

مطالعه توزیع دما در لوله‌های آبی بویلرهای نیروگاهی در حالت پایدار و حالت گذرا (راه‌اندازی)

حسین شکوهمند

استاد گروه مهندسی مکانیک - دانشکده فنی - دانشگاه تهران

عادل پیرمحمدی

فارغ التحصیل کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک - دانشکده فنی - دانشگاه تهران

(تاریخ دریافت ۷۹/۵/۱۶، تاریخ تصویب ۸۰/۷/۷)

چکیده

در این مقاله انتقال حرارت هدایت پایدار و ناپایدار در مجموعه لوله‌های آبی بویلرهای نیروگاهی، که متشکل از لوله به همراه پره و جوش است در ناحیه‌ای از کوره که لوله‌ها مستقیماً در مقابل شعله قرار می‌گیرند و بیشترین شار حرارتی را دریافت می‌کنند، بصورت دو بعدی مطالعه شده است. نحوه توزیع شار حرارتی محیطی، با استفاده از محاسبه ضریب دید بر روی قسمت لوله، پره و جوش بدست می‌آید. معادله انتقال حرارت هدایتی در حالت پایدار، بصورت تحلیلی و عددی حل شده و با یکدیگر مقایسه شده است. همچنین نحوه توزیع دما به هنگام روشن نمودن بویلر با استفاده از روش عددی اجزاء محدود^۱ بدست آمده و اثرات مربوط به ضخامت لوله، طول پره، ضخامت پره، زاویه جوش و چگونگی راه‌اندازی بررسی شده است.

واژه‌های کلیدی: انتقال حرارت - بویلرهای نیروگاهی - لوله‌های آبی - راه‌اندازی - توزیع درجه حرارت

مقدمه

[۳، ۲، ۱]. یک طرف این لوله‌ها در معرض شار حرارتی و طرف دیگر آنها کاملاً عایقکاری می‌شود. داخل لوله‌های آبی غشایی مخلوط آب و بخار جریان دارد. در هنگام عملکرد بویلر در بار نامی، درجه حرارت سیال داخل لوله‌ها معمولاً^۱ ثابت باقی می‌ماند که درجه حرارت آن، درجه حرارت اشباع مربوط به فشار مخلوط دو فازی است.

علاوه بر تجهیزات اصلی بویلر، مدار استارت بویلر شامل تجهیزاتی اضافی است که تنها به هنگام روشن و خاموش نمودن بویلر به کار می‌رود. در بویلرهای رایج امروزی، این مدار جهت هدایت بخار تولید شده به بیرون در ابتدای شروع به کار بویلر تا رسیدن به حالت نرمال، به کار می‌رود [۳]. در هنگام راه‌اندازی^۲ بویلر و قبل از رسیدن به بار نامی، لوله‌ها تحت تأثیر شدید شعله می‌باشند. بنابراین مطالعه دقیق و بررسی کامل نحوه توزیع دما، تنش‌های مکانیکی و حرارتی الزامی است. بررسی توزیع دما در جداره دیواره‌های آبی

دیواره محفظه کوره بویلر توسط لوله‌های آبی پوشیده می‌شود. طریقه قرارگیری لوله‌ها باید طوری باشد که حرارت تولید شده توسط احتراق سوخت به خوبی جذب لوله‌ها شده و به سیال عامل انتقال یابد تا از بالا رفتن بیش از حد دمای دیواره و همچنین از نشت گازهای حاصل از احتراق به بیرون کوره، جلوگیری شود. طریقه قرار گرفتن لوله‌ها و عایق کاری دیواره به صورت‌های مختلف امکان پذیر است. در بویلرهای مدرن امروزی ترکیبی از لوله‌های عمودی را با پره‌های طولی به صورت دیواره‌های آبی یکپارچه یا غشائی^۲ بکار گرفته‌اند. ساختمان این دیواره‌ها از یک سری لوله‌های عمودی تشکیل شده است که توسط یک نوار فلزی به یکدیگر متصل شده و غشاء پیوسته‌ای را تشکیل داده‌اند. این نوع ترکیب بندی لوله‌ها مزایای زیادی نسبت به سایر ترکیب بندی مورد استفاده در بویلرهای قدیمی دارد

بویلر در هنگام شروع به کار آن از این جهت دارای اهمیت است که در این بررسی‌ها نقاط بحرانی و آسیب‌پذیر شناسایی شده و در طراحی لوله‌های آبی بیشتر مورد توجه قرار می‌گیرند.

در هنگام راه‌اندازی بویلر، تغییرات فشار سیستم و توزیع درجه حرارت در جداره لوله تابعی از زمان است. با توجه به تحت فشار بودن لوله‌ها، بالارفتن دما باعث به وجود آمدن نقاط سرد و گرم و توزیع غیر یکنواخت دما در لوله‌ها می‌شود و این مسأله باعث تأثیرپذیری آنها از تنش‌های حرارتی (بخصوص در هنگام راه‌اندازی) خواهد شد. طراحی بویلرها باید طوری باشد که علاوه بر جذب حداکثر شار حرارتی داخل کوره، توزیع دمای یکنواختی روی دیواره ایجاد شود تا از بروز تنش‌های حرارتی شدید جلوگیری بعمل آید. کنترل چرخش در مدار بویلر و جلوگیری از پیش آمدن پدیده انحراف از جوشش هسته‌ای^۴ یکی از مسایل مهمی است که در هنگام شروع به کار بویلر باید به آن توجه نمود. لوله‌های آبی غشائی بدلیل آنکه مستقیماً در مقابل شعله قرار دارند، بیشترین حرارت را از طریق تشعشع دریافت می‌کنند. فشار داخل لوله‌ها که مربوط به فشار مخلوط آب و بخار می‌باشد زیاد است، بنابراین می‌بایست در شرایط مختلف بهره‌برداری این لوله‌ها از قابلیت اطمینان بالایی برخوردار باشند.

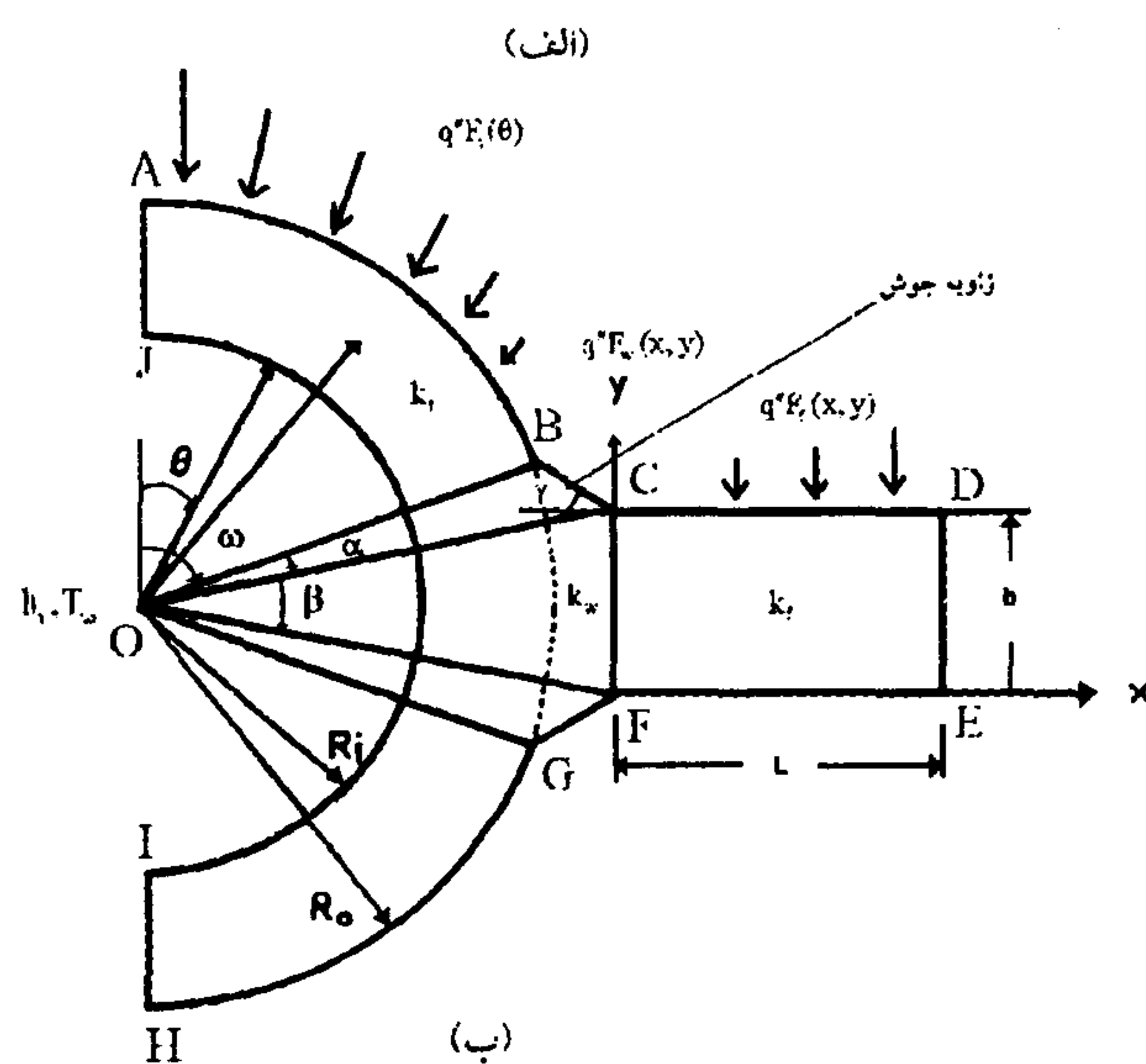
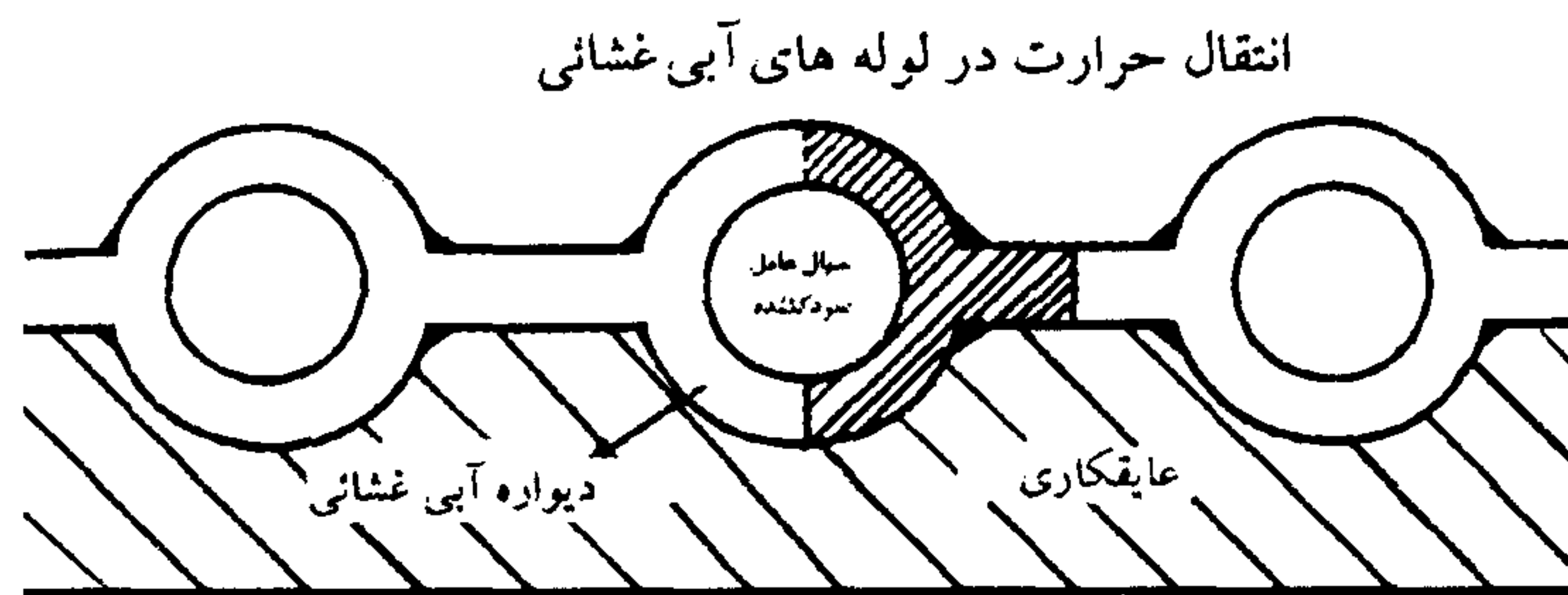
طراحی کوره بویلرهای مدرن امروزی نیازمند محاسبه دقیق توزیع شار حرارتی و دما در جداره لوله‌های آبی جهت تعیین جنس مناسب، ضخامت لوله‌ها پره‌ها، طول پره‌ها و سایر پارامترهای طراحی است. در همین رابطه Rajaram و Abraham [۴] توزیع درجه حرارت را بر روی لوله‌های مماس (بدون پره) بدست آوردند. همچنین Bowen و همکارانش [۵] توزیع درجه حرارت در بویلرهای بستر شارانیده^۵ را با استفاده از روش عددی تفاضل محدود، بدست آوردند. در همین رابطه، توزیع دما در جداره لوله‌های آبی غشایی با در نظر گرفتن اثر زاویه جوش و صرف‌نظر از اثرات ضریب دید در حالت پایدار بویلر مطالعه شده است [۶].

نحوه توزیع شار حرارتی داخل کوره در راستای ارتفاع کوره و محیط بیرونی لوله‌ها در جهت افقی، قابل بررسی

است. در امتداد ارتفاع کوره بیشترین شار حرارتی توزیع شده در ناحیه لوله‌های آبی است [۲]. در همین رابطه Belyakov و Krasyakova [۷] نحوه توزیع شار حرارتی در امتداد ارتفاع بویلر و اثرات ناشی از چرخش گازهای حاصل از احتراق را بررسی کردند. در سطح بیرونی لوله‌ها بیشترین شار حرارتی توزیع شده مربوط به تاج لوله است [۸،۲]. نحوه توزیع شار حرارتی در سطح بیرونی لوله و پره را می‌توان با استفاده از اندازه‌گیری دمای سطح بیرونی لوله و پره و حل معکوس معادله هدایت حرارتی پایدار، بدست آورد. Taler [۸] با استفاده از همین روش و اندازه‌گیری دما در چند نقطه روی لوله، توزیع شار حرارتی را بر روی محیط بیرونی لوله بدست آورد. نحوه توزیع شار حرارتی در سطح بیرونی لوله و پره را همچنین می‌توان با استفاده از ضرایب دید مربوط به هر یک از نقاط نسبت به سطح کوره، بدست آورد [۹،۲،۱۰]. در این مقاله نیز نحوه توزیع شار حرارتی با محاسبه ضرایب دید، بدست می‌آید و در حل تحلیلی مسأله، ضریب دید در روی لوله با یک جمله کسینوسی و در روی پره به وسیله یک چند جمله‌ای برازش می‌شود. این ضرایب در شرط مرزی بیرون لوله و پره مورد استفاده قرار می‌گیرد.

هنگامی که بویلر در حدود بیش از ۱۵ ساعت خاموش باشد استارت آن به صورت استارت سرد می‌باشد. این حالت زمانی است که بویلر جهت تعمیرات اساسی یا جهت تمیز کردن لوله و سطوح حرارتی به طور کلی از مدار خارج شده و کاملاً سرد شده است. نحوه راه‌اندازی بویلرها با توجه به توصیه سازندگان آنها اندکی با یکدیگر متفاوت است ولی بطور کلی همگی آنها از یک روش عمومی برای راه‌اندازی بویلر استفاده می‌کنند که این روش با توجه به دستورالعمل‌های موجود در مدارک چند نیروگاه کشور و منابع موجود [۱۱،۱۰،۳] بصورت خلاصه به این صورت است که در ابتدای راه‌اندازی بویلر تعدادی پیلوت روشن می‌کنند تا کوره را پیش گرم نمایند. بدین وسیله به احتراق سوخت نیز در زمان‌های بعدی کمک می‌شود. پس از مدتی تعدادی از مشعل‌ها (حدوداً ۱۰٪ مشعل‌ها) را روشن می‌کنند و فشار سیستم همزمان با روشن شدن این مشعل‌ها افزایش می‌دهند تا اینکه فشار و دمای سیستم به مقدار توصیه شده

که در آن T درجه حرارت ($^{\circ}C$)، \dot{q} انرژی تولید شده داخلی (W/m^3) و k ضریب انتقال حرارت هدایتی ($W/m^{\circ}C$)، t زمان (sec)، ρ دانسیته (kg/m^3) و c_p ظرفیت حرارتی ویژه ($J/kg^{\circ}C$) می باشد.



شکل ۱: مقطع لوله های آبی غشائی.

در هر ارتفاع معینی از بویلر، بعضی از لوله ها بسته به اینکه در دیوارهای جانبی کوره یا روبروی مشعل ها قرار گرفته باشند، نسبت به سایر لوله ها حرارت بیشتری را دریافت می کنند [۷، ۱۳]. در اغلب محاسبات مربوط به لوله های آبی غشایی جهت ساده نمودن و پیچیده نکردن موضوع، متوسط شار حرارتی را برای تمامی لوله ها در نظر می گیرند [۴]. به همین علت در این مطالعه نیز، نیمی از مجموعه لوله و پره را در نظر گرفته شده و مورد بررسی قرار می گیرد. برای حل معادله و ساده نمودن فرم کلی معادله فوریه فرضیات زیر در نظر گرفته می شود:

الف- خواص فیزیکی و حرارتی مستقل از زمان مکان می باشند.

ب- معادله به صورت دو بعدی در نظر گرفته می شود و از هدایت محوری در جداره لوله و پره صرف نظر می شود.

پ- در هر ارتفاع مورد نظر، شار حرارتی در دور تا دور دیواره بویلر (در امتداد افق) در همان ارتفاع ثابت فرض می شود.

توسط سازنده برسد. پس از این مرحله در بعضی از بویلرها گرمایش با همین فشار و دما تا چند ساعت ادامه می یابد و فشار درام تغییرات چندانی پیدا نمی کند. پس از طی این مرحله بخار را وارد توربین می کنند. سرعت توربین پس از مدتی به سرعت نامی خود، در حدود (rpm) ۳۰۰۰ می رسد پس از مدتی، بویلر وارد مدار می شود و از توربین در محدوده ۱ تا ۲ درصد در دقیقه بار گرفته می شود و همزمان مشعل ها نیز به ترتیب در هر چند دقیقه، (حدوداً ۲ تا ۱۰ دقیقه) روشن می شوند تا اینکه تمام مشعل ها وارد مدار می شوند. بررسی توزیع دما در جداره دیواره های آبی بویلر در هنگام شروع به کار آن از این جهت دارای اهمیت است که در این بررسی ها نقاط بحرانی و آسیب پذیر شناسایی شده و در طراحی لوله های آبی بیشتر مورد توجه قرار می گیرد. در هنگام راه اندازی بویلر، تغییرات فشار سیستم و توزیع درجه حرارت در جداره لوله تابعی از زمان است. با توجه به تحت فشار بودن لوله ها، بالارفتن ناگهانی دما باعث توزیع غیر یکنواخت دما در لوله ها می شود و تنش های حرارتی (به خصوص در هنگام راه اندازی) تشدید خواهد شد.

در این مطالعه علاوه بر حل تحلیلی (بدون در نظر گرفتن ناحیه جوش) در حالت پایدار، نحوه توزیع دما در حالت پایدار و ناپایدار (با در نظر گرفتن ناحیه جوش) با استفاده از روش عددی المان محدود بدست آمده و اثرات مختلف طراحی از جمله ضخامت لوله-پره، گام لوله ها و زاویه جوش مورد بررسی قرار گرفته است.

تئوری

مقطع نمونه ای از لوله های آبی غشائی در شکل (۱) نشان داده شده است. بعلاوه تقارن تنها نیمی از لوله یعنی قسمت هاشور خورده شکل مورد بررسی قرار می گیرد که در شکل (۱-ب) نمای بزرگ شده ای از همین قسمت نشان داده شده است. فرم کلی معادله انتقال حرارت فوریه به صورت زیر است [۱۲]:

$$\nabla \cdot (k \nabla T') + \dot{q} = \rho c_p \frac{\partial T'}{\partial t}$$

$$k_t \frac{\partial T'_t}{\partial r} = q'' F_t(\theta) \quad \text{at} \quad 0 \leq \theta \leq \omega, \quad r' = R_o$$

(۲-ت) سطح A-B: سطح تماس با شار حرارتی

$$k_t \frac{\partial T'_t}{\partial r} = 0 \quad \text{at} \quad \omega + \alpha + \beta \leq \theta \leq \pi, \quad r' = R_o$$

(۲-ج) سطح G-H: سطح عایقکاری شده

$$T'_f = T'_w,$$

$$k_f \frac{\partial T'_f}{\partial r'} = k_w \frac{\partial T'_w}{\partial r'} \quad \text{at} \quad \omega + \alpha + \beta \leq \theta \leq \pi, \quad r' = R_o$$

(۲-ح) سطح B-G: سطح مشترک

معادله حاکم بر ناحیه جوش نیز همان معادله فوریه است. این ناحیه دارای شکل هندسی شبیه یک ذوزنقه می باشد و به علت هندسه آن، معادله و شرایط مرزی مربوط به این قسمت نیز در مختصات استوانه‌ای نوشته می شود.

$$\frac{\partial^2 T'_w}{\partial r'^2} + \frac{\partial T'_w}{r' \partial r'} + \frac{\partial^2 T'_w}{r'^2 \partial \theta^2} = \frac{1}{\alpha_w} \frac{\partial T'_w}{\partial t}$$

(۳)

$$k_w \frac{\partial T'_w}{\partial n_{B-C}} = q'' F_w(\theta, \gamma)$$

(۴-الف) سطح B-C: سطح تماس با شار حرارتی

$$k_w \frac{\partial T'_w}{\partial n_{F-G}} = 0$$

(۴-ب) سطح F-G: سطح عایقکاری شده

که در اینجا γ زاویه جوش (شکل ۱-ب) و n بردار عمود بر سطح می باشد.

معادله حاکم بر ناحیه پره نیز همان معادله فوریه است تنها با این تفاوت که به علت شکل مستطیلی پره، معادله و شرایط مرزی آن در مختصات کارتزین نوشته می شود.

$$\frac{\partial^2 T'_f}{\partial x'^2} + \frac{\partial^2 T'_f}{\partial y'^2} = \frac{1}{\alpha_f} \frac{\partial T'_f}{\partial t}$$

(۵)

$$\frac{\partial T'_f}{\partial x'} = 0 \quad \text{at} \quad x' = 1, \quad 0 \leq y' \leq b$$

(۶-الف) سطح D-E: سطح تقارن (عایق)

$$\frac{\partial T'_f}{\partial y'} = 0 \quad \text{at} \quad y' = 0, \quad 0 \leq x' \leq$$

(۶-ب) سطح E-F: سطح عایقکاری شده

ت- از مقاومت حرارتی (مقاومت سطح) مابین لوله و پره و جوش صرف نظر می شود (تماس بین سطوح صد در صد فرض می شود).

ج- ضریب انتقال حرارت داخل لوله ثابت و مستقل از زاویه و طول لوله است.

ح- لوله‌های مجاور در وضعیت مشابه هم، در نظر گرفته می شود.

شرایط مرزی در سطح بیرونی لوله تابعی از مکان و زمان و در سطح داخلی لوله تابعی از زمان می باشد.

شار حرارتی در قسمت تاج لوله بیشترین مقدار خود را داشته و با توجه به محاسبات انجام شده مقدار شار حرارتی در امتداد محیط بیرونی لوله متناسب با زاویه دید بدست می آید. بنابراین مقدار شار تابعی از زاویه ما بین محل مورد نظر در روی محیط با تاج لوله (θ) است که بصورت تابعی از همین زاویه تغییر می کند.

ناحیه لوله بصورت نیمی از لوله توخالی است معادله حاکم بر این قسمت همان معادله فوریه می باشد. سطح بیرونی لوله‌ها که مقابل مشعل‌ها قرار دارد، تحت شار حرارتی و سطح داخلی نیز در تماس با سیال عامل است. پشت لوله‌ها نیز کاملاً عایقکاری می شود. با توجه به شکل (۱-ب) مبدا مختصات در مرکز لوله در نظر گرفته شده و زاویه θ از محل تاج لوله سنجیده می شود. معادله و شرایط مرزی مربوط به این قسمت در مختصات استوانه‌ای نوشته می شود.

$$\frac{\partial^2 T'_t}{\partial r'^2} + \frac{1}{r'} \frac{\partial T'_t}{\partial r'} + \frac{1}{r'^2} \frac{\partial^2 T'_t}{\partial \theta^2} = \frac{1}{\alpha_t} \frac{\partial T'_t}{\partial t}$$

(۱)

$$\frac{\partial T'_t}{\partial \theta} = 0 \quad \text{at} \quad \theta = 0, \quad R_i \leq r' \leq R_o$$

(۲-الف) سطح J-A: سطح تقارن (عایق)

$$\frac{\partial T'_t}{\partial \theta} = 0 \quad \text{at} \quad \theta = \pi, \quad R_i \leq r' \leq R_o$$

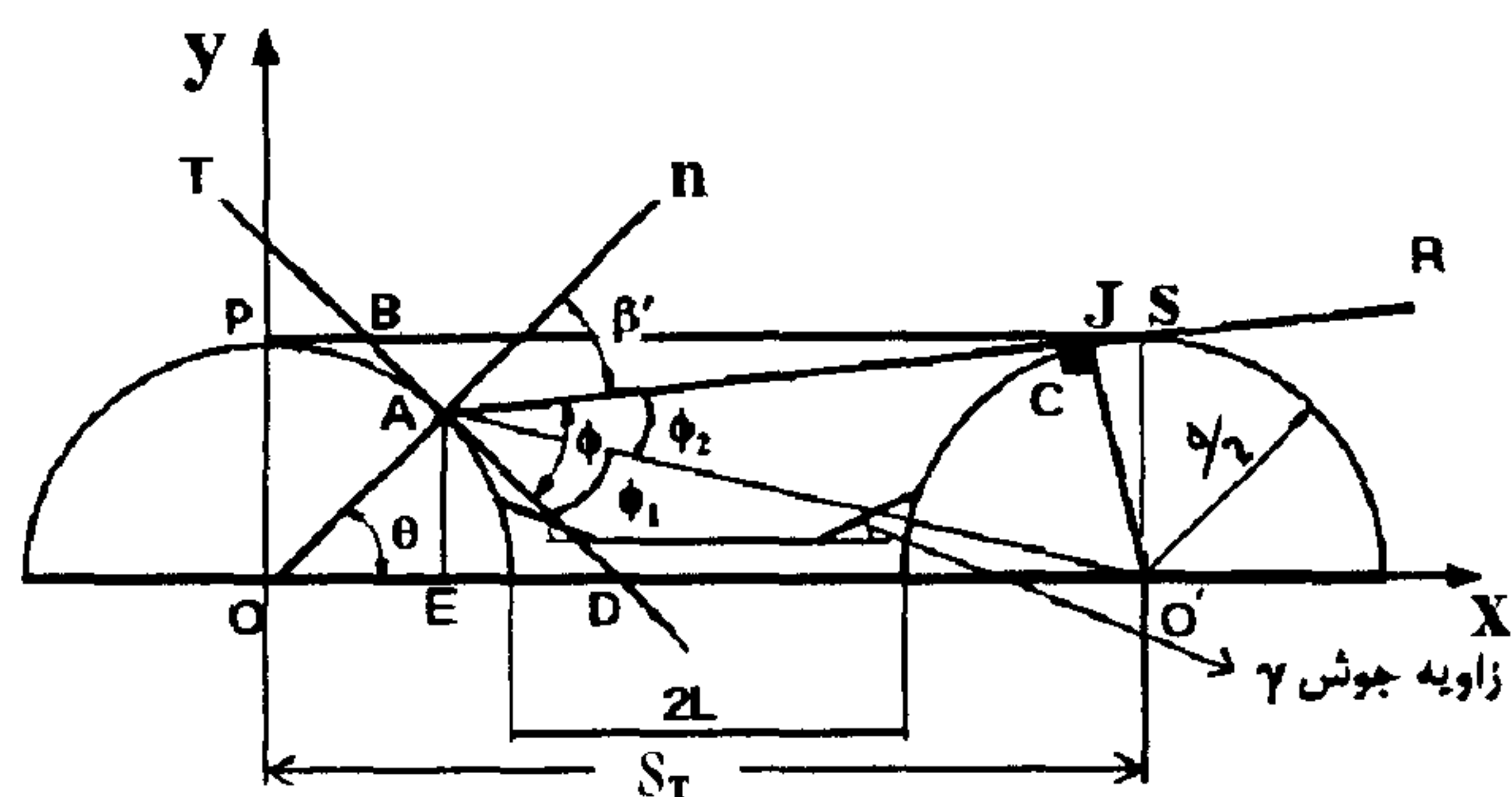
(۲-ب) سطح H-I: سطح تقارن (عایق)

$$k_t \frac{\partial T'_t}{\partial r} = h(T'_t - T_\infty) \quad \text{at} \quad 0 \leq \theta \leq \pi, \quad r' = R_i$$

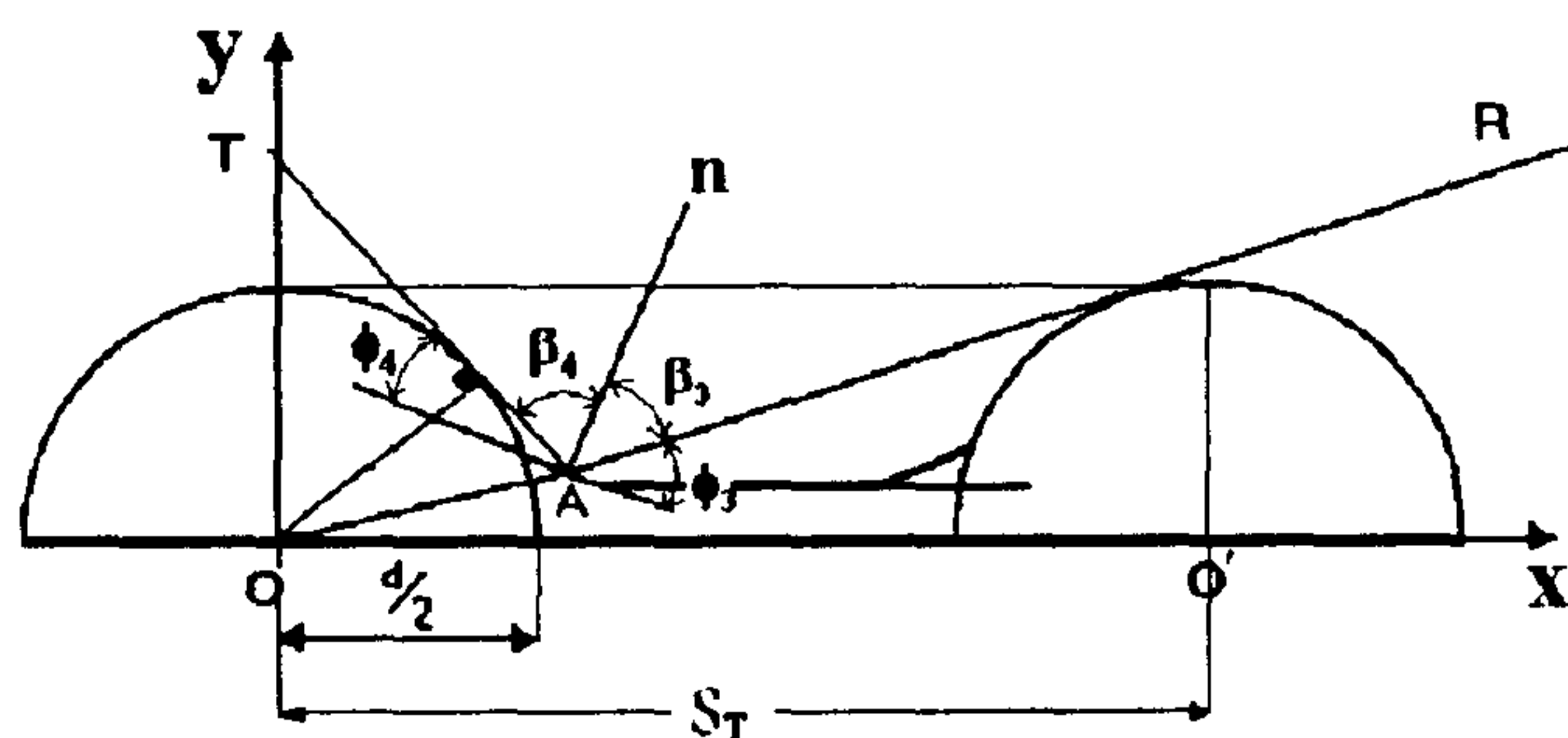
(۲-پ) سطح I-J: سطح تماس با سیال

$$F_r = \frac{\cos \phi_5 + \cos \phi_6}{2}$$

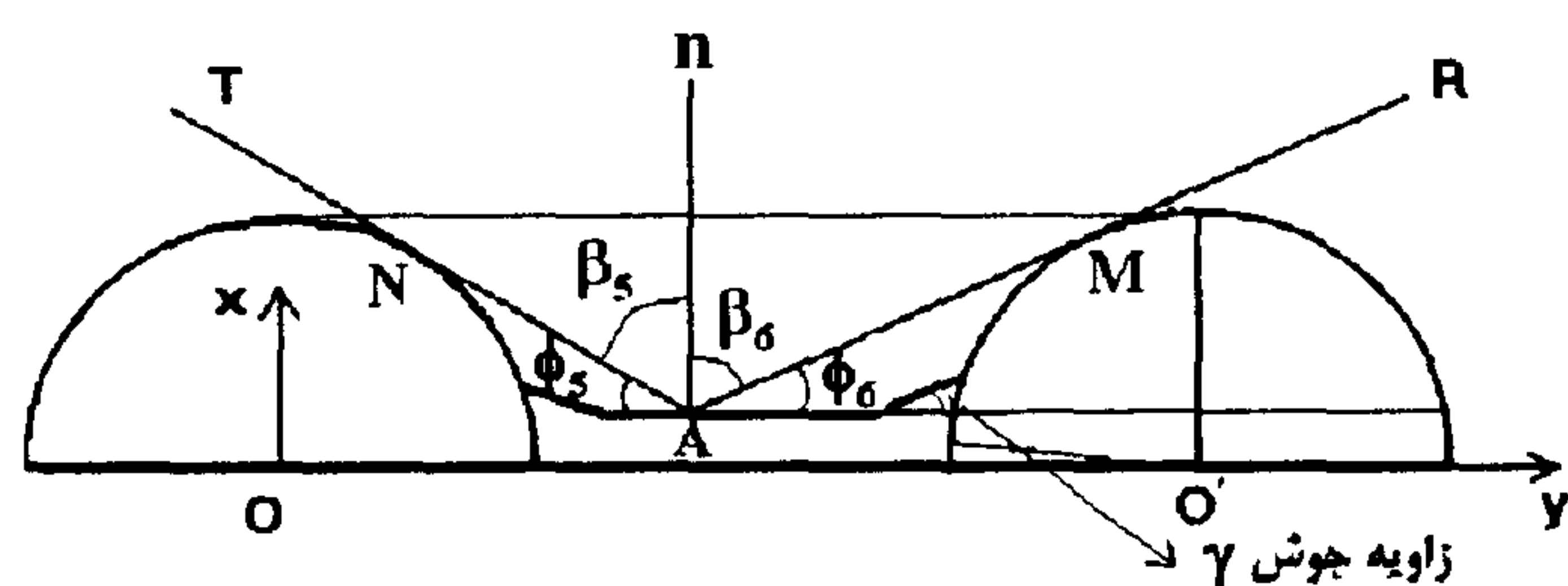
(۱۲)



(الف)



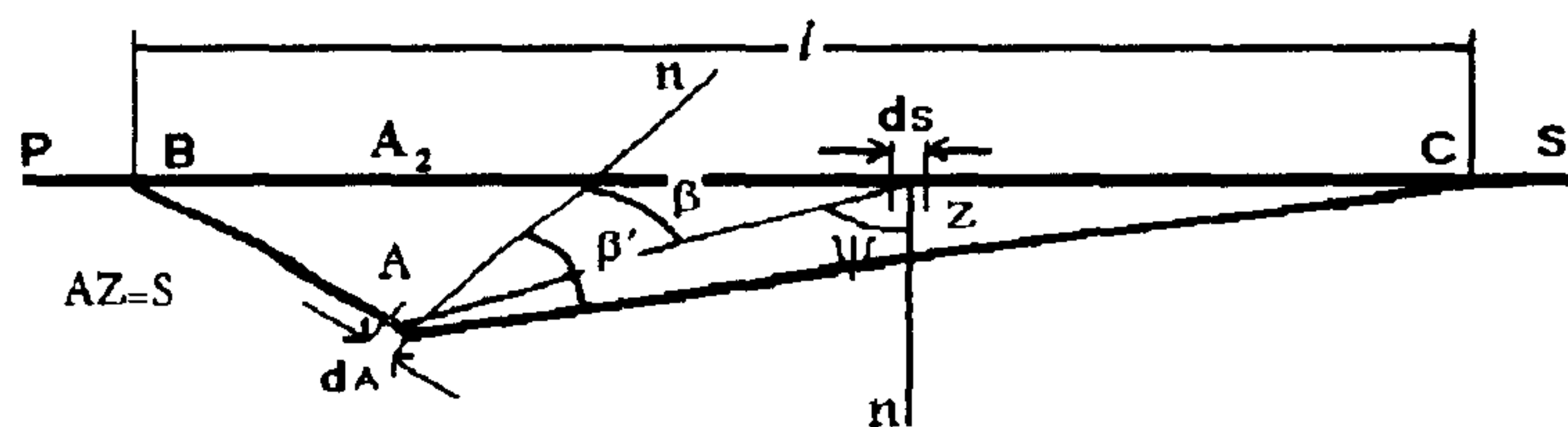
(ب)



(ج)

شکل ۲: محاسبه ضریب دید بر روی، الف) لوله، ب) جوش،

(ج) پره.



شکل ۳: محاسبه ضریب دید بین دو سطح باریک و بلند با محورهای موازی.

حل تحلیلی در حالت پایدار

در این قسمت ابتدا توزیع دما در جداره لوله و پره، بدون در نظر گرفتن جوش بصورت تحلیلی حل شده است (شکل ۴) و در ادامه توزیع دما در لوله‌های مماس در حالت پایدار بدست می‌آید و نتایج بدست آمده در این حالت با نتایج Abraham و Rajaram [۴] مقایسه می‌شود.

$$k_f \frac{\partial T'_r}{\partial y'} = q'' F_r(x', y') \quad \text{at } y' = b, 0 \leq x' \leq l$$

(۶-پ) سطح C-D - سطح شار حرارتی

محاسبه ضریب دید

جهت محاسبه ضریب دید، از تاج لوله ۱ مماس PS بر لوله ۲ همانند شکل (۲) رسم می‌شود. در روی لوله شماره ۱ مماس‌های R و T از جزء سطح فرضی dA به ترتیب بر لوله‌های ۱ و ۲ رسم می‌شود. محل تقاطع این مماس‌ها با هر یک از لوله‌ها B و C نامگذاری می‌شود. بدین ترتیب میدان دید سطح dA که زاویه BAC است مشخص می‌شود. با انتخاب سطح باریک و بلند dS در روی سطح BC و در روی لوله (شکل ۳) و انتگرال‌گیری از [۱۴]:

$$F_{dA-dS} = \frac{\cos \beta \cos \psi}{\pi S^2} ds$$

(۷)

ضریب دید سطح باریک و بلند dA نسبت به سطح A2 به عرض l و طول بی‌نهایت به صورت زیر بدست می‌آید:

$$F_{dA, \text{strip}-dS, \text{strip}} = \frac{1}{2} d(\sin \beta)$$

(۸)

$$F_{dA, \text{strip}-A_2, \text{strip}} = \int_{-\pi/2}^0 \frac{1}{2} d(\sin \beta) + \int_0^{\beta'} \frac{1}{2} d(\sin \beta)$$

(۹)

$$F_{dA, \text{strip}-A_2, \text{strip}} = \frac{1 + \sin(\beta')}{2} = \frac{1 + \cos \phi}{2}$$

(۱۰)

با مشخص شدن ضریب شکل سطح dA نسبت به سطح A2 ضریب شکل سطح A2 نسبت به dA را می‌توان با استفاده از قضیه برگشت‌پذیری شماره ۱ [۱۴] بدست آورد.

به روش مشابه، (شکل ۲-ب و ۲-ج) ضرایب دید در روی سطح جوش و پره بصورت زیر بدست می‌آید:

$$F_w = \frac{\cos \phi_3 + \cos \phi_4}{2}$$

(۱۱)

$$\alpha = 2 \sin^{-1}(\eta) \quad (۱۴)$$

و زاویه ω که به قسمت عایقکاری شده لوله و کمائی از لوله که در معرض شار حرارتی واقع است، مربوط می‌شود، بوسیله رابطه زیر محاسبه خواهد شد:

$$\omega = (\pi - \alpha)/2 \quad (۱۵)$$

معادله حاکم و شرایط مرزی پس از اعمال کردن متغیرهای بی‌بعد در ناحیه لوله بصورت زیر خواهد بود [۱۳، ۱۵]:
معادله حاکم:

$$\frac{\partial^2 T_t}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_t}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T_t}{\partial \theta^2} = 0 \quad (۱۶)$$

$$\frac{\partial T_t}{\partial \theta} = 0 \quad \text{at } \theta = 0, \quad r_i \leq r \leq 1 \quad (۱۶\text{-الف})$$

$$\frac{\partial T_t}{\partial \theta} = 0 \quad \text{at } \theta = \pi, \quad r_i \leq r \leq 1 \quad (۱۶\text{-ب})$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial T_t}{\partial r} &= F_t(\theta) \quad \text{at } 0 \leq \theta \leq \omega, \quad r=1 \\ &= \frac{q_c}{q''} = q_p \quad \text{at } \omega \leq \theta \leq \omega + \alpha, \quad r=1 \\ &= 0 \quad \text{at } \omega + \alpha \leq \theta \leq \pi, \quad r=1 \end{aligned} \quad (۱۶\text{-پ})$$

$$\frac{\partial T_t}{\partial r} = Bi T_t \quad \text{at } 0 \leq \theta \leq \pi, \quad r=r_i \quad (۱۶\text{-ت})$$

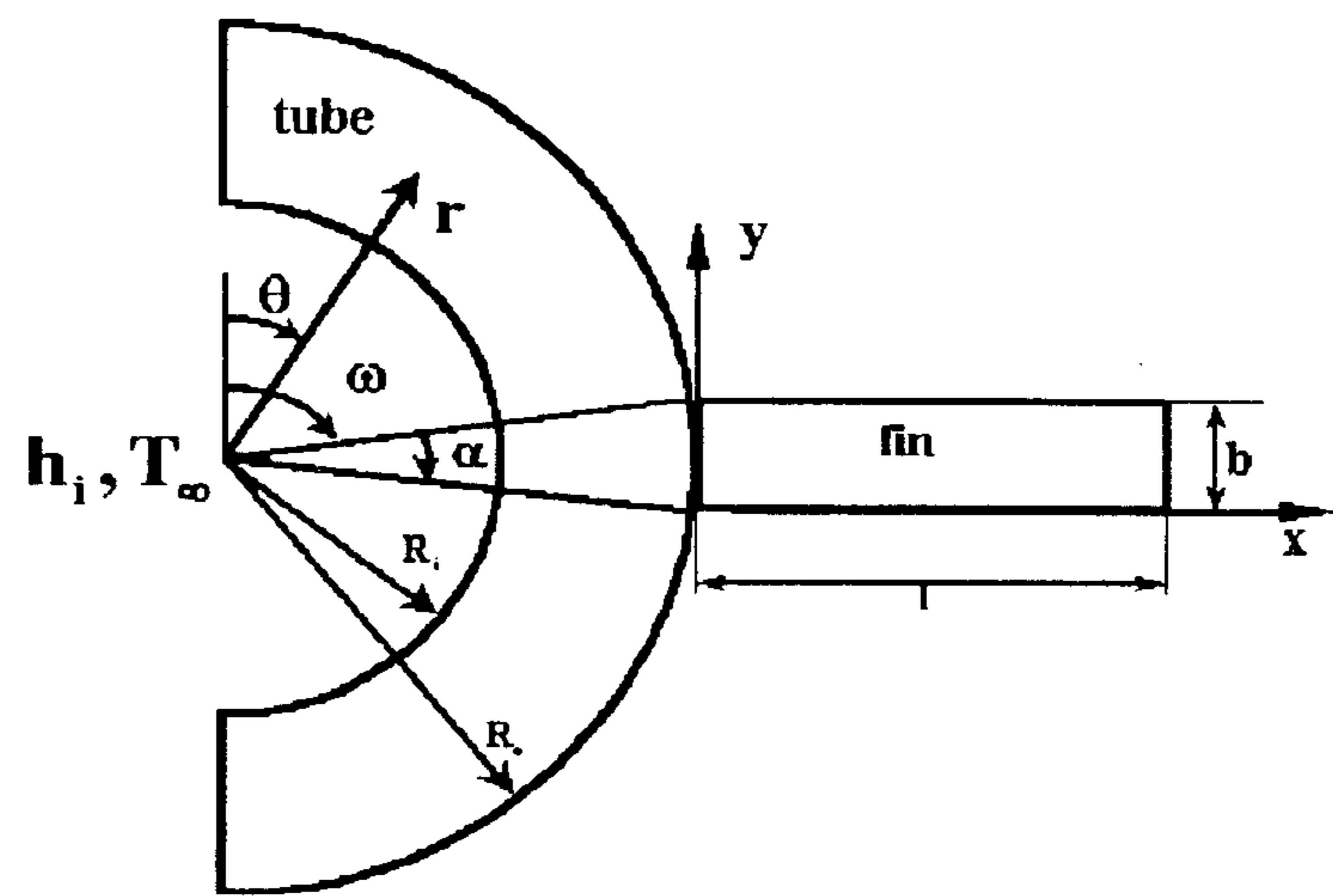
شرایط مرزی در مرز مشترک لوله با پره بصورت زیر می‌باشد:

$$k_t \left. \frac{\partial T_t}{\partial r} \right|_{r=R_o} = k_f \left. \frac{\partial T_f}{\partial x} \right|_{x=0}, \quad T_t = T_f \quad (۱۷)$$

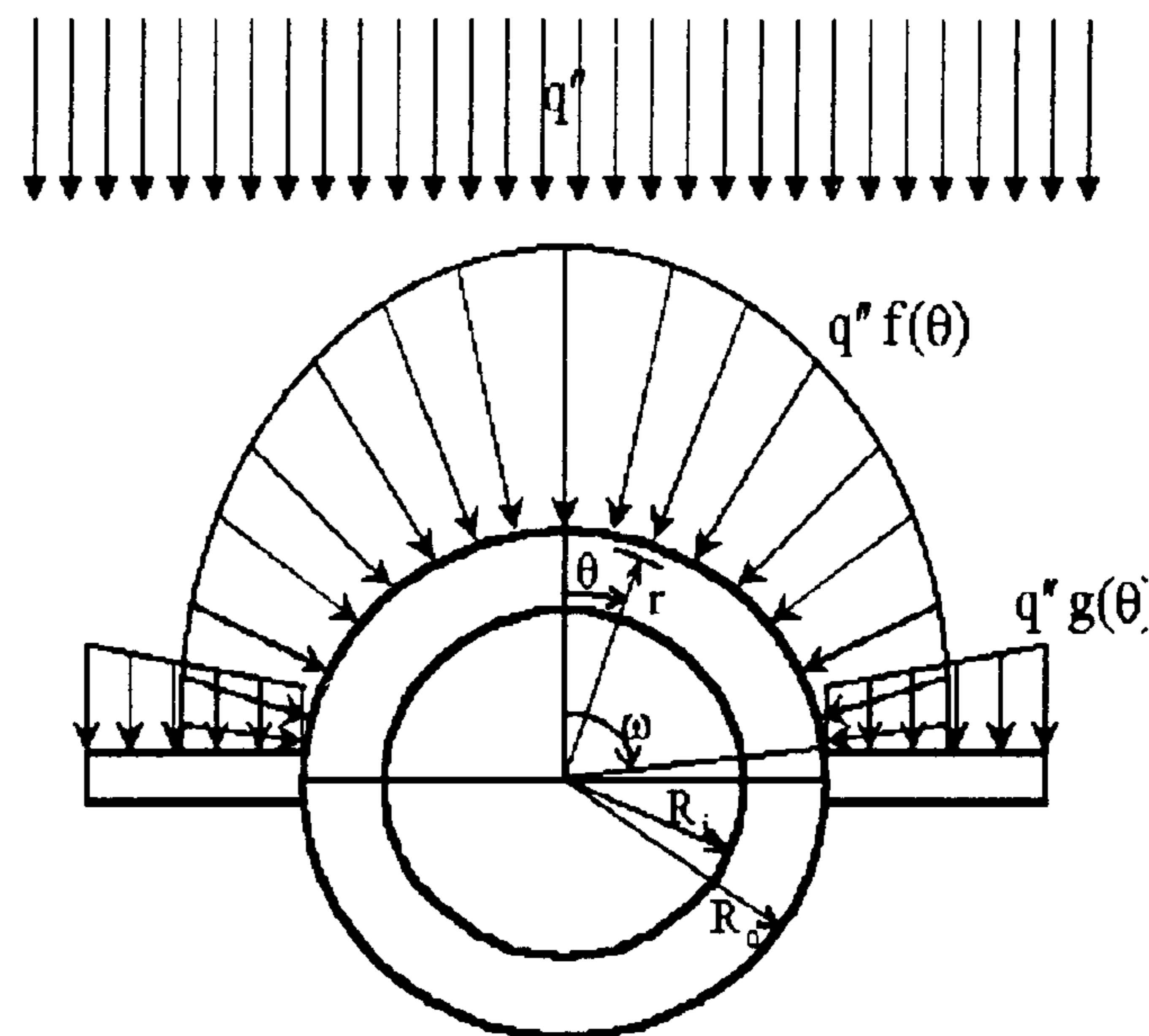
جهت حل مسأله بصورت تحلیلی، دو ناحیه لوله و پره را از یکدیگر جدا کرده و شرط مرزی شار حرارتی ثابت q_c را در محل مرز مشترک، برای لوله و دمای ثابت \bar{T}_b برای پره در نظر گرفته می‌شود. در اینجا فرض بر این است که کل حرارت منتقل شده از سمت پره به لوله در امتداد کمان $\omega \leq \theta \leq \omega + \alpha$ یکنواخت و برابر q_c باشد. توزیع شار

برای ساده نمودن محاسبات، همگن‌سازی شرایط مرزی و بی‌بعد کردن معادله حاکم و شرایط مرزی، تغییر متغیرهای زیر در نظر گرفته می‌شود.

$$\begin{aligned} x &= \frac{x'}{R_o}, \quad y = \frac{y'}{R_o}, \quad \mu = \frac{l}{R_o}, \quad \eta = \frac{b}{R_o}, \quad r = \frac{r'}{R_o}, \quad k = \frac{k_t}{k_f} \\ T_t &= \frac{T_t' - T_\infty}{q'' R_o / k_t}, \quad T_f = \frac{T_f' - \bar{T}_b}{q'' R_o / k_t}, \quad Bi = \frac{h R_o}{k_t} \end{aligned} \quad (۱۳)$$



(الف)



(ب)

شکل ۴: (الف) مقطع لوله‌های آبی غشائی، بدون در نظر گرفتن جوش، (ب) نحوه توزیع شار حرارتی.

که در اینجا $T' = [T_t'(r', \theta) \text{ or } T_f'(x', y')]$ درجه حرارت بی‌بعد ($^{\circ}C$) به ترتیب لوله یا پره، q'' فلوی حرارتی، h ضریب انتقال حرارت جابجایی دوفازی داخل لوله، k_t و k_f به ترتیب ضریب هدایت حرارتی لوله و پره می‌باشد. زاویه α که به ریشه پره مربوط می‌شود بوسیله رابطه زیر مشخص می‌شود:

$$a_0 = \frac{\int_0^{\omega} F_t(\theta) d\theta + q_p \int_{\omega}^{\omega+\alpha} d\theta}{\int_0^{\pi} d\theta} \quad (21\text{-الف})$$

$$a_n = \frac{\int_0^{\omega} F_t(\theta) \cos(n\theta) d\theta + q_p \int_{\omega}^{\omega+\alpha} \cos(n\theta) d\theta}{n \left(1 - \left[\frac{nr_i^{n-1} - Bir_i^n}{Bir_i^{-n} + nr^{-(n+1)}} \right] \right) \int_0^{\pi} \cos^2(n\theta) d\theta} \quad (21\text{-ب})$$

ضریب دید در روی لوله، را می‌توان بصورت زیر تقریب زد:

$$F_t(\theta) \approx \cos(c\theta) \quad (22)$$

که در اینجا:

$$c = \frac{1}{\omega} \cos^{-1}(F_t(\omega)) \quad (23)$$

با جایگزین کردن معادله (۲۳) در (۲۱) ضرایب a_n و a_0 بدست می‌آیند:

$$a_0 = \frac{1}{\pi} \left[\frac{1}{c} \sin(c\omega) - q_p \alpha \right] \quad (24\text{-الف})$$

$$a_n = \frac{\frac{1}{2} \left[\frac{\sin(n+c)\omega}{n+c} + \frac{\sin(n-c)\omega}{n-c} \right]}{\frac{\pi}{2} n \left(1 - \left[\frac{nr_i^{n-1} - Bir_i^n}{Bir_i^{-n} + nr^{-(n+1)}} \right] \right)} + \frac{q_p \frac{1}{n} [\sin n(\omega + \alpha) - \sin n\omega]}{\frac{\pi}{2} n \left(1 - \left[\frac{nr_i^{n-1} - Bir_i^n}{Bir_i^{-n} + nr^{-(n+1)}} \right] \right)} \quad (24\text{-ب})$$

با بکار بردن روش جداسازی متغیرها در معادله (۸) و شرایط مرزی مربوطه، (۹-الف) تا (۹-ت) توزیع دما در ناحیه پره بصورت زیر بدست می‌آید:

$$T_f(x, y) = \sum_{n=0}^{\infty} b_n \cosh(\lambda_n y) \sin(\lambda_n x) \quad (25)$$

که در اینجا $\lambda_n = \frac{(2n+1)\pi}{2\mu}$ مقادیر ویژه معادله (۱۸) می‌باشد و b_n :

حرارتی در مرز مشترک لوله و پره یکنواخت نیست ولی بعلت آنکه مرز پائین و سمت راستی پره عایق است و کل حرارت جذب شده توسط پره مستقیماً به لوله منتقل می‌شود و ضخامت پره نیز نسبتاً کم است، یکنواخت فرض کردن شار حرارتی در امتداد این کمان خطای چندانی در حل مسأله بوجود نمی‌آورد.

معادله حاکم بر ناحیه پره معادله لاپلاس در مختصات کارتزین است. با اعمال پارامترهای بدون بعد معادله حاکم و شرایط مرزی در ناحیه پره بصورت زیر می‌باشند:

معادله حاکم بی‌بعد:

$$\frac{\partial^2 T_f}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_f}{\partial y^2} = 0 \quad (18)$$

$$T_f = 0 \quad \text{at } x = 0, \quad 0 \leq y \leq \eta$$

(۱۹-الف)

$$\frac{\partial T_f}{\partial x} = 0 \quad \text{at } x = \mu = \frac{1}{R_o}, \quad 0 \leq y \leq \eta \quad (19\text{-ب})$$

$$\frac{\partial T_f}{\partial y} = 0 \quad \text{at } y = 0, \quad 0 \leq x \leq \mu \quad (19\text{-پ})$$

$$\frac{\partial T_f}{\partial y} = kF_w(x) \quad \text{at } y = \eta, \quad 0 \leq x \leq \mu \quad (19\text{-ت})$$

\bar{T}_b در معادله (۱۳) بیانگر دمای متوسط در مرز مشترک لوله و پره است که بصورت زیر محاسبه می‌شود:

$$\bar{T}_b = \frac{1}{\alpha} \int_{\alpha}^{\omega+\alpha} T_f|_{r=R_o} d\theta \quad (20)$$

با استفاده از روش جداسازی متغیرها، جواب معادله (۵) پس از اعمال شرایط مرزی مربوطه (۶-الف) تا (۶-ت) بصورت زیر بدست می‌آید:

$$T_f(r, \theta) = a_0 \ln \left[\frac{r}{r_i} + \frac{1}{r_i Bi} \right] + \sum_{n=1}^{\infty} a_n \left(r^n + \left[\frac{nr_i^{n-1} - Bir_i^n}{Bir_i^{-n} + nr^{-(n+1)}} \right] r^{-n} \right) \cos(n\theta) \quad (21)$$

لوله‌های مماس

در اینجا جهت مقایسه، با استفاده از روش تحلیلی معادله هدایت حرارتی برای بویلرهایی که در دیواره‌های آن لوله‌ها بصورت مماس کنار یکدیگر قرار می‌گیرند، ارائه می‌گردد (شکل ۴-ب). در این حالت نیمی از سطح خارجی آن تحت شار حرارتی $q''F(\theta)$ قرار گرفته و نیم دیگر آن عایق‌بندی شده و سطح داخلی آن مانند لوله‌های پره‌دار در تماس با سیال با دمای T_∞ و ضریب جابجایی h_∞ قرار می‌گیرد.

معادله حاکم بر مسأله در این حالت همان معادله لاپلاس دوبعدی در مختصات کروی می‌باشد (معادله ۱۶). معادله حاکم و شرایط مرزی پس از اعمال کردن متغیرهای بی‌بعد در معادله لاپلاس بصورت زیر خواهد بود [۱۳، ۱۵]:

$$\frac{\partial^2 T_t}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_t}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T_t}{\partial \theta^2} = 0 \quad (۱۶)$$

$$\frac{\partial T_t}{\partial \theta} = 0 \quad \text{at} \quad \theta = 0, \quad r_i \leq r \leq 1 \quad (۳۲-الف)$$

$$\frac{\partial T_t}{\partial \theta} = 0 \quad \text{at} \quad \theta = \pi, \quad r_i \leq r \leq 1 \quad (۳۲-ب)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial T_t}{\partial r} &= F_t(\theta) \quad \text{at} \quad 0 \leq \theta \leq \pi/2, \quad r=1 \\ &= 0 \quad \text{at} \quad \pi/2 \leq \theta \leq \pi, \quad r=1 \end{aligned} \quad (۳۲-پ)$$

با استفاده از روش جداسازی متغیرها و با اعمال شرایط مرزی و تقریب $F_t(\theta)$ با استفاده از معادله (۲۲) جواب نهایی بصورت زیر خواهد بود:

$$T_t(r, \theta) = a_0 \ln \left[\frac{r}{r_i} + \frac{1}{r_i Bi} \right] + \sum_{n=1}^{\infty} a_n \left(r^n + \left[\frac{nr_i^{n-1} - Bi r_i^n}{Bi r_i^{-n} + nr^{-(n+1)}} \right] r^{-n} \right) \cos(n\theta) \quad (۳۳)$$

$$b_n = \frac{\int_0^1 k F_w(x) \sin(\lambda_n x) dx}{\lambda_n \sinh(\lambda_n \eta) \frac{\mu}{2}} \quad (۲۶)$$

مشابه ناحیه لوله، در روی پره، می‌توان $F_w(x)$ را به وسیله یک چند جمله‌ای بصورت زیر برازش کرد:

$$F_w(x) \approx \sum_{n=0}^m c_n x^n \quad (۲۷)$$

با جایگذاری چند جمله‌ای (۲۷) در معادله (۲۰) خواهیم داشت:

$$b_n = \frac{1}{\lambda_n \sinh(\lambda_n \eta) \frac{\mu}{2}} \left(k \sum_{n=0}^m -\frac{x^n \cos(\lambda_n x)}{\lambda_n} + \frac{nx^{n-1} \sin(\lambda_n x)}{\lambda_n^2} - \frac{n(n-1) \int_0^1 x^{n-2} \sin(\lambda_n x) dx}{\lambda_n^2} \right) \quad (۲۸)$$

همانطور که مشاهده می‌شود q_p یا q_c در معادلات (۲۴-الف و ب) و \bar{T}_b در معادله (۱۳) نامعلوم است. با توجه به فرضیات انجام شده q_c از طریق رابطه زیر بدست می‌آید:

$$q_c = \frac{1}{R_0 \alpha} \int_0^b k_f \frac{\partial T_f}{\partial x} \Big|_{x=0} dy \quad (۲۹)$$

می‌دانیم که مقدار انتگرال، برابر انرژی خروجی از پره است بنابراین:

$$q_c = \frac{q'' \int_0^1 F_w(x') dx'}{R_0 \alpha} \quad (۳۰)$$

با مشخص شدن توزیع دما در ناحیه لوله، دمای متوسط \bar{T}_b را می‌توان از رابطه (۲۰) بدست آورد.

$$\begin{aligned} \bar{T}_b &= T_\infty + \frac{q'' R_0}{k_t} \frac{1}{\alpha} \left[a_0 \ln \left(\frac{1}{r_i} + \frac{1}{r_i Bi} \right) + \sum_{n=1}^{\infty} a_n \left(1 + \left[\frac{nr_i^{n-1} - Bi r_i^n}{Bi r_i^{-n} + nr^{-(n+1)}} \right] \right) \times \right. \\ &\quad \left. \frac{1}{n} (\sin[n(\omega + \alpha)] - \sin(n\omega)) \right] \end{aligned} \quad (۳۱)$$

توزیع دما در هنگام روشن نمودن بویلر

در این قسمت از روش عددی المان محدود برای حل مسأله در حالت ناپایدار، بهنگام روشن نمودن بویلر استفاده می‌شود. در این روش ناحیه مورد مطالعه مش‌بندی شده و در نواحی حساس مانند ناحیه جوش و ریشه پره از المان‌های ریزتر استفاده شده است. در شکل (۶) نمونه‌ای از مش تولید شده نشان داده شده است. پس از تولید مش، معادله فوریه (بدون ترم انرژی و تولید انرژی داخلی)، در مختصات کارتزین و بصورت دوبعدی به معادلات المان محدود تبدیل می‌شود. این معادلات در هر یک از المان‌ها، اعمال می‌شود. پس از اسمبل کردن آنها، اعمال شرایط مرزی، و حل دستگاه معادلات تولید شده، توزیع دما در هر یک از نواحی بدست می‌آید [۱۷، ۱۸].

در این حالت که زاویه جوش نیز مورد مطالعه قرار می‌گیرد، به علت پیچیدگی هندسه مسأله، استفاده از روش‌های تحلیلی تقریباً غیرممکن است. در نظر گرفتن هندسه کامل مجموعه لوله‌های آبی و تمامی پارامترهای طراحی، از جمله زاویه جوش، ضخامت لوله-پره و طول پره، جهت محاسبه دقیق توزیع دما و شناسایی نقاط حساس، الزامی است. استفاده از روش‌های عددی و بخصوص روش عددی المان محدود در مسایل با هندسه پیچیده، مانند این حالت، الزامی و همچنین ساده‌تر از بقیه روش‌ها است. با استفاده از همین روش، مسأله در حالت پایدار (عملکرد نرمال بویلر) حل شده و با نتایج بدست آمده از روش تحلیلی مقایسه شده است.

نتایج و پیشنهادها

لوله‌های آبی غشایی در بویلرهای نیروگاهی عموماً از آلیاژهای فولاد کربن‌دار ساخته می‌شود. قطر این لوله‌ها حدود ۳۰ تا ۷۰ میلیمتر و ضخامت آنها بسته به قطر لوله‌ها و فشار داخل لوله‌ها، حدوداً ۳ تا ۷ میلیمتر است. لوله‌ها به وسیله صفحاتی (پره) که دارای طول حدوداً ۲۰ میلیمتر و ضخامت ۶-۱۲ میلیمتر هستند، به یکدیگر متصل می‌شوند. شار حرارتی بسته به نوع و ظرفیت بویلر متفاوت می‌باشد که در این مطالعه شار حرارتی در حالت عملکرد بویلر در بار نامی، ۴۶۰ (kW/m²) می‌باشد. ضریب انتقال حرارت به

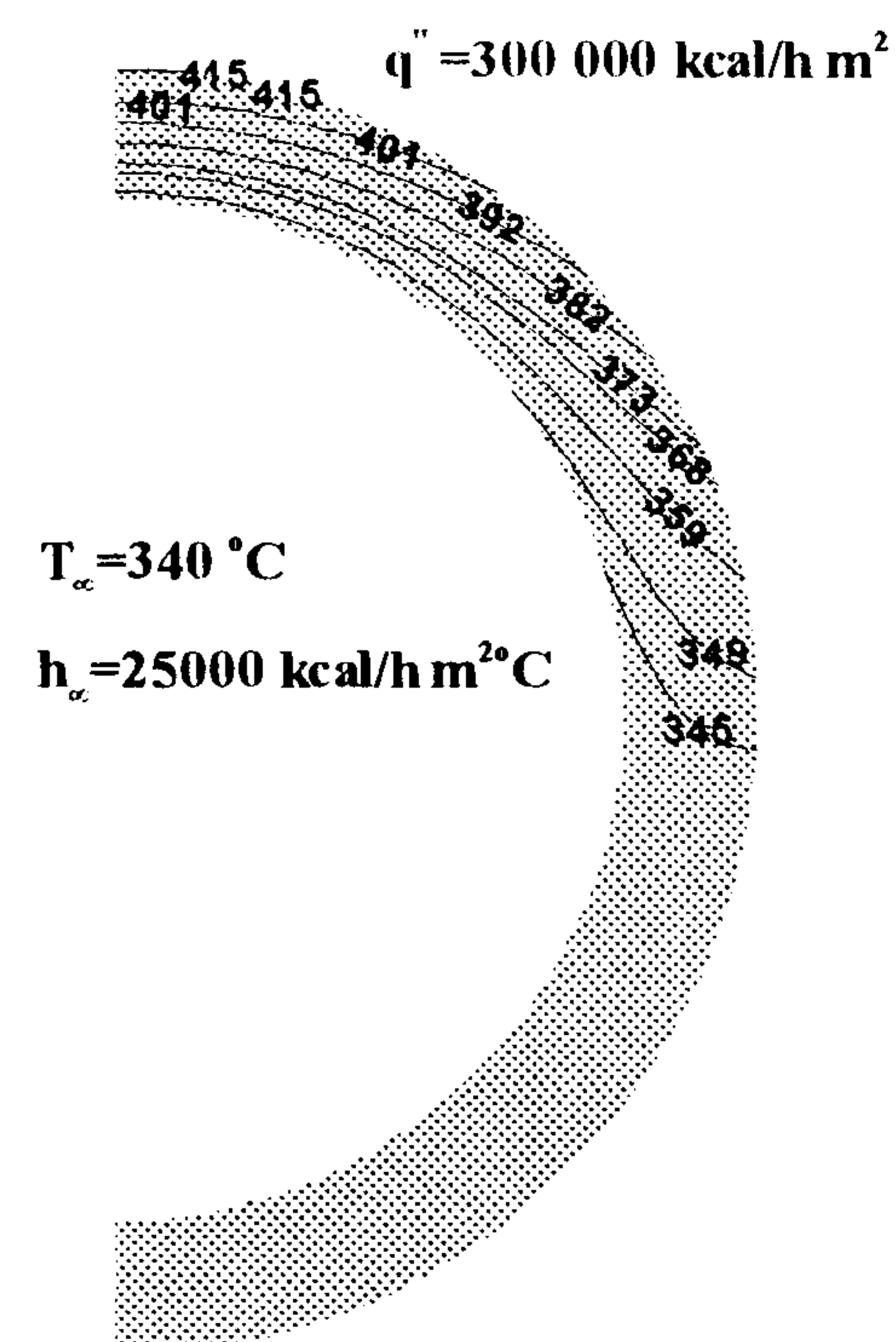
$$a_0 = \frac{1}{\pi} \left[\frac{1}{c} \sin\left(c \frac{\pi}{2}\right) \right]$$

(۳۳-الف)

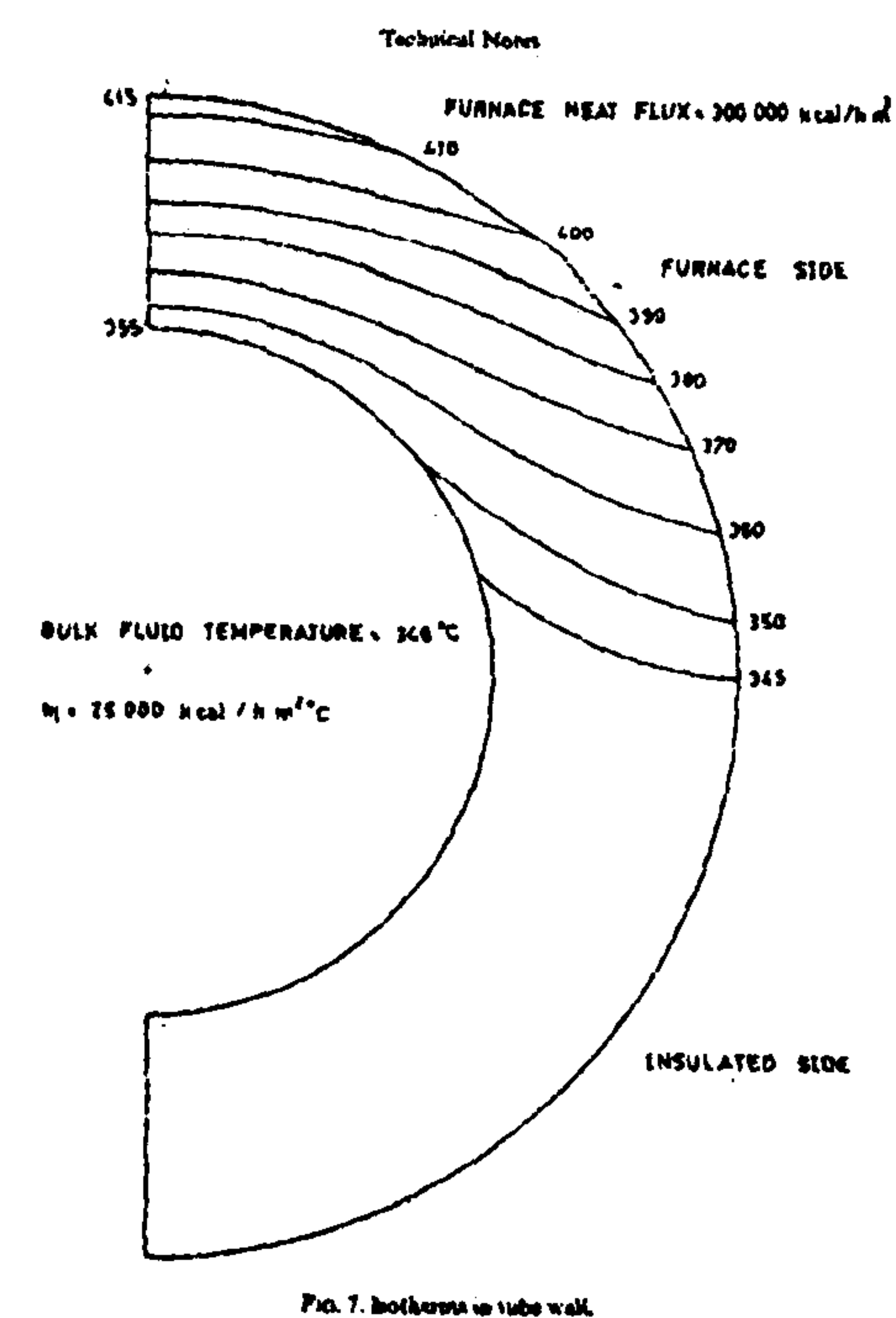
$$a_n = \frac{\frac{1}{2} \left[\frac{\sin[(n+c)\pi/2]}{(n+c)} + \frac{\sin[(n-c)\pi/2]}{n-c} \right]}{\frac{\pi}{2} n \left(1 - \left[\frac{nr_i^{n-1} - Bi r_i^n}{Bi r_i^{-n} + nr_i^{-(n+1)}} \right] \right)}$$

(۳۳-ب)

خطوط هم دما بدست آمده در این حالت در شکل (۵-الف) با نتایج Rajaram و Abraham [۴] (شکل ۵-ب) نشان داده شده است.



(الف) حل تحلیلی



(ب) نتایج

شکل ۵: مقایسه خطوط هم‌دما در لوله‌های مماس [۴].

شکل (۷) نحوه راه‌اندازی نیروگاه نمونه را از حالت سرد نشان می‌دهد. برنامه کامپیوتری تهیه شده نیز طبق این منحنی اجرا می‌شود و در طول اجرای برنامه در هر یک از مراحل راه‌اندازی فشار داخل لوله‌ها طبق این منحنی به عنوان ورودی مشخص و در برنامه مورد استفاده قرار می‌گیرد. محاسبات مربوط به عملکرد بویلر در هنگام استارت با توجه به شکل (۷) به شرح زیر انجام می‌شود:

شروع محاسبات ۲ ساعت پس از راه‌اندازی بویلر است. محاسبات مربوط به راه‌اندازی از چهار قسمت یا فاصله زمانی تشکیل شده است. در اولین قسمت (نقطه A تا B شکل ۷) یعنی حدود ۴/۵ ساعت پس از راه‌اندازی فشار و دمای سیال با توجه به منحنی مربوط به این مرحله افزایش می‌یابد. از ابتدای این مرحله تا شروع مرحله سوم راه‌اندازی (C شکل ۷) تنها تعداد کمی از مشعل‌ها (حدود ۱۰٪) روشن می‌شوند. در فاصله زمانی دوم (B-C) فشار درام ثابت نگه داشته می‌شود و در نتیجه دمای سیال نیز ثابت باقی می‌ماند و بالاخره در فاصله زمانی سوم و چهارم (D-C) فشار بصورت خطی افزایش می‌یابد تا اینکه فشار به فشار نامی بویلر (در حدود ۱۶۹ بار) برسد. از ابتدای فاصله زمانی سوم (نقطه C) با وارد شدن توربین به مدار و تولید برق هر کدام از مشعل‌های باقی‌مانده به ترتیب در هر ۲-۱۰ دقیقه روشن می‌شوند. در قسمت چهارم زمانی بار حرارتی بویلر ثابت (ماکزیمم بار حرارتی) باقی می‌ماند و تنها فشار درام تا فشار ۱۶۹ بار افزایش می‌یابد.

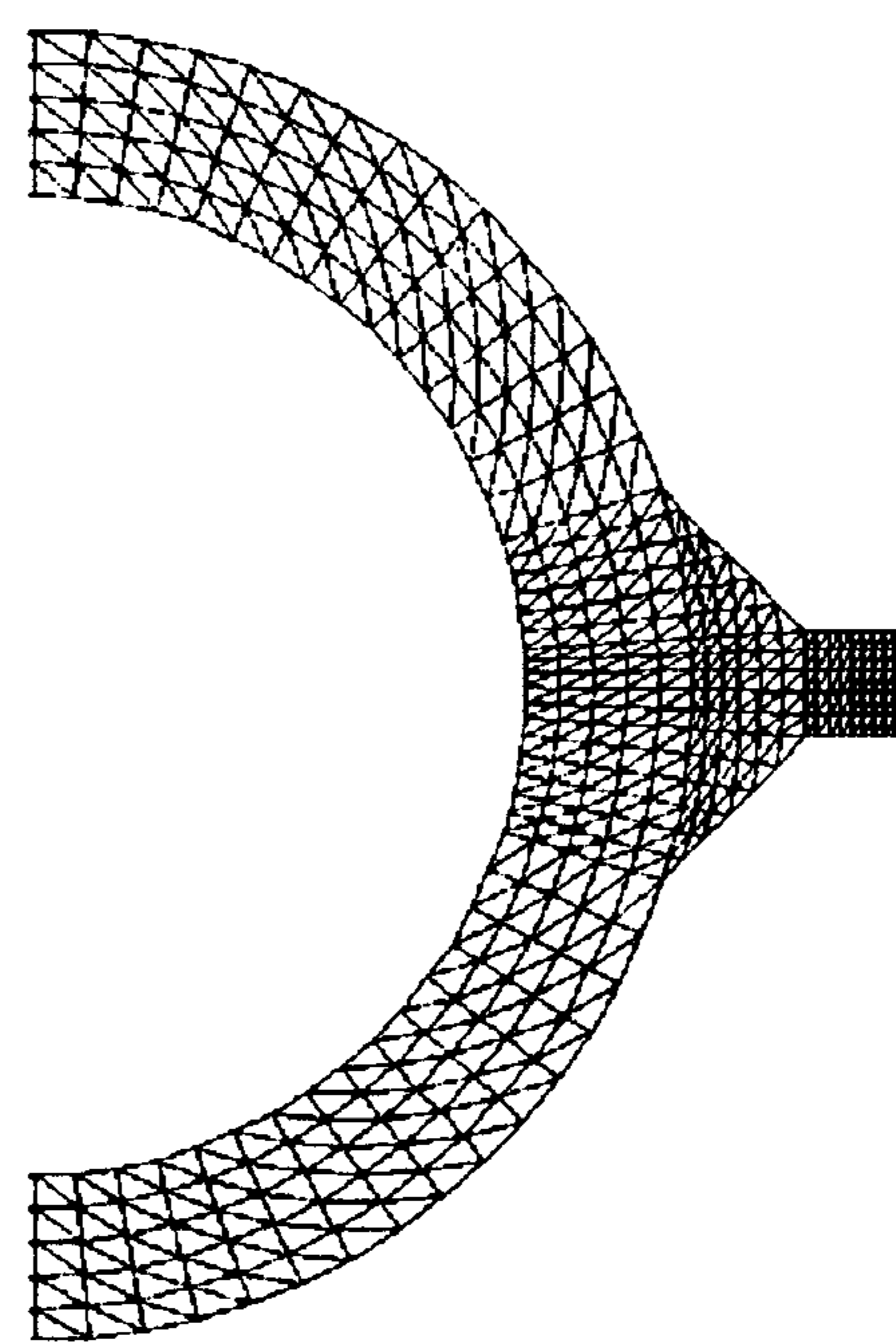
شکل (۸) ضریب دید در امتداد لوله و پره، از تاج لوله تا نوک پره را بر اساس محاسبات انجام شده، معادلات (۱۴) و (۱۵) و تقریب (۱۶) در روی لوله و چند جمله‌ای برازش شده در روی پره (۲۱)، نشان می‌دهد. منحنی ۱ بر اساس محاسبات انجام شده و منحنی ۲ بر اساس تقریب معادله (۱۶) در روی لوله و چند جمله‌ای برازش شده روی پره است. در اینجا چند جمله‌ای مورد استفاده به عنوان مثال از درجه ۳ در نظر گرفته می‌شود. ضرایب چند جمله‌ای و ضریب C برای مشخصات اصلی بصورت زیر بدست می‌آید:

$$c = 0.89144, c_0 = 0.502, c_1 = 67.8414$$

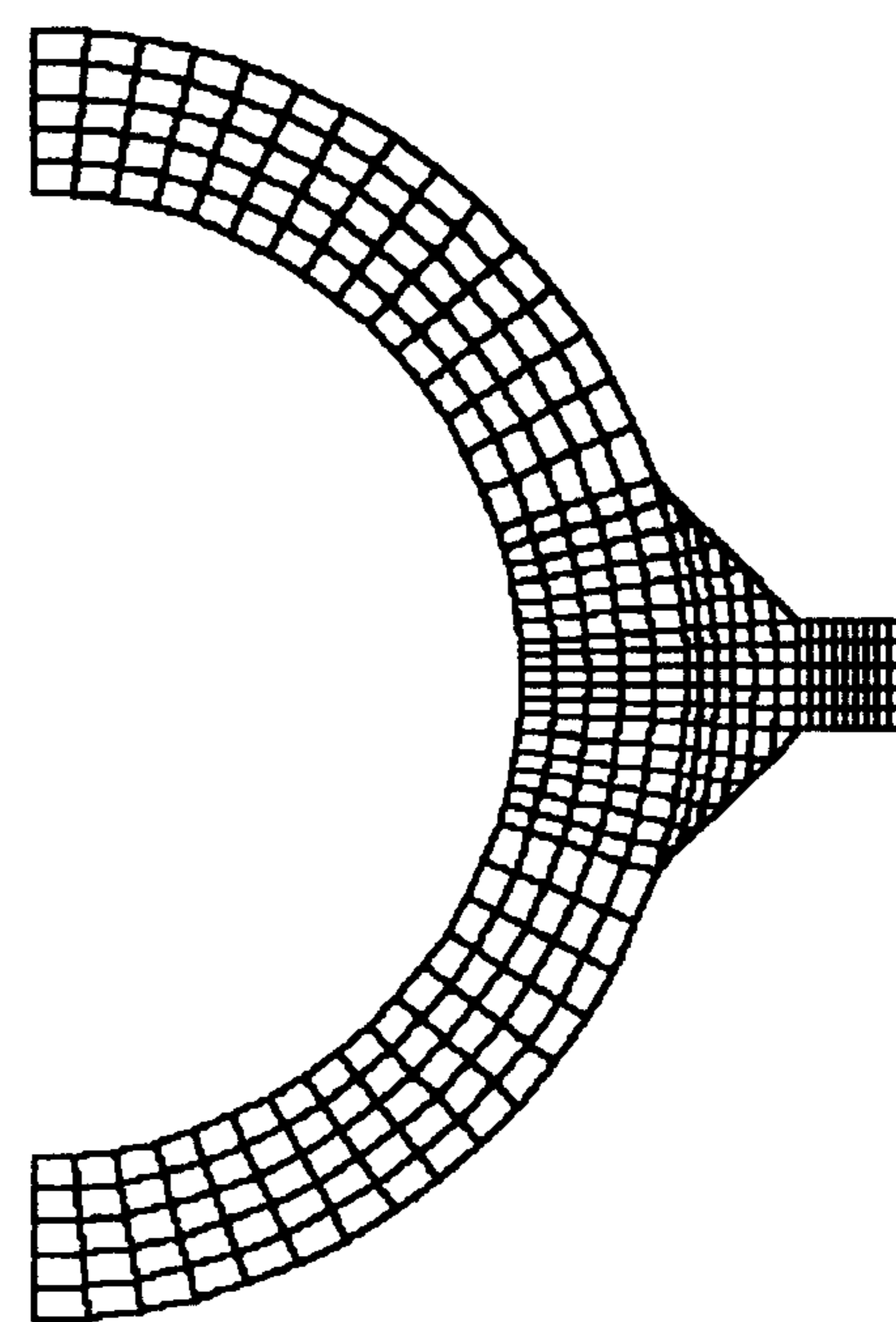
$$c_2 = 8543.765, c_3 = 372675.617$$

همانطور که در شکل نیز دیده می‌شود منحنی‌های برازش

علت دو فازی بودن جریان، بزرگ است. در اجرای اصلی برنامه، قطر خارجی لوله‌ها ۶۳/۵ میلیمتر، ضخامت لوله‌ها ۶/۸ میلیمتر، طول و ضخامت پره به ترتیب ۹/۵ و ۶ میلیمتر و زاویه جوش ۳۰ درجه و ضریب انتقال حرارت جابجایی $20000 \text{ (W/m}^2\text{C)}$ در نظر گرفته شده است. ابتدا روش تحلیلی و روش عددی، در حالتی که از ناحیه جوش صرف‌نظر شده با یکدیگر مقایسه می‌شوند و در ادامه با اضافه کردن ناحیه جوش در هندسه مسأله، نحوه توزیع حرارت در حالت عملکرد نرمال و هنگام راه‌اندازی بویلر، مورد بحث و بررسی قرار می‌گیرد.



(الف)



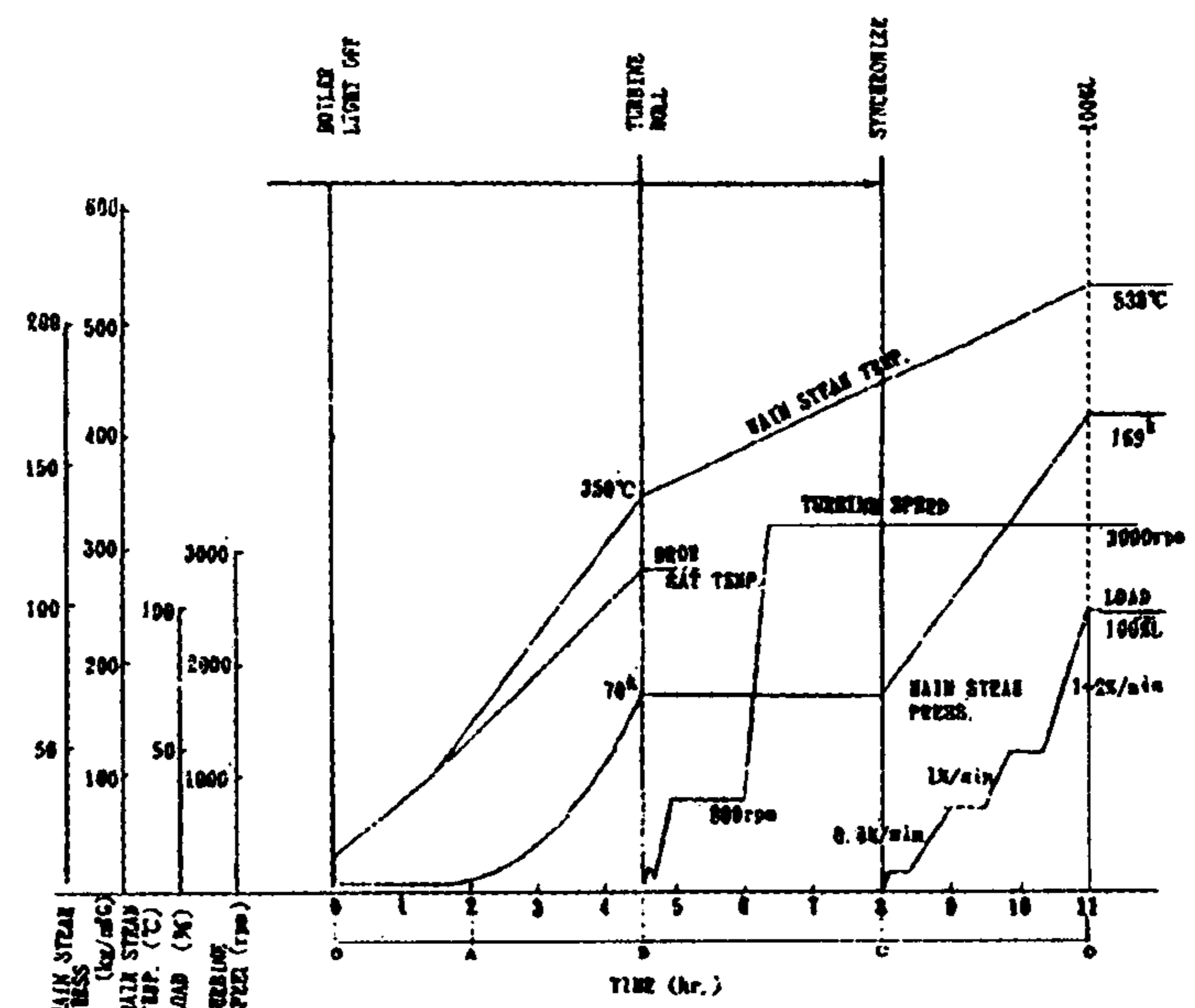
(ب)

شکل ۶: شبکه‌بندی ناحیه لوله، پره و جوش، (الف) المان‌های مثلثی، (ب) المان‌های چهارضلعی و مثلثی.

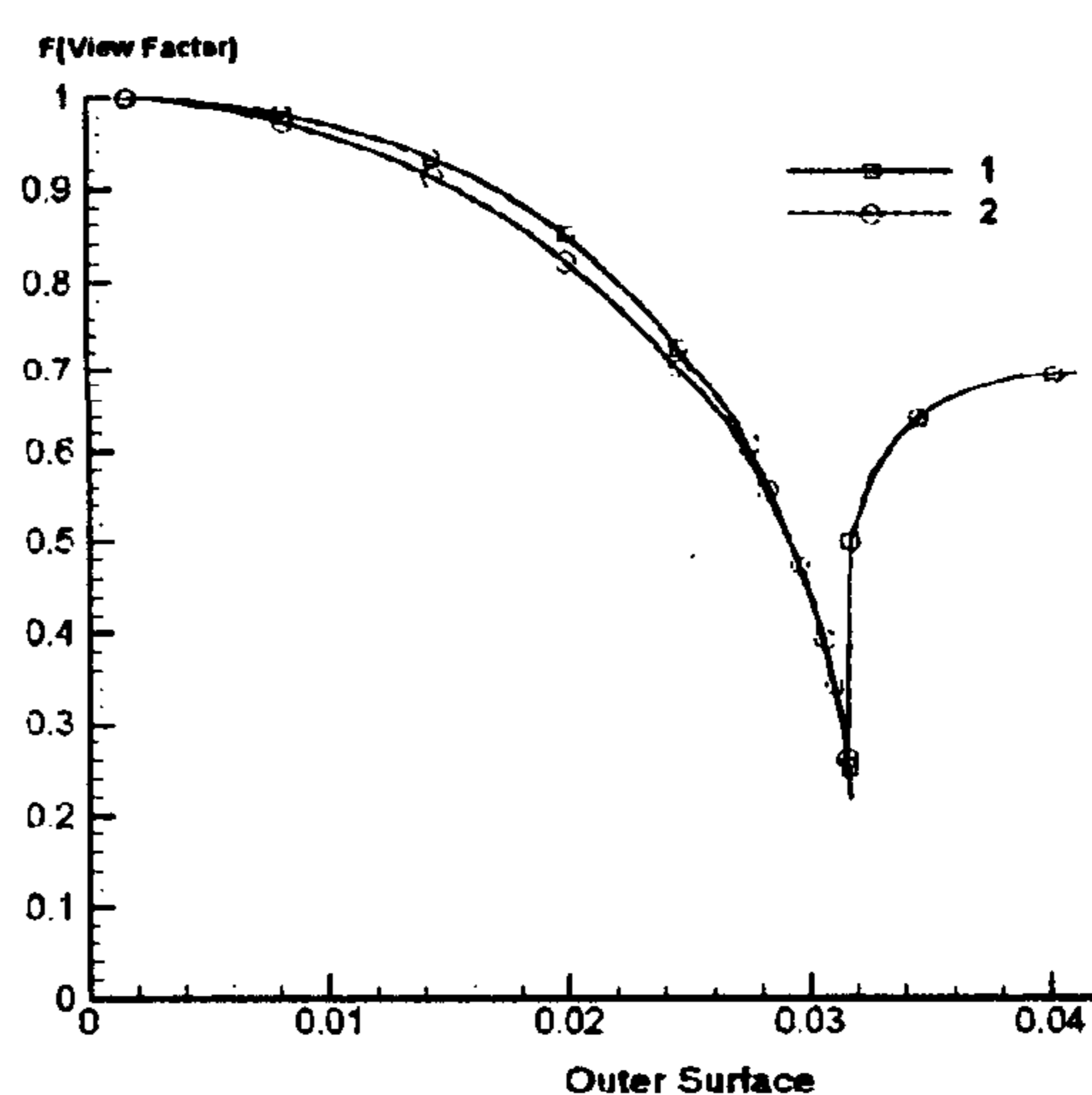
دمای سطح داخلی و خارجی لوله در قسمت میانی لوله، تا حدودی متوقف شده و حتی افزایش نیز می‌یابد. علت این مسأله نیز انتقال حرارت از ریشه پره و افزایش شار حرارتی در آن قسمت از لوله است.

در حل تحلیلی از ناحیه جوش صرفنظر شد. با استفاده از روش عددی اثرات مربوط به وجود جوش و زاویه جوش را می‌توان مطالعه کرد. شکل (۱۳) خطوط همدمای در حالت اجرای اصلی برنامه با زاویه جوش ۴۵ درجه نشان می‌دهد. همچنانکه در شکل نیز دیده می‌شود در قسمت بالای لوله خطوط همدمای تراکم بیشتری برخوردار هستند این مطلب نشان دهنده این واقعیت است که در نیمه بالایی لوله یعنی جاییکه در مقابل تشعشع کوره قرار دارد گرادیان دمایی نسبت به پایین لوله شدیدتر است موضوع دیگر اینکه تغییرات خطوط همدمای در نیمه بالایی از تاج لوله تا نیمه‌های ناحیه جوش تقریباً تابع شعاع بوده و مستقل از زاویه است در حالیکه اگر به نیمه پایینی لوله توجه شود بدلیل آدیباتیک بودن مرز بیرونی و انتقال حرارت از قسمت بالای لوله به سمت پایین در جهت زاویه θ ، خطوط همدمای تابع قوی از زاویه θ می‌باشد و به Γ بستگی کمتری دارد. این مسأله را می‌توان مربوط به انتقال حرارت دانست که از سمت پره و قسمت بالای لوله به سمت پایین انتقال می‌یابد. این موضوع موجب حرکت سیال (گردش) از پایین به سمت بالای (دور تا دور سطح داخلی) لوله شده و بروز پدیده قطع جوشش هسته‌ای را به تأخیر می‌اندازد [۸]. شکل (۱۴) دمای سطح خارجی لوله را برای سه حالت زاویه جوش ۴۵، ۱۵ و صفر درجه با استفاده از روش عددی و تحلیلی اثر جوش صرفنظر شده، با استفاده از روش عددی و تحلیلی نشان می‌دهد. همانطور که ملاحظه می‌شود وجود ناحیه جوش باعث یکنواختی دما در سطح اتصال لوله و پره می‌شود. یکنواخت شدن دما در سطح اتصال باعث کاهش تنش‌های حرارتی خواهد شد. وقتی زاویه جوش کوچک شود، سطح اتصال جوش و لوله کم می‌شود و مقاومت حرارتی در امتداد پره افزایش می‌یابد. وجود ناحیه جوش علاوه بر اینکه بر استحکام مجموعه کمک می‌کند، در توزیع درجه حرارت در جداره لوله و پره، بخصوص در محل اتصال لوله و پره نقش بسزایی ایفا می‌کند.

شده، تقریب‌های خوبی جهت حل تحلیلی هستند. شکل (۹) دمای نسبی $(T' - T_{\infty})$ سطح خارجی و داخلی لوله و شکل (۱۰) دمای سطح بیرونی پره که در معرض حرارت قرار دارد را در دو روش حل تحلیلی و عددی نشان می‌دهد. همانطور که مشاهده می‌شود توزیع دمای بدست آمده در هر یک از روش‌ها، به یکدیگر نزدیک و تقریباً مشابه می‌باشند و اختلاف اندک، ناشی از فرضیات ذکر شده در مورد شرایط مرزی ناحیه مشترک لوله و پره و تقریب‌های ضریب دید در روش تحلیلی است. شکل (۱۱) خطوط همدمای بدست آمده از حل عددی و شکل (۱۲) این خطوط را در دو ناحیه لوله و پره بطور جداگانه



شکل ۷: نحوه راه‌اندازی بویلر مورد مطالعه از حالت سرد.



شکل ۸: تغییرات ضریب شکل بر روی لوله و پره، (الف) محاسبات دقیق، (ب) تقریب.

که از روش تحلیلی نتیجه شده، نشان می‌دهد. علت بالا رفتن دما در ناحیه اتصال، انتقال حرارت جذب شده از سطح پره به سمت ریشه پره و از آنجا به سمت لوله است. همانطور که در شکل (۹) مشاهده می‌شود سیر نزولی

به دمای سطح داخلی لوله افزوده می‌شود. با شروع مرحله سوم و روشن شدن مابقی مشعل‌ها (در ۹ مرحله و هر دو دقیقه ۱۰٪ از مشعل‌های باقی مانده روشن می‌شوند) اختلاف دمای تاج لوله با سطح داخلی افزایش قابل ملاحظه‌ای می‌یابد. هنگامی که سطوح خارجی به شدت گرم می‌شوند در لحظات اولیه، جریان حرارتی هنوز به لایه‌های داخلی نفوذ نکرده است و توزیع درجه حرارت متفاوتی در جداره لوله بوجود می‌آید. بنابراین اگر ضخامت لوله زیاد انتخاب شود، عمق نفوذ^۷ افزایش می‌یابد. در این حالت اختلاف دما بین نقاط سرد و گرم افزایش می‌یابد و در نتیجه، تنش‌های حرارتی در هنگام راه‌اندازی و به خصوص در مرحله سوم افزایش زیادی، می‌یابد. به همین دلیل در هنگام راه‌اندازی بویلر باید نرخ گرمایش لوله‌های آبی پایین باشد. لازم به ذکر است که با افزایش ضخامت جداره، مقاومت حرارتی لوله و مقدار شار حرارتی منتقل شده به قسمت پایین لوله افزایش می‌یابد. این مسأله باعث می‌شود که در هنگام راه‌اندازی، توزیع دما در قسمت پایین لوله، یکنواخت باشد و از بوجود آمدن نقاط سرد و گرم در پایین لوله جلوگیری شود. اگرچه افزایش ضخامت لوله باعث بالارفتن دمای تاج لوله می‌شود ولی این افزایش باعث می‌گردد که لوله در برابر تنش‌های مکانیکی و حرارتی مقاومت بیشتری نسبت به لوله‌های با ضخامت کم، داشته باشد و از طرفی در حالت عملکرد نرمال بویلر، افزایش ضخامت لوله‌ها باعث یکنواخت شدن دمای جداره لوله خواهد شد. شکل (۱۹) نحوه توزیع دما در لوله با ضخامت بیشتر را نشان می‌دهد.

اگر ضخامت لوله کم شود مقاومت حرارتی نیز کاهش می‌یابد و در نتیجه حرارت کمتری از پایین لوله عبور می‌کند. توزیع دما در لوله‌های با ضخامت زیادتر یکنواخت‌تر از لوله‌های با ضخامت کمتر است. اگرچه زیاد شدن ضخامت لوله‌ها افزایش اختلاف دما بین تاج لوله و سطح داخلی را به همراه دارد ولی اینگونه لوله‌ها در برابر تنش‌های حرارتی مقاومت بیشتری نشان می‌دهند. بنابراین اندازه لوله‌ها باید طوری انتخاب شود تا اولاً از بالا رفتن دما در تمام شرایط عملکرد بویلر (بدلیل احتمال سوختن لوله‌ها) جلوگیری شود، ثانیاً در برابر تنش‌های حرارتی و مکانیکی مقاومت داشته

با شروع مرحله سوم راه‌اندازی حرارت اعمال شده به تدریج افزایش می‌یابد در پایان مرحله سوم تمامی مشعل‌ها روشن می‌شوند به عبارت دیگر میزان حرارت آزاد شده برابر حرارت آزاد شده در حالت عملکرد بویلر در بار نامی است. تا پایان مرحله چهارم و رسیدن به فشار مورد نظر (در نیروگاه مورد مطالعه ۱۶۹ بار) انتقال حرارت در جداره لوله گذرا خواهد بود. شکل (۱۵) دمای مطلق سطح داخلی (سطح تماس با سیال) و سطح خارجی لوله (سطح در معرض شار حرارتی، تماس با پره و عایق) را در انتهای مراحل دوم، سوم و چهارم نشان می‌دهد.

اثر ضخامت لوله

در این حالت با ثابت نگه داشتن قطر خارجی لوله اثر افزایش یا کاهش قطر داخلی، بر توزیع دما بررسی می‌شود. افزایش ضخامت لوله باعث افزایش مقاومت حرارتی لوله شده و در نتیجه دمای جداره لوله افزایش قابل ملاحظه‌ای می‌یابد. افزایش مقاومت دیواره باعث می‌شود که دمای ناحیه پره نیز اندکی افزایش یابد. شکل (۱۶) تغییرات درجه حرارت سطح داخلی و خارجی لوله را در پایان مرحله چهارم راه‌اندازی و ضخامت‌های مختلف لوله، نشان می‌دهد. از مقایسه منحنی‌های شکل (۱۶) چنین استنباط می‌شود که دمای سطح داخلی لوله با تغییر نسبت d_o / d_i تغییرات کمتری نسبت سطح بیرونی لوله بخصوص تاج لوله دارد. علت این مسأله را می‌توان در بالا بودن ضریب انتقال حرارت جابجایی دانست (بالا بودن ضریب انتقال حرارت جابجایی باعث نزدیکی دمای دیواره به دمای سیال می‌شود). بنابراین دمای سطح داخلی لوله بیشتر تابع فشار جریان دو فازی داخل لوله خواهد بود. شکل (۱۷) تغییرات درجه حرارت نوک پره و تاج لوله را در پایان مراحل راه‌اندازی و ضخامت‌های مختلف لوله نشان می‌دهد.

شکل (۱۸) اختلاف دمای تاج لوله با سطح داخلی (در امتداد عمود بر تاج لوله) را نشان می‌دهد. همانطور که ملاحظه می‌شود تا ابتدای مرحله سوم راه‌اندازی این مقدار ثابت است یعنی با افزایش دمای تاج لوله، به همان میزان

باشد.

سمت لوله در سطح کمتری اعمال می‌شود و شار حرارتی در محل اتصال لوله به پره افزایش می‌یابد. این موارد، افزایش دمای پره را به دنبال خواهند داشت. همانطور که مشاهده می‌شود در نظر گرفتن زاویه جوش باعث می‌شود تا در ضخامت‌های کم پره، دمای سطح اتصال یکنواخت بماند و تغییرات زیادی نداشته باشد و دمای پره نیز، بیش از حد افزایش نیابد.

افزایش ضخامت پره باعث افزایش ضریب دید در روی جوش و پره می‌شود. علت این مسأله کمتر قرار گرفتن لوله‌ها در سایه یکدیگر در حالت ضخامت زیاد پره است.

مقایسه نتایج بدست آمده با نتایج اجرای اصلی نشان دهنده این واقعیت است که زیاد شدن طول پره تأثیری بر دمای تاج لوله نمی‌گذارد. افزایش طول پره باعث افزایش حرارت منتقل شده از پره می‌شود و دمای نقاط سطح داخلی لوله که در امتداد پره قرار گرفته‌اند تا حدودی افزایش می‌یابد و این قسمت‌ها دمای نسبتاً یکنواخت‌تری نسبت به سایر نقاط داشته باشند. افزایش حرارت جذب شده موجب بالا رفتن بیش از حد دمای نوک پره خواهد شد. درحالی‌که اگر طول پره زیاد کوتاه گردد، مانع جذب حداکثر شار حرارتی داخل کوره می‌گردد و در نهایت موجب کاهش راندمان دیگ بخار می‌گردد.

در شکل (۲۲) تغییرات دمای تاج لوله و نوک پره در مرحله سوم راه‌اندازی (حدوداً ۲۰ دقیقه) در طول‌های مختلف پره نشان داده شده است. افزایش نه مرحله‌ای دما در شکل، نشان دهنده افزایش پله‌ای حرارت اعمال شده در نه مرحله زمانی (هر مرحله، ۲ دقیقه) است. همچنانکه در شکل نیز دیده می‌شود افزایش طول پره باعث افزایش ناگهانی دمای نوک پره نسبت به پره‌های با طول کمتر می‌شود بنابراین در چنین وضعیتی اگر زمان روشن نمودن مشعل‌ها کمتر شود، افزایش ناگهانی بیش از حد دما باعث بوجود آمدن تنش‌های بیش از حد مجاز در ساختمان دیواره‌ها در هنگام راه‌اندازی خواهد شد.

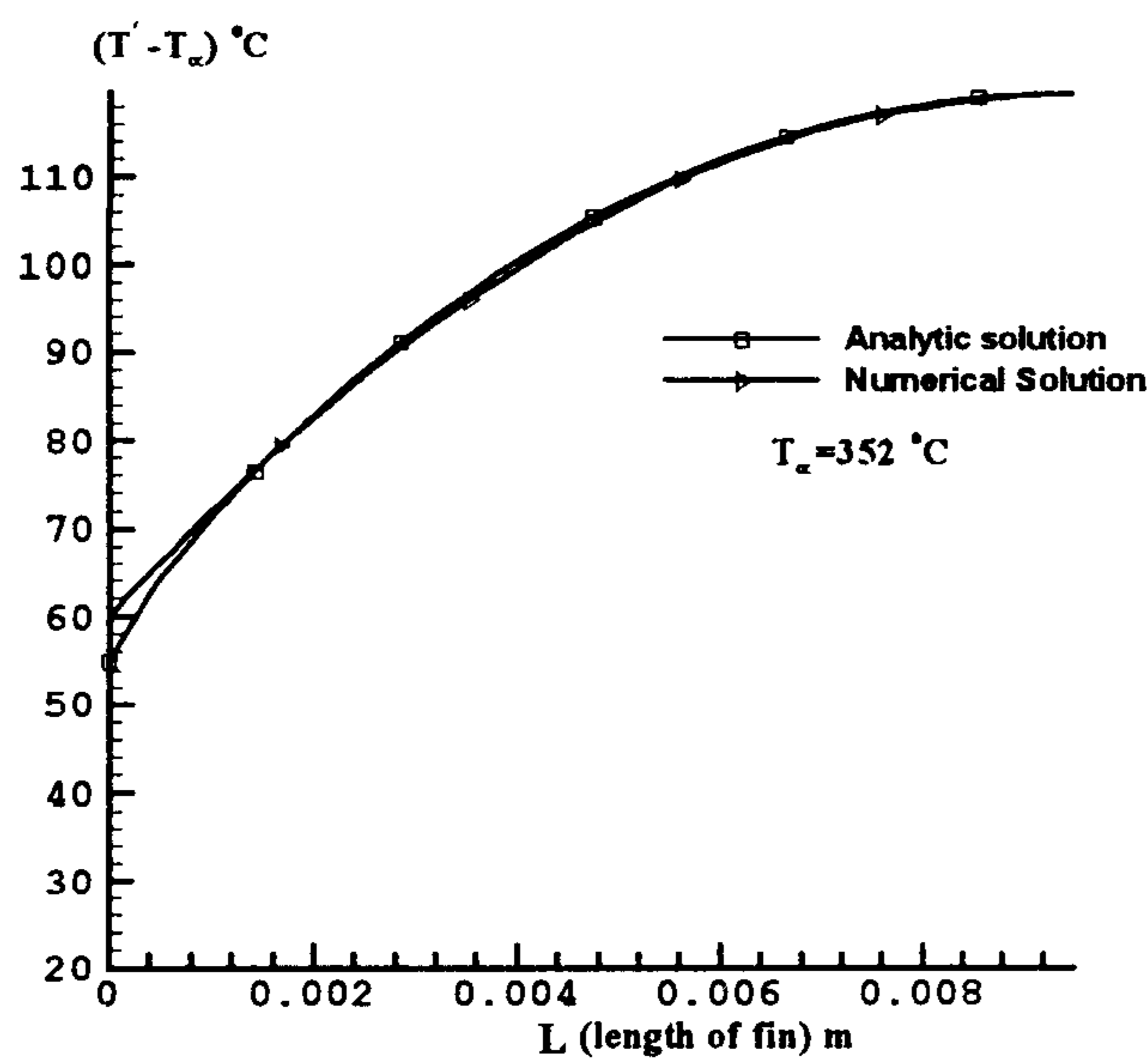
بررسی فاصله زمانی روشن نمودن مشعل‌ها

در مرحله سوم راه‌اندازی، و در اجرای اصلی برنامه، در هر دو دقیقه حدوداً ۱۰٪ از مشعل‌های باقی مانده وارد

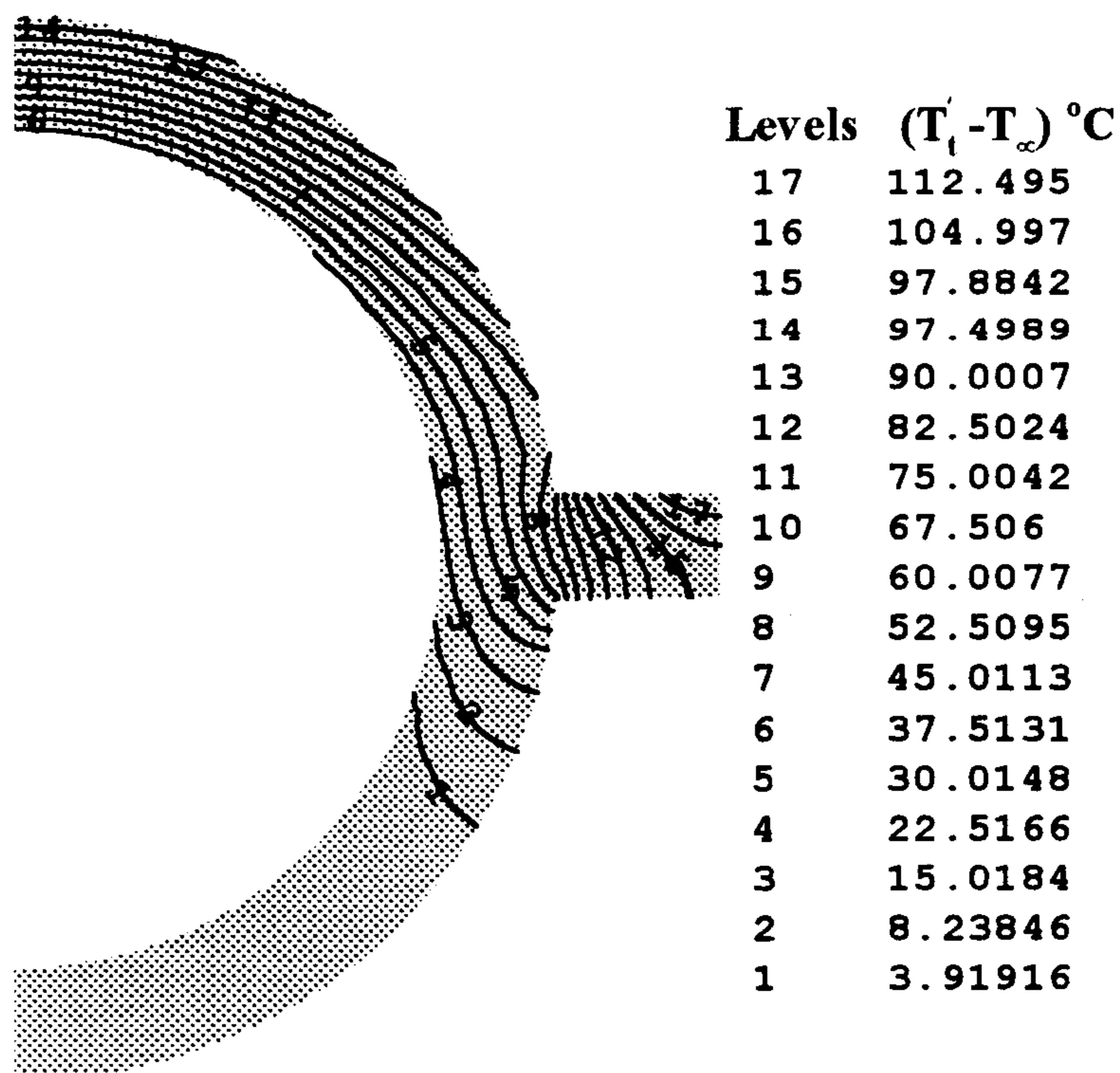
اثر طول و ضخامت پره

قسمت پایین پره به علت عایق‌کاری و سمت راست آن به علت تقارن به صورت مرز بی‌دررو^۸ عمل می‌کند. بنابراین در هنگام راه‌اندازی، مقدار کمی از حرارت دریافتی صرف بالا بردن دمای پره می‌شود و قسمت اعظم آن از طریق ریشه به قسمت جوش و از آنجا به لوله منتقل می‌شود. افزایش ضخامت پره باعث می‌شود که شدت گرادیان حرارتی در ناحیه پره کاهش یابد و انتقال حرارت هدایتی در پره به صورت دو بعدی باشد. در حالی‌که اگر ضخامت پره کمتر شود، انتقال حرارت در پره بیشتر یک بعدی شده و تنها تابعی از طول پره می‌شود و در نتیجه دمای سطح عایق، نزدیک دمای سطح بیرونی خواهد شد که این مسأله استفاده از عایق‌های مناسب و جنس مرغوب را الزامی می‌سازد. با در نظر گرفتن جوش، افزایش یا کاهش ضخامت پره تغییرات زیادی بر دمای سطح داخلی لوله نمی‌گذارد. شکل (۲۰) تغییرات دمای سطح داخلی و خارجی لوله را در پایان مرحله چهارم راه‌اندازی و ضخامت‌های ۳، ۶ و ۱۲ میلیمتر پره و زاویه جوش ۳۰ درجه نشان می‌دهد. با توجه به شکل، افزایش ضخامت پره تأثیری بر دمای تاج لوله و سطح داخلی ندارد.

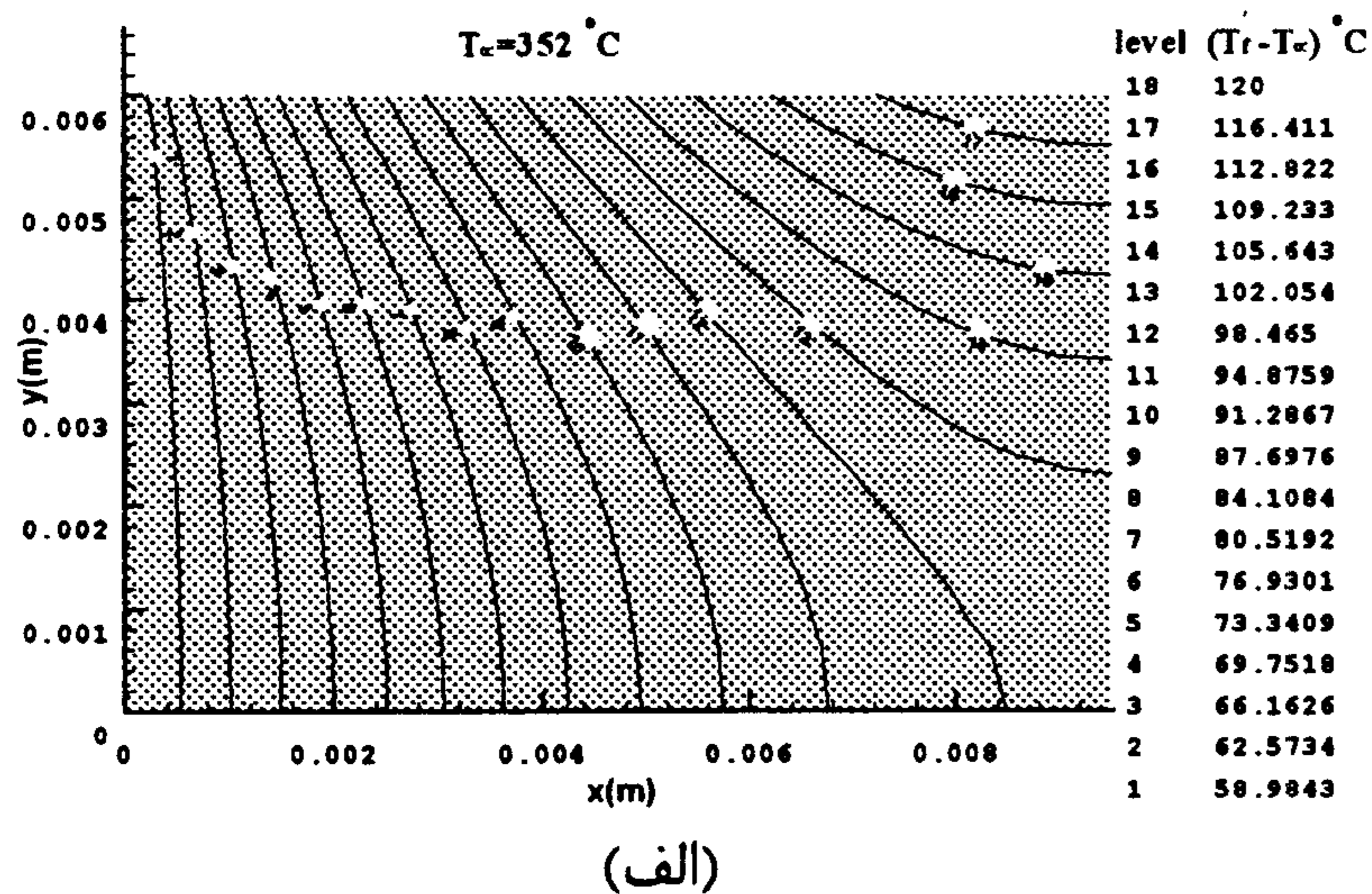
افزایش ضخامت پره باعث می‌شود که سطح تماس پره و لوله زیاد شده و در نتیجه دمای نقاط سطح خارجی لوله که در تماس با پره قرار دارند یکنواخت‌تر باشد. در حالی‌که اگر ضخامت پره کاهش یابد، فلوی حرارتی در محل اتصال لوله افزایش می‌یابد و این مسأله باعث غیر یکنواختی دمای نقاط تماس و بوجود آمدن تنش‌های حرارتی در حالت راه‌اندازی خواهد شد. شکل (۲۱) دمای نسبی $(T' - T_{\infty})$ سطح بیرونی لوله و سطح بیرونی پره را در حالتی که ضخامت پره نسبت به اجرای اصلی، نصف شده (۳ میلیمتر)، بدون در نظر گرفتن زاویه جوش با حل تحلیلی و عددی و با زاویه جوش ۳۰ و ۴۵ درجه و در هنگام عملکرد نرمال بویلر نشان می‌دهد. با کاهش سطح اتصال لوله و پره، حرارت هدایت شده از سمت پره به



شکل ۱۰: مقایسه دمای نسبی سطح بیرونی پره در دو روش عددی و تحلیلی.

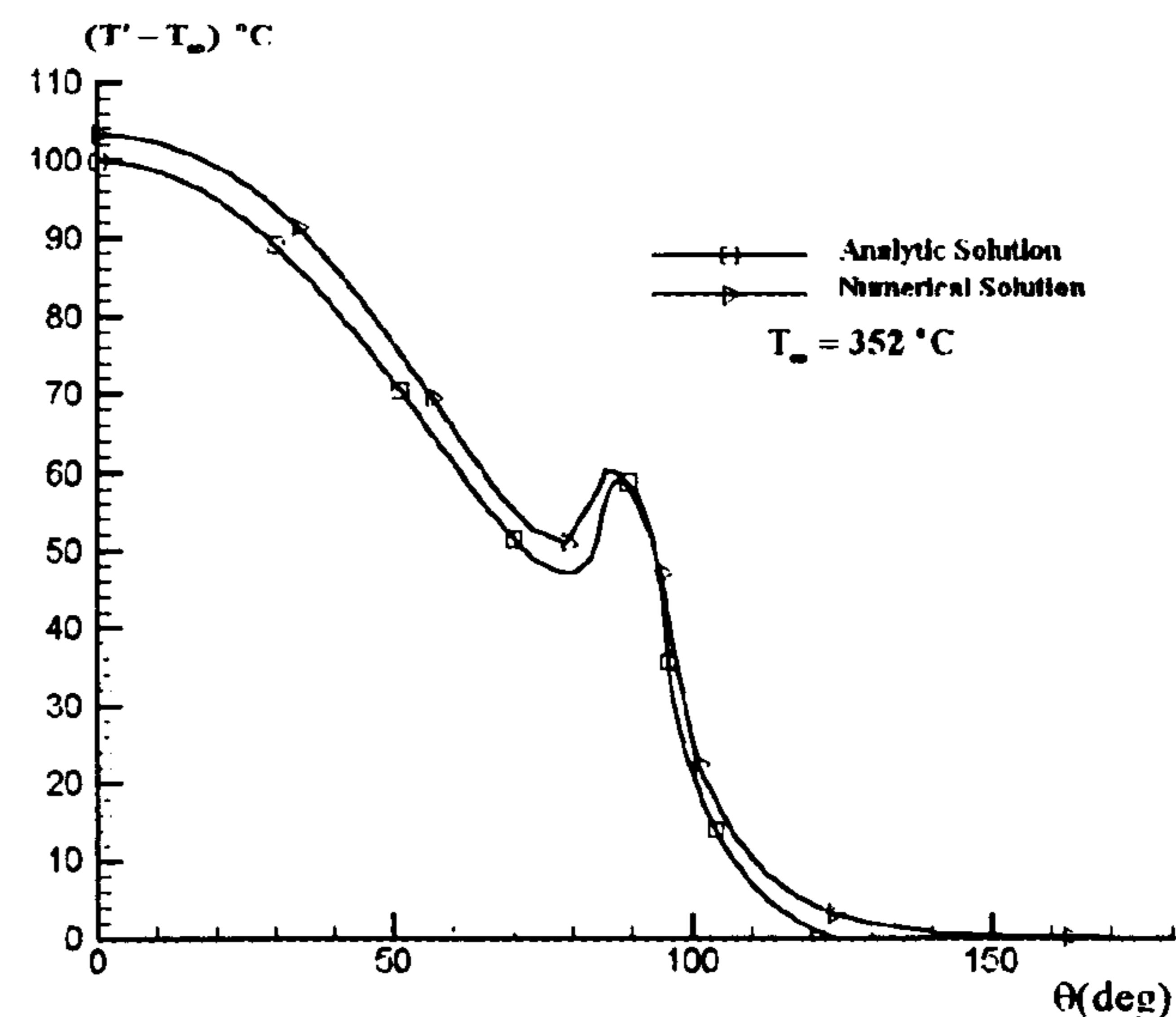


شکل ۱۱: خطوط همدمای در روش عددی، بدون ناحیه جوش.

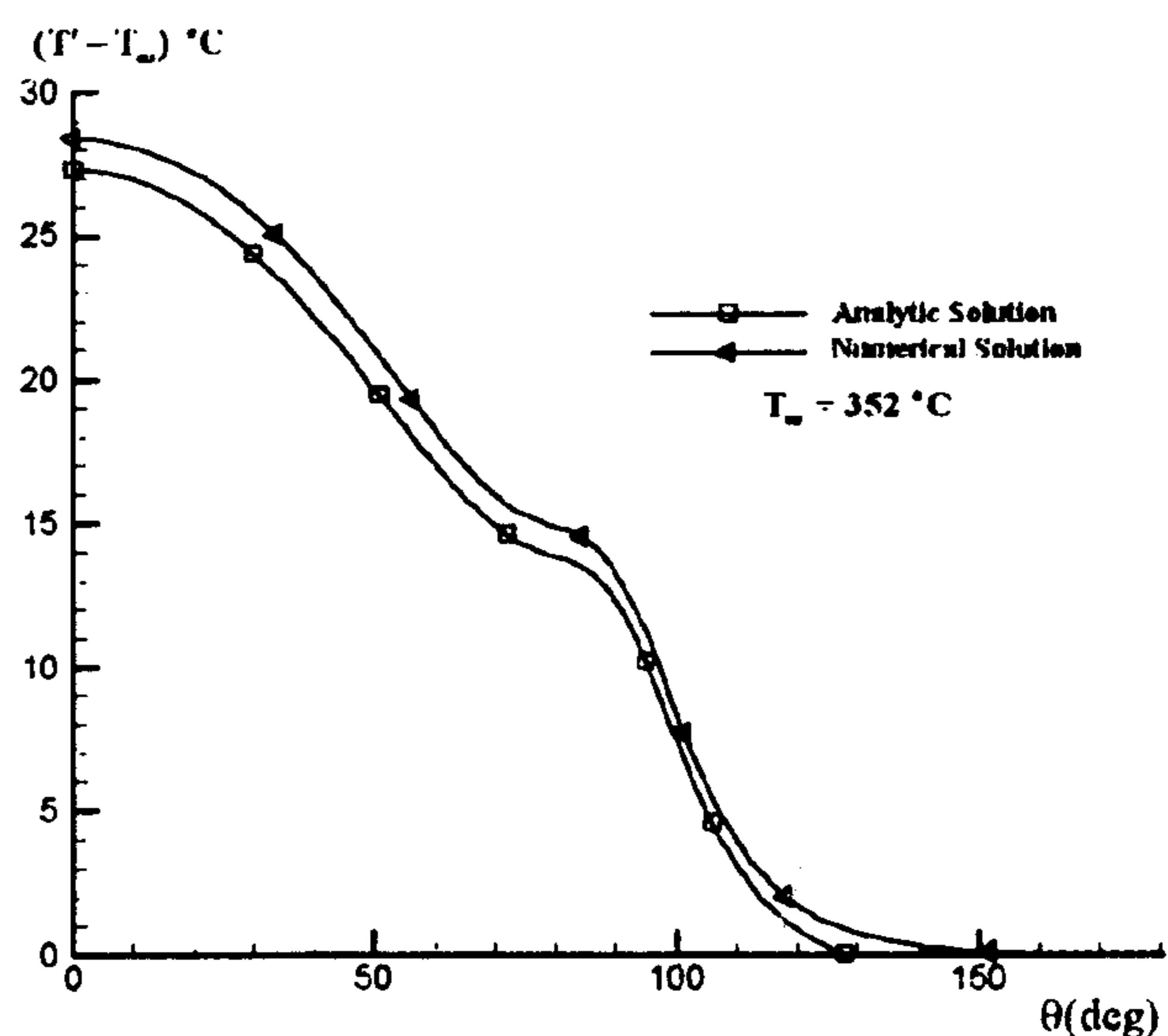


(الف)

مدار می‌شد. بنابراین حدود ۱۸ دقیقه طول می‌کشد تا تمامی مشعل‌ها وارد مدار شود. حال اگر در ابتدای مرحله سوم راه‌اندازی، تمامی مشعل‌ها یکدفعه روشن شوند، چه اتفاقی خواهد افتاد؟ شکل (۲۳) دمای تاج و نوک پره و اختلاف دمای سطح بیرونی و داخلی لوله را در دو دقیقه شروع مرحله راه‌اندازی در حالتی که تمام مشعل‌ها یکدفعه روشن می‌شوند، نشان می‌دهد. همانطور که ملاحظه می‌شود در این حالت به علت بوجود آمدن حرارت آبی بسیار زیاد دمای تاج و نوک پره در لحظات اولیه بشدت بالا می‌رود. افزایش ناگهانی دما، باعث بوجود آمدن تنش‌های حرارتی بزرگ در جداره لوله می‌شود و احتمال شکست لوله‌ها وجود دارد. بنابراین میزان افزایش دما در جداره لوله‌ها باید تحت کنترل باشد و نرخ افزایش حرارت آزاده شده در داخل کوره طوری باشد تا از افزایش ناگهانی دمای مجموعه جلوگیری شود.

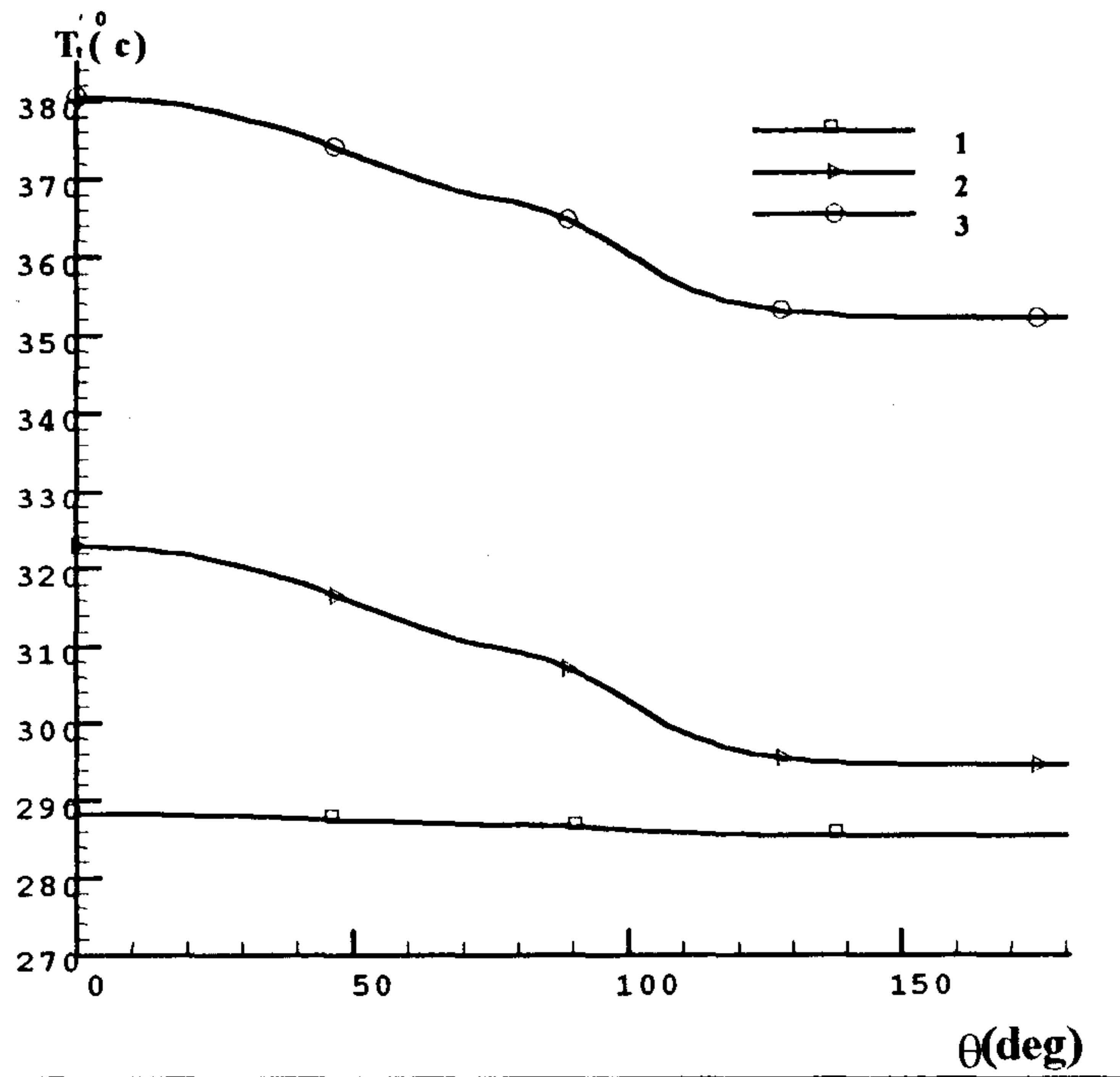


(الف)

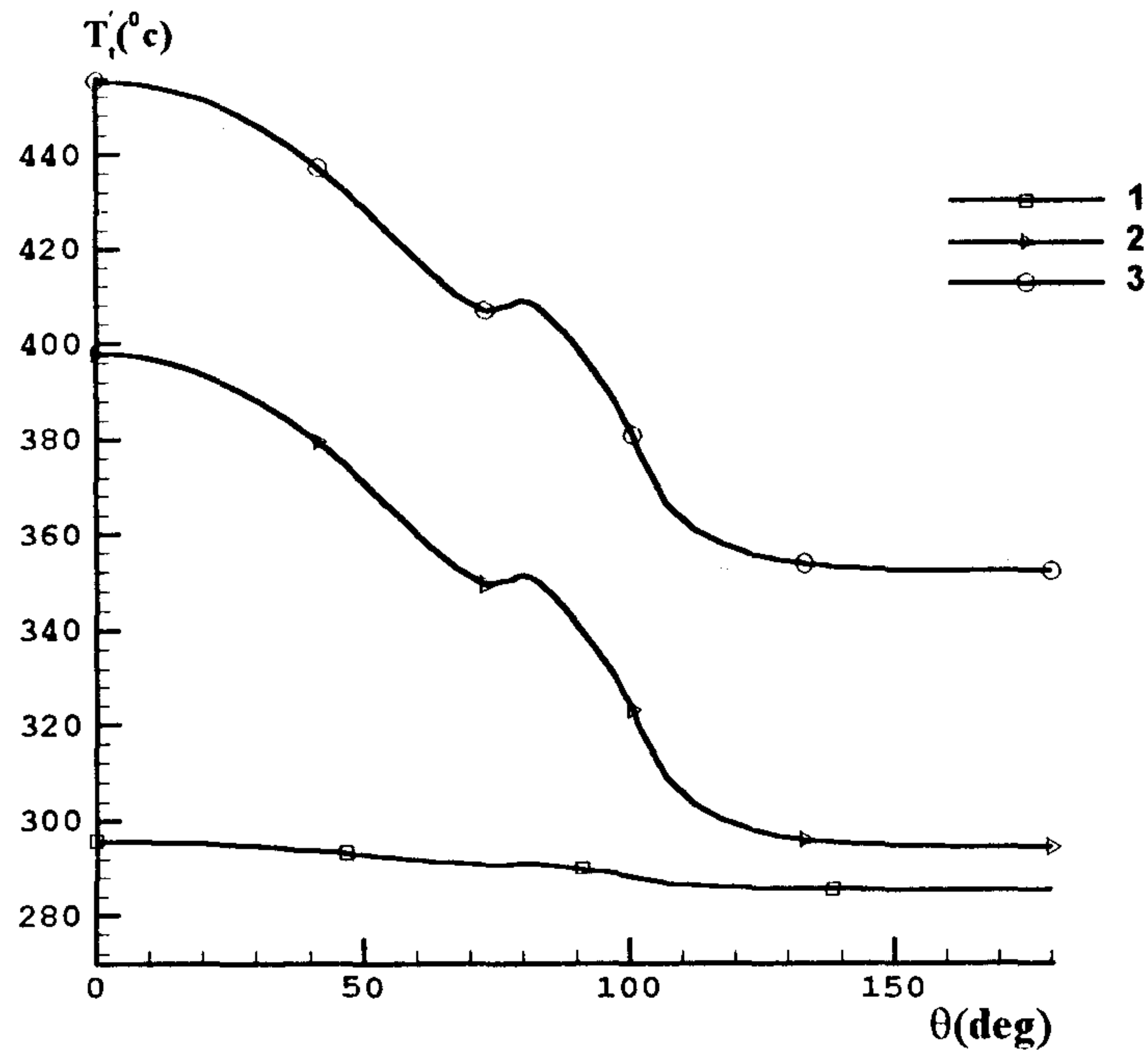


(ب)

شکل ۹: مقایسه روش تحلیلی و عددی، الف) دمای نسبی سطح خارجی لوله، ب) دمای سطح داخلی لوله.

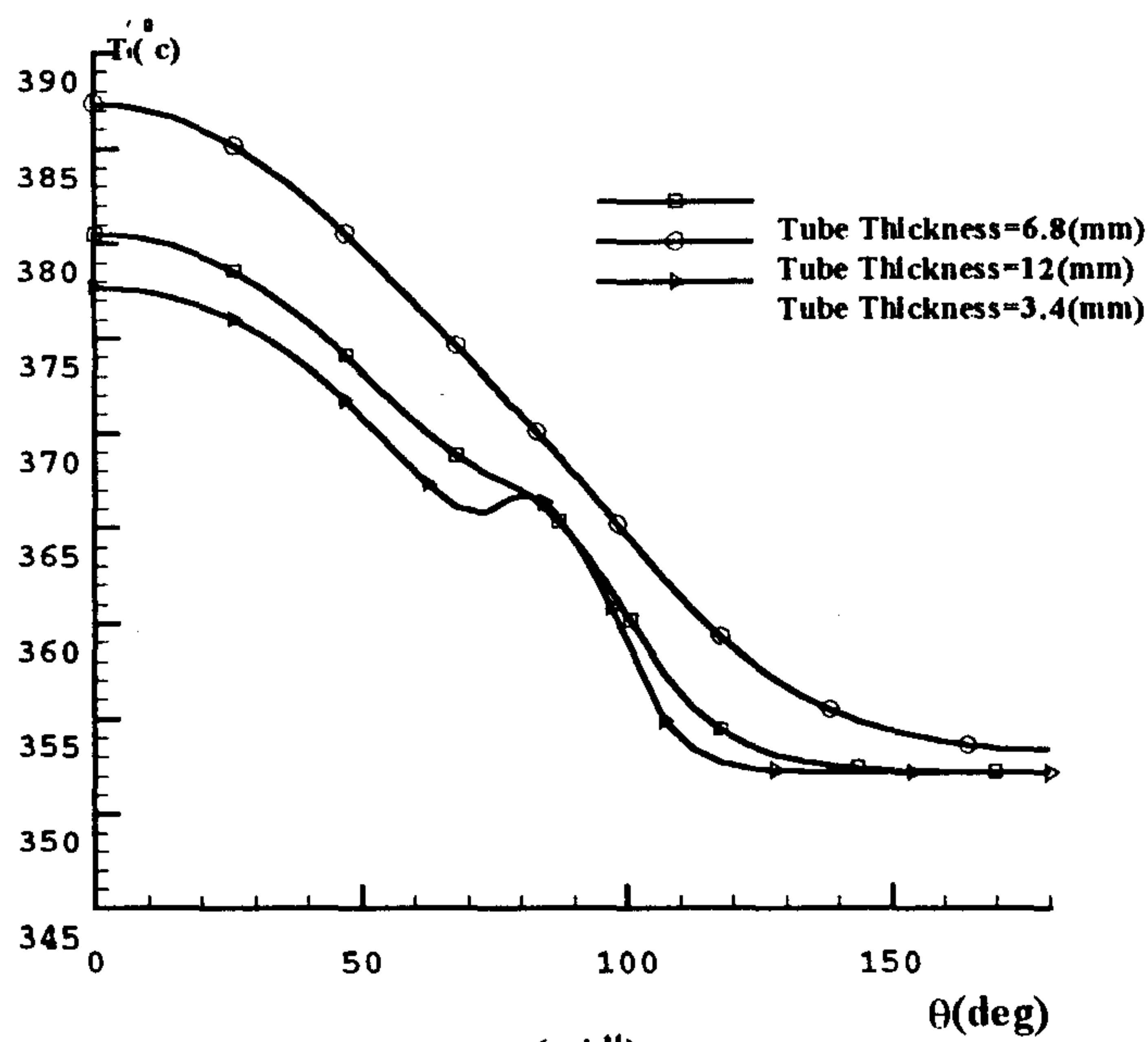


(الف)

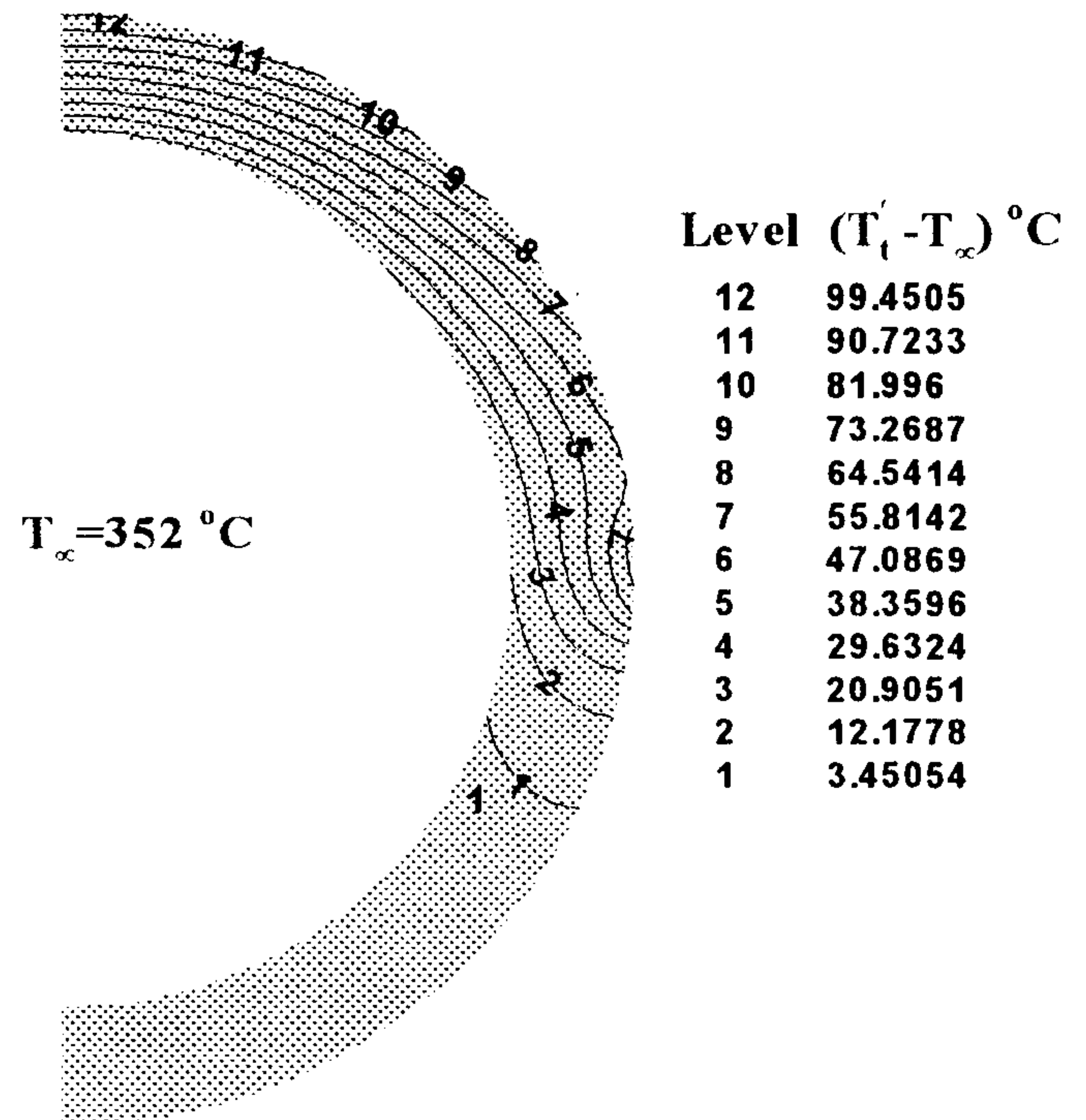


(ب)

شکل ۱۵: تغییرات درجه حرارت سطح: الف) داخلی، ب) خارجی -
 ۱: پایان مرحله دوم، ۲: پایان مرحله سوم، ۳: پایان مرحله
 چهارم.

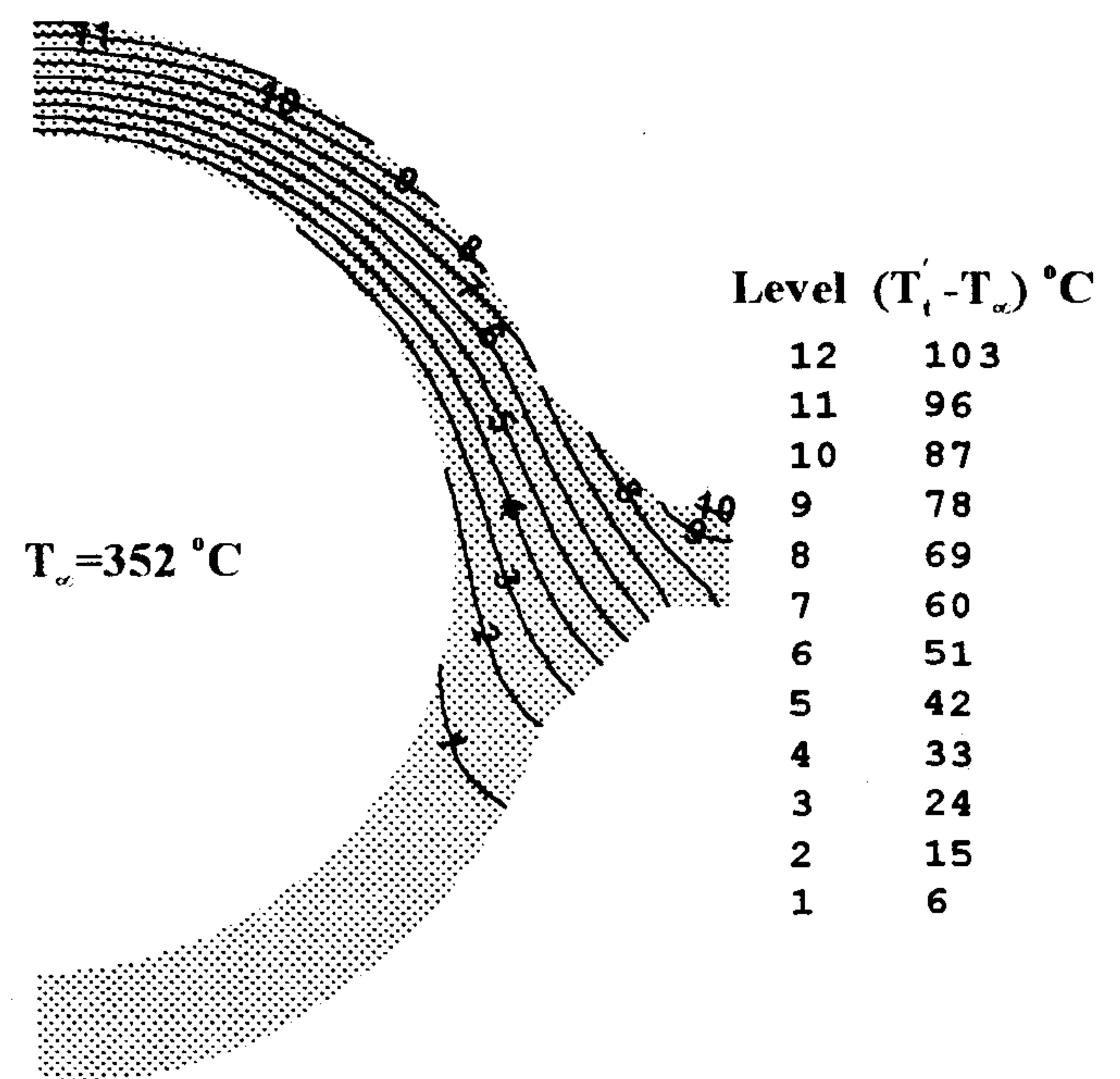


(الف)

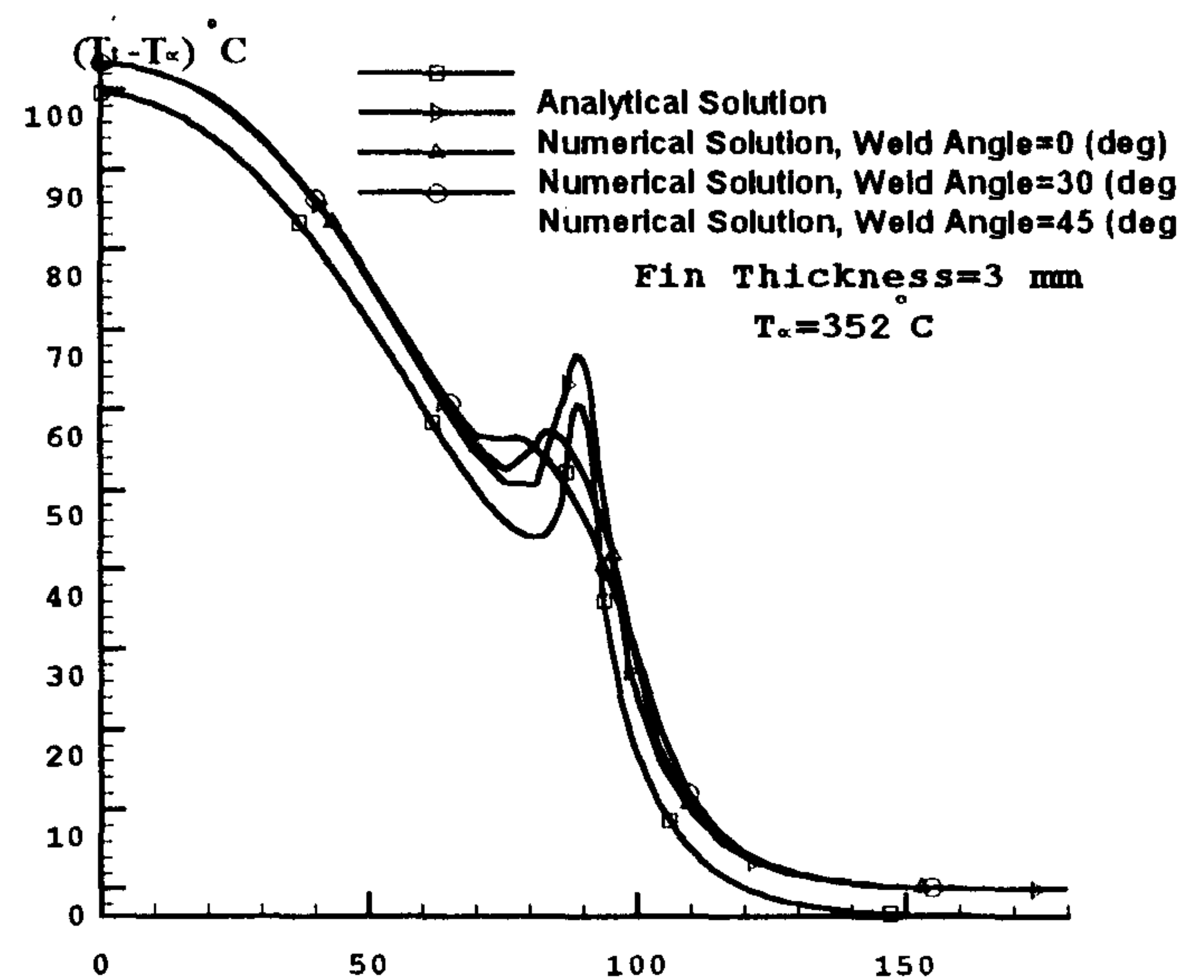


(ب)

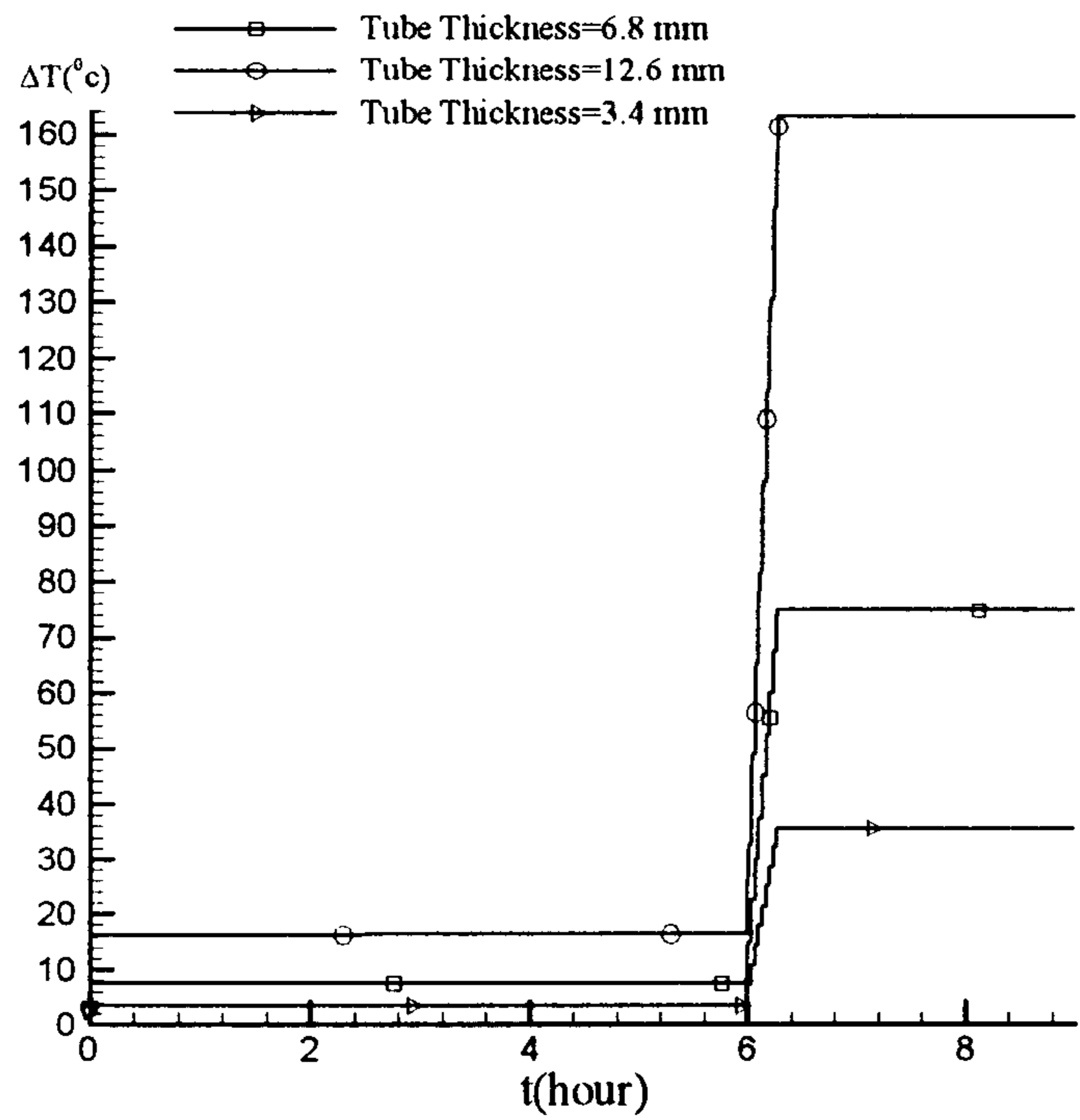
شکل ۱۲: خطوط همدمما جداگانه در روش تحلیلی،
 الف) پره، ب) لوله، فشار ۱۷۰ بار و فلوی
 حرارتی (460 kW/m^2) .



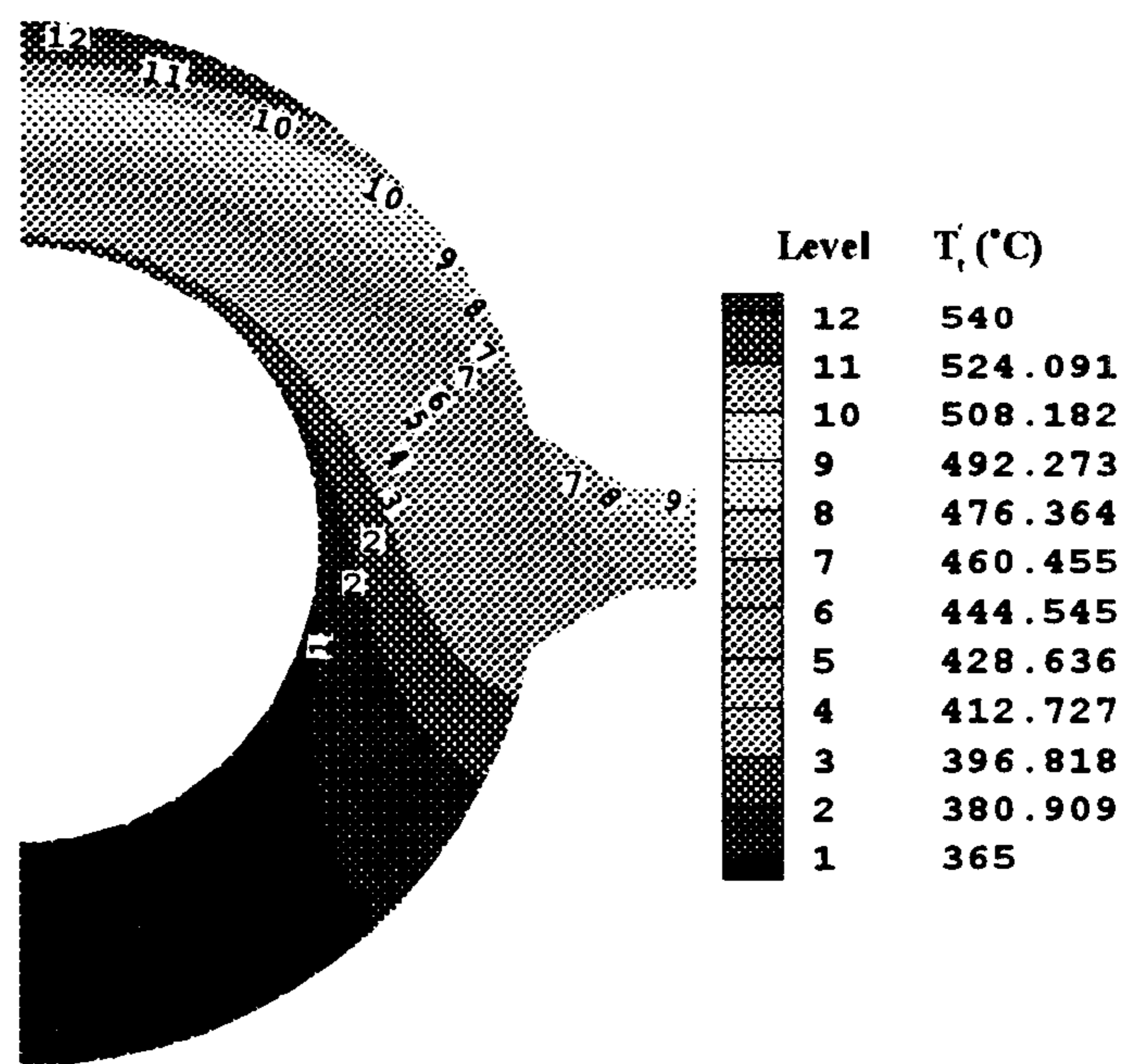
شکل ۱۳: خطوط همدمما در حالت زاویه جوش ۴۵ درجه.



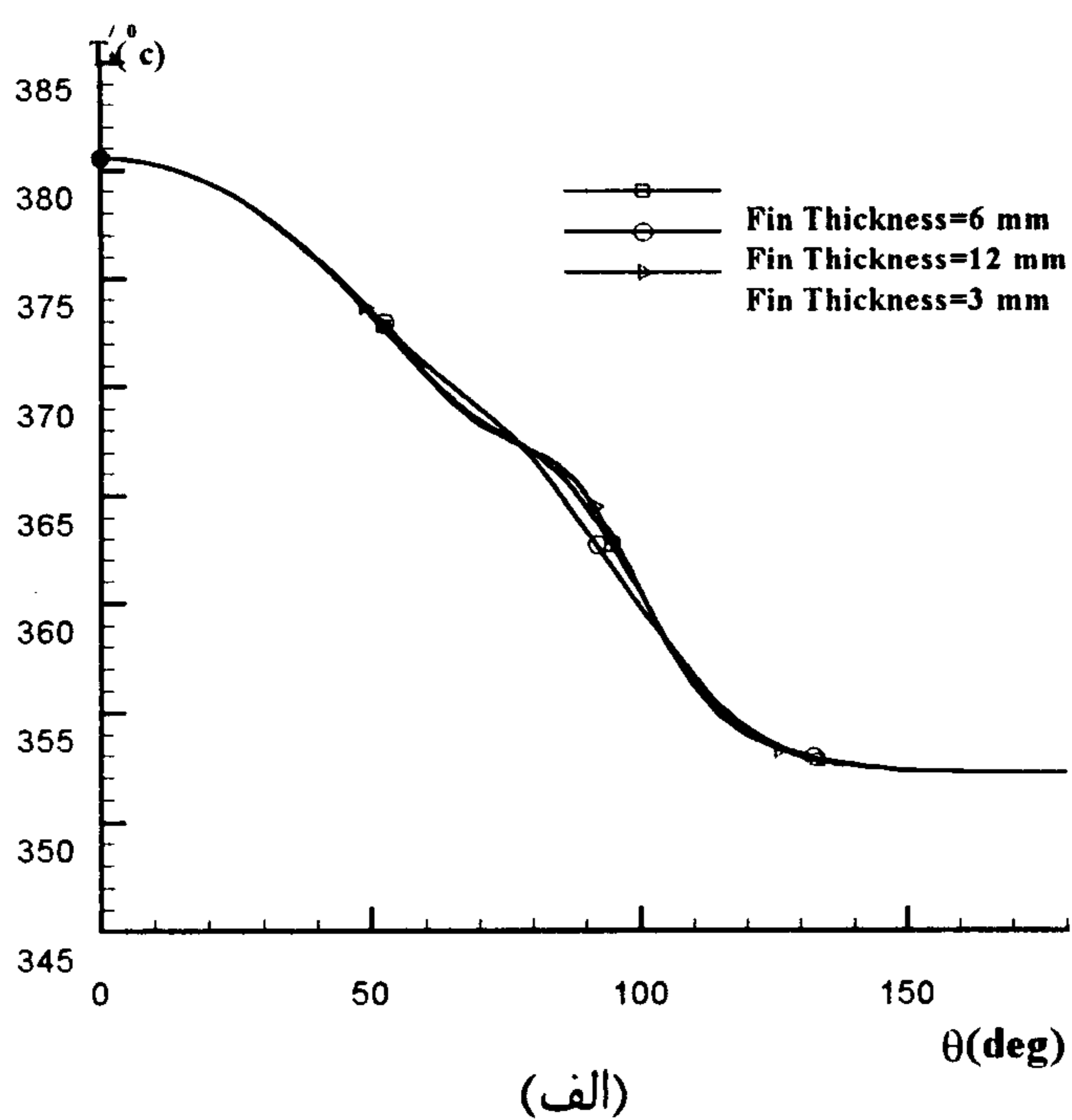
شکل ۱۴: اثر زاویه جوش بر دمای سطح خارجی لوله
 فشار ۱۷۰ بار و فلوی حرارتی (460 kW/m^2) .



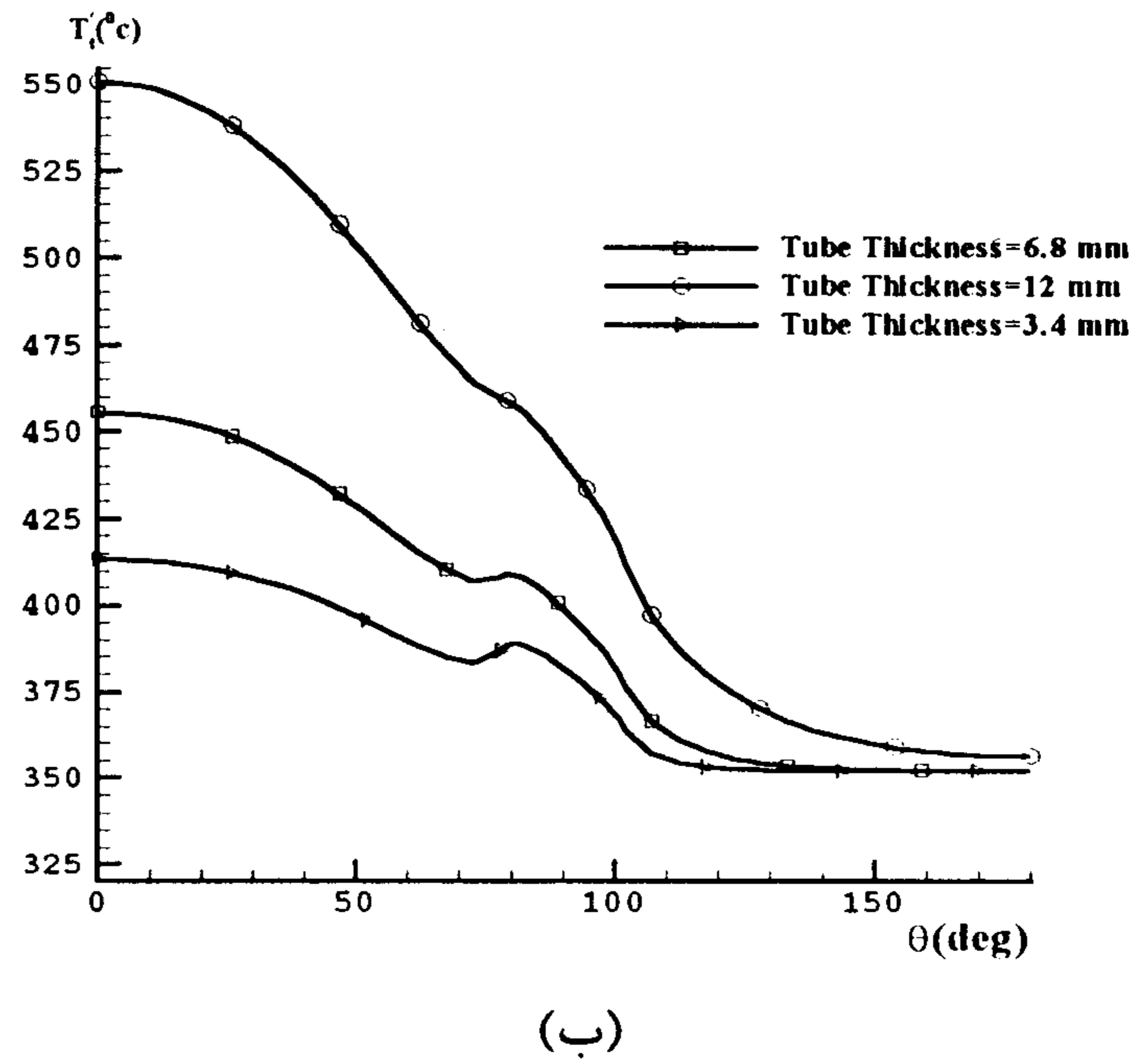
شکل ۱۸: اختلاف دمای تاج و سطح داخلی لوله در طول راه اندازی.



شکل ۱۹: توزیع دما در پایان مرحله چهارم راه اندازی در ضخامت های مختلف لوله (ضخامت لوله ۱۲ میلیمتر).

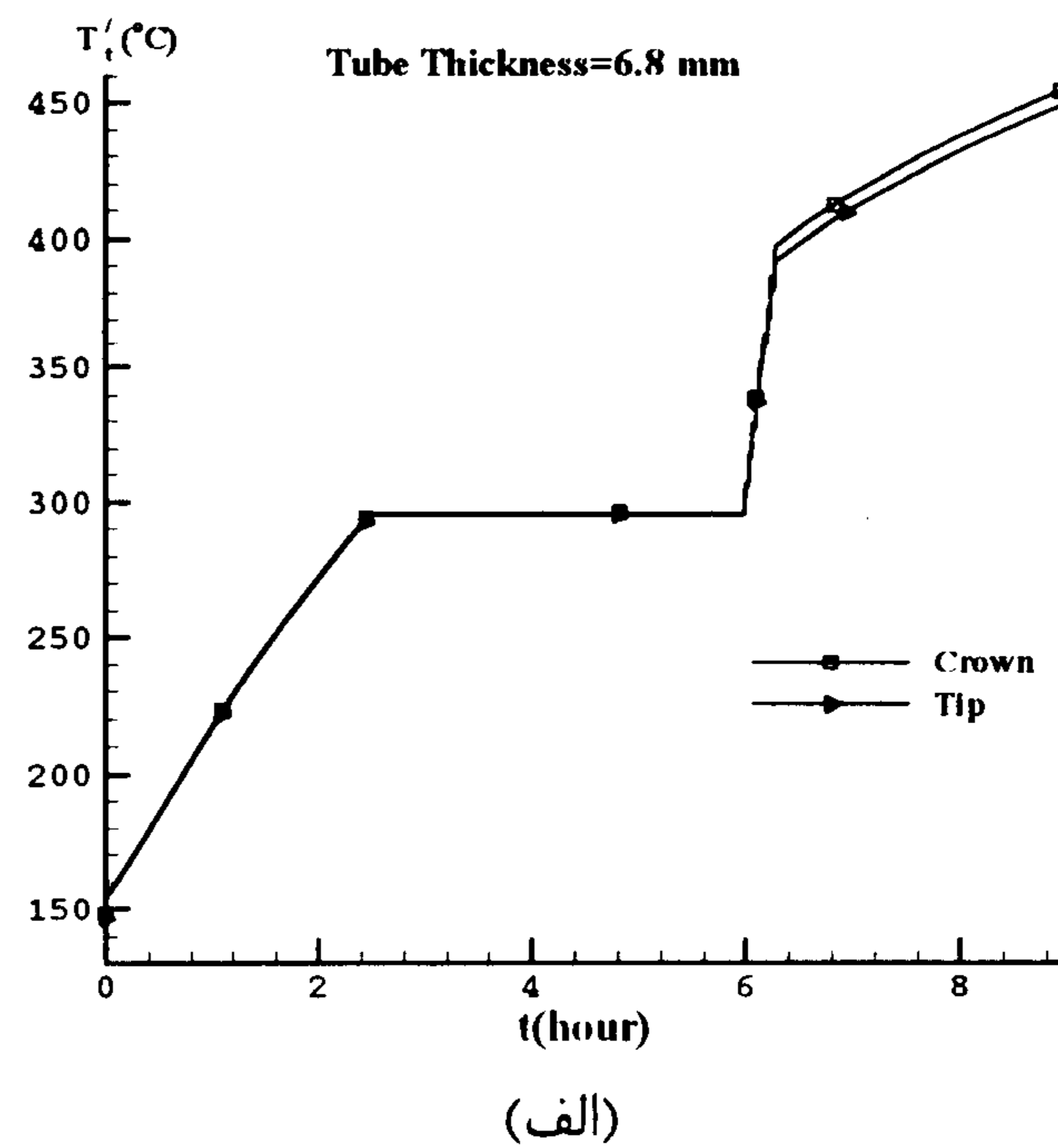


(الف)

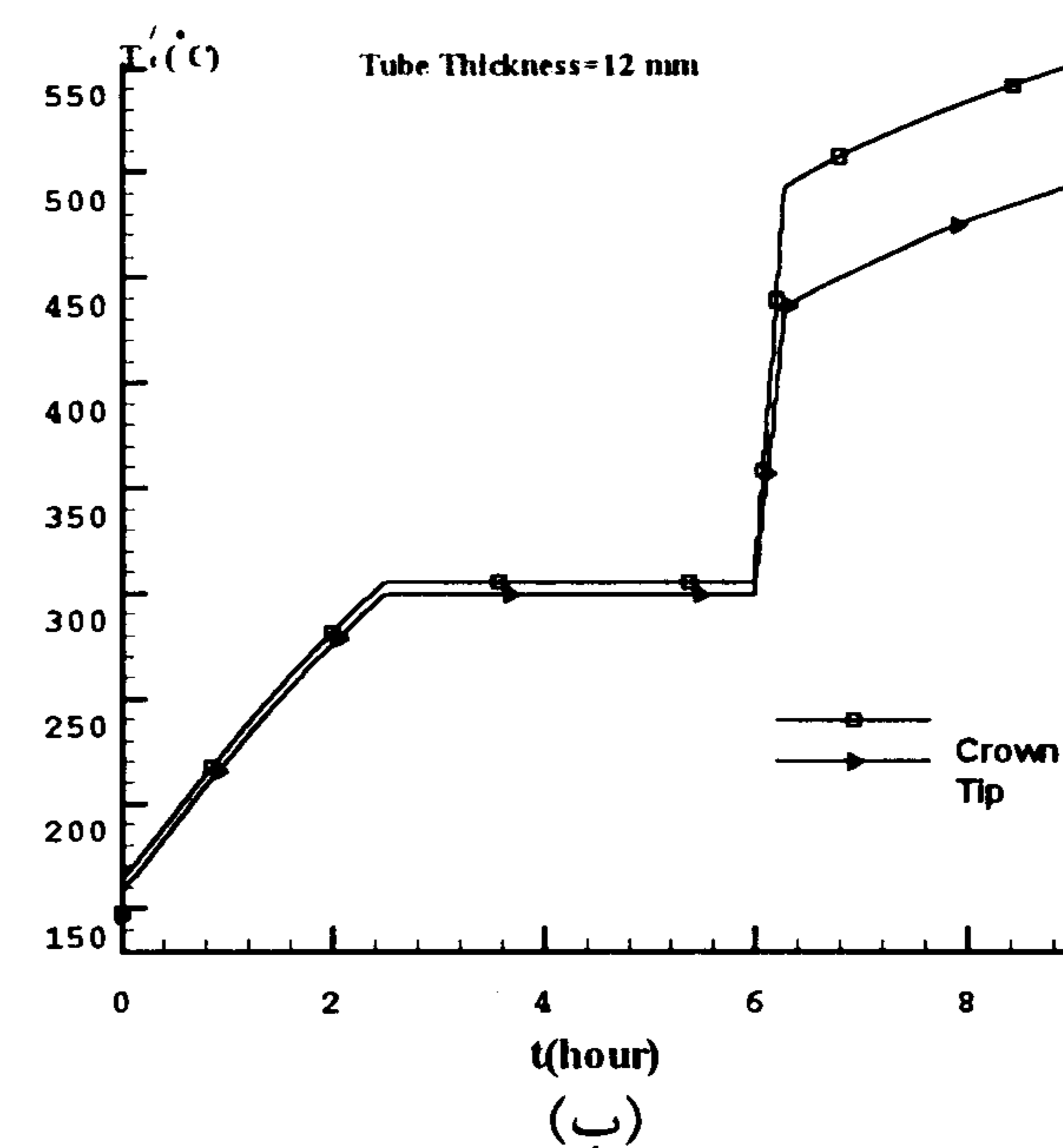


(ب)

شکل ۱۶: تغییرات درجه حرارت سطح (الف) داخلی، (ب) خارجی، در پایان مرحله چهارم راه اندازی و ضخامت های مختلف لوله.

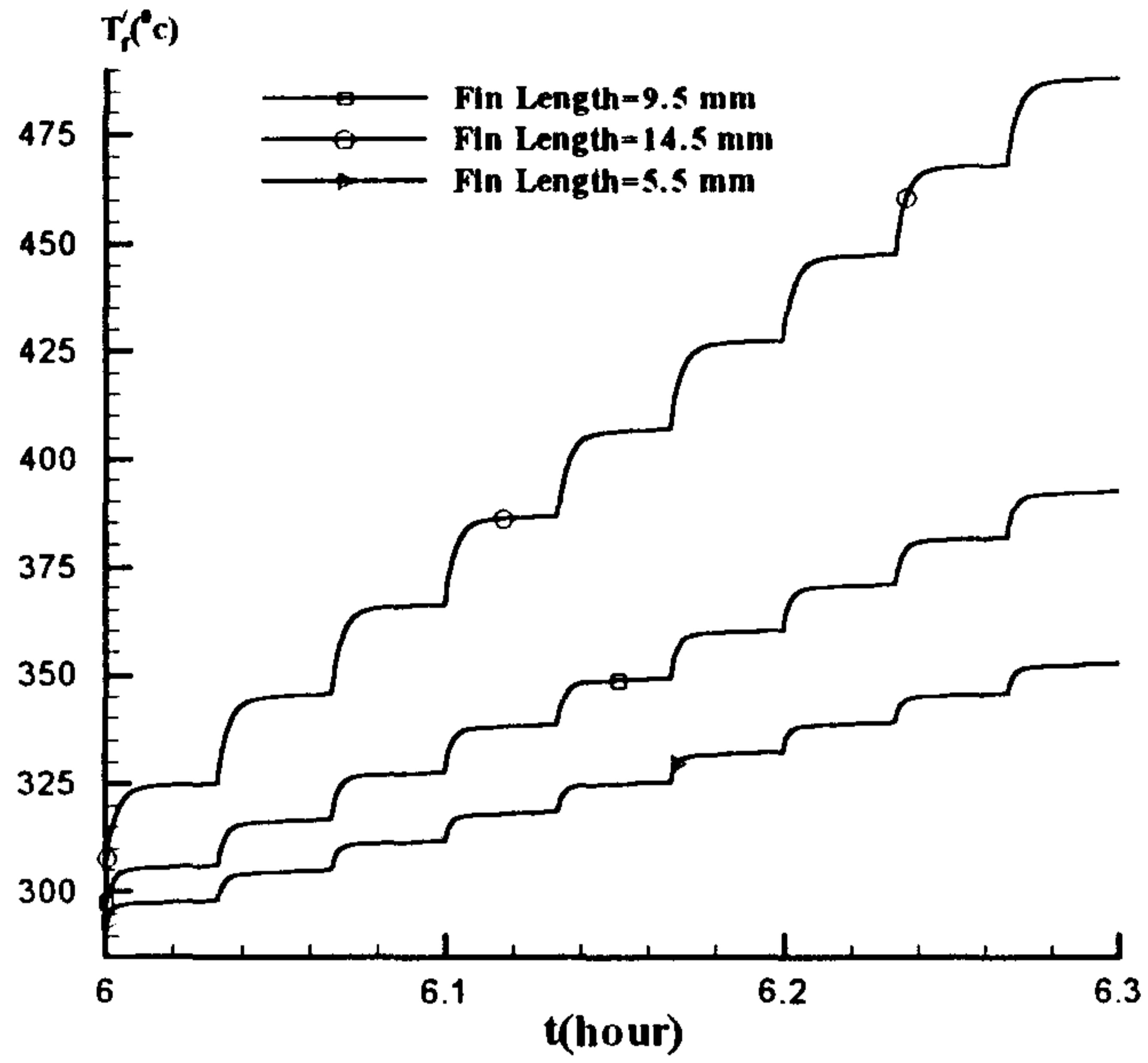


(الف)

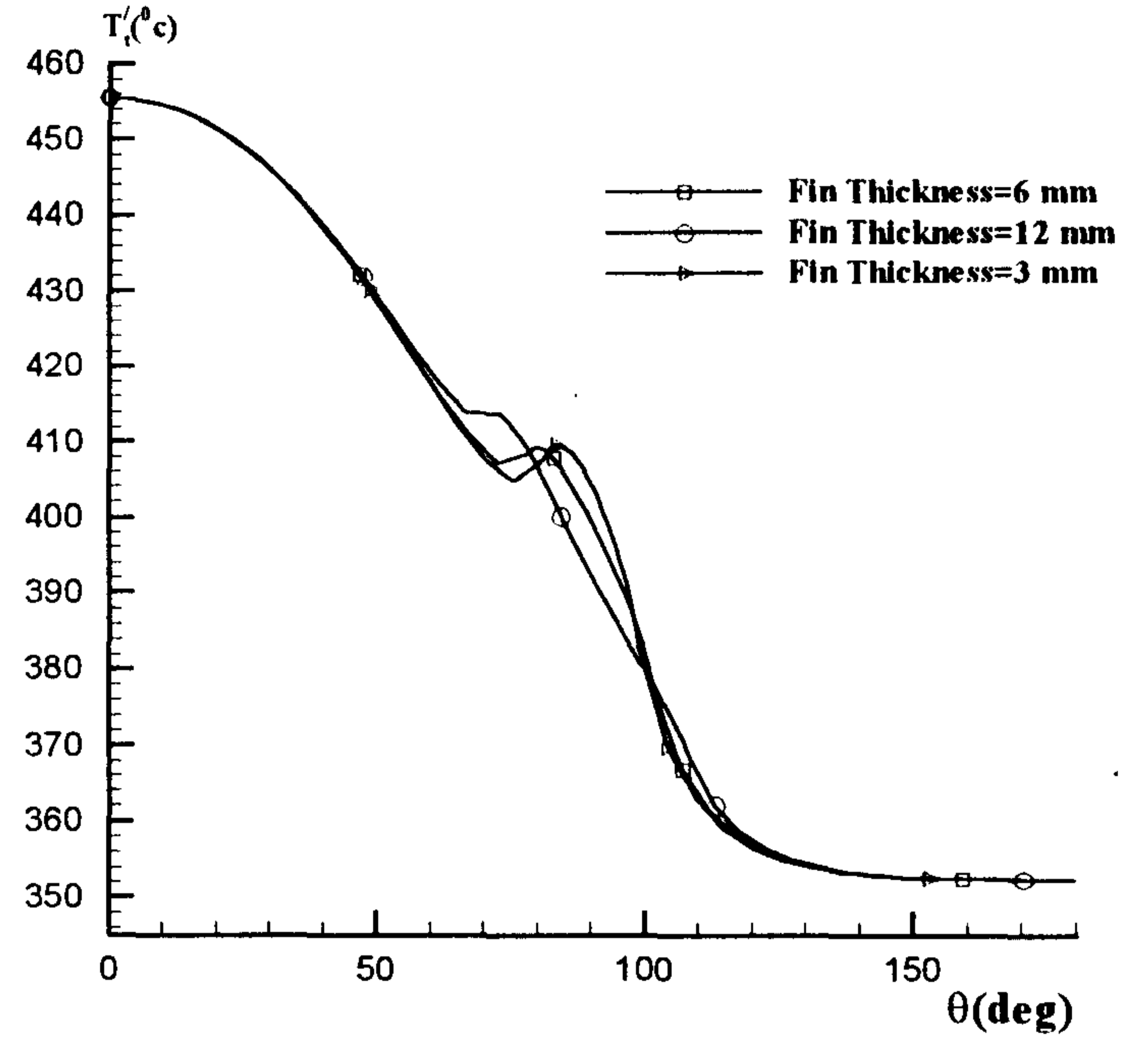


(ب)

شکل ۱۷: تغییرات درجه حرارت، (الف) تاج لوله، (ب) نوک پره در طول راه اندازی و ضخامت های ۶/۸ و ۱۲ میلیمتر لوله.

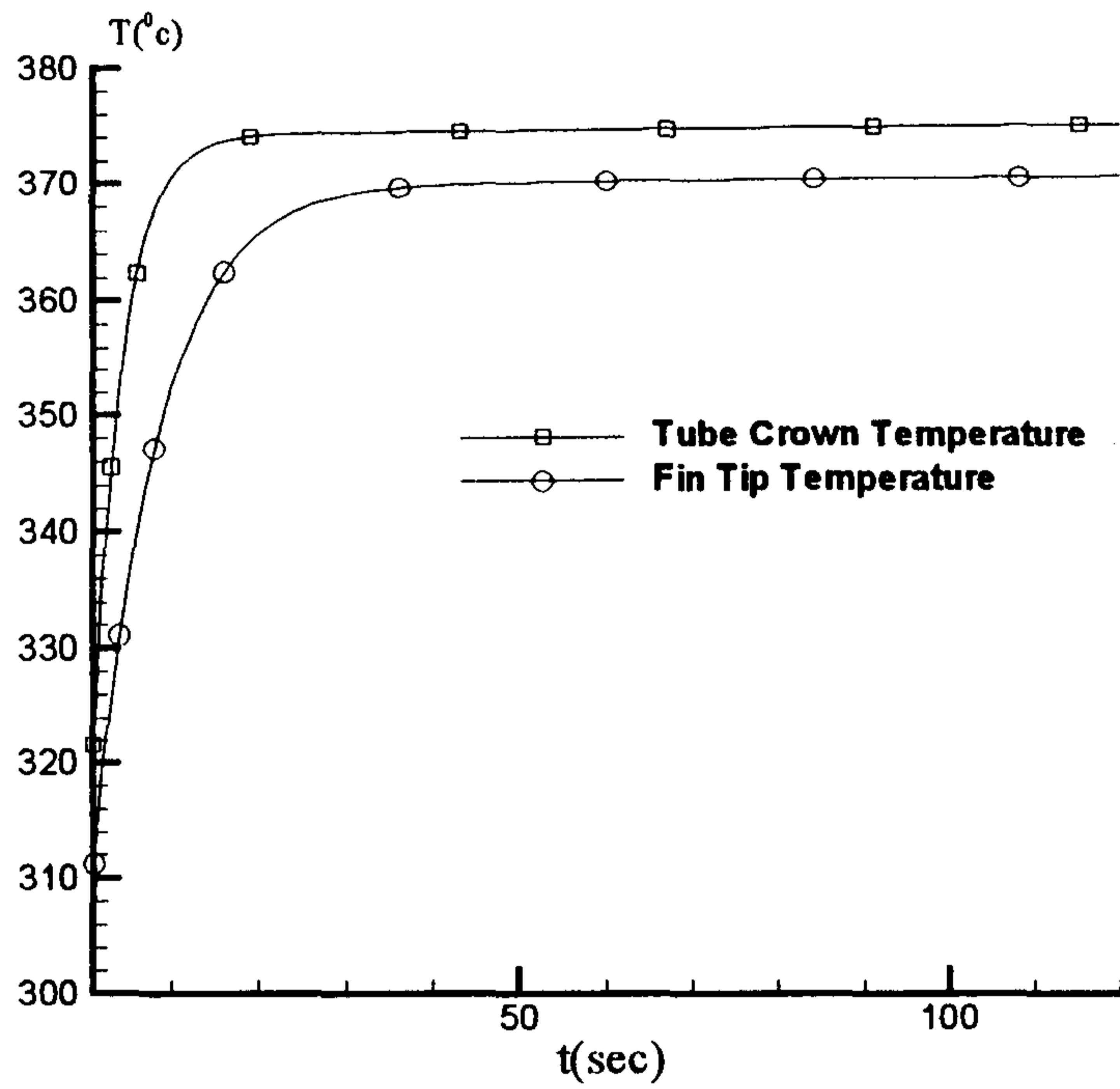


شکل ۲۲: تغییرات دمای نوک پره در کل مرحله سوم راه اندازی ۲۰ دقیقه.

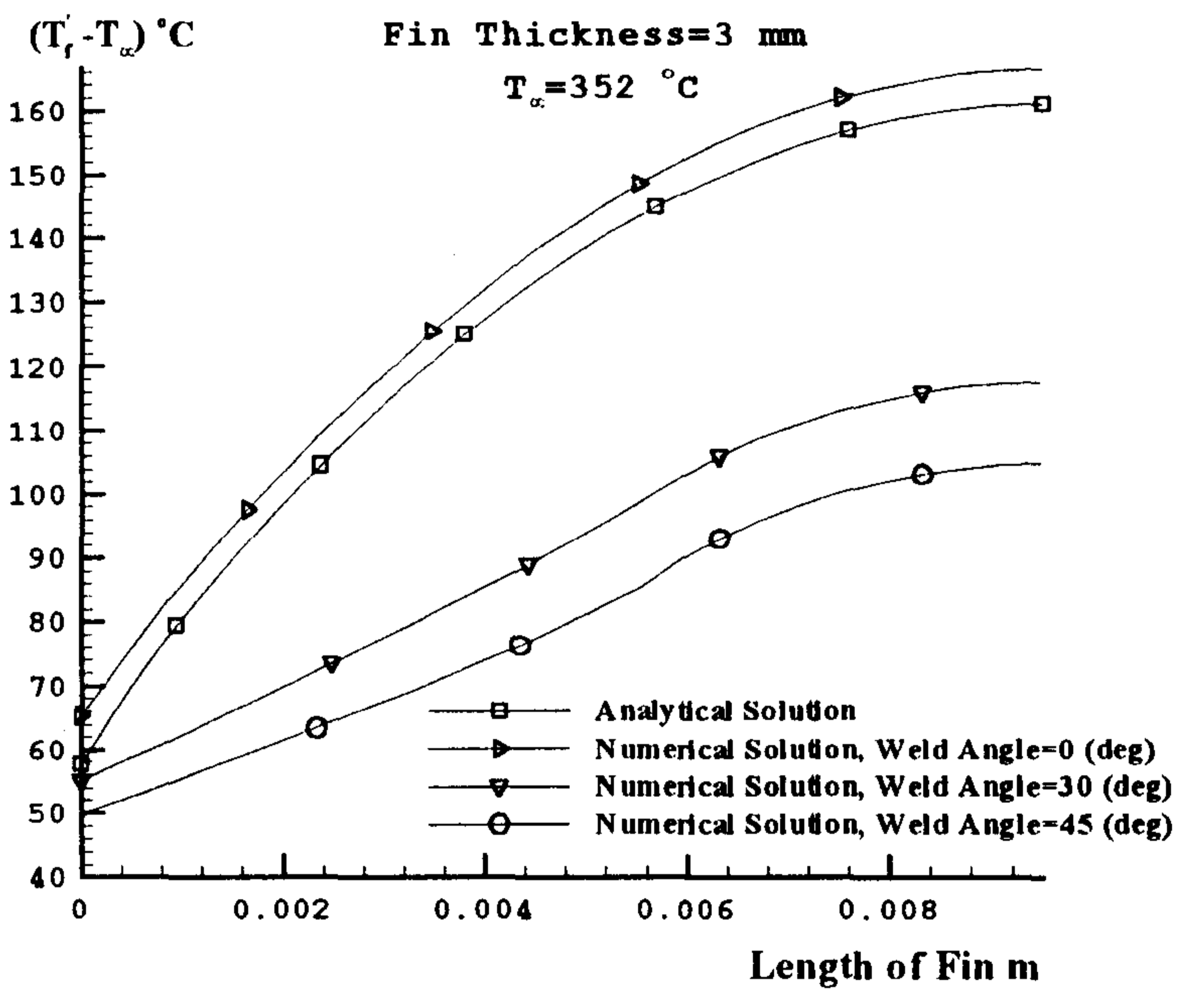


(ب)

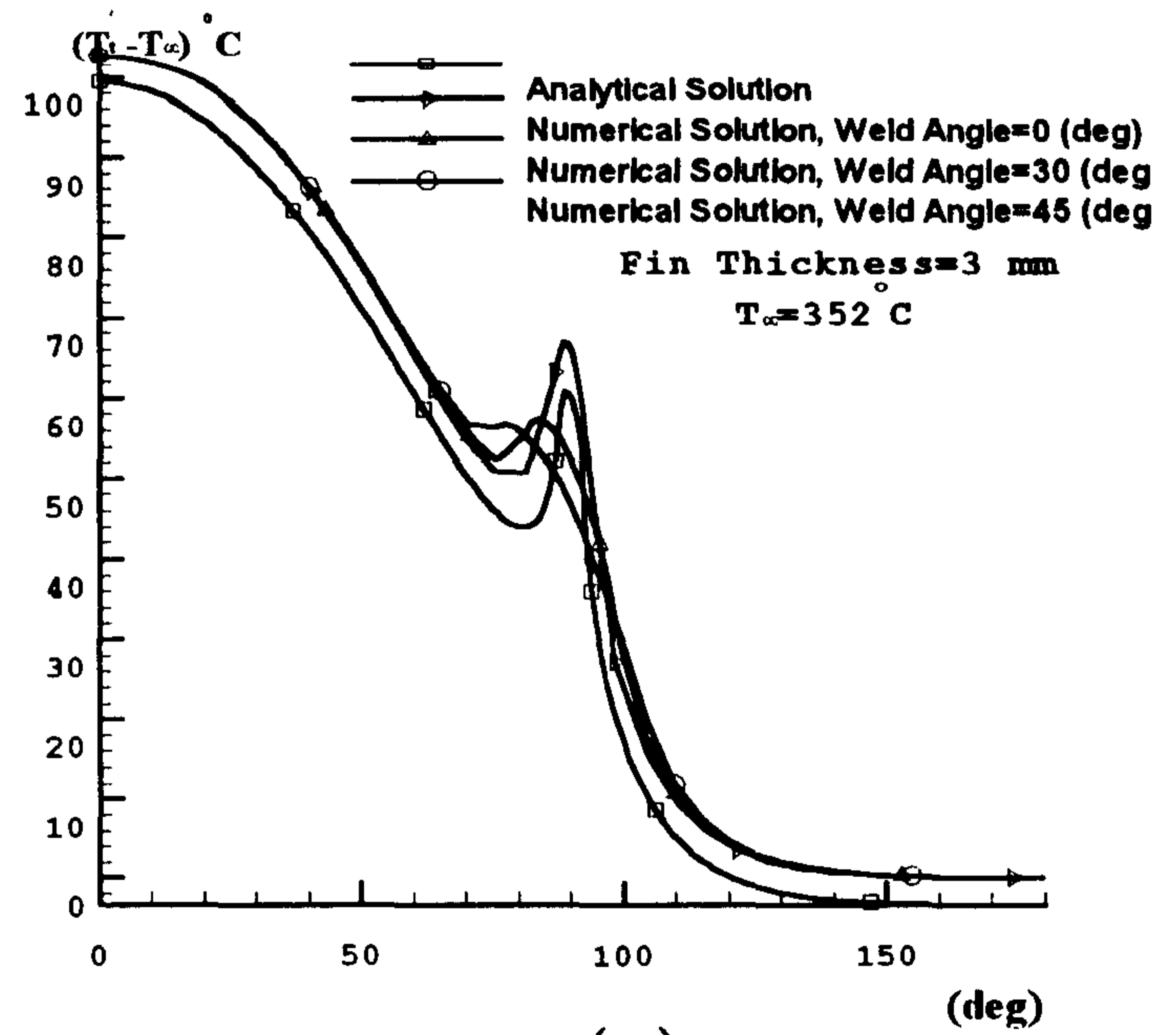
شکل ۲۰: اثر تغییرات ضخامت پره، الف) دمای داخلی لوله، ب) دمای سطح بیرونی لوله.



شکل ۲۳: تغییرات دمای تاج لوله و نوک پره در مرحله سوم راه اندازی در هنگام روشن نمودن یک دفعه ای مشعل ها.



(الف)



(ب)

شکل ۲۱: اثر کاهش ضخامت پره، در زوایای جوش مختلف، الف) دمای سطح بیرونی پره، ب) دمای سطح بیرونی لوله.

فهرست علائم

B: ضخامت پره (m)

Bi: عدد بی بعد بایوت، $Bi = hR_o / k_f$

c_p : ظرفیت گرمایی ویژه ($J/kg^{\circ}C$)

d_i, d_o : قطر داخلی و خارجی لوله (m)

F: ضریب دید

h: ضریب انتقال حرارت جابجایی ($W/m^2^{\circ}C$)

k: ضریب انتقال حرارت هدایتی ($W/m^{\circ}C$)

L: نصف طول پره (m)

R_i, R_o : شعاع داخلی و خارجی لوله (m)

Q: شار حرارتی (W/m^2)

ω : زاویه مقابل به ناحیه لوله	r' : شعاع (m)
γ : زاویه جوش (درجه)	r : شعاع بی بعد
ϕ : زاویه مرکزی لوله محدود به ناحیه جوش (درجه)	r_i : شعاع داخلی بی بعد (R_i / R_o)
η : ضخامت بی بعد پره (b/R_o)	S_T : گام لوله ها (m)
μ : طول بی بعد پره (l/R_o)	t : زمان (sec)

زیرنویس ها

λ : مقادیر ویژه معادله (۱۸)	T : دمای بی بعد
f : مربوط به ناحیه پره	T' : دما ($^{\circ}C$)
i : مربوط به سطح داخلی لوله	T_o : دمای سیال ($^{\circ}C$)
n : بردار عمود بر سطح	x, y : محورهای مختصات کارتیزین بی بعد
o : مربوط به سطح خارجی لوله	x', y' : محورهای مختصات کارتیزین با بعد
t : مربوط به ناحیه لوله	
w : مربوط به ناحیه جوش	

یونانی

ρ : دانسیته (kg/m^3)
θ : زاویه نسبت به تاج لوله
α : زاویه مرکزی لوله مقابل به پره

مراجع

- 1 - Gunn, D. (1987). *Industrial boiler*, Longman, London.
- 2 - Ganapathy, V. (1982). *Applied heat transfer*, Pennwell Books.
- 3 - Reznikov, M. I. and Lipov, Yu. M. (1985). *Steam boilers of thermal power stations*, Mir Publisher.
- 4 - Rajaram Sand Abraham, K. U. (1984). "Determination of furnace heat flux." *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 27, No. 11, PP. 2161-2166.
- 5- Bowen, B. D., Fourneir, M. and Grace, J. R. (1991). "Heat transfer in membrane waterwalls." *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 34, No. 5/4, PP. 1043-1057.
- ۶ - شکوهمند، ح. و کفعمی، ص. "مطالعه لوله‌های آبی غشایی بویلر." مجموعه مقالات مخازن تحت فشار، آذرآب (۱۳۷۱).
- 6 - Belyakov, I. I. and Krasnyakova, L. Yu. (1972). "Heat fluxes on waterwalls in a 300 MW unit supercritical boiler with an open furnace and gas recirculation." *Journal of Thermal Engineering*, No. 19(5), PP. 19-22.
- 7 - Taler, J. (1992). "A method of determining local heat flux in boiler furnaces." *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 35, No. 6, PP. 1625-1634.
- 8 - Callihan, J. P. and Berggen, W. P. (1959). "Some radiation design criteria for space vehicles." *Journal of Heat Transfer*, ASME.
- 9 - Singer, J. G. (1981). "Combustion engineering (C.E) fossil power system." *Combustion Engineering*.
- ۱۰ - "مدارک نیروگاه‌های با بویلر چرخش طبیعی." نیروگاه منتظر قائم، شهید رجایی و بعثت.
- 11 - Ozisik, M. N. (1993). *Heat conduction*, Second Edition, J. Wiley.
- 12 - The Babcock & Wilcox, *Steam its Generation and Use*, 39th Edition, 1978.

- 13 – Siegel, R. \and Howell, J. R. (1992). *Thermal radiation heat transfer*, Hemisphere Publishing Corporation, Third Edition.
- 14 – Arpaci, V. S. (1966). *Conduction Heat Transfer*.
- ۱۵ – نیکخواه بهرامی، م. "دستورالعمل محاسبات عددی". ترجمه، انتشارات دانشگاه تهران، (۱۳۷۵).
- 16 – Pepper, D. W. and Heinrich, J. C. (1992). *The finite element method*. Hemisphere Publishing Corporation.
- 17 – Reddy, J. N. (1994). *Finite element method*, Second Edition, McGraw-Hill.

واژه های انگلیسی به ترتیب استفاده در متن

- 1 – Finite Element Method
- 2 – Membrane Water Wall
- 3 – Startup
- 4 – Departure from Nucleate Boiling
- 5 – Fluidized Bed Combustors (FBCs)
- 6 – Reciprocity Theorem No.1
- 7 – Penetration Depth
- 8 – Adiabatic Boundary