

ارزیابی افت بار لوله‌های پلی اتیلن ساخت ایران

حسن رحیمی، احمد مواساتی و محمدحسین امید

استاد و دانشجوی سابق کارشناسی ارشد و مربی گروه مهندسی آبیاری دانشکده کشاورزی دانشگاه تهران

تاریخ پذیرش مقاله ۷۶/۲/۳۰

خلاصه

با وجود اینکه در دنیا تحقیقات زیادی در مورد قوانین سیالات تحت فشار به ویژه بر آورد افت بار در لوله‌ها صورت گرفته، متأسفانه تا کنون هیچگونه تحقیقی برای بررسی خصوصیات هیدرولیکی و بر آورد افت اصطکاک لوله‌های ساخت کشور انجام نشده، در این تحقیق، باراه اندازی سیستم اندازه گیری افت بار در لوله‌ها، به منظور بررسی مشخصات هیدرولیکی به ویژه افت اصطکاک لوله‌های پلی اتیلن با قطرهای مختلف تولیدی ۴ کارخانه داخلی مورد بررسی قرار گرفت. نتایج حاصله نشان می‌دهد که به جز موارد خاص که عارضه حاد و قابل ملاحظه‌ای در ضریب اصطکاک لوله‌ها وجود داشته است در بقیه موارد، لوله‌های با قطر کوچک مقادیر افت بسیار نزدیک با منحنی لوله‌های صاف (دیگرام مودی) نشان می‌دهند و با افزایش قطر لوله ضریب اصطکاک لوله‌ها مقداری از منحنی لوله‌های صاف فاصله می‌گیرد، که علت آن عدم کنترل کیفیت تولید در قطرهای بالا می‌باشد. با تقسیم بندی لوله‌های مورد آزمایش به سه گروه (قطرهای ۳۲ میلیمتر و کمتر، قطرهای بین ۵۰ الی ۹۰ میلیمتر و قطرهای ۹۰ میلیمتر و بزرگتر) به کمک آنالیز رگرسیون، بهترین مدل رگرسیون برای محاسبه ضریب اصطکاک هر یک از گروه‌ها، به صورت روابط زیر به دست آمده است:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 1/771 \log \left(\frac{Re}{6/054} \right) \quad 4000 \leq Re < 140000 \quad \text{قطرهای ۳۲ میلیمتر و کمتر}$$
$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 1/794 \log \left(\frac{Re}{7/866} \right) \quad 4000 \leq Re < 450000 \quad \text{قطرهای بین ۵۰ الی ۹۰ میلیمتر}$$
$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 1/798 \log \left(\frac{Re}{10/142} \right) \quad 4000 \leq Re < 700000 \quad \text{قطرهای ۹۰ میلیمتر و بالاتر}$$

واژه‌های کلیدی: افت بار، افت بار هیدرولیکی، لوله پلی اتیلن، افت اصطکاک، لوله‌های صاف

مقدمه

یکی از مباحث مهم و اساسی در سیستم‌های لوله‌کشی مسئله افت بار اصطکاک در طول لوله‌هاست. افت بار ناشی از اصطکاک جدار لوله‌ها در طراحی شبکه‌ها، مستقیماً بر انتخاب اندازه و قدرت پمپ و نیز انتخاب قطر لوله اثر گذاشته و همچنین در تعادل هیدرولیکی شبکه‌ها مؤثر می‌باشد (۵). تنها رابطه تحلیلی که تا کنون برای محاسبه افت بار اصطکاک لوله‌های ارائه شده است رابطه دارسی و سیباخ به صورت زیر می‌باشد:

$$hf = f \frac{L}{D} \frac{V_m^2}{2g} \quad \text{که در آن: (۱)}$$

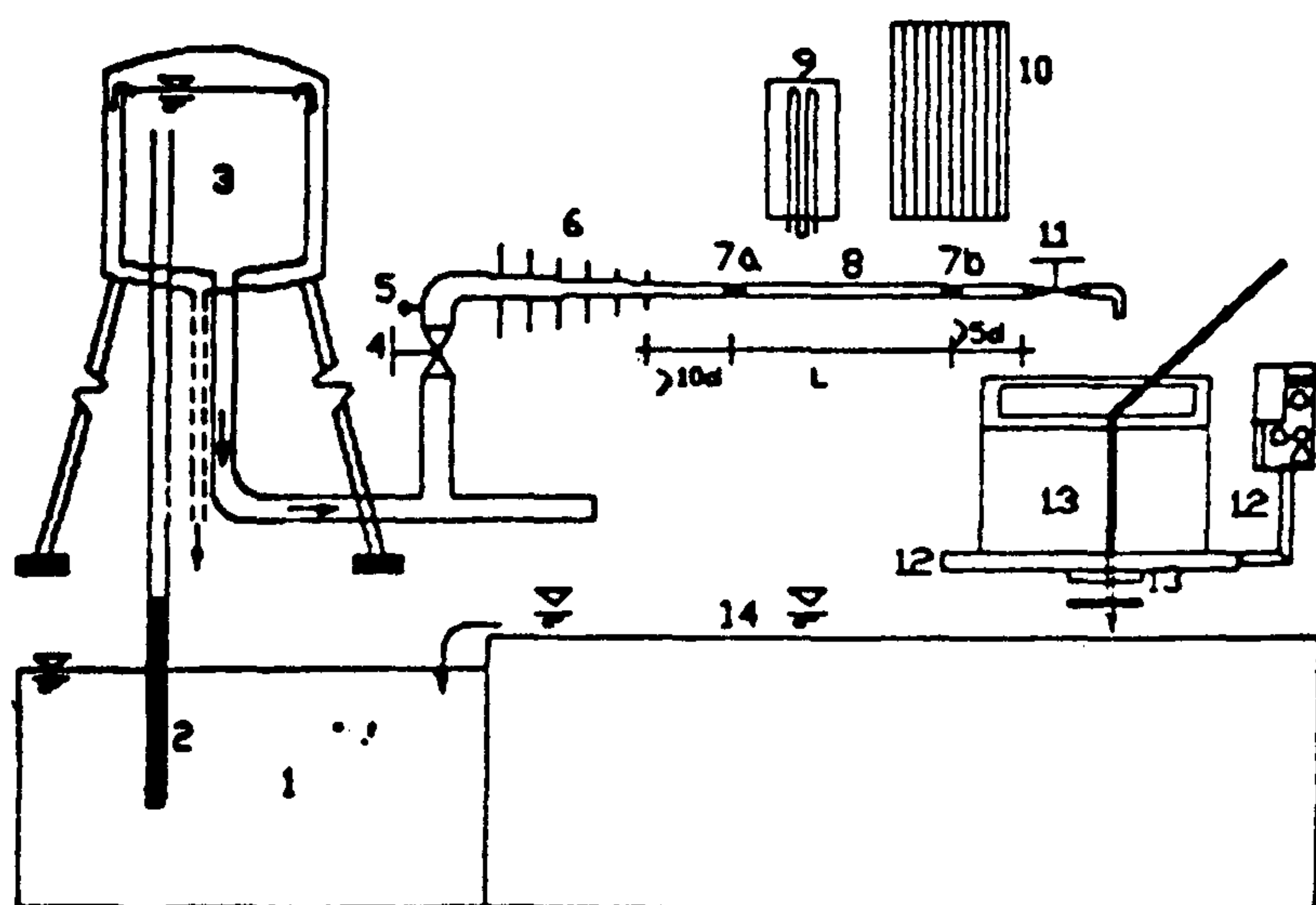
V_m = سرعت متوسط بر حسب متر بر ثانیه؛ g = شتاب ثقل بر حسب

متر بر مجذور ثانیه؛ L = طول لوله بر حسب متر؛ D = قطر لوله بر حسب متر؛ hf = تلفات اصطکاک در طول لوله بر حسب متر؛ f = ضریب افت اصطکاک (بدون بعد).

تمامی کمیت‌های رابطه فوق به غیر از f به طور دقیق قابل اندازه‌گیری است و ضریب f تابع حالات مختلف جریان و کیفیت جدار لوله می‌باشد (۱). تنها رابطه‌ای که به منظور محاسبه مقدار افت بار برای تمامی لوله‌ها (صاف و زبر) و تمامی محدوده اعداد رینولدز بزرگتر از ۴۰۰۰ ارائه شده معادله کلبروک به صورت زیر است:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{4}{3.7D} + \frac{2.51}{Re\sqrt{f}} \right) \quad (۲)$$

که در آن: Re = عدد رینولدز



شکل ۱ - سیستم اندازه گیری افت بار در لوله ها

شماره ها: ۱ - مخزن زمینی برای ذخیره آب ۲ - پمپ شناور
 ۳ - مخزن هوایی با سرریز جانبی و لوله های رفت و برگشت و لوله سرریز ۴ - شیر فلکه مسدود کننده (شیر فلکه کنترل بالا دست)
 ۵ - فشارسنج ۶ - اتصالات فلانچ دار Va و Vb = حلقه پیزومترها یا سوراخ های فشارسنج ۷ - لوله مورد آزمایش ۸ - مانومتر جیوه ای
 ۹ - تابلو پیزومتر آبی ۱۰ - شیر فلکه کنترل (پایین دست) با زانو ۱۱ - باسکول ۲ تایی با قرائت سنج کامپیوتری ۱۲ - مخزن ذخیره آب با سرریز و سیستم آبندی آن ۱۳ - کانالهای جمع آوری آب های مصرفی و برگشت آب به مخزن زمینی

منظور اتصال قطرهای مختلف لوله ها قرار دارد. در انتهای سیستم افت بار دبی به صورت وزنی و با کمک یک باسکول الکترونیکی دقیق با دقت ۲۰۰ گرم اندازه گیری می شود. قرائت اختلاف ارتفاع از طریق تابلو پیزومتر آبی یا مانومتر جیوه ای صورت می گیرد. در انتهای سیستم افت بار بعد از قطعه مورد آزمایش یک شیر فلکه کنترل (پایین دست) به منظور کنترل جریان و ایجاد سرعت های مختلف در لوله قرار داده شده است. سوراخ های فشارسنجی در روی لوله ها دقیقاً بر اساس توصیه های استاندارد (۴) سوراخ برای قطرهای بزرگتر از ۵۰ میلیمتر و ۲ سوراخ برای قطرهای کمتر از ۵۰ میلیمتر) و رعایت حداقل فواصل استاندارد از شیر فلکه پایین دست و تبدیل فلانچ دار تعبیه گردیده است (۴). با ایجاد سرعت های مختلف، اختلاف ارتفاع، درجه حرارت و وزن آب تعیین و به کمک داده های مذکور، مقادیر مختلف f از رابطه دارسی - ویسباخ و همچنین مقادیر مختلف عدد رینولدز محاسبه می شود. جدول ۱ نمونه ای از جداول اندازه گیری که منجر به برآورد ضریب افت بار اصطکاکی (f) و عدد رینولدز (Re)

برای لوله های صاف معادله فوق به معادله پرانندل به صورت زیر تبدیل می شود:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \log \left(\frac{Re \sqrt{f}}{2.51} \right) \quad (3)$$

در تحقیق حاضر به کمک رابطه دارسی - ویسباخ (معادله ۱) مقادیر مختلف f در سرعت های مختلف برای لوله های پلی اتیلن تولیدی ۴ کارخانه داخلی کشور تعیین و نتایج حاصله مورد تجزیه و تحلیل قرار گرفته است. تاریخچه تحقیقات:

از اولین معادلاتی که برای محاسبه تلفات انرژی در لوله ها ارائه شده معادله شزی است. دانشمندان دیگر به کمک داده های آزمایشگاهی معادلاتی را بر اساس سرعت، ابعاد مجرا و زبری دیواره لوله ارائه نموده اند. مطالعات هاگن، پوازویل و رینولدز نشان داده است که جرم مخصوص و لزوجیت سیال نیز روی تلفات انرژی موثر است (۳). دارسی و ویسباخ تنها معادله تحلیلی افت بار اصطکاکی در لوله ها ارائه داده اند (معادله ۱ که به معادله دارسی ویسباخ معروف است). مطالعات بعدی بیشتر بر روی محاسبه f متمرکز شد و در سال ۱۹۳۹ کلبروک بهترین معادله برای محاسبه f را ارائه داد و بعداً در سال ۱۹۴۴ مودی یکی از بهترین نمودارها را برای محاسبه ضریب افت اصطکاکی در لوله های تجاری نو و تمیز ارائه نموده است (۳). اخیراً با ورود لوله های پلاستیکی (پلی اتیلن و P.V.C و...) به بازار کاربرد وسیع این لوله ها در آبیاری تحت فشار، بیشتر مطالعات روی این لوله ها متمرکز شده و دقت معادله کلبروک برای ارزیابی افت بار لوله های پلاستیکی (مخصوصاً لوله های با قطر کوچک) زیر سوال رفته است (۲، ۶ و ۷).

مواد و روش ها

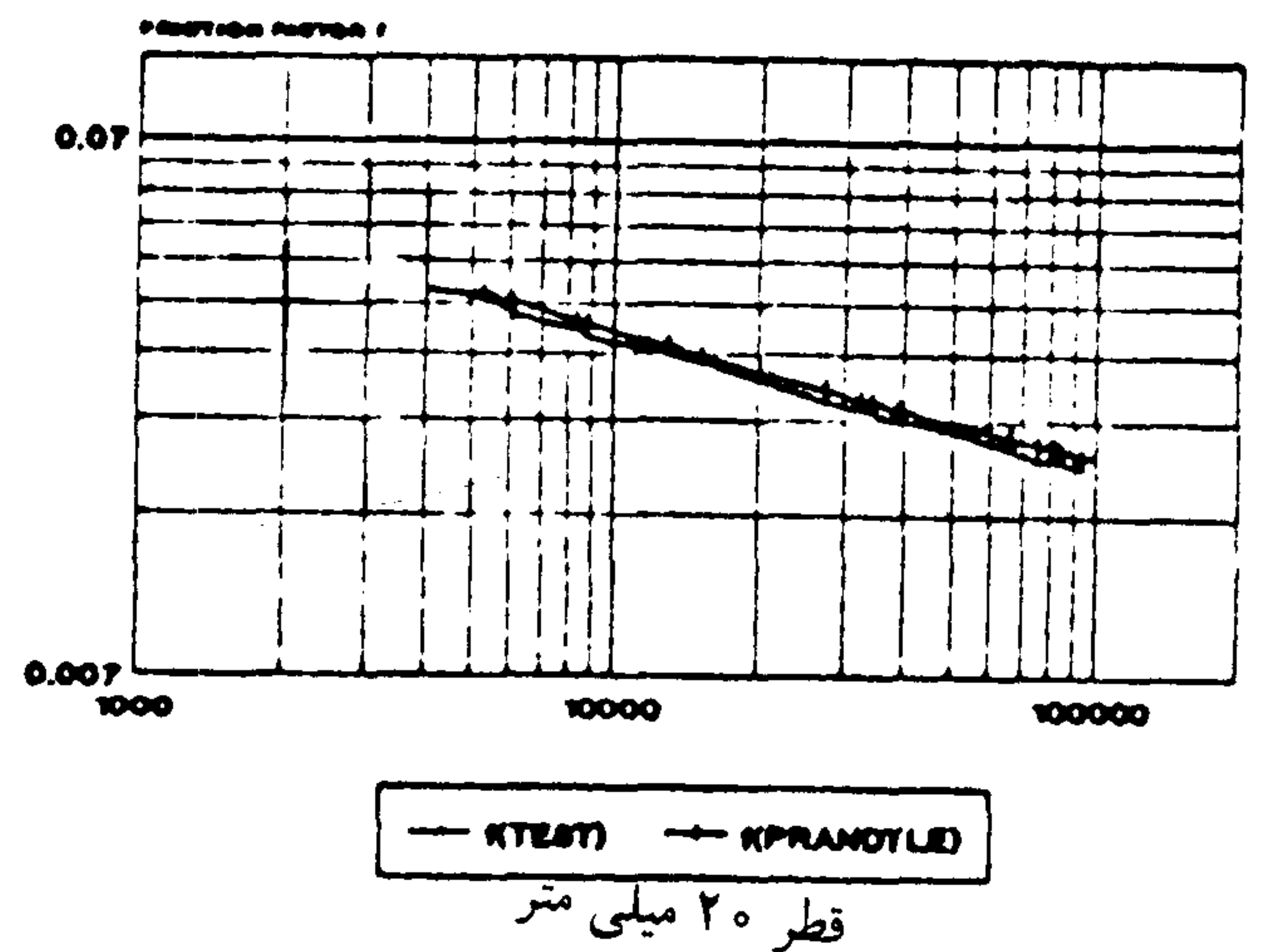
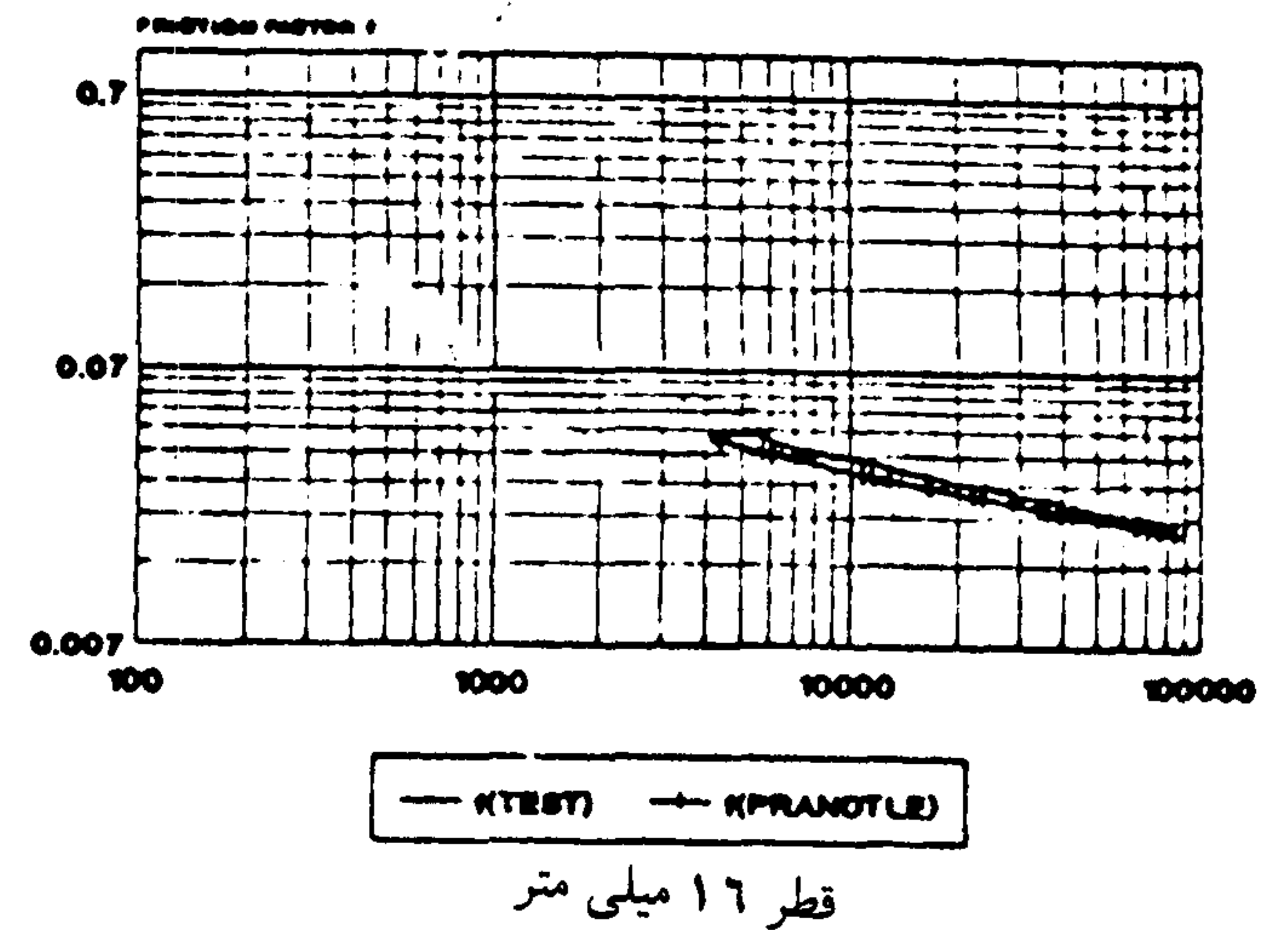
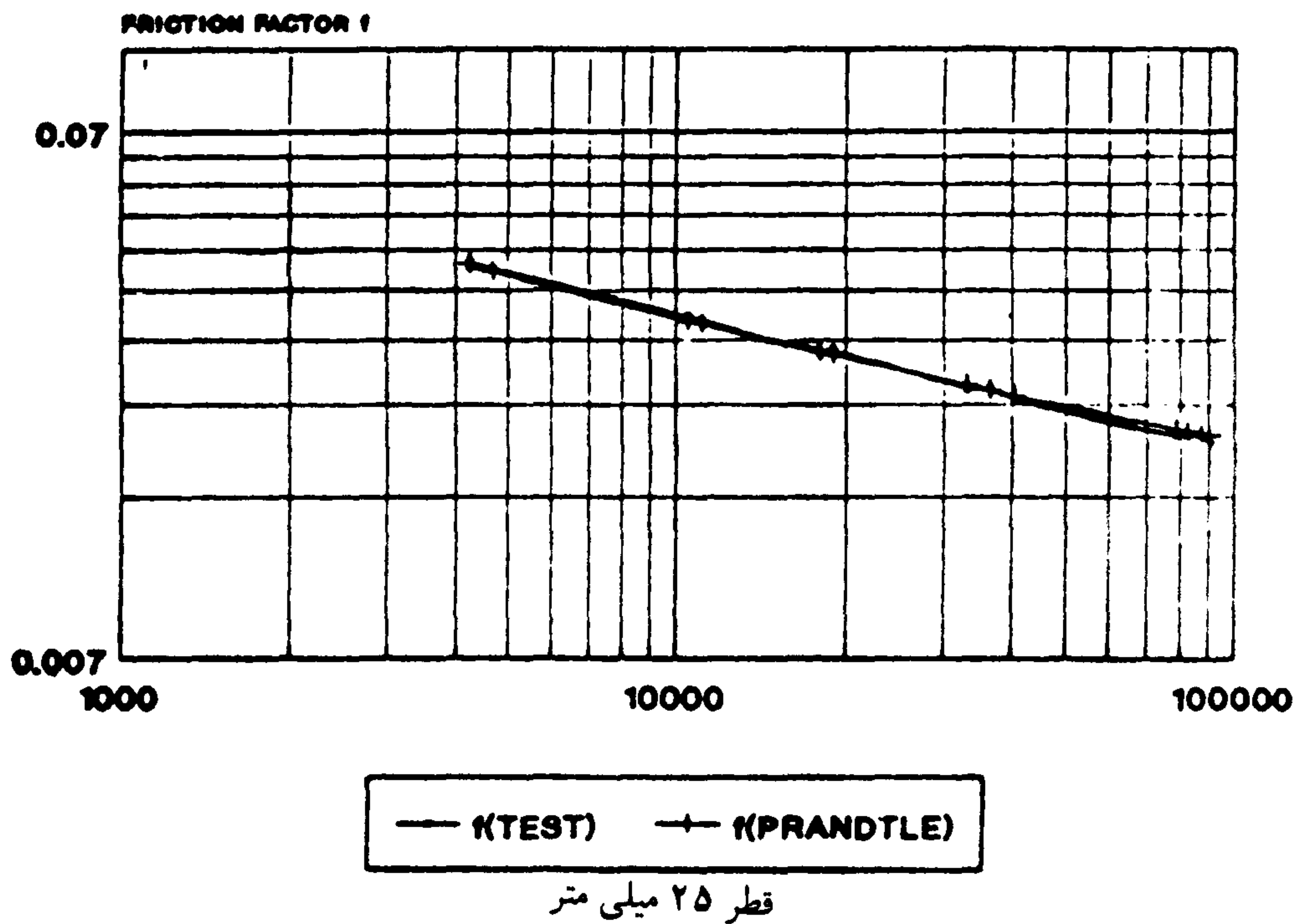
به منظور انجام آزمایشهای تعیین افت بار اصطکاکی در لوله ها، یک سیستم اندازه گیری افت بار بسیار دقیق در آزمایشگاه تحقیقاتی گروه مهندسی آبیاری و آبادانی دانشگاه تهران راه اندازی و کلیه آزمایشها در آن صورت گرفت. در شکل ۱ قسمت های مختلف سیستم اندازه گیری به صورت شماتیک نشان داده شده است. آب موجود در مخزن زمینی (مخزن ذخیره آب) توسط پمپ های شناور به یک مخزن هوایی (به منظور ایجاد هد ثابت در طول آزمایشها) هدایت شده و توسط لوله برگشتی وارد سیستم اندازه گیری آزمایشگاه می شود. در ابتدای سیستم افت بار شیر فلکه مسدود کننده (کنترل جریان از بالا دست) قرار داشته و بعد از آن تبدیل های فلانچ دار به

جدول ۱ - نمونه‌ای از جدول‌های محاسباتی برای برآورد ضریب اصطکاکی f و عدد رینولدز Re در لوله‌های پلی اتیلن (این جدول برای لوله پلی اتیلن با قطر اسمی ۲۵ میلیمتر و شماره رمز ۹۳۶ تهیه شده است).

ضریب اصطکاکی پراندل f	ضریب اصطکاکی آزمایش f	عدد رینولدز Re	سرعت جریان V m/sec	دبی جریان Q Lit/sec	حجم آب V (m^3)	درجه حرارت آب T (c)	وزن آب W (Kg)	اختلاف ارتفاع $H1$ (mm)	زمان اندازه‌گیری T (sec)
۰/۰۳۵۹۵	۰/۰۴۰۷۹	۵۷۴۱/۹۷۸۰	۰/۲۹۸۶	۰/۱۰۶۰	۰/۰۰۶۴	۱۶/۵	۶	۵۵/۰	۶۰/۴۳۳
۰/۰۲۹۷۴	۰/۰۳۳۳۹	۱۱۵۴۳/۴۳۷۵	۰/۶۰۰۳	۰/۲۱۳۲	۰/۰۱۱۰	۱۶/۵	۱۱	۱۸۲/۰	۵۱/۶۶۷
۰/۰۲۵۲۷	۰/۰۲۷۷۶	۲۲۰۶۷/۷۴۰۲	۱/۱۴۷۵	۰/۴۰۷۵	۰/۰۲۴۰	۱۶/۵	۲۴	۵۵۳/۰	۵۸/۹۶۷
۰/۰۲۲۷۷	۰/۰۲۴۷۵	۳۴۲۱۲/۸۳۹۸	۱/۷۷۹۱	۰/۶۳۱۷	۰/۰۳۵۰	۱۶/۵	۳۵	۱۱۸۵/۰	۵۵/۴۶۷
۰/۰۲۱۶۸	۰/۰۲۳۶۲	۴۲۴۴۱/۸۹۸۴	۲/۲۰۷۰	۰/۷۸۳۷	۰/۰۴۰۰	۱۶/۵	۴۰	۱۷۴۰/۰	۵۱/۱۰۰
۰/۰۱۹۳۳۹	۰/۰۲۱۳۱	۷۰۳۰۲/۲۳۴۴	۳/۷۱۱۷	۱/۳۱۸۰	۰/۰۷۰۱	۱۵/۹	۷۰	۴۴۴۱/۰	۵۳/۱۶۷
۰/۰۱۸۶۹	۰/۰۲۰۳۶	۸۳۴۸۵/۹۳۷۵	۴/۴۰۷۸	۱/۵۶۵۲	۰/۰۸۰۱	۱۵/۹	۸۰	۵۹۸۴/۰	۵۱/۱۶۷
۰/۰۳۵۳۱	۰/۰۳۸۲۵	۶۱۱۸/۲۳۵۸	۰/۳۳۳۱	۰/۱۱۸۳	۰/۰۰۶۰	۱۴/۷	۶	۶۴/۰	۵۰/۷۶۷
۰/۰۲۸۹۱	۰/۰۳۱۷۳	۱۲۸۸۱/۷۱۷۸	۰/۶۹۹۴	۰/۲۴۸۴	۰/۰۱۰۰	۱۴/۸	۱۰	۲۳۴/۰	۴۰/۳۰۰
۰/۰۲۳۷۹	۰/۰۲۶۱۱	۲۸۳۹۴/۰۶۶۴	۱/۵۳۳۰	۰/۵۴۴۴	۰/۰۲۵۰	۱۵/۰	۲۵	۹۲۵/۰	۴۵/۹۶۷
۰/۰۲۲۰۴	۰/۰۲۳۵۴	۳۹۴۸۵/۲۸۹۱	۲/۱۹۸۰	۰/۷۸۰۵	۰/۰۴۵۰	۱۳/۹	۴۵	۱۷۱۵/۰	۵۷/۷۰۰
۰/۰۱۹۷۸	۰/۰۲۱۰۰	۶۴۰۹۸/۵۴۳۰	۳/۶۷۵۶	۱/۳۰۵۲	۰/۰۷۰۰	۱۲/۸	۷۰	۴۲۷۸/۰	۵۳/۶۶۷
۰/۰۱۹۱۰	۰/۰۲۰۴۷	۷۵۴۱۳/۳۹۰۶	۴/۳۷۰۴	۱/۵۵۱۹	۰/۰۷۰۰	۱۲/۴	۷۰	۵۸۹۶/۰	۴۵/۱۳۳
۰/۰۳۸۸۴	۰/۰۴۱۵۴	۴۳۸۵/۰۷۶۲	۰/۲۴۲۱	۰/۰۸۶۰	۰/۰۰۴۰	۱۴/۲	۴	۳۷/۰	۴۶/۵۶۷
۰/۰۳۵۳۶	۰/۰۳۹۰۱	۶۰۸۹/۴۵۸۰	۰/۳۳۶۲	۰/۱۱۹۴	۰/۰۰۶۰	۱۴/۲	۶	۶۷/۰	۵۰/۳۰۰
۰/۰۳۰۲۹	۰/۰۳۴۱۲	۱۰۷۵۹/۹۴۴۳	۰/۵۹۴۱	۰/۲۱۰۹	۰/۰۰۹۰	۱۴/۲	۹	۱۸۳/۰	۴۲/۷۰۰
۰/۰۲۷۰۷	۰/۰۳۰۰۹	۱۶۶۸۲/۹۹۲۲	۰/۹۲۱۱	۰/۳۲۷۱	۰/۰۱۵۰	۱۴/۲	۱۵	۳۸۸/۰	۴۵/۹۰۰
۰/۰۲۴۸۵	۰/۰۲۷۵۱	۲۳۶۵۲/۳۰۶۶	۱/۳۰۵۸	۰/۴۶۳۷	۰/۰۲۰۰	۱۴/۲	۲۰	۷۱۳/۰	۴۳/۱۶۷
۰/۰۲۲۵۴	۰/۰۲۴۹۷	۳۵۷۵۲/۴۵۷۰	۱/۹۸۴۸	۰/۷۰۴۸	۰/۰۳۵۰	۱۴/۰	۳۵	۱۴۹۵/۰	۴۹/۷۰۰
۰/۰۲۲۱۲	۰/۰۲۴۴۳	۳۸۸۳۸/۵۴۳۰	۲/۱۶۷۹	۰/۷۶۹۸	۰/۰۳۵۰	۱۳/۸	۳۵	۱۷۴۵/۰	۴۵/۵۰۰
۰/۰۱۹۶۶	۰/۰۲۱۴۷	۶۵۹۰۰/۷۳۴۴	۳/۶۷۸۵	۱/۳۰۶۲	۰/۰۶۵۰	۱۳/۸	۶۵	۴۴۱۶/۰	۴۹/۸۰۰
۰/۰۱۸۹۹	۰/۰۲۰۷۸	۷۷۳۳۷/۱۴۰۶	۴/۳۱۸۹	۱/۵۳۲۹	۰/۰۷۰۱	۱۳/۸	۷۰	۵۸۸۴/۰	۴۵/۷۰۰

و محور عمودی ضریب اصطکاکی f می‌باشد. مشابه این جداول و اشکال برای کلیه لوله‌های پلی اتیلن با قطرهای مختلف تولیدی ۴ کارخانه تولید کننده در کشور تهیه و تنظیم شده است. هر یک از داده‌های آزمایشگاهی با حداقل ۳ تکرار در طول‌های ۶ متری به

شده است را نشان می‌دهد. در این جدول ضریب افت بار اصطکاکی رابطه پراندل به منظور مقایسه با مقادیر آزمایشگاهی نیز آورده شده است. شکل ۲ نمونه‌ای از نمودارهایی است که از روی جداول مشابه با جدول ۱ ترسیم شده است. در این شکل، محور افقی عدد رینولدز



شکل ۲ - ضریب افت اصطکاکی لوله های پلی اتیلن ساخت کشور در اعداد رینولدز مختلف (قطر ۲۵ میلیمتر)

ج) گروه سوم لوله های با قطر داخلی ۹۰ میلیمتر و بزرگتر (۹۰، ۱۱۰ و ۱۶۰ میلیمتر)

الف - گروه اول (لوله های با قطر ۳۲ میلیمتر و کوچکتر)

با رسم مقادیر عدد رینولدز (Re) و ضریب افت بار اصطکاکی لوله های با قطر ۳۲ میلیمتر و کمتر در محورهای لگاریتمی، شکل ۳ حاصل می شود. در شکل، منحنی لوله های صاف (رابطه پراندل) و پراکندگی مقادیر آزمایشگاهی در اطراف آن نشان داده شده است. به کمک آنالیز رگرسیون بهترین مدل رگرسیون که تطبیق خوبی با داده های فوق دارد به صورت زیر حاصل می شود:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = a \log\left(\frac{Re}{b}\right) = 1.771 \log\left(\frac{Re}{6.054}\right) \quad (4)$$

$$40000 \leq Re < 140000$$

ضریب تشخیص رابطه فوق ۹۴/۰۲٪ و ضریب همبستگی آن ۹۶/۹۶٪ است و این رابطه در سطح ۱٪ معنی دار می باشد. شکل ۴ مقایسه گرافیکی رابطه فوق با رابطه پراندل را نشان می دهد. ماکزیمم اختلاف رابطه فوق با رابطه پراندل کمتر از ۰/۶٪ می باشد. ب) گروه دوم لوله های با قطر بین ۵۰ الی ۹۰ میلیمتر (۵۰، ۶۳ و ۷۵ میلیمتر)

دست آمده است. برای محفوظ ماندن اطلاعات مربوط به افت بار محصولات هر کارخانه، لوله ها کد گذاری شده و با شماره رمز نشان داده شده اند.

نتایج و بحث

با تهیه جداول محاسباتی مشابه جدول ۱ و اشکالی مشابه شکل ۲ برای کلیه لوله های مورد آزمایش، چنین نتیجه گیری شد که ضریب افت اصطکاکی لوله های پلی اتیلن ساخت کشور با افزایش قطر لوله افزایش پیدا کرده و از منحنی لوله های صاف فاصله می گیرد. بنابراین با توجه به مطلب فوق، لوله های ساخت کشور بر حسب قطر به سه گروه تقسیم و با جمع آوری کلیه داده های آنها به کمک آنالیز رگرسیون رابطه و یا نمودار خاصی برای هر یک از سه گروه به شرح زیر بدست آمد:

الف) گروه اول لوله های با قطر ۳۲ میلیمتر و کمتر (۱۶، ۲۰، ۲۵ و ۳۲ میلیمتر)

ب) گروه دوم لوله های با قطر داخلی ۵۰ الی ۹۰ میلیمتر (۵۰، ۶۳ و ۷۵ میلیمتر)

ضریب تشخیص رابطه فوق ۹۵/۱۸٪ و ضریب همبستگی آن ۹۷/۵۶٪ می‌باشد و در سطح ۱٪ معنی‌دار است. مقایسه گرافیکی رابطه فوق با رابطه پراندل در شکل ۶ نشان داده شده است. حداکثر اختلاف رابطه فوق با رابطه پراندل کمتر از ۷٪ می‌باشد.

ج) گروه سوم (لوله‌های با قطر ۹۰ میلی‌متر و بزرگتر)

مشابه حالت‌های قبل برای این گروه نیز داده‌های آزمایشگاهی در مقایسه با منحنی افت بار لوله‌های صاف در شکل ۷ ترسیم شده و بهترین معادله قابل برازش بر داده‌های بدست آمده به صورت زیر حاصل شده است:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = a \log\left(\frac{Re}{b}\right) \Rightarrow 1.798 \log\left(\frac{Re}{10.142}\right) \quad (6)$$

ضریب تشخیص رابطه فوق ۹۱/۴٪ و ضریب همبستگی آن ۹۵/۶۰٪ می‌باشد و در سطح ۱٪ معنی‌دار است. در شکل ۸ رابطه فوق با رابطه پراندل مقایسه شده است. ماکزیمم اختلاف رابطه فوق با رابطه پراندل کمتر از ۱۶٪ می‌باشد.

رابطه و نمودار افت بار اصطکاکی برای کلیه لوله‌ها

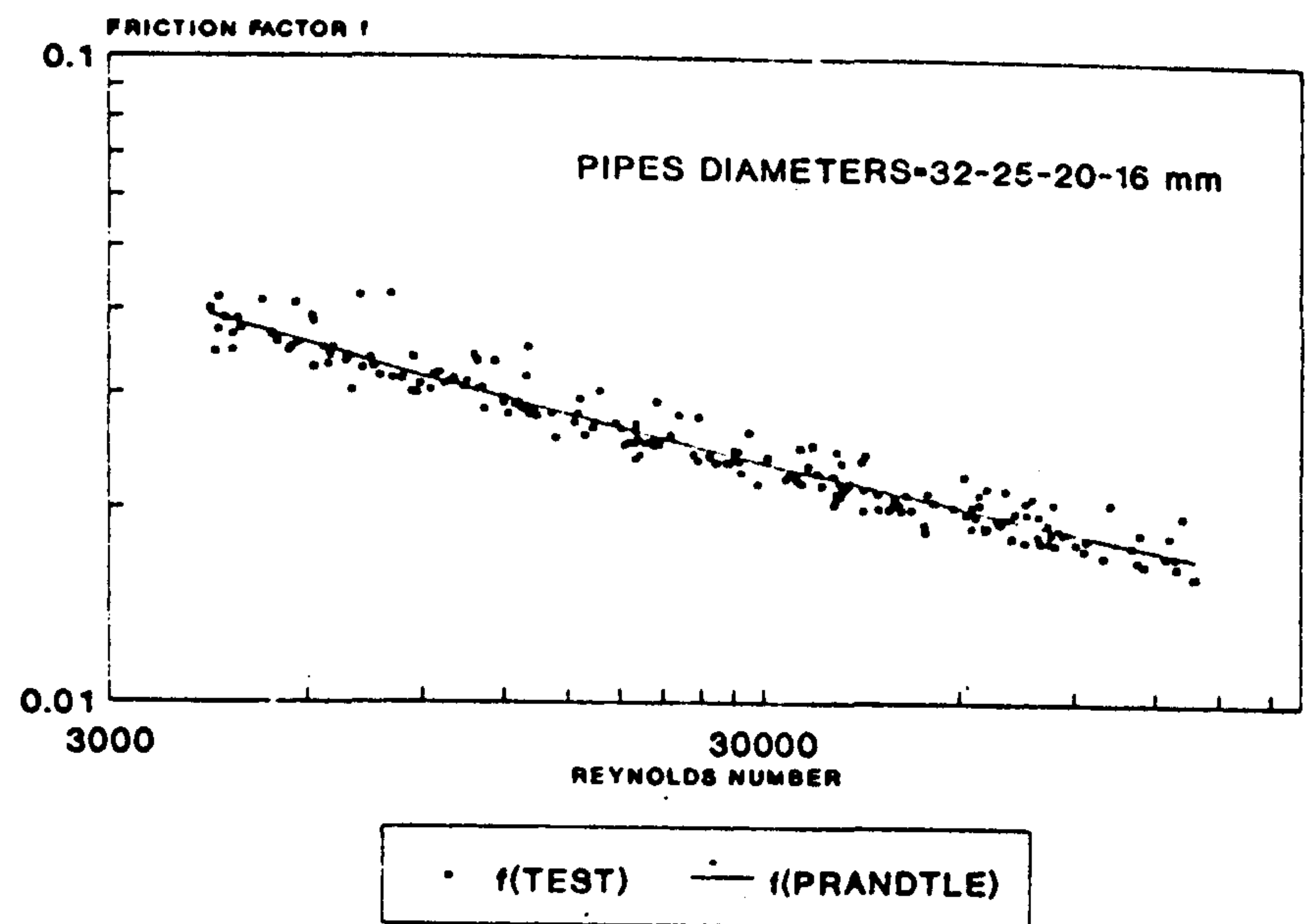
چنانچه مقادیر افت بار اصطکاکی و عدد رینولدز برای کلیه لوله‌های مورد آزمایش روی محورهای لگاریتمی رسم شود، شکل ۹ حاصل می‌شود. به کمک آنالیز رگرسیون بهترین مدل رگرسیونی قابل تطبیق با داده‌های فوق به صورت زیر به دست می‌آید:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = a \log\left(\frac{Re}{b}\right) \Rightarrow 1.702 \log\left(\frac{Re}{4.969}\right) \quad (7)$$

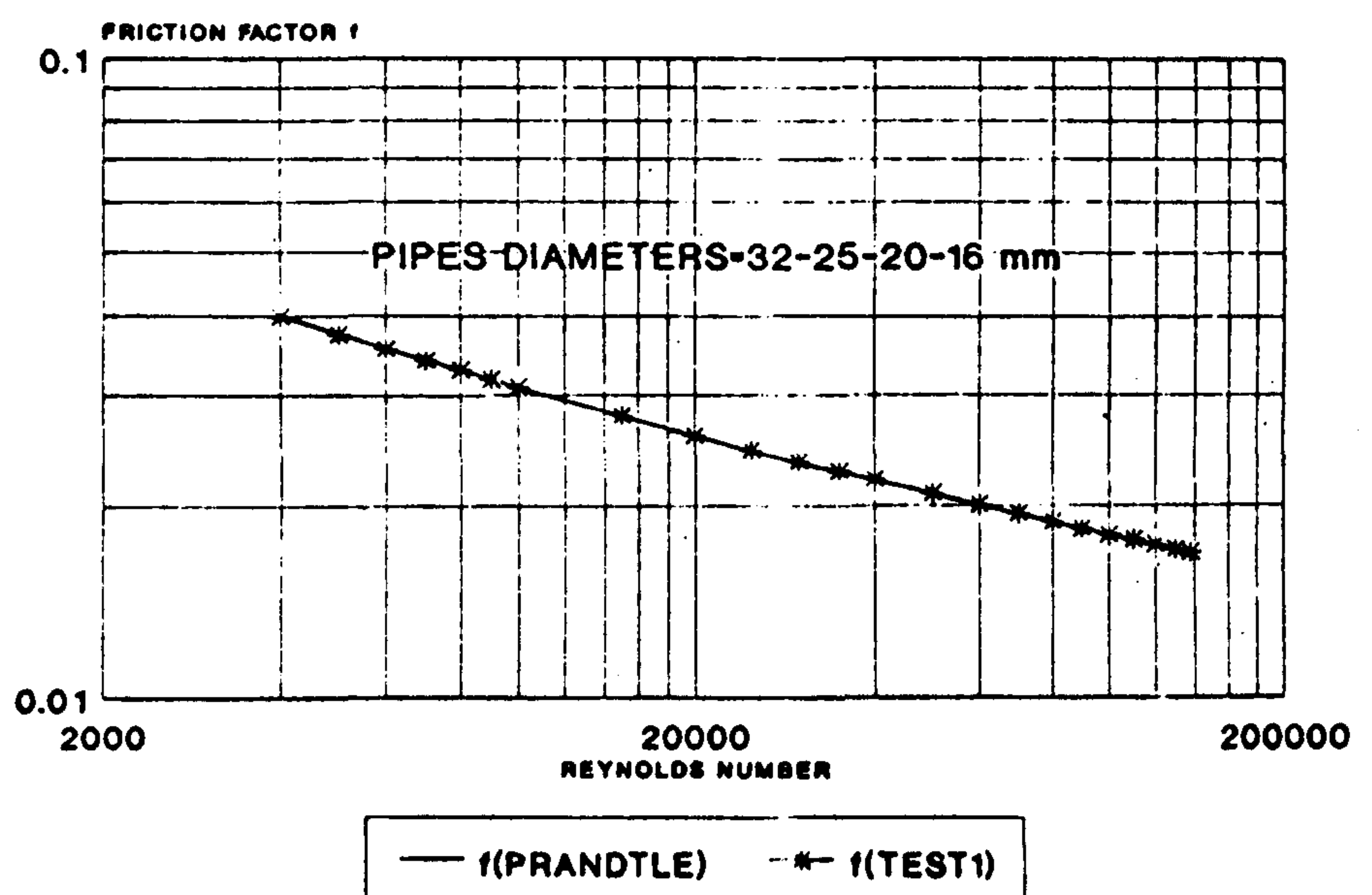
$$4000 \leq Re < 70000$$

ضریب تشخیص رابطه فوق ۹۴/۴٪ و ضریب همبستگی آن ۹۷/۴٪ می‌باشد و در سطح ۱٪ معنی‌دار است. شکل ۱۰ مقایسه گرافیکی رابطه فوق با رابطه پراندل را نشان می‌دهد. در مقایسه رابطه فوق با رابطه پراندل ماکزیمم اختلاف کمتر از ۶٪ می‌باشد.

بطور کلی بر اساس مجموع داده‌های حاصله در این تحقیق نتیجه می‌شود که ضرایب اصطکاکی لوله‌های پلی اتیلن ساخت کشور (به غیر از موارد استثناء) برای قطرهای پایین بسیار نزدیک به ضرایب لوله‌های صاف می‌باشد و با افزایش قطر، منحنی افت بار حاصله از منحنی لوله‌های صاف فاصله می‌گیرد. بر اساس نتایج به دست آمده، ۳ رابطه برای محاسبه ضریب اصطکاکی لوله‌های پلی اتیلن ساخت کشور به دست آمده است. این روابط صرفاً تابع عدد رینولدز جریان می‌باشند. کلیه این روابط دارای ضریب همبستگی بالاتر از ۹۵٪ بوده و در سطح ۱٪ معنی‌دار می‌باشند و مزیت اصلی آنها داشتن راه



شکل ۳ - منحنی افت بار لوله‌های صاف و پراکندگی مقادیر آزمایشگاهی لوله‌های پلی اتیلن با قطر کمتر از ۳۲ میلی‌متر در اطراف آن

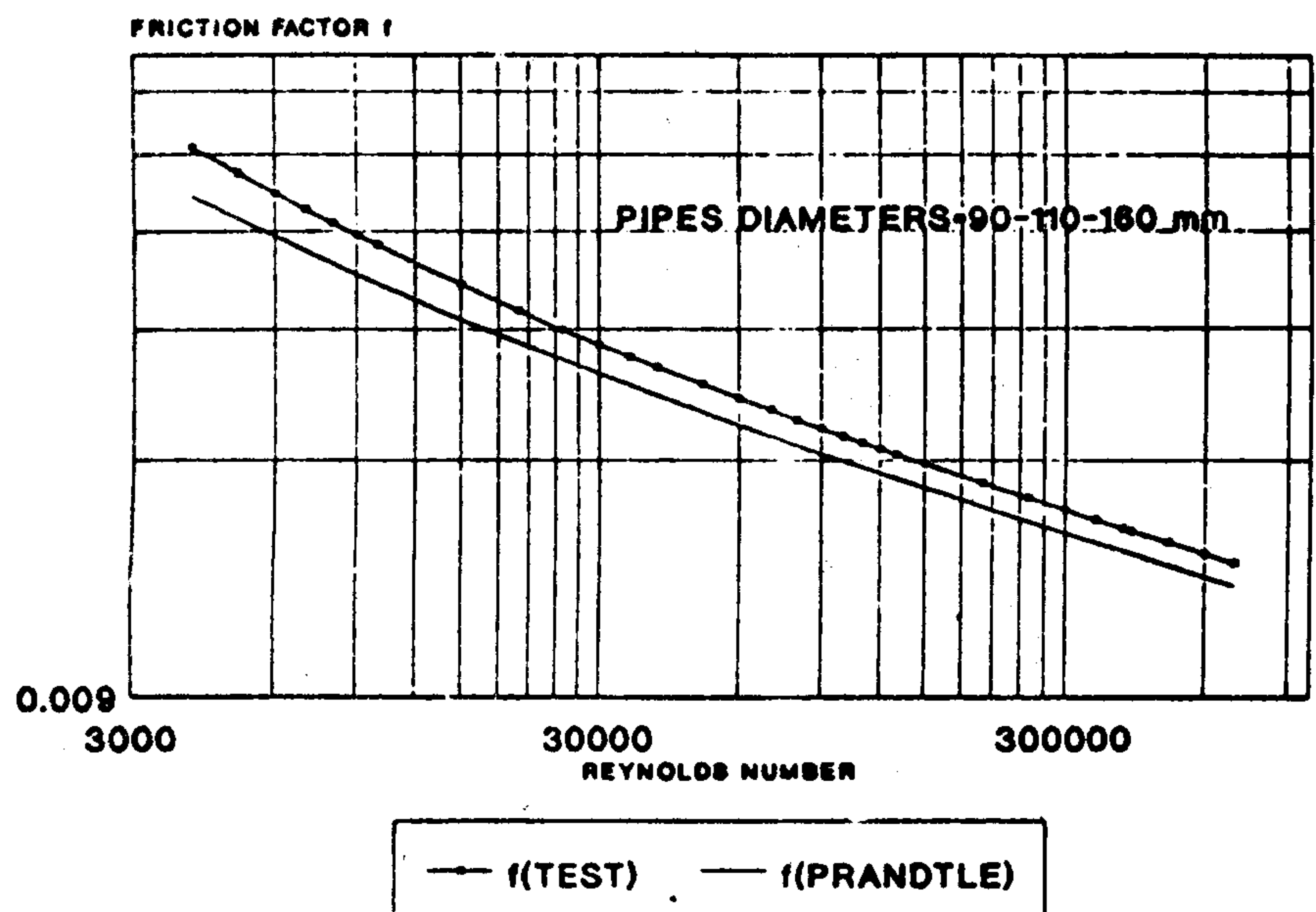


شکل ۴ - منحنی افت بار لوله‌های صاف و منحنی بدست آمده از آنالیز رگرسیون برای لوله‌های پلی اتیلن با قطر کمتر از ۳۲ میلی‌متر (رابطه ۴)

با انجام عملیاتی مشابه گروه اول و رسم کلیه مقادیر عدد رینولدز و ضریب افت بار اصطکاکی برای لوله‌های با قطر ۵۰ الی ۷۵ میلی‌متر در محورهای لگاریتمی، شکل ۵ حاصل می‌شود. در این شکل منحنی لوله‌های صاف و پراکندگی داده‌های آزمایشگاهی در اطراف آن مشاهده می‌شود. با کمک آنالیز رگرسیون بهترین مدل رگرسیونی و بهترین معادله برای محاسبه ضریب افت بار اصطکاکی گروه دوم به صورت زیر حاصل می‌شود:

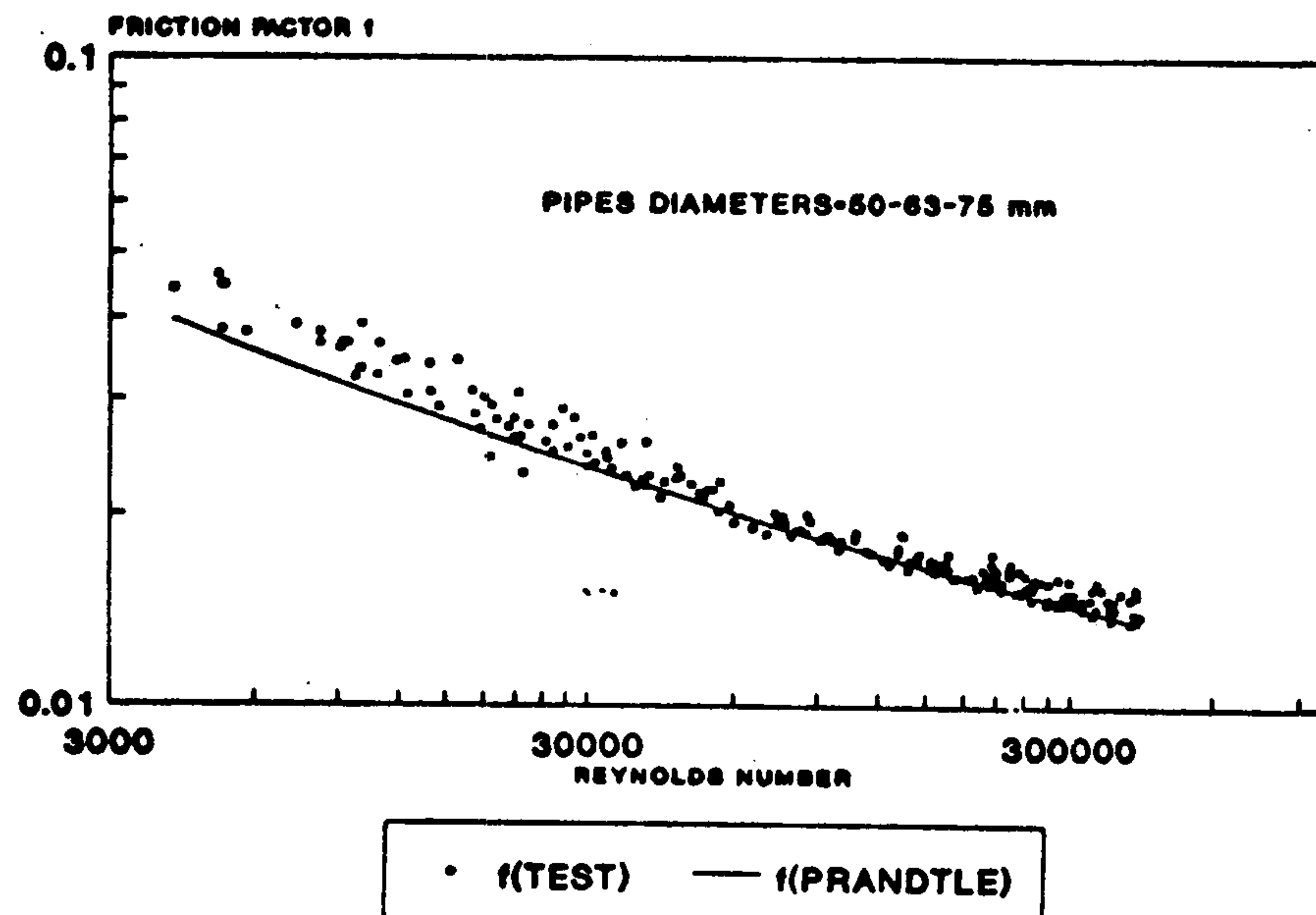
$$\frac{1}{\sqrt{f}} = a \log\left(\frac{Re}{b}\right) \Rightarrow 1.794 \log\left(\frac{Re}{7.866}\right) \quad (5)$$

$$4000 \leq Re < 45000$$



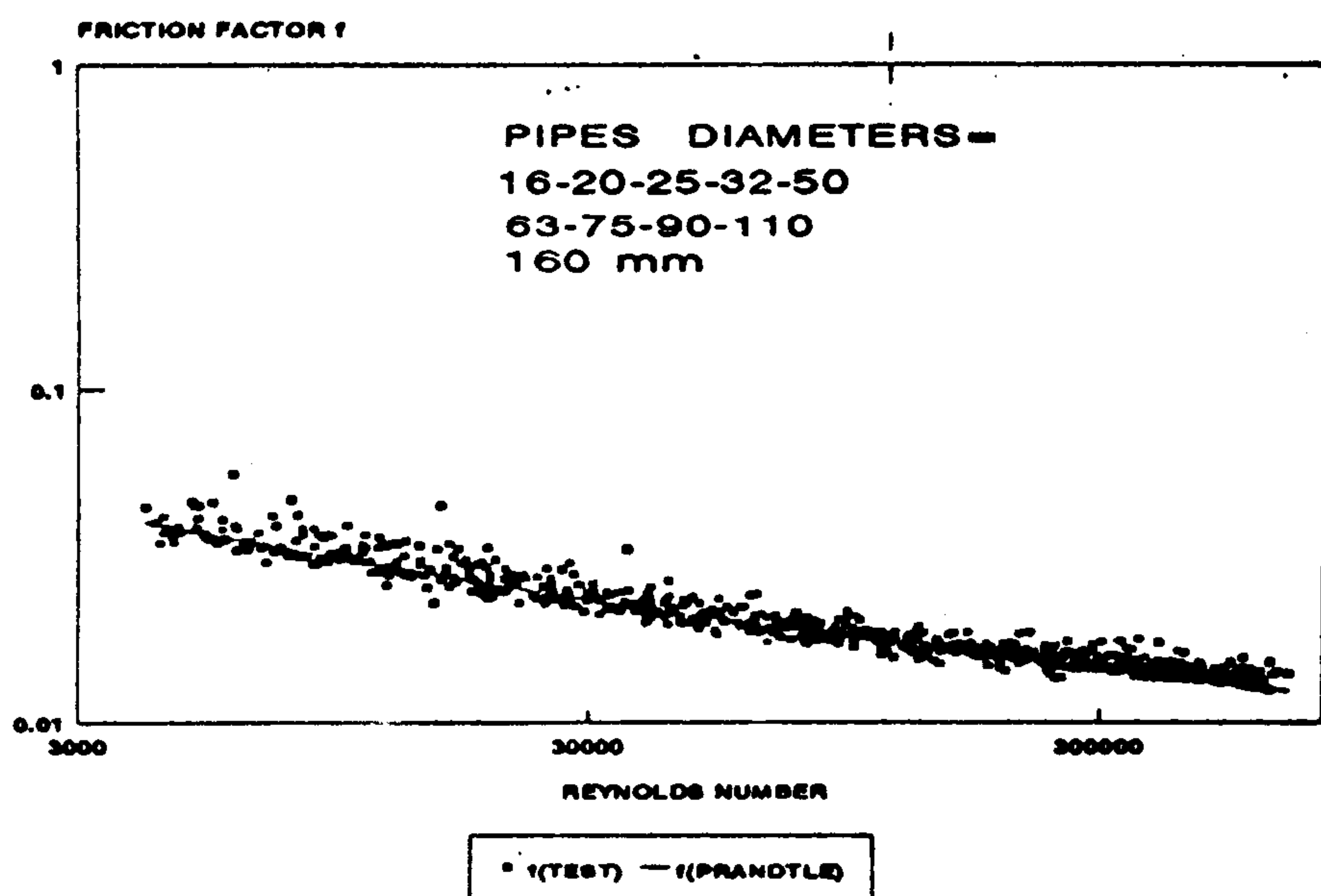
شکل ۸ - منحنی افت بار لوله‌های صاف و منحنی به دست آمده از آنالیز

رگرسیون برای لوله‌های پلی اتیلن با قطر بزرگتر از ۹۰ میلیمتر (رابطه ۶)



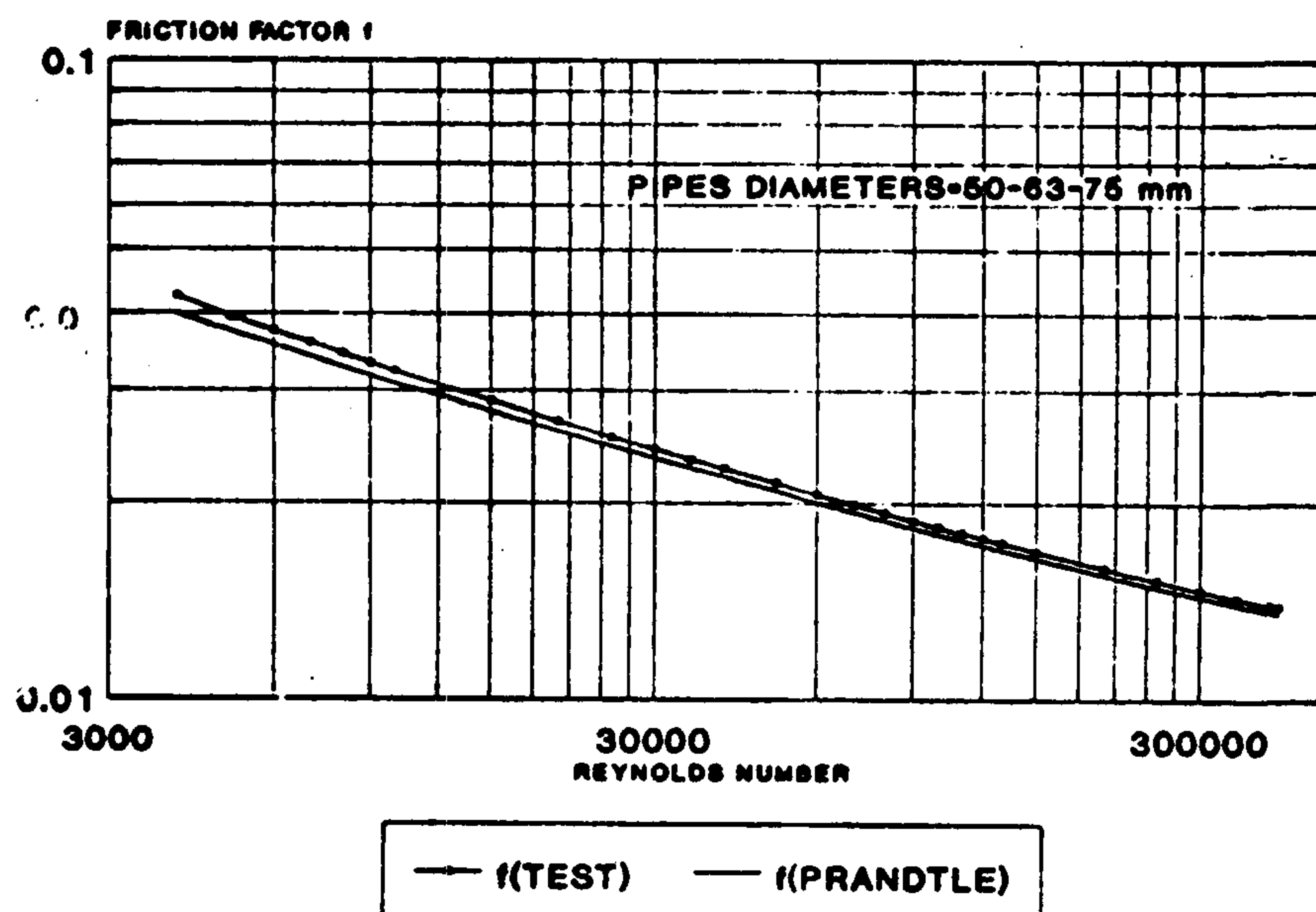
شکل ۵ - منحنی افت بار لوله‌های صاف و پراکندگی مقادیر آزمایشگاهی

لوله‌های پلی اتیلن با قطر ۵۰ الی ۷۵ میلی متر



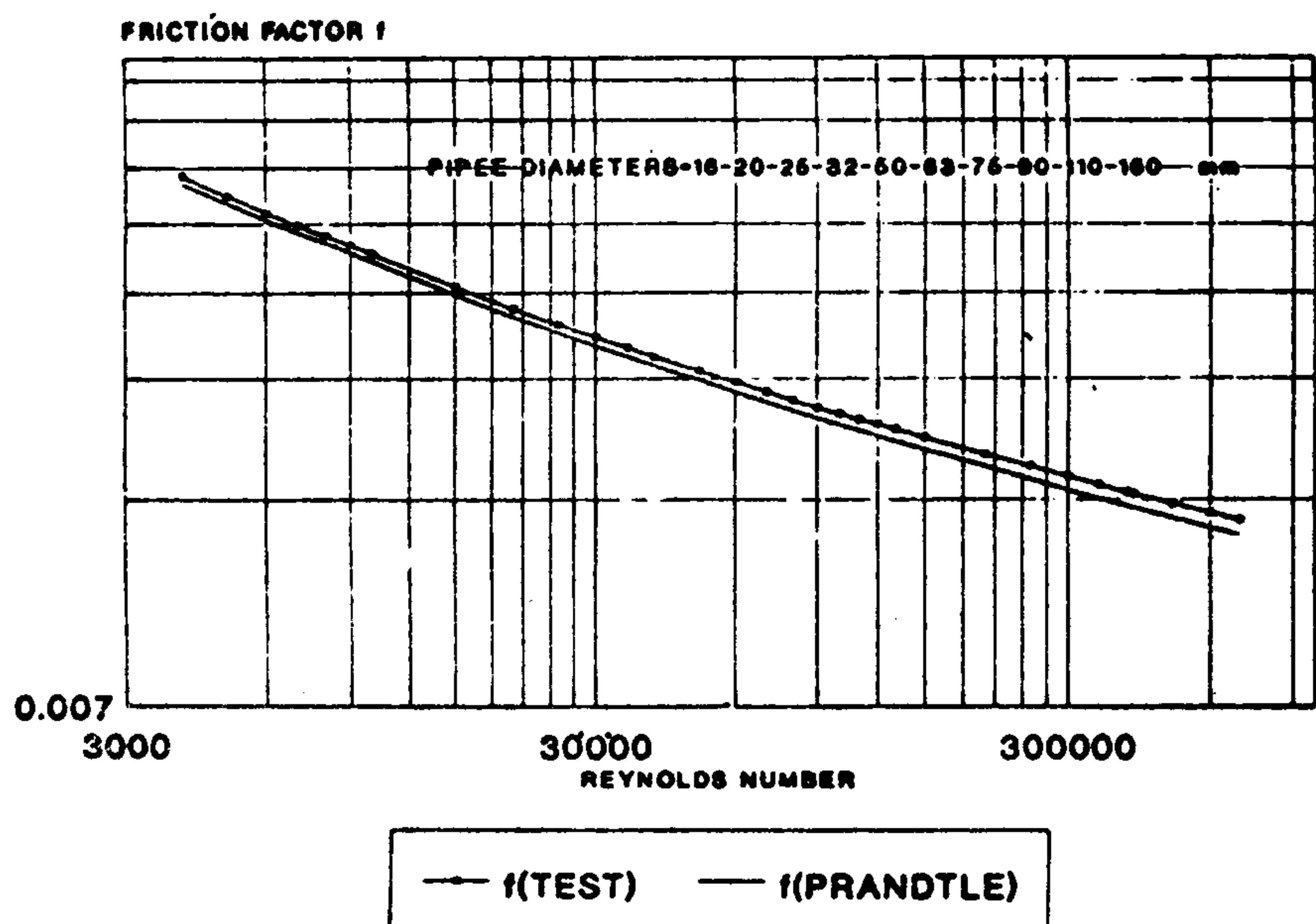
شکل ۹ - منحنی افت بار لوله‌های صاف و پراکندگی داده‌های آزمایشگاهی

(برای کلیه لوله‌های مورد آزمایش) در اطراف آن



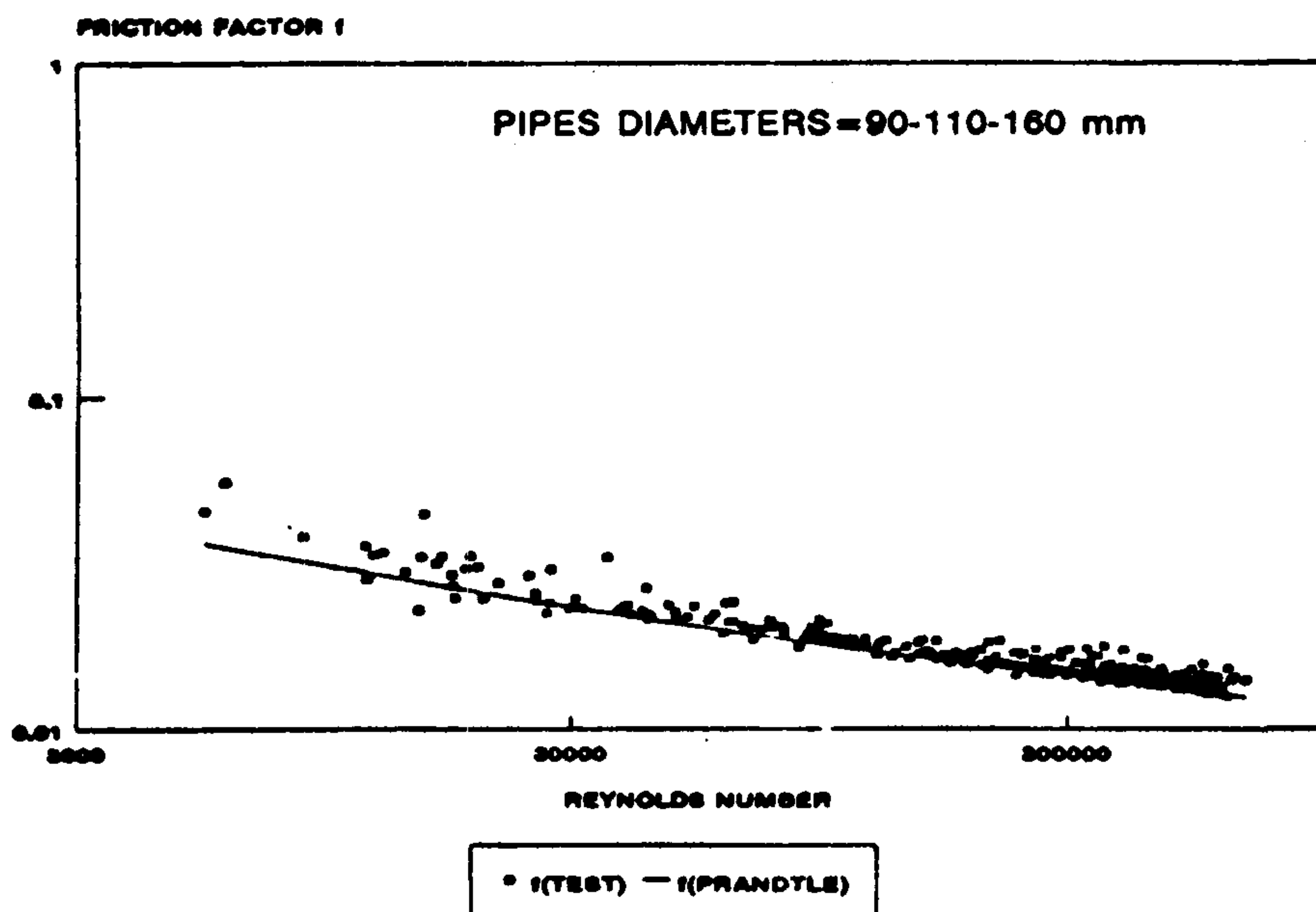
شکل ۶ - منحنی افت بار لوله‌های صاف و منحنی به دست آمده از آنالیز

رگرسیون برای لوله‌های پلی اتیلن با قطرهای ۵۰ الی ۷۵ میلیمتر (رابطه ۵)



شکل ۱۰ - منحنی افت بار لوله‌های صاف و منحنی به دست آمده از آنالیز

رگرسیون برای کلیه لوله‌های پلی اتیلن آزمایش شده (رابطه ۷)



شکل ۷ - منحنی افت بار لوله‌های صاف و پراکندگی داده‌های آزمایشگاهی

برای لوله‌های با قطر ۹۰ میلیمتر به بالا

تحقیقات فنی و مهندسی کشاورزی تأمین گردیده، و از امکانات آزمایشگاهی گروه آبیاری دانشگاه تهران استفاده شده است، لذا مولفین وظیفه خود می‌دانند تا مراتب تشکر و قدردانی خود را از مسئولین مؤسسه مذکور و معاونت محترم پژوهشی دانشکده کشاورزی دانشگاه تهران اعلام دارند.

حل مستقیم و صریح می‌باشد به نحوی که با در دست داشتن عدد رینولدز، ضریب اصطکاکی لوله‌ها به سهولت قابل محاسبه است.

سپاسگزاری

نظر به اینکه کلیه هزینه‌های اجرائی این طرح توسط مؤسسه

REFERENCES

مراجع مورد استفاده

- ۱ - الف. ویکتورال و و.ای بنجامین. ۱۳۷۵. مکانیک سیالات ترجمه بهرام پوستی جلد اول، چاپ اول، تهران: مرکز نشر علوم دانشگاهی
- 2- Bezdek, James. C. & Solomon ken. 1978. "Approximating Friction Factors for Trickle Tubing." Jr. Irrig. Drain. Engrg; ASCE, 102 (IR4); 351-359.
- 3- Brater, Ernest. F & Williams King Horace. 1976. "Handbook of Hydraulics for the Solution of Hydraulic Engineering Problems". Sixth Edition, University of Michigan.
- 4- International Standard Organization ISO 9644. 1993. "Agricultural Irrigation Equipment - pressure Losses in Irrigation Valves", Test Method.
- 5- Kamand, Fadi. Z 1988. "Hydraulic Friction Factors for Pipe Flow". J. Irrig. and Drain. Engrg, ASCE, 114(2): 311-323.
- 6- Von Bernuth, R.D. & Tonya Wilson, 1989. "Friction Factors for Small Diameter Plastic Pipes." J Hydr. Engrg., ASCE, 115(2): 183-192.
- 7- Von Bernuth, R.D. 1990, "Simple and Accurate Friction Loss Equation for Plastic Pipe". J. Irrig. Drain. Engrg, ASCE, 116(3): 294-298.

Evaluation of Headloss in Polyethylene Pipes Manufactured in Iran.

H.RAHIMI, A.MOVASSATI AND M.H.OMID

**Professor, Former Graduate Student, and Instructor, Department of Irrigation
and Reclamation Eng. College of Agriculture, University of
Tehran, Karaj, Iran.**

Accepted 20 May 1997

SUMMARY

Many research projects have been developed for evaluation of friction loss of pressurized fluids through out the world. During the last decades, plastic pipes (polyethylen and P.V.C types) have been introduced to the market and several researchers have tried to propose relationships or charts for evaluation of friction loss in such pipes. In the present study, it has been tried to design and construct a system for laboratory measurement of friction loss of polyethylen pipes produced by four different Iranian manufacturing companies. The measurements were done on the pipes of 16 to 160 mm diameters. The overall results of the experiments showed that, except for some defected samples, friction loss coefficient conforms to the coefficients of smooth pipe for small diameter samples, and the difference between two becomes larger by increasing the pipe diameter.

Based on the test results and their conformity with the standard friction loss curves, the pipes were divided into three groups according to the diameters as follows:

- group I ≤ 32 mm.
- group II 50-60 mm.
- group III ≥ 90 mm.

Using regression analysis , the following relationships were obtained for determination of friction loss coefficient of each group:

$$\begin{array}{ll} \text{-Group I} & \frac{1}{\sqrt{f}} = 1.771 \text{ Log } \frac{Re}{6.054} \\ \text{Valid for} & 4000 \leq Re < 140000 \end{array}$$

Where:

Re = Reynolds Number

f = friction loss coefficient

The maximum deviation with respect to Prandtl formula is 0.6%

$$\text{Group II} \quad \frac{1}{\sqrt{f}} = 1.794 \log \frac{\text{Re}}{7.866}$$

Valid for $4000 \leq \text{Re} < 450000$

The maximum deviation with respect to Prandtl formula is 7%

$$\text{-Group III} \quad \frac{1}{\sqrt{f}} = 1.798 \log \frac{\text{Re}}{10.142}$$

Valid for $4000 \leq \text{Re} < 700.000$

The maximum deviation with respect to Prandtl formula is 16%. Since, the friction factor for some of small diameter pipes were less than the values for smooth pipes, it was found that using a factor equal to 1.67 (proposed by Orbina) instead of 2.51 (proposed by Colebrook & Prandtl) can eliminate the differences.