakémkoliv zdroji.**

### 1. Úvod

Pro rozklíčování termínu "inteligentní" jsem použil článek v časopise ADS č. 7 - 8/2000 od architekta Miloše Formana z Ústavu stavitelství fakulty architektury ČVUT, kde je uvedena definice:

*"Budova může být označena jako inteligentní jen tehdy, když využívá přírodních obnovitelných zdrojů. Energii slunce, světla, či větru, vzduchových proudů nebo vody, či země jako zdroje tepla, aby zabezpečila požadavky na budovu, pokud jde o vytápění, ochlazování a osvětlení".*

Je zřejmé, že se jedná o směr, který je převážně orientován na budování tzv. **ekologických zdrojů energií**. Z tohoto pohledu pro vytápění průmyslových hal přicházejí v úvahu pouze výtopny na spalování biomasy, resp. bioplynu a dřevního odpadu. To však nemá s inteligencí samotného vytápění halových objektů žádnou souvislost. Z dlouholetých zkušeností projektanta vytápění a vzduchotechniky jsem dospěl k názoru, že tuto problematiku je zapotřebí řešit daleko komplexněji. Otázka tudíž zní:

#### Jak definovat inteligentní průmyslovou halu?

Kromě dosažení odpovídajících mikroklimatických podmínek v pracovní oblasti (nikoliv jen vytápění) přicházejí v úvahu i podmínky technologické a to jak v samotném výrobním procesu, tak i při realizaci energetických soustav a následně i náročnosti obsluhy a údržby. To vše s minimálními spotřebami všech druhů energií **vyrobených v jakémkoliv zdroji**. Z tohoto pohledu by mělo být obsahem návrhu stavby všech zúčastněných profesí zaměřeni na:

- dosažení optimálních mikroklimatických podmínek v zóně pobytu člověka,
- dispoziční a konstrukční provedení objektu,
- snižování spotřeb tepla na vytápění a větrání,
- minimální nároky na obsluhu a údržbu zařízení.

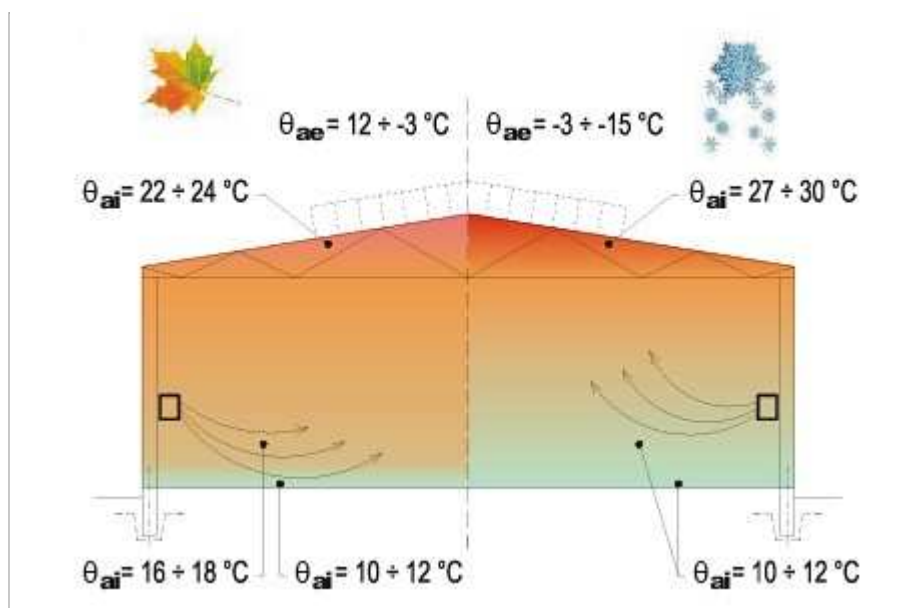
## 2 Dosažení optimálních mikroklimatických podmínek v zóně pobytu člověka - otopné soustavy pro průmyslové haly

Pro vytápění průmyslových hal se z hlediska způsobu dodávky tepla do vytápěného prostoru používají dva principy. Je to jednak vytápění teplovzdušné, kde je nositelem tepelné energie vzduch a pak sálavé, které využívá záření. Výhodnost jednoho či druhého principu ukáží příklady.

### 2.1 Teplovzdušné vs. sálavé vytápění

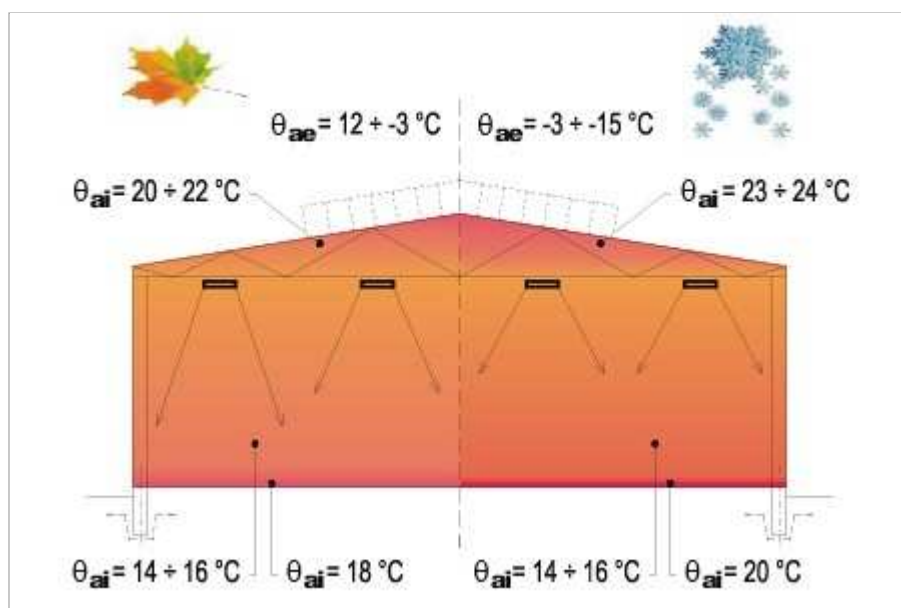
Při teplovzdušném vytápění (obr. 1) cirkuluje vzduch přes teplovzdušnou soupravu, kde se ohřeje, je vháněn ventilátorem umístěným v jednotce do vytápěného prostoru, projde zónou pobytu člověka a následně stoupá vzhůru pod střešní plášť, kde se vytváří "teplý polštář". Tento provozní režim se uskutečňuje v období přechodném, kdy se venkovní teploty pohybují v rozmezí  $\theta_e = 12\text{ °C} \div -3\text{ °C}$ . Potom se pod střešním pláštěm dosahuje hodnot  $\theta_i = 22\text{ °C} \div 24\text{ °C}$ . Teplota podlahy se pohybuje v rozmezí  $\theta_p = 10\text{ °C} \div 12\text{ °C}$ . Grafické vyjádření je uvedeno na obr. 1 v levé polovině haly.

Při nižších venkovních teplotách  $\theta_e = -3 \text{ °C} \div -15 \text{ °C}$ , kdy jsou tepelné ztráty větší a je zapotřebí dodávat do vytápěného prostoru větší množství tepla, se vzduch v soupravě ohřívá na vyšší teplotu. Ihned po výstupu z jednotky stoupá vzhůru a vůbec se nedostane do zóny pobytu člověka. Dochází k nedotápění a pod střešním pláštěm se tvoří abnormálně "teplý polštář vzduchu". Tepelné ztráty rapidně stoupají. Teplotní parametry jsou vyjádřeny v pravé polovině obrázku, kde  $\theta_i = 27 \text{ °C} \div 30 \text{ °C}$ . Teploty podlahy se pohybují v rozmezí  $\theta_p = 10 \text{ °C} \div 12 \text{ °C}$ .



Obr. 1 Teplotní podmínky v hale vytápěné nástěnnými teplotvzdušnými soupravami.  
Levá část obrázku - přechodné období, pravá část - zimní špička

Při sálavém vytápění (obr. 2) dopadá tepelná energie ve formě záření na podlahu, kterou ohřívá. Její teplota se zvyšuje a od ní se teprve ohřívá vzduch, který stoupá vzhůru. V provozním režimu při  $\theta_e = 12 \text{ °C} \div -3 \text{ °C}$  se dosahuje teplota vzduchu pod střešou v rozmezí  $\theta_i = 20 \text{ °C} \div 22 \text{ °C}$ , teplota podlahy  $\theta_p = 18 \text{ °C}$ . V zimních špičkách  $\theta_e = -3 \text{ °C} \div -15 \text{ °C}$  pak teplota vzduchu pod střešou stoupne na hodnoty  $\theta_i = 22 \text{ °C} \div 24 \text{ °C}$ . Stoupá i teplota podlahy  $\theta_p = 20 \text{ °C}$ .



Obr. 2 Teplotní podmínky v hale vytápěné závěsnými sálavými panely  
Levá část obrázku - přechodné období, pravá část - zimní špička

Z porovnání obou principů dodávky tepla do vytápěného prostoru jednoznačně vyplývá, že sálavé vytápění vytváří podstatně lepší podmínky, nehledě na menší spotřebu tepelné energie. Rozdíl v principu dodávky tepla se pohybuje v rozmezí 20  $\div$  25 %. Při využívání všech poznatků získaných vývojovými pracemi v tomto oboru 30  $\div$  40 % - viz. další

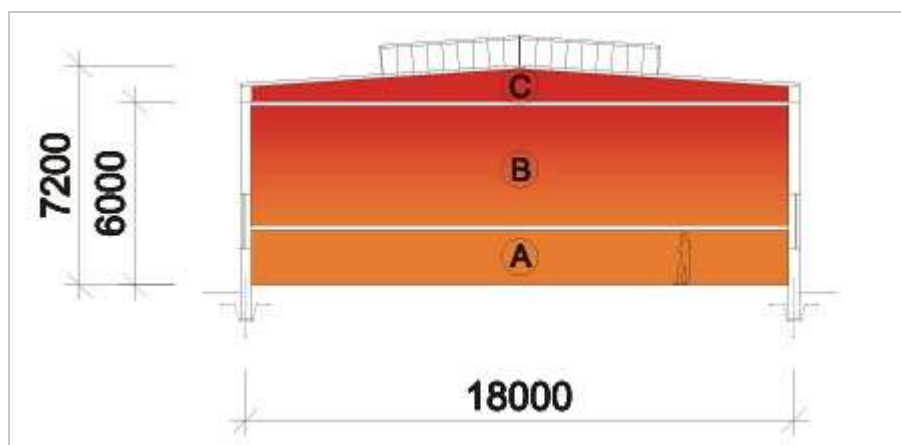
kapitoly.

## 2.2 Zónování objektu

S ohledem na abnormální rozměry halového objektu a to jak vertikálním, tak i horizontálním směru, se vytvářejí pásma (zóny), která jak z hlediska dosažení optimálních mikroklimatických podmínek, tak i energetické náročnosti vyžadují individuální řešení. Na rozdíl od nízkooobjemových místností s malou výškou prostoru vyznačují se velkoobjemové objekty vlivem fyzikálních zákonů rozdílnými teplotními podmínkami po výšce objektu. V horizontálním směru existují pásma, která jsou ovlivňována venkovními ochlazovanými plochami stěn, oken, střechy a světlíků. Vnitřek haly je pak ochlazován minimálně. Vzniká tím požadavek na otopnou soustavu aby dodávala do jednoho prostoru rozdílné množství tepelné energie do vnějšími podmínkami vytvořených ploch. Při volbě otopné soustavy musí být tudíž hlavním kritériem její schopnost zajistit dodávku odpovídajícího množství tepla do každé části objektu.

### 2.2.1 Vertikální zónování objektu

Ve směru vertikálním (po výšce objektu) lze celý prostor rozdělit na tři zóny (obr. 3). Je to jednak zóna pobytu člověka (poz. A), kde je zapotřebí dosáhnout požadované mikroklimatické podmínky pro realizaci zadané pracovní činnosti. Počítá se s prostorem do výše cca 1,70 metry nad podlahu. Pro vytváření optimálních podmínek má kromě teploty vzduchu i tzv. účinná teplota okolních ploch. Zde hraje podstatnou roli teplota podlahy, která je při sálavém způsobu vytápění vyšší než při vytápění teplovzdušném. S teplotou vzduchu je to právě naopak, teplota vzduchu je při sálavém vytápění nižší. Tento stav upřednostňuje sálavé vytápění ze dvou důvodů: nižší teplota vzduchu v pracovní zóně → lépe se dýchá, nižší teplota vzduchu a následně nižší teplotní gradient → menší tepelné ztráty střechou.



Obr. 3 Vertikální zónování objektu výrobní haly

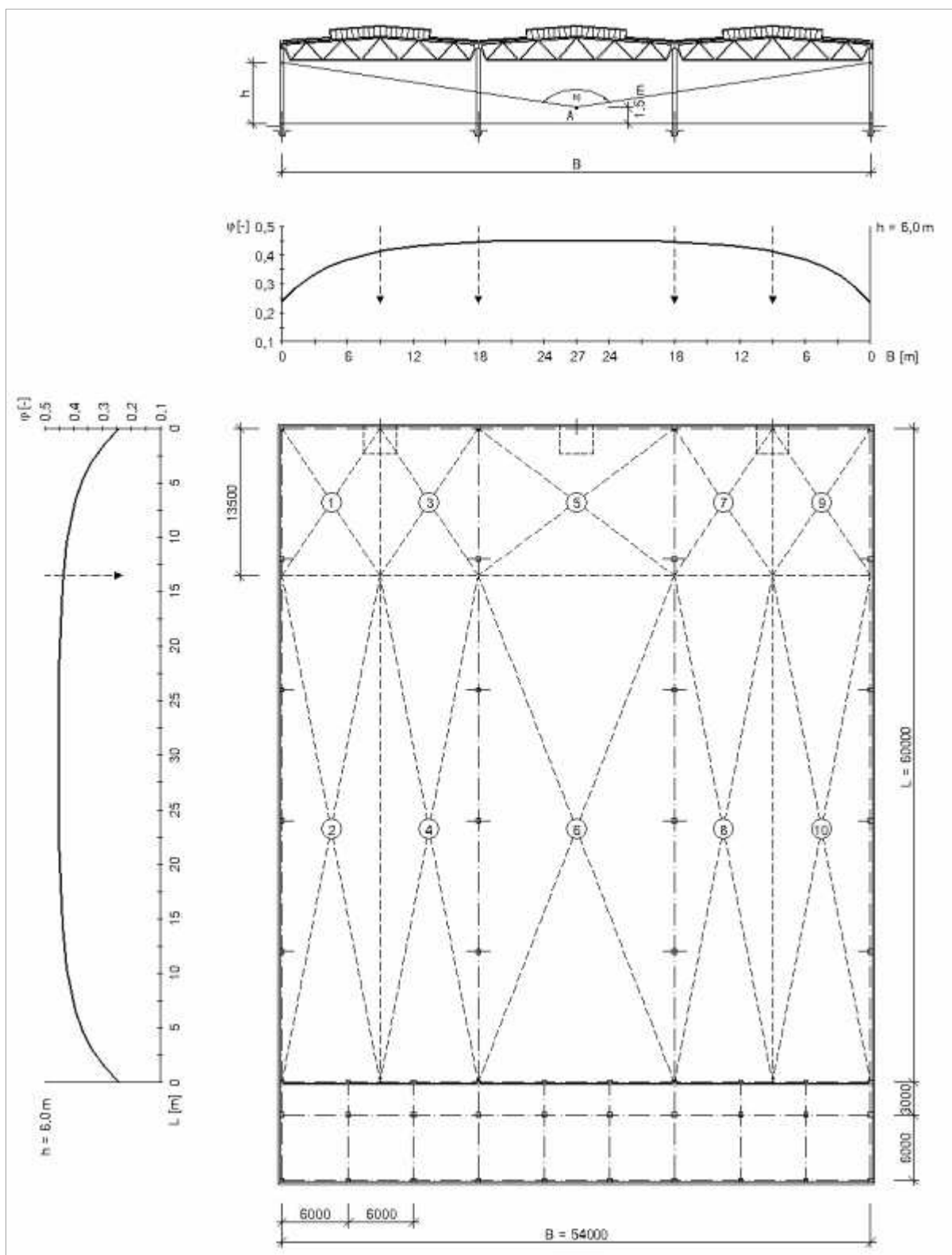
A - zóna pobytu člověka, B - neutrální zóna, C - zóna energetické náročnosti

Nad touto zónou je tzv. **neutrální zóna** (poz. B). V ní dosahované teploty vzduchu přímo neovlivňují mikroklimatické podmínky v zóně pobytu člověka, avšak stoupání teploty vzduchu po výšce (teplotní gradient  $g$ ) v této části má vliv na výši teploty vzduchu pod střešním pláštěm a tím výši tepelných ztrát objektu. Teplotní gradient při sálavém vytápění se pohybuje v rozmezí  $g = 0,3 \div 0,5$  K/m. Při klasickém teplovzdušném vytápění  $g = 1,0$  K/m.

Následuje **zóna energetické náročnosti** (poz. C) pod střešním pláštěm, která přímo ovlivňuje výši tepelných ztrát. Z fyzikálních principů vychází jednoznačně, že ve všech soustavách vytápění velkoprostorových objektů se právě pod střechou dosahuje nejvyšších teplot vzduchu. Je proto nezbytné věnovat této zóně největší pozornost. Přednost by měly dostat takové soustavy vytápění, které ve svém principu dodávky tepla do vytápěného prostoru dosahují pod střechou nejnižší teploty vzduchu, případně využívat tepelnou kapacitu vzduchu této zóny pro jiné účely (rekuperace).

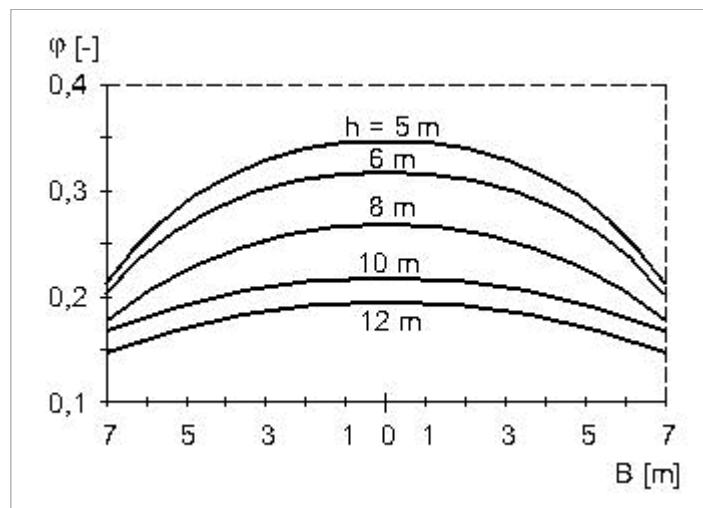
### 2.2.2 Horizontální zónování objektu

Na obr. 4 je uvedena dispozice zón v trojlodní hale, která rozděluje podlahovou plochu na části s rozličnými vnějšími vlivy, přičemž tyto části nejsou odděleny stěnami. Výška haly pod vazník  $H = 6$  m. Úkolem otopné soustavy je zajistit v každé zóně předepsané mikroklimatické podmínky s minimálními nároky na spotřebu energií.

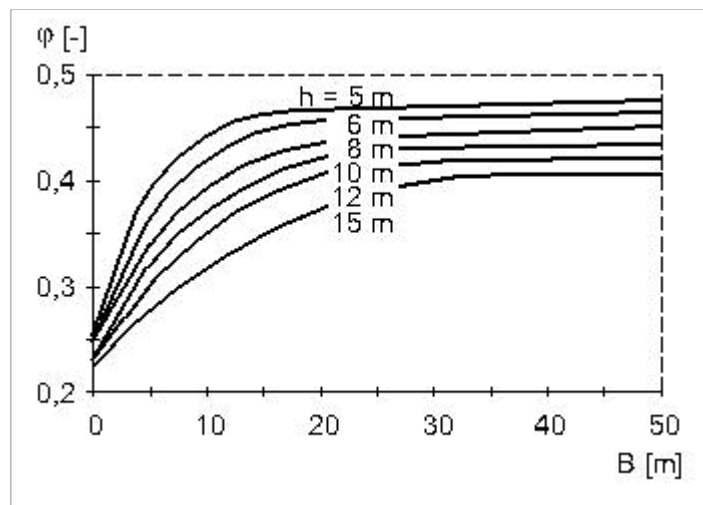


Obr. 4 Trojlodní halový objekt - rozmístění energetických zón

K tomuto účelu jsou vhodné sálavé soustavy jako ku př. závěsné panely ohříváné vodou nebo parou a plynové zářiče tmavé nebo světlé, které umožňují dodávat teplo na vymezenou plochu. Proto pro další hlubší rozbor je voleno jako příklad sálavé vytápění závěsnými sálavými panely (pásy). Volba zón závisí jednak na teplotě okolních ploch, jako jsou venkovní stěny, okna, podlaha, střecha, světlíky a dále pak na poměru osálení podlahové plochy sálavými panely. Na obr. 5 a obr. 6 jsou znázorněny poměry osálení od rovnoměrně rozmístěných sálavých panelů pro úzké a široké haly (Cihelka). Je zřejmé, že u okrajů budov je dodávka tepla sáláním a takto navrženého vytápění menší.

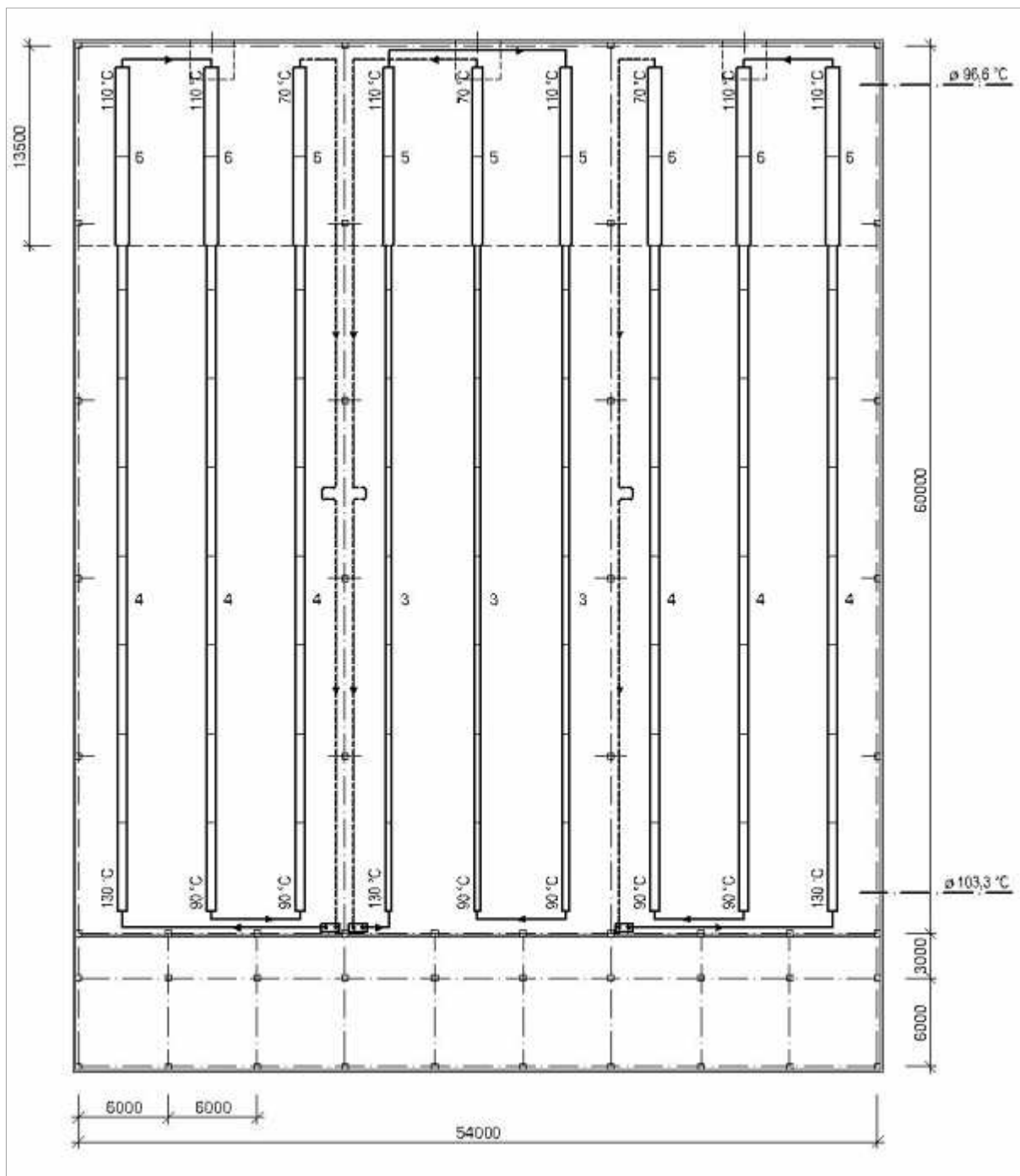


Obr. 5 Poměr osálení při různých výškách zavěšení sálavých panelů - úzké haly

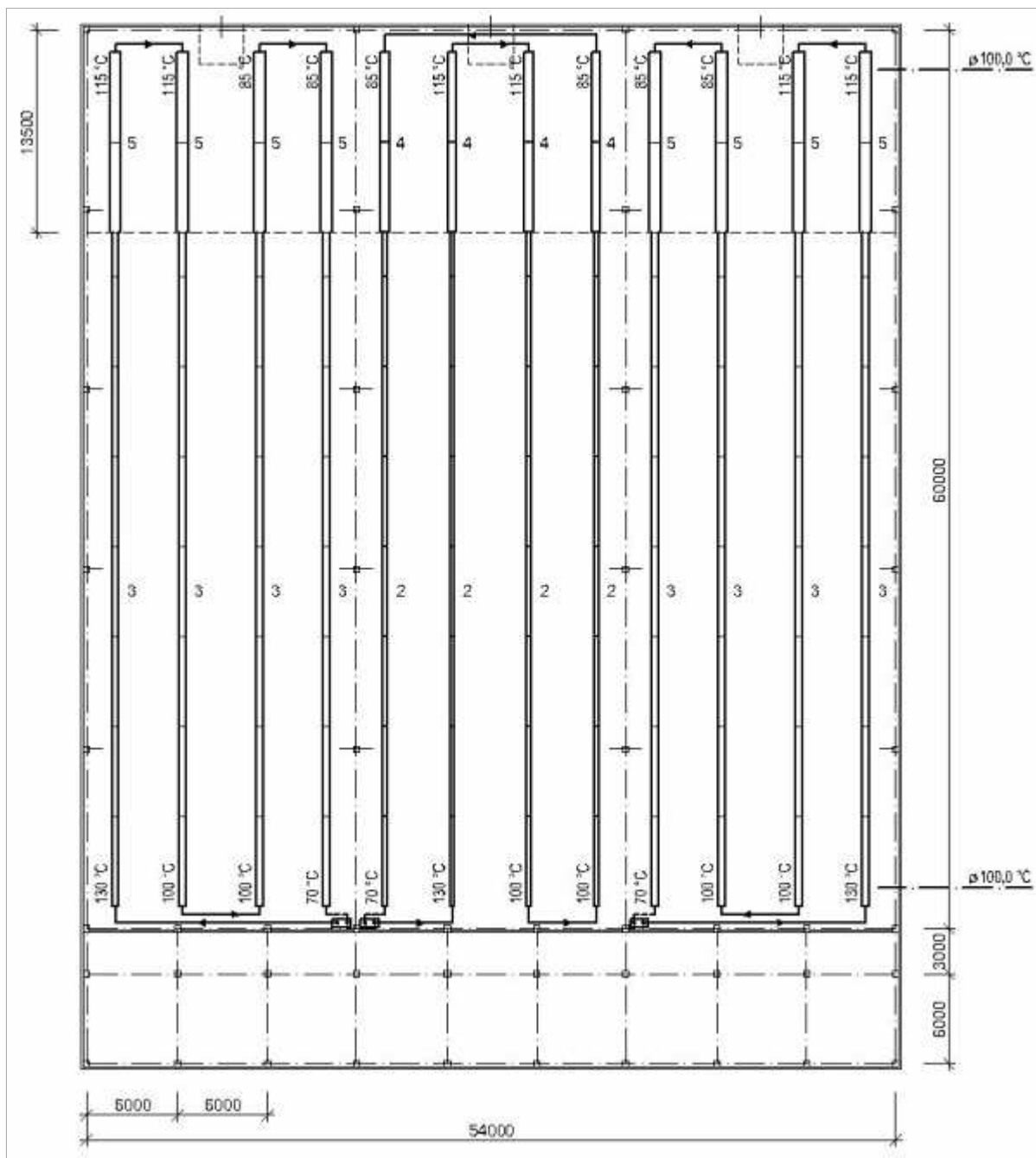


Obr. 6 Poměr osálení při různých výškách zavěšení sálavých panelů - široké haly

Pro určení šířek pásů se použijí dvě kritéria. Je to jednak právě zmíněný vliv poměru osálení a dále pak technické řešení otopné soustavy. Z hlediska poměru osálení je vhodné volit šířku pásma *přibližně* ve zlomu křivky - viz obr. 4. Vezme-li se v úvahu požadavek rovnoměrnosti vytápění v příčném řezu - šířka jedné výrobní lodě  $B_1 = 18$  m a výšce zavěšení panelů  $h = 6$  m ( $l \leq h$ ), pak je optimální rozteč zavěšení  $l = 3$  m - 6 m - 6 m - 3 m, z čehož vyplývá použití tří sálavých pásů. Čím je menší rozteč zavěšení, tím je menší počet širších pásů, které mají větší sálavou účinnost. Takový návrh v daném příkladu podle druhého kritéria neumožňuje vhodné zapojení (příliš dlouhé potrubní připojovací potrubí a nerovnoměrnost vytápění v příčném směru) - obr. 7. Střední teplota otopné vody tří pásů v příčném řezu při vstupu do soustavy činí  $(130 + 90 + 90)/3 = 103,3$  °C. Výkon 600 mm širokého panelu  $q_o = 577,25$  W/m,  $\theta_i = 18$  °C. V příčném řezu při výstupu ze soustavy  $(110 + 110 + 70)/3 = 96,6$  °C, výkon 600 mm širokého panelu  $q_o = 523,66$  W/m. Podíl ve výkonu  $\Delta q_o = 523,66 / 577,25 = 0,90$ . Z uvedeného výsledku vyplývá nerovnoměrnost dodávky tepla po celé délce pásů. Doporučuje se proto instalace sudého počtu pásů s menší roztečí ( $l = 2,25$  m - 4,5 m - 4,5 m - 4,5 m - 2,25 m) a tím umožnit vytvoření v příčném řezu dvou "otopných těles", která zajistí rovnoměrnost dodávky po celé jejich délce, neboť jejich střední teplota je v každém příčném profilu stejná. Při respektování obou kritérií se ukazuje vhodné rozdělit výrobní loď na dvě poloviny a tím určit šířku pásma v příčném směru na  $B_{1,1} = 9$  m (obr. 8). V obou příkladech byla jako otopné medium volena voda 130/70 °C.



Obr. 7 Teplotní podmínky sálavé soustavy při lichém počtu pásů



Obr. 8 Teplotní podmínky sálavé soustavy při sudém počtu pásů

Ve směru podélném kritérium osálení je totožné s předchozím příkladem. Šířku pásma více ovlivňují konstrukční možnosti tvorby sálavých pásů. Pásky se sestavují z šestimetrových panelů. Aby bylo možné zajistit zvýšený výkon pásů v okrajových pásmech, je zapotřebí umožnit jejich rozšíření. Proto se určuje šířka pásma ve směru podélném v místě spojení dvou panelů v pásu. V daném příkladu vzdálenost pásů od čelní stěny  $l_1 = 1,5 \text{ m} + (2 \times 6 \text{ m}) = 13,5 \text{ m}$ . Uvedeným způsobem se určí zóna 1 a vypočítají její tepelné ztráty. Ochlazované plochy jsou podélná (13,5 m) i čelní (9 m) venkovní stěna, okna, střešní plášť, polovina světlíku, polovina vrat, podlaha (9 m x 13,5 m). Obdobným způsobem se stanoví i ostatní pásma. Zónování a následné rozmístění sálavé otopné plochy podle místního požadavku na dodávku tepla umožňuje dodávat u velkoprostorových objektů odpovídající množství tepelné energie a tím maximálně hospodárný provoz. Zabraňuje nedotápění, nebo naopak přetápění některých partií objektu.

### 3 Vliv dispozičního a konstrukčního řešení haly

#### 3.1 Výška haly

Mezi mnohými projektanty převládá názor, že se zvyšující se výškou haly podstatně narůstají náklady na vytápění. Toto tvrzení je zcestné. Jako doklad byly vypočítány tepelné ztráty jedno, dvou, troj a čtyřlodi haly  $L = 72 \text{ m}$  s čelním

přístavkem a šířkou jedné lodě  $B_1 = 18$  m. Výšky hal 5,4 m, 6,0 m, 7,2 m, 9,0 m a 10,8 m.

Výchozí parametry: venkovní výpočtová teplota  $\theta_e = -15$  °C, vnitřní výsledná teplota  $\theta_v = 18$  °C, teplota pod podlahou  $\theta_p = 10$  °C.

### Varianta A

Stavební prvky se standartními hodnotami tepelně technických vlastností používané v dřívějším období - součinitel prostupu tepla  $U$  venkovní stěny 1,5 W/(m<sup>2</sup>.K), oken 3,2 W/(m<sup>2</sup>.K), střechy 2,2 W/(m<sup>2</sup>.K), světlíku 7,0 W/(m<sup>2</sup>.K), podlahy 1,3 W/(m<sup>2</sup>.K), vrat 6,5 W/(m<sup>2</sup>.K).

Výsledky jsou uvedeny v tabulkách č. 1-A až 4-A (resp. 5-B až 8-B pro variantu B), kde jednotlivé veličiny značí:

$H$  (m) - výška haly pod vazník

$\Phi_{vyt}$  (W) - tepelná ztráta vytápěním

$M_{větr}$  (m<sup>3</sup>/h) - množství větracího vzduchu

$n$  (-) - výměna vzduchu větráním

$V$  (m<sup>3</sup>) - objem haly

$\Phi_{větr}$  (W) - teplo potřebné pro ohřev větracího vzduchu

$\Phi_{celkem}$  (W) - teplo potřebné pro vytápění a větrání

${}^3q_o$  (W/m<sup>3</sup>) - měrná tepelná ztráta na vytápění na 1 m<sup>3</sup> objemu haly

${}^3q_o^v$  (W/m<sup>3</sup>) - měrná tepelná ztráta na vytápění a větrání na 1 m<sup>3</sup> objemu haly

${}^2q_o$  (W/m<sup>2</sup>) - měrná tepelná ztráta na vytápění na 1 m<sup>2</sup> podlahové plochy

${}^2q_o^v$  (W/m<sup>2</sup>) - měrná tepelná ztráta na vytápění a větrání na 1 m<sup>2</sup> podlahové plochy

H	Q <sub>vyt</sub>	M <sub>větru</sub>	N	V	Q <sub>větr</sub>	Q <sub>celk.</sub>	3Q <sub>o</sub>	3Q <sub>o</sub> <sup>v</sup>	2Q <sub>o</sub>	2Q <sub>o</sub> <sup>v</sup>
m	W	m <sup>3</sup> /h	1/h	m <sup>3</sup>	W	W	W/m <sup>3</sup>	W/m <sup>3</sup>	W/m <sup>2</sup>	W/m <sup>2</sup>
5,4	246 712	6 300	0,77	8 165	38 178	284 890	30,21	34,90	190,36	219,82
6,0	251 937	6 300	0,70	8 942	38 178	290 115	28,17	32,44	194,39	223,85
7,2	275 141	6 300	0,60	10 498	38 178	313 319	26,20	29,85	212,30	241,76
9,0	306 394	8 000	0,62	12 830	48 432	354 826	23,88	27,66	236,41	273,78
10,8	343 490	8 000	0,53	15 163	48 432	391 921	22,65	25,79	265,00	302,40

Tabulka 1 - A jednolodní hala

H	Q <sub>vyt</sub>	M <sub>větru</sub>	N	V	Q <sub>větr</sub>	Q <sub>celk.</sub>	3Q <sub>o</sub>	3Q <sub>o</sub> <sup>v</sup>	2Q <sub>o</sub>	2Q <sub>o</sub> <sup>v</sup>
5,4	420 066	12 600	0,77	16 330	76 356	496 422	25,72	30,40	162,06	191,52
6,0	426 198	12 600	0,70	17 884	76 356	502 554	23,83	28,10	164,43	193,89
7,2	458 862	12 600	0,60	20 996	76 356	535 218	21,85	25,49	177,03	206,49
9,0	502 596	16 000	0,62	25 660	96 864	599 460	19,59	23,36	193,90	231,27
10,8	552 693	16 000	0,53	30 326	96 864	649 557	18,22	21,42	213,23	250,60

Tabulka 2 - A dvojlodní hala

H	Q <sub>vyt</sub>	M <sub>větru</sub>	N	V	Q <sub>větr</sub>	Q <sub>celk.</sub>	3Q <sub>o</sub>	3Q <sub>o</sub> <sup>v</sup>	2Q <sub>o</sub>	2Q <sub>o</sub> <sup>v</sup>
5,4	593 396	18 900	0,77	24 495	114 534	707 930	24,23	28,90	152,62	182,08
6,0	600 435	18 900	0,70	26 827	114 534	714 969	22,38	26,65	154,43	183,89
7,2	643 378	18 900	0,60	31 494	114 534	757 912	20,43	24,06	165,48	194,94
9,0	699 791	24 000	0,62	38 490	145 296	845 087	18,18	21,96	180,00	217,36
10,8	764 272	24 000	0,53	45 489	145 296	909 568	16,80	20,00	196,57	233,94

Tabulka 3 - A trojlodní hala



H	Q <sub>VYT</sub>	M <sub>VĚTRU</sub>	N	V	Q <sub>VĚTR</sub>	Q <sub>CELK.</sub>	3Q <sub>0</sub>	3Q <sub>0</sub> <sup>V</sup>	<sup>2</sup> Q <sub>0</sub>	2Q <sub>0</sub> <sup>V</sup>
5,4	766 726	25 200	0,77	32 660	152 712	919 438	23,48	28,15	147,90	177,36
6,0	774 672	25 200	0,70	32 660	152 712	927 384	21,66	25,93	147,43	178,89
7,2	827 894	25 200	0,60	41 992	152 712	980 606	19,71	23,35	159,70	189,16
9,0	896 686	32 000	0,62	51 320	193 728	1 090 474	17,47	21,25	173,00	210,34
10,8	975 851	32 000	0,53	60 652	193 728	1 169 579	16,09	19,28	188,24	225,61

Tabulka 4 - A čtyřlodní hala

**Varianta B - zateplení**

Součinitel prostupu tepla  $U$  venkovní stěny  $0,5 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ , oken  $2,5 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ , střechy  $0,45 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ , světlíku  $3,0 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ , podlahy  $0,8 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ , vrat  $4,3 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ .

H	Q <sub>VYT</sub>	M <sub>VĚTRU</sub>	N	V	Q <sub>VĚTR</sub>	Q <sub>CELK.</sub>	3Q <sub>0</sub>	3Q <sub>0</sub> <sup>V</sup>	<sup>2</sup> Q <sub>0</sub>	2Q <sub>0</sub> <sup>V</sup>
5,4	115 696	6 300	0,77	8 165	38 178	153 874	14,17	18,85	89,27	118,73
6,0	117 734	6 300	0,70	8 942	38 178	155 912	13,17	17,44	90,84	120,30
7,2	125 471	6 300	0,60	10 498	38 178	163 649	11,95	15,59	96,81	126,27
9,0	136 515	8 000	0,62	12 830	48 432	184 947	10,64	14,42	105,34	142,70
10,8	149 107	8 000	0,53	15 163	48 432	197 539	9,83	13,02	115,05	152,42

Tabulka 5 - B jednolodní hala

H	Q <sub>VYT</sub>	M <sub>VĚTRU</sub>	N	V	Q <sub>VĚTR</sub>	Q <sub>CELK.</sub>	3Q <sub>0</sub>	3Q <sub>0</sub> <sup>V</sup>	<sup>2</sup> Q <sub>0</sub>	2Q <sub>0</sub> <sup>V</sup>
5,4	181 488	12 600	0,77	16 330	76 356	257 844	11,11	15,79	70,02	99,48
6,0	183 526	12 600	0,70	17 884	76 356	259 882	10,26	14,53	70,42	100,26
7,2	194 896	12 600	0,60	20 996	76 356	271 252	9,28	12,92	75,19	104,65
9,0	210 092	16 000	0,62	25 660	96 864	309 956	8,19	11,96	81,05	119,58
10,8	227 272	16 000	0,53	30 326	96 864	324 136	7,49	10,69	87,68	125,05

Tabulka 6 - B dvojlodní hala

H	Q <sub>VYT</sub>	M <sub>VĚTRU</sub>	N	V	Q <sub>VĚTR</sub>	Q <sub>CELK.</sub>	3Q <sub>0</sub>	3Q <sub>0</sub> <sup>V</sup>	<sup>2</sup> Q <sub>0</sub>	2Q <sub>0</sub> <sup>V</sup>
5,4	247 280	18 900	0,77	24 495	114 534	361 814	10,1	14,77	63,60	93,10
6,0	249 601	18 900	0,70	26 827	114 534	364 135	9,3	13,57	64,20	93,66
7,2	264 321	18 900	0,60	31 494	114 534	378 855	8,39	12,03	68,00	97,44
9,0	283 669	24 000	0,62	38 490	145 296	428 965	7,37	11,15	73,00	110,33
10,8	305 477	24 000	0,53	45 489	145 296	450 773	6,72	9,91	78,57	115,94

Tabulka 7 - B trojlodní hala

H	Q <sub>VYT</sub>	M <sub>VĚTRU</sub>	N	V	Q <sub>VĚTR</sub>	Q <sub>CELK.</sub>	3Q <sub>0</sub>	3Q <sub>0</sub> <sup>V</sup>	<sup>2</sup> Q <sub>0</sub>	2Q <sub>0</sub> <sup>V</sup>
5,4	313 072	25 200	0,77	32 660	152 712	465 784	9,58	14,26	60,39	89,85
6,0	315 676	25 200	0,70	35 768	152 712	468 388	9,66	11,28	60,89	90,35
7,2	333 746	25 200	0,60	41 992	152 712	486 458	7,94	11,58	64,38	93,84
9,0	357 246	32 000	0,62	51 320	193 728	550 974	6,96	10,74	68,91	106,28
10,8	383 682	32 000	0,53	5 260 652	193 728	577 410	6,33	9,52	74,02	111,38

Tabulka 8 - B čtyřlodní hala

Ve výpočtech byla použita výrobní plocha jedné lodě  $A = 1296 \text{ m}^2$ . Teplo potřebné pro ohřev větracího vzduchu bylo stanoveno pro "hygienické větrání" v rozmezí  $n = 0,5 \div 1$  (1/h). Volený objem větracího vzduchu pro jednu loď:

$M_{\text{větr}} = 6 300 \text{ m}^3/\text{h}$  pro haly  $H = 5,4 \text{ m}$ ,  $6,0 \text{ m}$ ,  $7,2 \text{ m}$  a  $M_{\text{větr}} = 8 000 \text{ m}^3/\text{h}$  pro haly  $H = 9,0 \text{ m}$  a  $10,8 \text{ m}$ . Jednotky byly

určeny z typové řady výrobků VZT tak, aby vyhovovaly danému rozmezí výměny vzduchu pro hygienické větrání. Mezi mnohými projektanty převládá názor, že se zvyšující se výškou haly podstatně narůstají náklady na vytápění. Jak ukazují výsledky výpočtů tepelných ztrát je toto tvrzení přehnané. Výšku haly ovlivní daleko více podmínky pro tvorbu mikroklimatu dané technologií výroby a požadavky na instalaci energetických rozvodů. Plnění těchto požadavků má podstatný vliv na "inteligenci" haly.

---

## **Intelligent Industrial Facilities - Part 1**

### *English Synopsis*

*How to define an intelligent industrial facility? In addition to achieving adequate micro-climatic conditions in the working area (not just heating), other technological conditions are also considered, both in the production processes themselves and in the implementation of energy systems, and consequently, operation and maintenance costs. All this with minimal consumption of all forms of energy, regardless of their source.*