

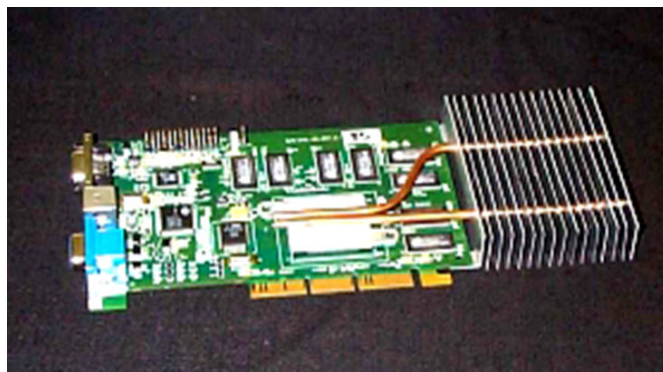
Jerzy Luciński
Wydział Informatyki i Zarządzania
Wyższa Szkoła Informatyki w Łodzi

MODELOWANIE SYSTEMU CHŁODZENIA Z RURAMI CIEPLNYMI (HEAT PIPES) W SPRZĘCIE ELEKTRONICZNYM

Streszczenie – W referacie opisano zastosowanie ciepłowodów z rurą cieplną w sprzęcie elektronicznym. Dla wybranej rury zbudowano statyczny obwodowy model cieplny i wyznaczono jego parametry. Zaprezentowano model dla stanów przejściowych oparty na analogii termiczno-elektrycznej i przeznaczony do symulacji w programie SPICE. Przedstawiono obliczone charakterystyki zastępczej przejściowej impedancji termicznej dla wybranej rury cieplnej oraz całego ciepłowodu.

1 Wstęp

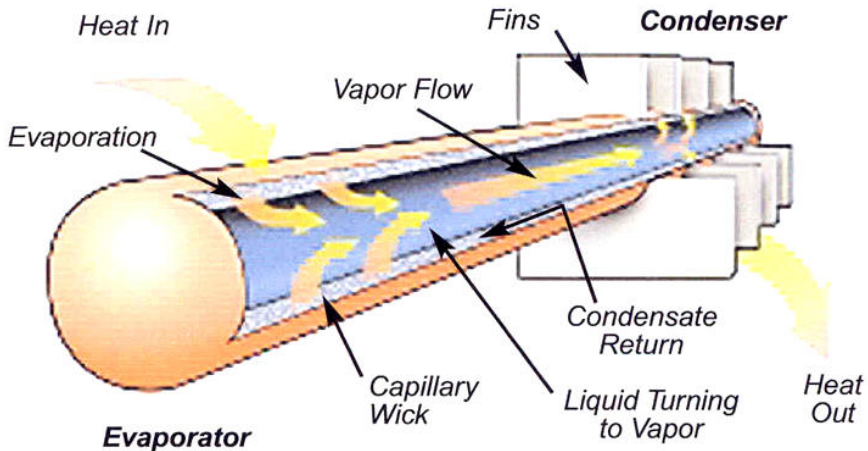
Rury cieplne (ang. Heat Pipes) są obecnie powszechnie stosowane w sprzęcie elektronicznym a głównie w komputerach typu Laptop do tak zwanego pasywnego chłodzenia podzespołów. Umożliwiają one efektywne odprowadzenie ciepła od źródła mocy do oddalonego radiatora rozpraszającego ciepło.



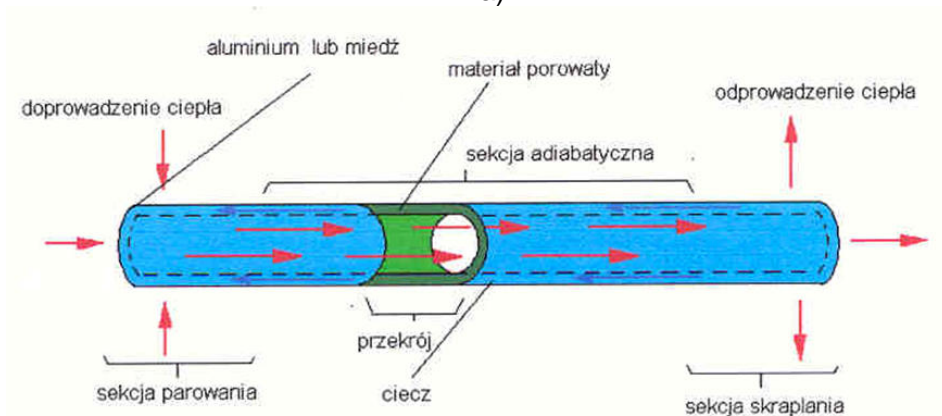
Rys. 8. Widok karty graficznej komputera z chłodzeniem pasywnym typu Heat-Pipe.[2] Reprodukowano za zgodą Thermacore Inc.

Właściwości statyczne rur ciepłych są obszernie opisane w literaturze [3, 5, 6, 9] natomiast obserwuje się całkowity brak doniesień na temat ich właściwości dynamicznych.

Działanie rury ciepłej jest oparte na transporcie ciepła i masy odpowiedniej cieczy w hermetycznej rurze (rys.2). Ciepło dostarczone do parownika w wyniku parowania cieczy jest przenoszone do skraplacza, a następnie rozpraszane w radiatorze.



a)



b)

Rys. 9. Zasada działania rury ciepłej. a) rysunek poglądowy [10] reproduковано za zgodą Thermacore.Inc., b) rysunek schematyczny [7]

Rura ciepła charakteryzuje się podstawowymi parametrami: wymiarami geometrycznymi t.j. średnicą i długością, rodzajem cieczy

Taka charakterystyka daje projektantowi pierwszą podstawową informację o możliwości transportu ciepła przez rurę.

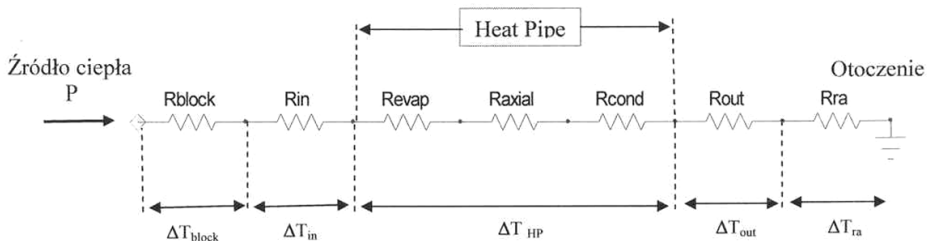
2 Model cieplny dla stanu ustalonego

Na rys. 4 przedstawiono pełny rezystancyjny model cieplny opisujący przepływ mocy P z elementu chłodzonego do otoczenia. Można w nim wyodrębnić rurę cieplną (Heat Pipe) o parametrach [3]:

Revap – rezystancja termiczna sekcji parownika

Raxial – rezystancja termiczna części środkowej rury

Rcond – rezystancja termiczna sekcji skraplacza zamocowanej w radiatorze



Rys. 11. Pełny rezystancyjny model ciepłowodu

W pełnym modelu ciepłowodu występują jeszcze dodatkowe rezystancje:

R_{block} – rezystancja bloku, na którym bezpośrednio spoczywa element elektroniczny

R_{in} – rezystancja styku na wejściu rury

R_{out} – rezystancja styku na wyjściu rury (styk skraplacz – radiator)

R_{ra} – rezystancja radiator – otoczenie

3 Model fizyczny

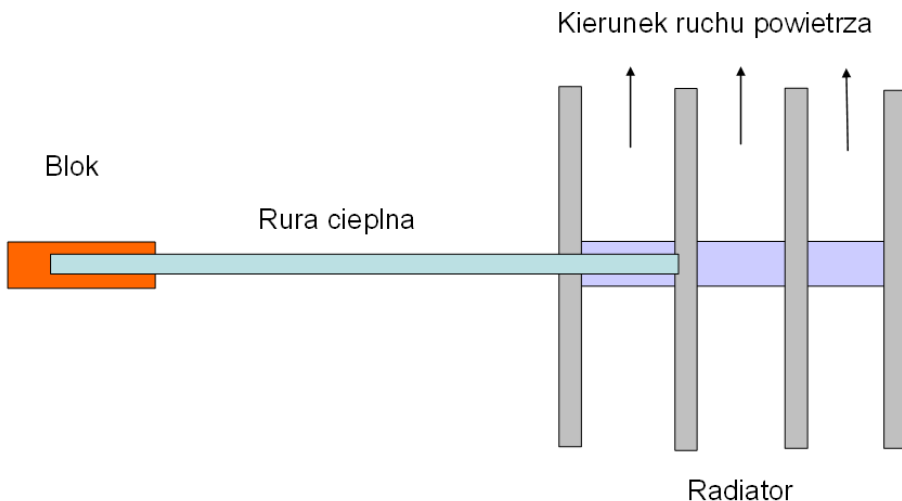
Do dalszych badań przyjęto model urządzenia przedstawionego schematycznie na Rys 5

Do transportu ciepła z bloku do radiatora służy pojedyncza rura cieplna. Założono następujące parametry rury potrzebne do jej wyboru:

- wypełnienie : woda
- średnica:: 4mm
- długość całkowita: 15cm
- długość parownika: 2.5cm
- długość skraplacza: 2.5cm
- położenie: poziome

- przewidywana moc: poniżej 10W
- przewidywana temperatura średnia: 60deg

Wyniki otrzymane z selektora F-my Thermacore w postaci wygenerowanej charakterystyki moc – temperatura pokazano wcześniej na Rys.3b. Z wykresu wynika, że przy średniej temperaturze rury 60deg przenosi ona moc 6W



Rys. 12. Model fizyczny. Szkic przekroju pionowego (widok w głąb płaszczyzny rysunku). Wymiary bloku 2.5x2.5x1 cm, Wymiary radiatora: 4 żebra 7.5x7.5x0.1cm w odstępach 0.6cm. Rysunek nie w skali.

4 Parametry modelu cieplnego dla stanu ustalonego

Na podstawie wzorów zamieszczonych w pracy [3] (Dodatek 1) obliczono rezystancje termiczne poszczególnych odcinków pełnego modelu cieplnego badanego urządzenia (Tablica 1)

Dla uproszczenia pominięto rezystancję styku na wyjściu rury R_{out} , która zwykle jest bardzo mała. Założono moc dostarczona do bloku $P=6W$ oraz temperaturę otoczenia 20deg. W tablicy podano również wyniki obliczeń przyrostów temperatury w stanie ustalonym na poszczególnych odcinkach ciepłowodu.

Jak widać dla temperatury otoczenia 20deg (przy styku blok parownik – lutowanym) - rura osiąga temperaturę 62.5deg i jest to wartość zbliżona do założonej. Przyrosty temperatury na rurze są znikomo małe. Istotną rolę odgrywa połączenie blok-rura R_{in} , które powinno być wykonane przez lutowanie.

Tabela. 1. Obliczone wartości rezystancji cieplnych i przyrostów temperatury w stanie ustalonym przy wartości mocy $P=6W$. Całkowity przyrost temperatury ΔT blok-otoczenie dla $R_{in}=0.16$ deg/W wynosi 42.5 deg.

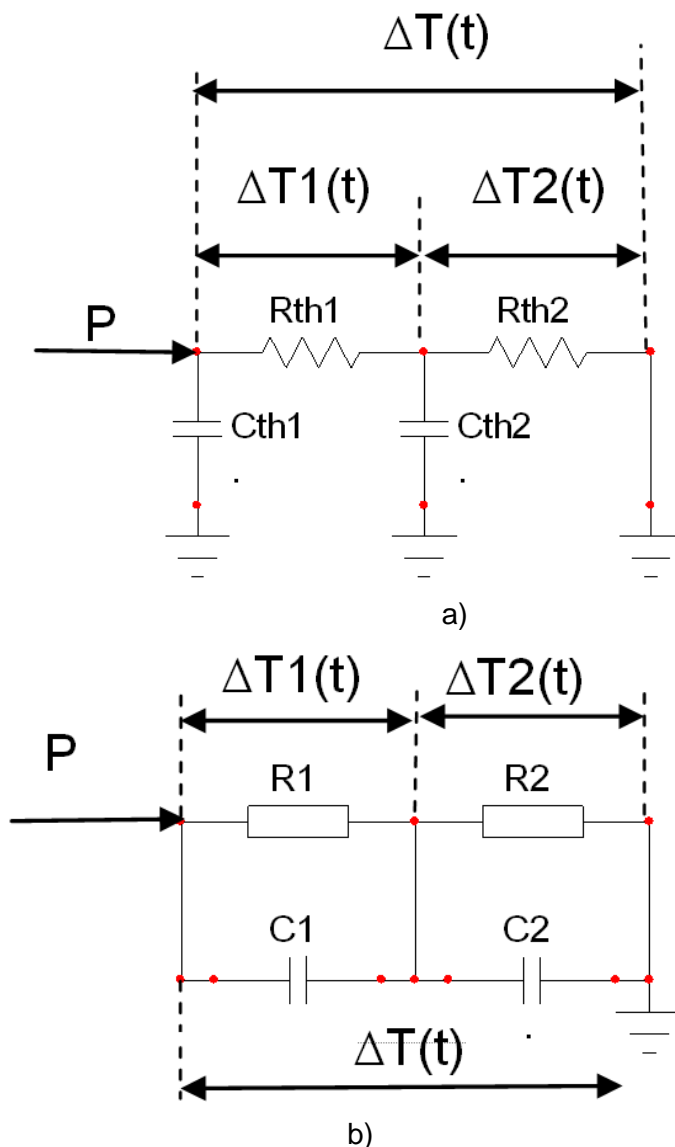
Rezystancja termiczna	Wartość [deg/W]	Przyrosty temperatury ΔT [deg]
Rblock	0.04	0.240
Rin lutowie	0.16	0.960
Rin epoksyd	0.32	1.920
Revap	0.064	0.384
Raxial	0,159	0.954
Rcond	0.064	0.384
Rout	pominięto	-
Rra	6.6	39.60

W dotychczasowych rozważaniach zakładano stałą moc $P=6W$ przenoszoną przez ciepłowód, bo taką wartość mocy może przenieść wybrana rura cieplna. Może być interesujące, jak zachowa się przyjęty układ chłodzenia przy mniejszych wartościach mocy. Jak wynika z literatury [3] (Dodatek 1) rezystancje termiczne odcinków ciepłowodu poza radiatorem nie zależą od mocy. Nieco inaczej zachowuje się sam radiator, gdyż przy mniejszej mocy i niższej temperaturze intensywność chłodzenia w warunkach konwekcji naturalnej jest mniejsza. Analizę pracy układu przy różnych wartościach mocy zamieszczono w Dodatku 2. Z analizy tej wynika, że dla założonego kształtu radiatora z dostatecznym przybliżeniem można jednak przyjąć stałą wartość rezystancji termicznej radiatora w całym zakresie zmian mocy.

5 Zastępcza przejściowa impedancja termiczna

Pojęcie zastępczej przejściowej impedancji termicznej stosuje się do struktur wieloelementowych (wielowarstwowych), dla których zadowalające wyniki daje równanie (1)

$$\Delta T(t) \approx P \sum_i R_i \left(1 - \exp\left(-\frac{t}{\tau_i}\right) \right) \quad (1)$$



Rys. 13. Dwuelementowe schematy cieplne dla stanów przejściowych. a) schemat rzeczywisty, b) schemat zastępczy (transformowany).

Dla rzeczywistego dwuelementowego schematu cieplnego z Rys 6a przyrost temperatury w stanie przejściowym o czasie t wynosi:

$$\Delta T(t) = P \left[R_{th1} \left(1 - \exp\left(-\frac{t}{\tau_1}\right) \right) + R_{th2} \left(1 - \exp\left(-\frac{t}{\tau_2}\right) \right) \right] \quad (2)$$

Przy czym :

$$\tau_1 = R_{th1} C_{th1}$$

$$\tau_2 = R_{th2} C_{th2}$$

Parametry R_{th} i C_{th} mogą być obliczone na podstawie znajomości wielkości fizycznych i geometrycznych poszczególnych elementów (warstw).

W obliczeniach cieplnych stosuje się również przekształcony zastępczy schemat cieplny (ang. transformed equivalent circuit [11]) spełniający równanie (3) mające dla struktury 2 –elementowej postać:

$$\Delta T(t) = P \left[R_1 \left(1 - \exp\left(-\frac{t}{\tau_1}\right) \right) + R_2 \left(1 - \exp\left(-\frac{t}{\tau_2}\right) \right) \right] \quad (3)$$

Przy czym :

$$\tau_1 = R_1 C_1 \quad \tau_2 = R_2 C_2$$

Parametry R_1 oraz C_1 są tu parametrami zastępczymi. W pierwszym przybliżeniu można rezystancje zastępcze R_1 i R_2 przyrównać do R_{th1} i R_{th2} . Przyjęcie $C_1 \approx C_{th1}$ oraz $C_2 \approx C_{th2}$ stanowi jeszcze większe uproszczenie.

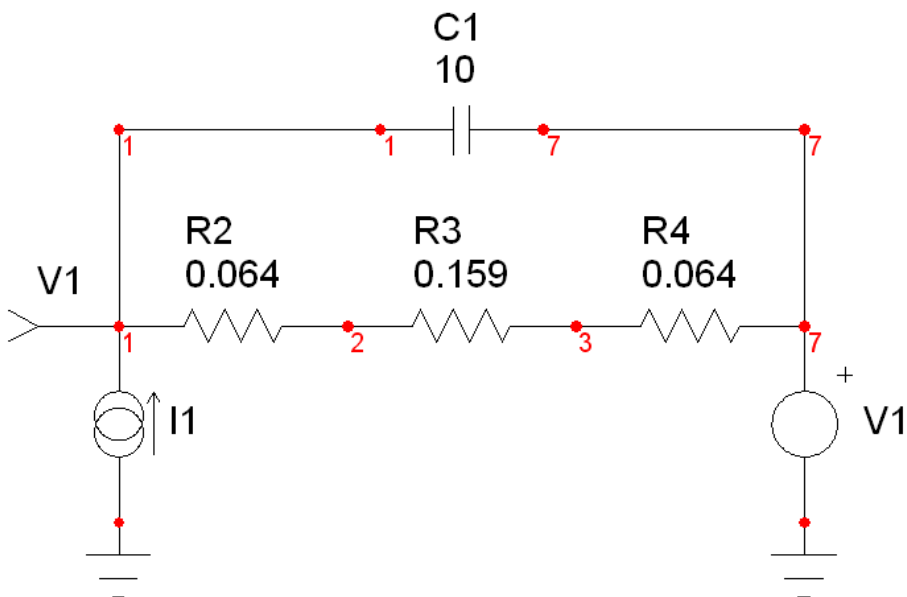
Przy poczynionych wyżej założeniach upraszczających zastępcza przejściowa impedancja termiczna jako składnik w nawiasie kwadratowym równania (3) ma postać:

$$Z(t) = \frac{\Delta T(t)}{P} \approx R_1 \left(1 - \exp\left(-\frac{t}{\tau_1}\right) \right) + R_2 \left(1 - \exp\left(-\frac{t}{\tau_2}\right) \right) \quad (4)$$

Może być ona obliczona, chociaż częściej jest wyznaczana na podstawie pomiarów. Łatwo zauważyć, że dla struktury jednoelementowej przy powyższych założeniach upraszczających schematy cieplne z rysunków 6a i 6b są równoważne.

6 Impedancja termiczna rury cieplnej

Przy badaniu stanów przejściowych rura cieplna musi być traktowana jako struktura jednoelementowa o trzech rezystancjach (p. 2 Rys.4), gdyż pojemności cieplnych poszczególnych sekcji nie da się określić bez wnikania w fizykę zjawisk zachodzących w rurze. Przy takim założeniu, oraz przy uproszczeniach opisanych w p.5 - do wyznaczania zastępczej przejściowej impedancji termicznej rury może być użyty schemat zastępczy (Rys 7) analizowany przy zastosowaniu dowolnego symulatora obwodów elektrycznych z rodziny SPICE po przyjęciu odpowiednich wartości współczynników przeskalowania [4] (Tablica 2).



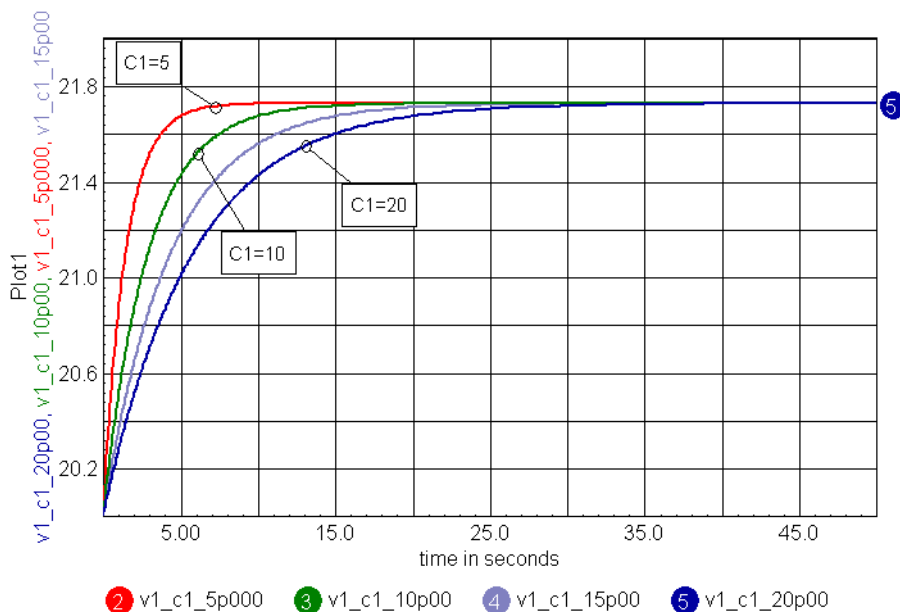
Rys. 14. Schemat do symulacji w programie Intusoft ICAP/4 do wyznaczania przebiegów temperatury parownika rury przy przyjęciu współczynników przeskalowania z Tabelicy 2

Tabela. 2. Analogia termiczno elektryczna i współczynniki przeskalowania [4]

Wielkość termiczna	Wielkość elektryczna	Współczynnik przeskalowania
Temperatura T	Potencjał V	$a1 [V/deg]$
Przyrost ΔT	Napięcie	$a2 [V/deg]$
Moc cieplna P	Prąd I	$a2 [1/V]$
Rezystancja termiczna R_{th}	Rezystancja elektryczna R	$a1/a2 [V^2/deg]$
Pojemność cieplna C_{th}	Pojemność elektryczna C	$a2/a1 [deg/V^2]$
Stała czasowa T_{th}	Stała czasowa RC	1

Na schemacie z Rys.7 rezystancje elektryczne R2 do R4 odwzorowują obliczone rezystancje termiczne odpowiednio R_{evap} , R_{axial} , i R_{cond} przy wartościach współczynników przeskalowania [4] $a1/a2 = 1$ [V^2/deg]. Dla źródła prądowego I1 odwzorowującego moc cieplną $P = 6\text{W}$ przyjęto współczynnik przeskalowania $a2 = 1$ [$1/V$]. Dla źródła napięcia V1 odwzorowującego temperaturę otoczenia $T_a=20\text{deg}$ przyjęto współczynnik przeskalowania $a1 = 1$ [V/deg].

Na Rys.8 przedstawiono wyniki symulacji układu przy starcie rury od temperatury $T_a=20\text{deg}$ do osiągnięcia stanu ustalonego przy wymuszeniu skokiem mocy $P=6\text{W}$ i założeniu czterech wartości pojemności $C1$: 5, 10, 15 i 20 [J/deg] przy współczynniku przeskalowania $a2/a1 = 1$ [deg/V^2].



Rys. 15. Symulowane przebiegi temperatury na wejściu rury dla różnych wartości $C1$

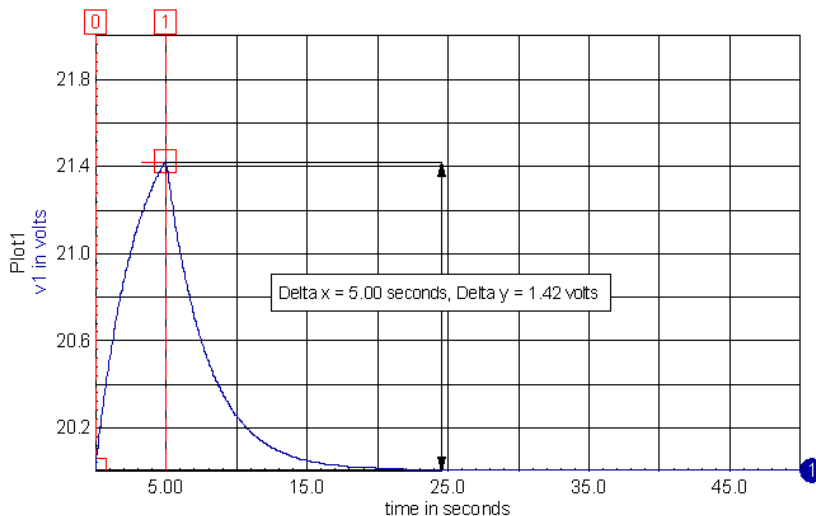
Na podstawie otrzymanych wyników symulacji układu, zakładając na podstawie pracy [7] dla rury identycznej z zastosowaną tutaj (średnica 4mm, wypełnienie woda, położenie poziome, moc ok. 6W) - cieplną stałą czasową $\tau \approx 5\text{s}$, a także przyjmując osiągnięcie stanu ustalonego po ok. 4τ - oszacowano zastępczą pojemność $C1 \approx 10$ [J/deg] (współczynnik przeskalowania $a2/a1 = 1$ [deg/V^2])

Metodyka wyznaczania charakterystyk zastępczej przejściowej impedancji termicznej opiera się na zależności:

$$Z(t_1) = \frac{\Delta T(t_1)}{P} \quad (5)$$

w której prostokątny impuls mocy P o czasie t_1 powoduje przyrost temperatury $\Delta T(t_1) = T(t_1) - 20 \text{ deg}$

Przykładowy przebieg czasowy temperatury T (przeskalowanie ze współczynnikiem $a_1=1[\text{V/deg}]$) pokazano na Rys 9



1 v1

Rys. 16. Przykładowy symulogram przebiegu temperatury dla $t_1=5s$

Tabela. 3. Wyniki symulacji przyrostów temperatury i obliczone wartości $Z(t_1)$ dla rury ciepłej

t_1 [s]	ΔT [deg]	$Z(t_1)$ [deg/W]
0.5	0.28	0.047
1	0.51	0.085
2	0.87	0.145
5	1.42	0.236
10	1.67	0.278
20	1.72	0.287

Stosując wielokrotną symulację dla różnych wartości czasu t_1 i wyznaczając odpowiednie szczytowe przyrosty temperatury otrzymano charakterystykę zastępczej impedancji $Z(t_1)$ pokazaną w postaci Tablicy 3 oraz dalej na wspólnym wykresie (Rys.11). Jak widać dla czasu impulsu mocy $t_1 = 20s$ osiąga się praktyczny stan ustalony to znaczy $Z(20s) = 0.287 \approx R_{HP}$

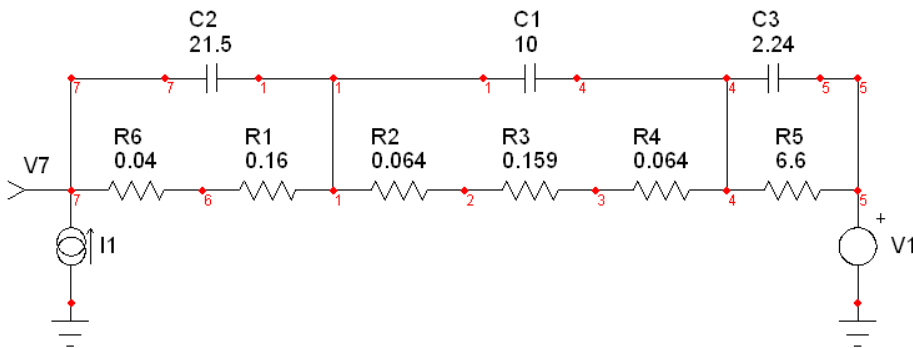
7 Zastępcza impedancja termiczna całego ciepłowodu

Opisaną powyżej metodykę badań zastosowano do modelu fizycznego urządzenia opisanego w p.3. Przyjęto schemat (Rys 10) do symulacji w programie Intusoft ICAP/4 stanów przejściowych przy pobudzeniu bloku impulsem mocy $P = 6W$ o różnym czasie trwania. Na schemacie podano dodatkowo obliczone wartości parametrów dla bloku, radiatora oraz połączenia blok-rura. Symulacje przeprowadzono dla dwóch obwodów różniących się jedynie wartością rezystancji styku blok-rura

$R_{in} = R_1 = 0.16 \text{ deg/W}$ dla połączenia lutowanego [3] oraz

$R_{in} = R_1 = 0.32 \text{ deg/W}$ dla połączenia klejem epoksydowym [3].

W obu przypadkach podobnie jak w p.4 pominięto rezystancję styku R_{out} na wyjściu rury.



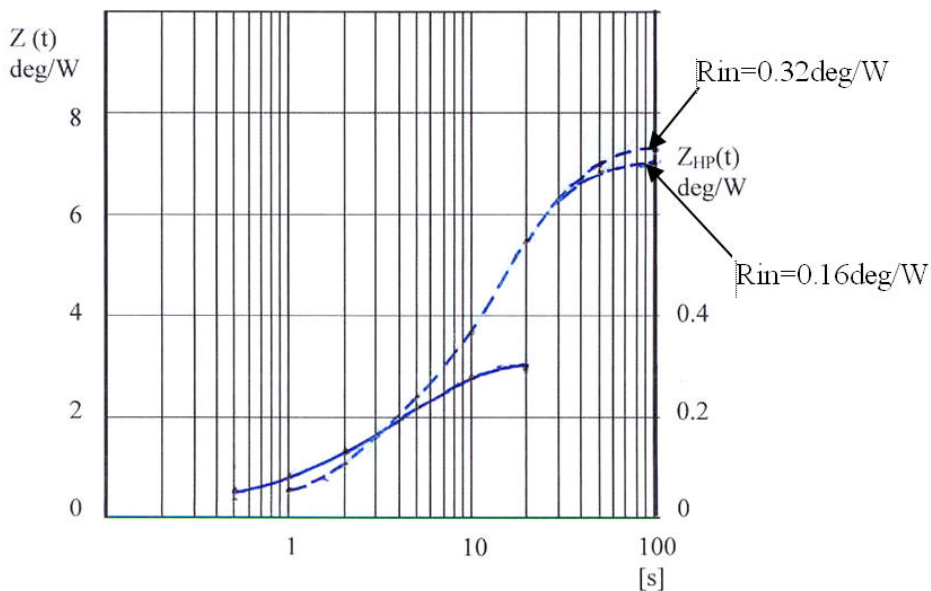
Rys. 17. Schemat zastępczy ciepłowodu dla stanów przejściowych do symulacji w programie ICAP/4

Założono również, że pojemność cieplna bloku obejmuje również rezystancję styku R_{in} .

Wyniki symulacji wartości przyrostów temperatury ΔT oraz obliczonych wartości $Z(t_1)$ dla opisanych dwóch obwodów cieplnych podano w Tablicy 4 oraz na Rys 11.

Tabela. 4. Wyniki symulacji przyrostów temperatury i obliczone wartości $Z(t_1)$ dla pełnego modelu ciepłowodu.

t1	Rin=0.16		Rin=0.32	
	ΔT [deg]	Z(t1) [deg/W]	ΔT [deg]	Z(t1) [deg/W]
0.5	1.75	0.290	1.75	0.29
1	3.40	0.570	3.40	0.57
2	6.40	1.070	6.40	1.07
5	13.6	2.270	13.6	2.27
10	22.5	3.750	22.5	3.75
20	32.5	5.416	33.0	5.50
50	41.5	6.916	42.5	7.08
100	42.5	7.080	43.5	7.25



Rys. 18. Charakterystyki zastępczej przejściowej impedancji termicznej rury cieplnej $Z_{HP}(t)$ (linia ciągła) wyznaczonej w p.8 oraz całego ciepłowodu $Z(t)$ (linie przerywane) dla dwóch wartości Rin

8 Wnioski

Z przeprowadzonych badań konkretnego układu chłodzenia za pomocą odpowiednio dobranej rury cieplnej wynikają następujące wnioski:

- rura cieplna stanowi doskonały element transportu ciepła od źródła (element elektroniczny) do radiatora rozpraszającego ciepło; spadek temperatury na samej rurze jest znikomo mały; przyrost temperatury źródła zależy więc od pozostałych elementów obwodu cieplnego a zwłaszcza od prawidłowo zaprojektowanego radiatora; nawet rezystancja styku blok – rura nie odgrywa zbyt dużej roli co wykazano w p.9

- rezystancja termiczna przyjętego radiatora w całym zakresie zmian mocy z dostatecznym przybliżeniem może być uznana za stałą (Dodatek 2),

- rura cieplna jest elementem dość szybkim pomimo, że do rozpoczęcia przemiany fazowej ciecz – para jest potrzebny pewien czas; przejściowa impedancja termiczna rury jest znikomo mała

- rura cieplna nigdy nie pracuje samodzielnie i jest zawsze na wejściu połączona z odpowiednim blokiem, podtrzymującym układ elektroniczny; przy pobudzeniu układu krótkimi impulsami mocy istotną rolę odgrywa pojemność cieplna samego bloku, co dodatkowo obniża wartość całkowitej przejściowej impedancji termicznej ciepłowodów.

- pomimo przyjęcia założeń uproszczających (p.5) - wyniki uzyskane w p.9 pod względem jakościowym wydają się prawidłowe; wyznaczone charakterystyki zastępczej przejściowej impedancji termicznej (rys.11) mają kształt typowy dla odpowiednich, wyznaczanych eksperymentalnie, charakterystyk innych elementów elektronicznych.

9 Podsumowanie

Główny cel zastosowania rur cieplnych w sprzęcie elektronicznym sprowadza się do odseparowania radiatora rozpraszającego ciepło od elementu elektronicznego, który musi być chłodzony. Dotyczy to zwłaszcza ustalonych stanów termicznych. Trudno się więc dziwić, że producenci rur cieplnych nie podają informacji o właściwościach dynamicznych rur, takich, jak np. impedancja termiczna czy termiczna stała czasowa. W niniejszej pracy spróbowano uzupełnić ten brak wiedzy i podać uproszczoną metodę wyznaczania przejściowej impedancji termicznej – której znajomość może być potrzebna w niektórych specjalnych zastosowaniach. Oczywiście jest celowe wyznaczanie Z_{th} na podstawie pomiarów. Jednak zaprezentowana metoda również częściowo opiera się na pomierzonej w pracy [7] wartości stałej czasowej rury. Wynika stąd wniosek, że przynajmniej

zadeklarowanie przez producentów rur cieplnych przybliżonej wartości tego parametru byłoby wartościowe dla praktycznego wykorzystania prezentowanej metody.

Literatura

- [1] Gentry F.E., Gutzwiller F.W., Holonyak N., von Zastrow E.E., *Tyristory. Półprzewodnikowe prostowniki sterowane*. Rozdział 10.3. Projektowanie radiatora chłodzącego. WNT Warszawa 1969.
- [2] Gernert N.J., *Grafic Processor Thermal Control Design*. Thermacore.Inc. www.thermacore.com
- [3] DeHoff R., Grubb K., *Heat Pipe Application Guidelines*. Thermacore Inc. [_www.thermacore.com](http://www.thermacore.com)
- [4] Janke W., *Zjawiska termiczne w elementach i układach półprzewodnikowych*. WNT Warszawa 1992
- [5] Lee S., *How to select a Heat Sink*. www.aavidthermalloy.com
- [6] Lee S., *Optimum design and selection of heat sinks*. Proceedings of 11-th IEEE Semi-Therm Symposium 1995 . www.aavidthermalloy.com
- [7] Legierski J., *Rury cieplne w systemach chłodzenia układów elektronicznych – modelowanie i eksperymenty*. Rozprawa doktorska. Politechnika Łódzka 2007
- [8] Luciński J., *Modelowanie rur cieplnych (Heat Pipes) w sprzęcie elektronicznym*. Materiały Konferencji MIS XVI, WSINF w Łodzi, kwiecień 2010
- [9] Thermacore Heat Pipe Selector. Thermacore Inc. www.thermacore.com
- [10] Thermacore Semiconductor Cooling Solutions. Thermacore.Inc. www.thermacore.com
- [11] Normy międzynarodowe IEC Document 47 (Secretariat) 384 Semiconductor devices and integrated microcircuits
- [12] International Standard IEC 60747-15 Discrete Semiconductor Devices 2003
- [13] PN-60747-15 Przyrządy półprzewodnikowe dyskretne. Cz.15 Izolowane przyrządy półprzewodnikowe mocy. 2006

Dodatek 1

Wzory użyte do obliczenia parametrów obwodu cieplnego

Rezystancje termiczne (Tablica 1)

$$R_{block} = \frac{d}{kA} \quad \left[\frac{\frac{m}{W} m^2}{m^2 \text{ deg}} = \frac{\text{deg}}{W} \right]$$

d - grubość bloku [m], k - przewodność cieplna, dla miedzi $k = 401$ W/m²deg

A – powierzchnia wejściowa bloku [m²]

$$R_{in} = \frac{R_{inter}}{\pi D_{HP} L_{evap}} \quad \left[\frac{\frac{\text{deg}}{W} cm^2}{cm^2} = \frac{\text{deg}}{W} \right]$$

R_{inter} –rezystancja cieplna materiału spoiwa (lutowie 0.5 , klej epoksydowy 1 [3])

D_{HP} – średnica rury [cm]

L_{evap} – długość sekcji parownika rury umieszczonej w bloku

$$R_{evap} = \frac{R_{Evap}}{\pi D_{HP} L_{evap}} \quad \left[\frac{\frac{\text{deg}}{W} cm^2}{cm^2} = \frac{\text{deg}}{W} \right]$$

R_{Evap} - rezystancja cieplna jednostkowa sekcji parownika. Dla rur miedzianych wypełnionych wodą przyjmuje się 0.2 deg/W cm² [3]

L_{evap} = długość sekcji parownika [cm]

$$R_{axial} \approx \frac{R_{Axial}}{\pi \frac{D_{HP}^2}{4}} \quad \left[\frac{\frac{\text{deg}}{W} cm^2}{cm^2} = \frac{\text{deg}}{W} \right]$$

R_{Axial} - rezystancja cieplna sekcji środkowej na jednostkę powierzchni przekroju rury (ściśle powierzchni przekroju wypełnionego parą cieczy [3]. Dla rur jak wyżej przyjmuje się 0.02 deg/W cm² [3]

$$R_{cond} = \frac{R_{Cond}}{\pi D_{HP} L_{cond}} \left[\frac{\frac{\text{deg}}{W} \text{cm}^2}{\text{cm}^2} = \frac{\text{deg}}{W} \right]$$

R_{Cond} – rezystancja cieplna jednostkowa sekcji skraplacza. Jak wyżej dla parownika przyjmuje się 0.2 deg/W cm² [3]

Rezystancja cieplna radiatora przy konwekcji naturalnej (żebra ustawione pionowo, czernione, położenie na poziomie morza, pomija się oddawanie ciepła przez promieniowanie) [1]

$$R_{ra} = \frac{1}{hA\eta} \left[\frac{1}{\frac{W}{\text{cm}^2 \text{deg}}} = \frac{\text{deg}}{W} \right]$$

h - współczynnik konwekcji. W obliczeniach przy założeniu temperatury otoczenia 20deg, temperatury radiatora 60deg - na podstawie nomogramu w [1] dla wysokości żebra 7,5cm wyznaczono $h \approx 0.000672$ W/cm² deg.

A – powierzchnia całkowita radiatora [cm²].

η - sprawność cieplna radiatora. W obliczeniach założono $\eta \approx 0.5$

Pojemności termiczne

Pojemność cieplna bloku

$$C_{th \text{ block}} = m_{block} c_w \left[\text{kg} \frac{J}{\text{kg deg}} = \frac{J}{\text{deg}} \right]$$

m_{block} - masa bloku [kg] c_w – ciepło właściwe dla miedzi przyjęto 386 $\frac{J}{\text{kg deg}}$

Pojemność cieplna radiatora

$$C_{th r} = m_r c_{wr} \left[\text{kg} \frac{J}{\text{kg deg}} = \frac{J}{\text{deg}} \right]$$

m_r - całkowita masa radiatora [kg] , c_{wr} – ciepło właściwe dla aluminium przyjęto

$$896 \frac{J}{kg \text{ deg}}$$

Dodatek 2

Rezystancja termiczna radiatora

Rezystancja termiczna radiatora przy uwzględnieniu wyłącznie konwekcji naturalnej może być przedstawiona wzorem:

$$R_{ra} = \frac{1}{hA\eta} \quad \text{gdzie} \quad \text{współczynnik} \quad \text{konwekcji} \quad \text{naturalnej}$$

$$h \approx 4.34 \cdot 10^{-4} \left(\frac{\Delta T}{L} \right)^{0.25}$$

A – całkowita powierzchnia radiatora, η – sprawność cieplna radiatora, L – długość żebra w kierunku pionowym

Przekształcając otrzymujemy:

$$R_{ra} = \frac{10^4 (L)^{0.25}}{4.34 (\Delta T)^{0.25} A \eta}$$

Wprowadzamy oznaczenie:

$$B = \frac{10^4 (L)^{0.25}}{4.34 A \eta}$$

$$\text{Stąd rezystancja radiatora: } R_{ra} = \frac{B}{(\Delta T)^{0.25}}$$

Spadek temperatury radiator – otoczenie wynosi:

$$\Delta T = R_{ra} P \quad \text{gdzie } P \text{ moc odprowadzana przez radiator}$$

Zatem

$$\Delta T = R_{ra} P = \frac{BP}{(\Delta T)^{0.25}}$$

Po przekształceniach otrzymuje się:

$$\Delta T = (BP)^{0.8}$$

Obliczenia dla modelu przyjętego w artykule

$$A = 7.5 \times 7.5 \times 2 \times 4 = 450 \text{ cm}^2$$

$$\eta = 0.5 \quad L = 7.5 \text{ cm}$$

$$B = \frac{10^4 (7.5)^{0.25}}{4.34 \cdot 450 \cdot 0.5} \approx 16.95$$

$$\Delta T \approx (16.95P)^{0.8}$$

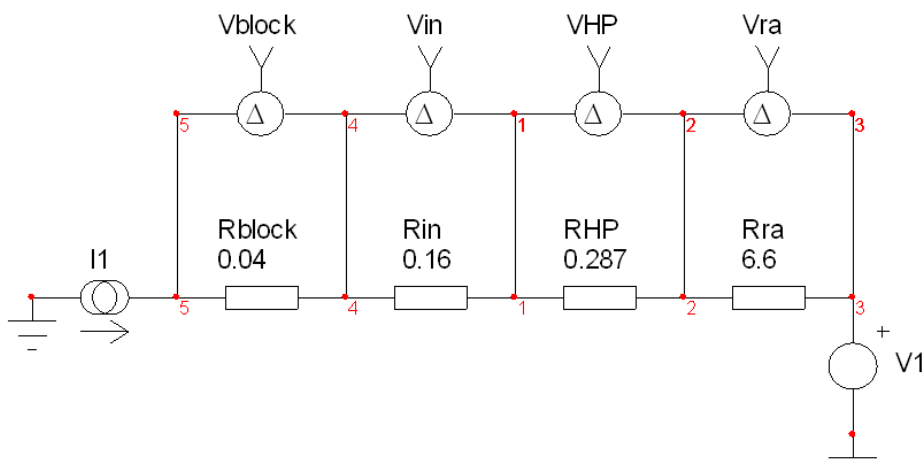
Wyniki obliczeń na podstawie powyższego wzoru podano w tabelicy D 1

Tablica D1. Obliczone wartości $\Delta T = f(P)$

P	1	2	3	4	5	6
ΔT	9.62	16.7	23.2	29.2	34.9	40.3
ΔT przy $R_{ra} = \text{const}$	6.6	13.2	19.8	26.4	33	39.6

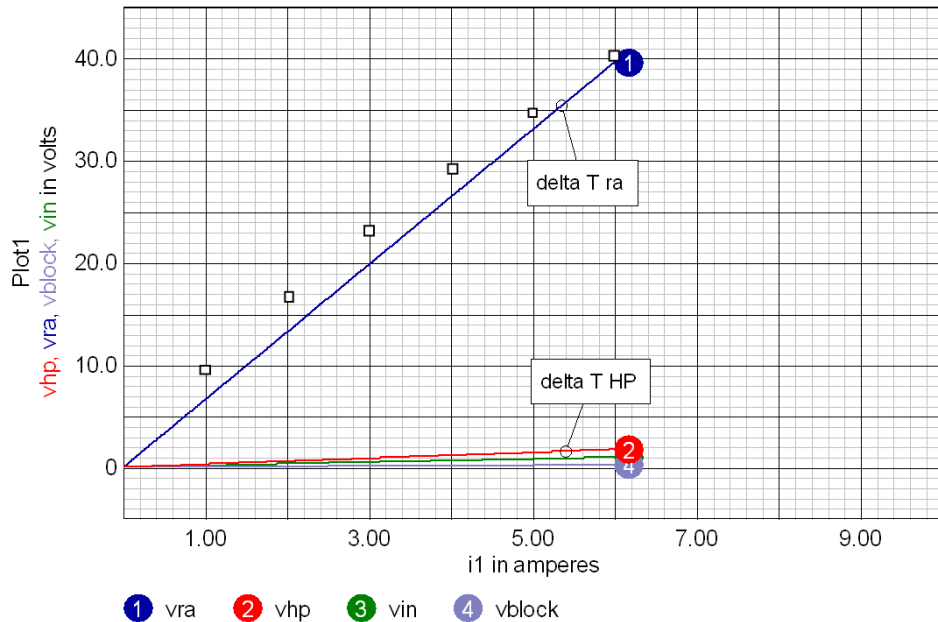
W tabelicy zamieszczono również wartości ΔT przy założeniu $R_{ra} = 6.6$ deg/W = const. (Tablica 1)

Dla ilustracji charakterystyk spadków temperatury w funkcji mocy można skorzystać z symulacji stałoprądowej w programie ICAP/4 i schematu na Rys.D1. Sondy napięciowe symetryczne pokazują spadki temperatury na poszczególnych odcinkach obwodu.



Rys. D1 Schemat do symulacji stałoprądowej (DC) w ICAP/4 spadków (lub przyrostów) temperatury na odcinkach ciepłowodu w stanie ustalonym. Źródło prądowe I1 reprezentuje moc cieplną. Źródło napięcia V1 – temperaturę otoczenia 20deg. Wszystkie współczynniki przeskalowania są równe jedności.

Na Rys.D2 pokazano wyniki symulacji uzyskane na podstawie schematu z Rys.D1



Rys. D2 Charakterystyki spadków temperatury na poszczególnych odcinkach obwodu cieplnego w funkcji mocy w zakresie 0 – 6W. Charakterystyka dla radiatora ΔT_{ra} jest przybliżona. Na rysunku pokazano punktami wartości spadku temperatury na radiatorze zgodnie z tabelą 1

Interpretacja uzyskanych wyników

Radiator współpracujący z rurą cieplną jest normalnie projektowany na określoną moc znamionową, w tym przypadku równą 6W. Jego rezystancja termiczna R_{ra} powinna być jak najmniejsza, bo na niej odkłada się największy spadek (lub przyrost – jeżeli patrzeć w kierunku źródła mocy) temperatury obwodu. Założenie $R_{ra} = \text{const}$ jest założeniem upraszczającym. W rzeczywistości radiator pracujący w warunkach konwekcji naturalnej tym lepiej odprowadza ciepło im jest większa jego temperatura. Oznacza to, że przy mocy mniejszej od znamionowej 6W rezystancja termiczna radiatora będzie nieco większa więc spadek temperatury będzie również większy. Pokazują to wyniki zawarte w Tabelicy D1 oraz na Rys.D2, z którego widać, że charakterystyka $\Delta T_{ra} = f(P)$ w rzeczywistości jest nieliniowa jednak odstępstwo od charakteru liniowego nie jest duże.

MODELING OF HEAT PIPES COOLING SYSTEM IN ELECTRONIC EQUIPMENT

Summary – In the paper the performance of Heat-Pipe type heat sink is described. For a selected Heat Pipe a thermal resistance model for steady states is presented. For a transient thermal analysis the chosen equivalent RC circuits are discussed. Two circuit SPICE models were used to calculate equivalent Z_{th} characteristics of the selected HP and overall heat sink.