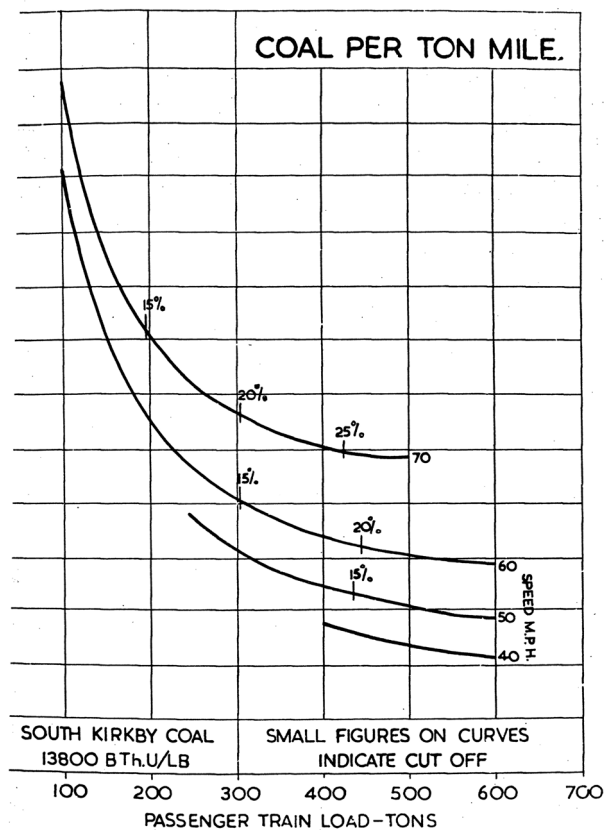


## Appendix C De ketel van de HSM 814

In de engelse tekst “The preliminary design of ..”, Appendix B, wordt met behulp van de methode van Eckhardt de prestatie van de ketel bepaald. Dit op basis van de eis dat de locomotief met een trein van 400 ton 120 km/uur zou moeten kunnen rijden. Dit levert een aantal voorlopige gegevens op. De benodigde thermodynamische prestatie wordt daarna bepaald met behulp van de gegevens uit de testrapporten van British Railways van de LNER B1 en de BR class 4. Uit deze rapporten valt te berekenen dat de BR4 bij 75 mijl per uur met een trein van 400 ton een thermodynamische prestatie moest leveren van ca. 3831 MJ/uur. Door de toegepaste exhaust injecteur kon de LNER B1 maar tot 20.000 engelse ponden stoom gebruik worden getest. De locomotief reed daar bij 70 mijl per uur, wel met een trein van 400 ton. Uit de testgegevens van de testen met de LMR Class 2, 2-6-0 nr 46413, blijkt dat bij de in het rapport gemelde specifieke wagonweerstand de weerstand rechtstreeks toeneemt met de snelheid en niet met het kwadraat daarvan. Omdat het trein gewicht het grootste deel van de belasting van de locomotief vormt kan de prestatie van de B1 gemakshalve geëxtrapoleerd worden van 70 mph naar 75 mph door de geleverde prestatie van 3580 MJ/uur te vermenigvuldigen met 75/70, het wordt dan 3836 MJ/uur, vrijwel gelijk aan de testwaarde van de BR4.

De conclusie van de verdere berekening is dat voor een 2C locomotief tussen de 6600 en 7723 kg/uur stoom is benodigd, dit afhankelijk van de temperatuur van de afgewerkte stoom. Apart hiervan zullen dus de marges bepaald moeten worden waarbinnen zeker gesteld kan worden dat de locomotief inderdaad de gevraagde prestaties levert.



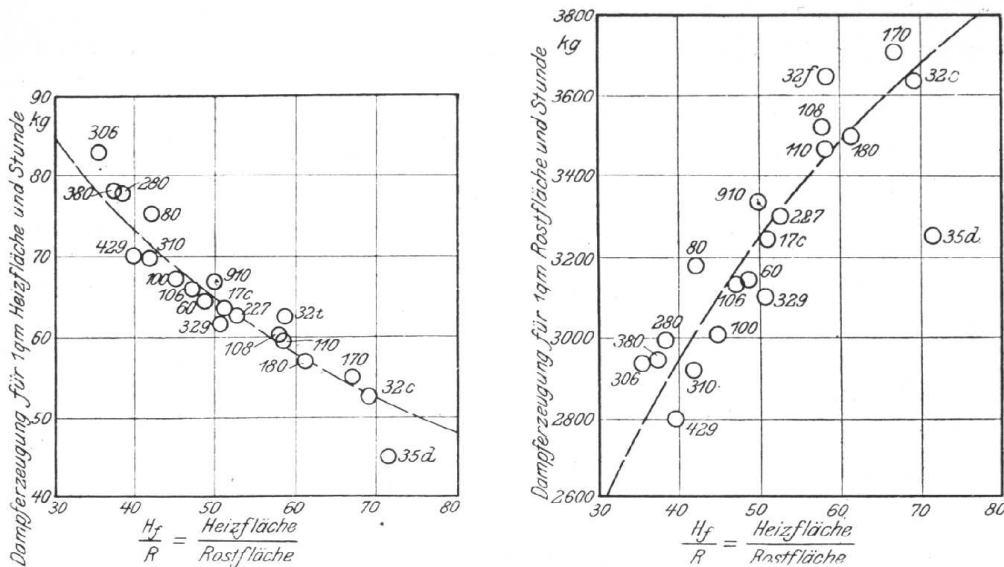
Voor het berekenen van de ketelprestatie van een kleinere ketel voor een 2B locomotief zal dus eerst moeten worden bepaald hoeveel MJ/uur, en stoom daarvoor, moet worden geleverd. Hierbij moet worden meegenomen dat de LNER B1 een locomotief met een losse tender was, die rond de 53 ton woog. Omdat de HSM 814 een tenderlocomotief zal worden moeten de gewichtsverschillen wel worden meegenomen. De facto heeft de B1 met een 300 tons trein nog eens 53 ton extra aan de trekhaak. Als benodigde gegevens moeten die dus voor een trein van ca. 250 ton worden gebruikt. Beide genoemde rapporten laten zien dat voor een 250-tons trein de vullingsgraad terug kan gaan van ca. 25% naar 15%. De grafiek links komt uit het rapport van de B1. De

schaal van de verticale as is 0,01 lbs/tonmijl ( en begint onderin bij 0,02 ). Daaruit valt te zien dat de B1 met zijn 400(450) tons trein een vullingsgraad van 24% behoefde. Bij een 250 tons trein, de facto dus 300 ton, zakte de vullingsgraad tot 17,5%. In feite betekent dit dat 17,5/24 of 73% van de berekende maximale stoomhoeveelheid voldoende moet zijn voor de gevraagde prestatie van de HSM 814. Dit wordt dan afgerond naar 75% van 7723 kilo of 5792 kilo stoom per uur.

### Het ketelontwerp

Bij de te ontwerpen stoomlocomotiefketel zijn vervolgens een aantal onderlinge verhoudingen van belang.

1. Allereerst is dat de grootte van het Verdampend Oppervlak(H) ten opzichte van de oppervlakte van het rooster (R). Hiervoor geldt een vuistregel dat dit deze verhouding voor sneltreinlocomotieven ongeveer 50 zou moeten zijn. Deze waarde is rond 40 bij de HSM locomotieven op basis van een rooster van 2,04 m<sup>2</sup> en een V.O. van ca. 81 m<sup>2</sup>. Volgens de gegevens van Sanzin-Kochy (ZVDI 1921) uit onderstaande grafiek heeft dat als consequentie dat er per m<sup>2</sup> verdampend oppervlak bij een H/R van 40 ca 74 kg stoom/uur wordt geproduceerd. Gezien hun meetgegevens in de grafiek is het zelfs een kunst om ver onder de 70 kilo te komen. Voor de oude ketel wordt dat dan ca. 6000 kilo stoom/uur, kennelijk voldoende voor het type dienst van deze locomotieven. Formeel gelden de gegevens alleen voor kolen met een verbrandingswaarde van 6250 Kcal/ 26,2 MJ/kg. Giesk-Gieslingen (Lokomotiv-Athleten blz 24) geeft een correctie voor afwijkende verbrandingswaarden: meerekenen voor 2/3 van het verschil. Omdat de BR testen kolen van 32 MJ/kg gebruikten moet er dus 2/3 van 32/26 worden meegenomen, 14,8% meer, zodat die 74 kilo stoom kan oplopen tot ca 85 kilo per m<sup>2</sup> per uur.



Nennampfleistung von Lokomotivkesseln nach Sanzin-Köchy für Stückkohle von 6250 kcal/kg ohne Speisewasservorwärmung, in Abhängigkeit vom Verhältnis der Verdampfungsheizfläche zur Rostfläche; im linken Bild bezogen auf die Heizflächeneinheit, im rechten auf die Rostflächeneinheit.

2. De tweede belangrijke verhouding is die van de doortocht van de vlambuizen ten opzichte van het totaal van buizen en pijpen. Eenvoudig valt in te zien dat, hoe meer rookgassen er langs de elementen van de oververhitter stromen, hoe hoger de temperatuur van de oververhitte stoom zal worden. Volgens de gegevens van

Eckhardt in zijn “Die Konstruktion der Dampflokomotive und Ihre Berechnung”, Verlag Technik Berlin 1952, bestaat er een verband tussen de oppervlakte verhouding, de ketel belasting en de bereikte temperatuur.

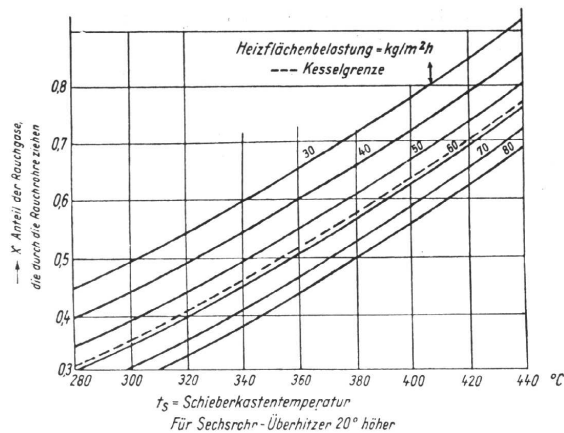


Bild 82. Schieberkastentemperatur  $f(x)$  und der Heizflächenbelastung

Uit de grafiek links valt af te lezen dat bij de verhouding van 50% van de beschikbare doorsnede van het totaal van de oude ketel de stoomtemperatuur slechts ca 350 °C zal bedragen. Voor Nederlandse verhouding is dat niet slecht, meestal was het lager. Een hogere temperatuur valt dus te bereiken door het vergroten van de doorsnee met oververhitter elementen.

3. De derde verhouding heeft te maken met de onderlinge verhouding van de weerstand van een vlampijp t.o.v. die van de vlambuis met elementen. Bij een vlampijp wordt de lengte- diameter verhouding gebruikt waarbij de verhouding van 100 als optimaal geldt. Bij een vlambuis met inhoud is dat wat moeilijker te bepalen vandaar dat Wagner (ZVDI 1929, p.1217) gegrepen heeft naar de verhouding van de interne pijp oppervlakte  $S$  ten opzichte van de vrije doorsnede  $A$ . Eenvoudig valt in te zien dat voor een pijp die interne oppervlakte  $l \cdot \pi \cdot d$  is en de oppervlakte van de doorsnede  $\pi/4 \cdot d^2$  zodat die verhouding dus  $l \cdot \pi \cdot d / (\pi/4 \cdot d^2)$  of  $l \cdot 4/d$  wordt. Bij zo'n optimale vlampijp wordt de waarde dus 400. Hetzelfde valt te doen voor een vlambuis. De totale wandoppervlakte wordt dan die van de vlambuis zelf plus die van de elementen en de doorsnede wordt die van de vlambuis minus die van de elementen. Van de oorspronkelijke locomotief blijken de verhoudingen 362 voor de vlambuizen en 346 voor de vlampijpen te zijn. Eenvoudig valt nu in te zien dat een kortere pijp dan 100 keer de diameter, een lagere verhouding gaat opleveren, in het geval van bijvoorbeeld 90 keer de diameter dus 360. Omdat deze verhouding te maken heeft met de stromingsweerstand, de korte buis heeft minder weerstand, blijkt nu hieruit dat de stromingsweerstand van de vlambuis met oververhitter dus groter was dan die van een vlampijp bij de oorspronkelijke uitvoering.

De onaangename consequentie van deze constatering is dat bij een hardrijdende locomotief, met een oplopende ketelbelasting, de rookgassen steeds meer de voorkeur geven aan de vlampijpen en niet aan de vlambuizen. De oververhitting neemt dus niet toe maar af! Dit is een van de oorzaken van de lage temperaturen van de oververhitte stoom bij Nederlandse Stoomlocomotieven. In de engelse literatuur heet dit verschijnsel “preferential draughting” en is een van de oorzaken van indifferent gedrag van stoomlocomotieven. Het moet dus beslist worden voorkomen.

4. Een vierde verhouding is een praktische. De doortocht van de elementen van de oververhitter samen moet groter zijn dan die van de stoomtoevoerbuis in de ketel. Door de oververhitting zet de stoom uit en heeft dan een groter volume nodig.

Volgens de tekening van de HSM ketel van Werkspoor is de toevoerbuis ca. 120 mm binnenmaat. De buis heeft  $0,01131 \text{ m}^2$  oppervlakte van de doorsnede.

### **De aan de nieuwe ketel te stellen eisen.**

Omdat aan een eventuele nieuwe ketel hogere eisen moeten worden gesteld, de lokomotief moet 120 in plaats van 90 km/u kunnen rijden, worden de volgende wijzigingen voorgesteld:

- wijzigen van de stoomdruk van 10,3 bar naar 15 bar. Er wordt op gewezen dat alle berekeningen al zijn gebaseerd op deze druk. Zoals te zien uit de figuur 3 uit de engelse tekst zakt de specifieke stoomconsumptie van boven de 6 kilo tot onder de 5,5 kilo bij de voorziene  $420^\circ\text{C}$ . De druk fungeert in deze als een min of meer onafhankelijke grootheid. Er is maar 11 kJ/kilo verschil in enthalpie bij verzadigde stoom van 10,2 bar en 15 bar en eventuele oververhitting tot  $420^\circ\text{C}$  vermindert dat tot 5 kJ/kg.
- een hogere oververhitting, te realiseren door de doortocht verhouding tussen vlambuis en vlampijp te wijzigen. Voor de gewenste temperatuur van ca. 420 graden is bij een stoomproductie die kan oplopen tot ca 80 kilo/ $\text{m}^2$  dan een verhouding van ca 62,5% gewenst.
- Het verschil van de stromingsweerstand tussen vlambuizen en vlampijpen wijzigen in het nadeel van de vlampijpen

Praktisch zal dit kunnen worden gerealiseerd door:

1. Het plaatsen van een vierde rij vlambuizen met oververhitter elementen. Hierbij wordt het oververhittend oppervlak vergroot. Tevens wordt de doortocht van de rookgassen langs de elementen vergroot. De ruimte gaat ten koste van vlampijpen, maar er is al geconstateerd dat de pijpen van de oude ketel een ongunstige L/D verhouding hebben.

Het wijzigen van de stromingsweerstand door:

2. Gebruik van een kleinere maat oververhitterpijpen, 35 mm (1 3/8 in.) in plaats van 38 mm. Deze pijpen zijn indertijd ook in de NS 6300 toegepast en vergroten de doorstroming door de rookbuizen. Het oververhitter oppervlak is al met 24/18 vergroot zodat de verkleining wordt gecompenseerd door de grotere hoeveelheid rookgas. Ook brengt deze wijziging de A/S van de buizen onder die van de vlampijpen.

Een alternatief zou kunnen bestaan uit:

3. Het vergroten van de diameter van de vlambuizen, in plaats van 127/119 mm 133/125 mm toepassen. Deze buizen blijken goed leverbaar zodat dit een haalbare oplossing is. Het onderlinge effect is hetzelfde als een verkleining van de vlampijpen. Deze pijpen blijken echter niet goed in de toch al kleine pijpenplaat te plaatsen en zijn dus onbruikbaar.

4. Het iets hoger plaatsen van de ketel. De vuurkist kan daardoor een grotere oppervlakte krijgen terwijl het volume ook toeneemt. Het eerste gaat iets ten koste van de oververhitting en het laatste is gunstig voor een rookloze verbranding. Er wordt hier verder uitgegaan van 200 mm hoger en 1,2 m<sup>2</sup> meer verdampend oppervlak.

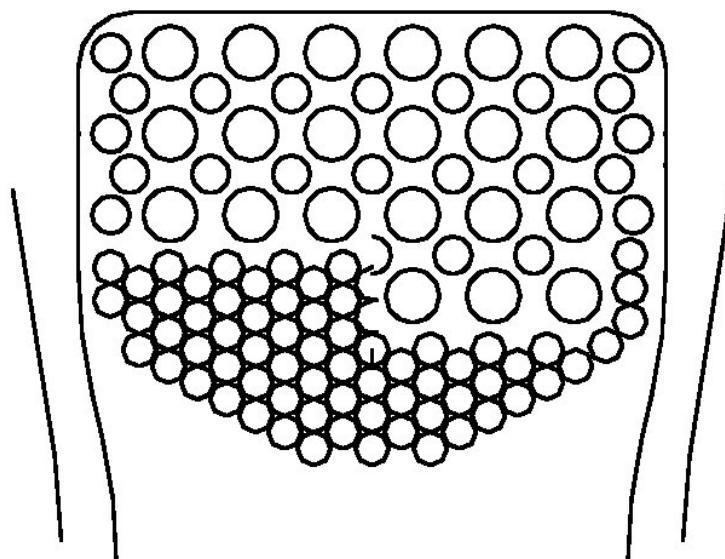
Door deze combinatie van wijzigingen ontstaat een ketel die de volgende eigenschappen heeft:

1. Toepassing van standaard 127/119 mm vlambuis, 40/45 mm vlampijp en 35/28 mm oververhitterpijp. Al deze maten zijn momenteel uit de normale handelsvoorraad ketelpijp leverbaar. In verband met het intermitterende gebruik van de locomotief zou een 1 mm grotere wanddikte van de buizen en pijpen beter voor de levensduur zijn. Daarbij wijzigen de hierboven gemelde waarden.
2. Het Verwarmend Oppervlak wordt met 24 buizen en minstens 73 plaatsbare pijpen in totaal 74,21 m<sup>2</sup>
3. De Oververhitter Oppervlakte wordt ca. 28 m<sup>2</sup> in plaats van 22,83 m<sup>2</sup>
4. De Oververhitter doortocht wordt ca. 0,0146 m<sup>2</sup>, de toevoerbuis kan daarop worden aangepast.
5. De netto vlambuis doortocht oppervlakte ten opzichte van het totaal wordt vergroot naar 65,5%, de gewenste waarde.
6. De vlambuis lengte / hydr. diameter wordt 82, onder de 100, de vlampijp lengte / diameter 86,5. De *S/A* wordt resp 328 en 346.

Bij een rooster van 2,04 m<sup>2</sup> en 74,21 m<sup>2</sup> V.O. zou dan per m<sup>2</sup> volgens Sanzin-Kochy  $5525/(35+74,21/2,04)=77,4$  kilo stoom worden geproduceerd, en met de correctie voor de verbrandingswaarde volgens Giesl 88 kilo, een totaal van tussen de 5744 en 6600 kg/uur. Bij de doortocht van 65,5% van het totaal wordt dan een stoomtemperatuur van rond de 420° C. bereikt. Door de gewijzigde verhoudingen zal deze temperatuur wat kunnen oplopen bij hogere belastingen, omdat onder die condities het rookgas een voorkeur heeft voor de vlambuizen door de betere weerstand.

**Conclusie:** Het is zeer wel mogelijk door het kiezen van iets andere vlambuis en vlampijp aantallen, vlampijp en oververhitter diameters het ketelontwerp zodanig aan te passen dat daarmee de stoomproductie met de gewenste stoomtemperatuur wordt vergroot. Gevraagd werd 5792 kg/uur en minimaal geleverd wordt 5744 kg/uur met een temperatuur van 420°C. Voorwaarde is wel het verstoken van kolen met een verbrandingswaarde van minimaal 30 MJ/kg.

## De praktische uitvoering.



**Schetsmatige opzet van de achterpijpenplaat in de vuurkist van de HSM 814, oude (l) en gewijzigde (r) uitvoering**

Volgens bijgaande schets zijn 73 vlampijpen nog wel te plaatsen, een wat minder in een vast patroon geplaatste hoeveelheid kan waarschijnlijk nog wel iets worden vergroot.

Volgens de opgaven in het boek “Onze nederlandse stoomlocomotieven” van Waldorp hadden de HSM locomotieven de volgende ketelgegevens. De gegevens van het nieuwe ketelontwerp staan ernaast.

	HSM800-812	814	
Hoofdafmetingen:			
Verwarmd oppervlak vuurkist	10,3	11,5	m <sup>2</sup> ,
Verw. oppervl. vl.pijp. en vl.buizen	71	62,7	m <sup>2</sup>
Verwarmd oppervlak oververhitter	23	28	m <sup>2</sup>
Roosteroppervlak	2,04	2,04	m <sup>2</sup>
Maximum stoomdruk	10,5	15	bar

De aantallen vlambuizen en –pijpen staan in Karskens boek “De locomotieven van de HIJSM” en zijn eveneens uit de tekeningen te lezen.

De diameters van de vlambuizen en – pijpen van alle NS locomotieven zijn te vinden in tabel XXIV in het ”Handboek voor Spoorwegtechniek” deel III, pagina 135.