

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

В. М. ПАТЛАЙЧУК

ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗРАХУНОК МАГІСТРАЛЬНОГО ГАЗОПРОВОДУ ТА РОЗРАХУНОК РЕЖИМУ РОБОТИ КОМПРЕСОРНОЇ СТАНЦІЇ

Рекомендовано Методичною радою НУК

Електронне видання
комбінованого використання на DVD-ROM



МИКОЛАЇВ • НУК • 2018

УДК 621.6.07 (076)

П 20

Автор В. М. Патлайчук, канд. техн. наук, доцент

Рецензент М. В. Ващиленко, канд. техн. наук, доцент

Патлайчук В. М.

П 20

Технологічний розрахунок магістрального газопроводу та розрахунок режиму роботи компресорної станції : методичні вказівки / В. М. Патлайчук. – Миколаїв : НУК, 2018. – 45 с.

Наведено відомості щодо проведення технологічного розрахунку магістрального газопроводу та розрахунку режиму роботи компресорної станції. На конкретних прикладах показано, як виконується вибір робочого тиску та визначення діаметра проєктованого газопроводу, розрахунок властивостей транспортованого газу, визначення відстані між компресорними станціями. Викладено методику проведення уточненого теплового та гідравлічного розрахунку ділянки газопроводу між двома компресорними станціями. Показано, як визначається склад газоперекачувальних агрегатів та розраховується режим роботи компресорної станції.

Призначено для студентів спеціальності 142 "Енергетичне машинобудування", які спеціалізуються за освітньою програмою "Газотурбінні установки та компресорні станції".

УДК 621.6.07 (076)

Навчальне видання

ПАТЛАЙЧУК Володимир Миколайович

ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗРАХУНОК МАГІСТРАЛЬНОГО ГАЗОПРОВОДУ ТА РОЗРАХУНОК РЕЖИМУ РОБОТИ КОМПРЕСОРНОЇ СТАНЦІЇ

Комп'ютерне верстання *А. В. Платонова*

© Патлайчук В. М., 2018

© Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова, 2018

Формат 60×84/16. Ум. друк. арк. 2,6. Об'єм даних 6243 кб.

Тираж 15 прим. Вид. № 5. Зам. № 213.

Видавець і виготівник Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

просп. Героїв України, 9, м. Миколаїв, 54025

E-mail : publishing@nuos.edu.ua

Свідцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 6402 від 19.09.2018 р.

ЗМІСТ

Мета розрахунку та вихідні дані	4
1. Вибір робочого тиску, визначення числа компресорних станцій та відстані між ними	5
1.1. Вибір робочого тиску та визначення діаметра газопроводу	5
1.2. Розрахунок властивостей транспортуємого газу	9
1.3. Визначення відстані між компресорними станціями	14
2. Уточнений тепловий та гідравлічний розрахунок ділянки газопроводу між двома компресорними станціями	19
3. Визначення складу ГПА та розрахунок режиму роботи компресорної станції	24
Список використаних джерел	33
Додаток А	34

МЕТА РОЗРАХУНКУ ТА ВИХІДНІ ДАНІ

Мета розрахунку:

- а) вибір робочого тиску, визначення числа компресорних станцій та відстані між ними;
- б) уточнений тепловий та гідравлічний розрахунок ділянки газопроводу між двома компресорними станціями;
- в) визначення складу газоперекачувальних агрегатів (ГПА) та розрахунок режиму роботи компресорної станції.

Основними **вихідними даними** для технологічного розрахунку магістрального газопроводу є:

- протяжність газопроводу L , км;
- плановий обсяг транспортуемого газу Q_r , млрд м³/рік;
- хімічний склад транспортуемого газу;
- відомості про температуру та характер ґрунту в районі спорудження газопроводу.

Зразок завдання вихідних даних до технологічного розрахунку магістрального газопроводу та розрахунку режиму роботи компресорної станції наведений у прикладі 1.

Приклад 1

Виконати розрахунок магістрального газопроводу протяжністю 820 км для перекачування природного газу в обсязі 31,2 млрд м³/рік.

По газопроводу транспортується газ Шебелинського родовища (Україна) такого складу:

Компонент	CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	C ₅ H ₁₂	CO ₂	N ₂
Об'ємна частка	0,928	0,039	0,010	0,004	0,003	0,001	0,015

Середня температура ґрунту на глибині залягання осі газопроводу становить $T_0 = 278$ К. Газопровід прокладається у змішаному ґрунті.

1. ВИБІР РОБОЧОГО ТИСКУ, ВИЗНАЧЕННЯ ЧИСЛА КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЙ ТА ВІДСТАНІ МІЖ НИМИ

Розрахунок виконується відповідно до вимог норм технологічного проектування магістральних трубопроводів ОНТП 51-1-85 [4].

Для визначення числа компресорних станцій необхідно уточнити робочий тиск в газопроводі та тиск на вході до компресорної станції. Вибрані тиски повинні відповідати нормативним тискам на вході і виході з відцентрових нагнітачів відповідно до їх характеристик [3].

1.1. Вибір робочого тиску та визначення діаметра газопроводу

Сучасні магістральні газопроводи проектують на робочий (надлишковий) тиск 7,35 МПа (75 кгс/см²). При цьому абсолютний тиск на нагнітанні $p_{\text{наг}}$ відцентрового нагнітача не повинен перевищувати 7,46 МПа (76 кгс/см²). Аналіз характеристик нагнітачів [3] показує, що в даному випадку тиск на вході до відцентрових нагнітачів $p_{\text{вх}}$ знаходиться в інтервалі 4,9...5,5 МПа (50...56 кгс/см²).

Умовний діаметр газопроводу залежно від прийнятого робочого тиску та обсягу транспортуємого газу орієнтовно можна визначити за табл. 1 [1, с. 41].

Характеристики сталевих труб великого діаметра деяких виробників, які можуть бути використані для спорудження магістрального газопроводу, наведені в табл. 2 [6, с. 48-52].

Розрахунок мінімальної товщини стінки газопроводу ведеться згідно СНиП 2.05.06-85 "Магистральные трубопроводы" [5].

Таблиця 1. Орієнтовні значення діаметра газопроводу

Умовний діаметр газопроводу D_y , мм	Обсяг транспортуемого газу Q_r , млрд м ³ /рік	
	$p_{\text{наг}} = 5,5 \text{ МПа},$ $p_{\text{вх}} = 3,8 \text{ МПа}$	$p_{\text{наг}} = 7,5 \text{ МПа},$ $p_{\text{вх}} = 5,1 \text{ МПа}$
500	1,6...2,0	2,2...2,7
600	2,6...3,2	3,4...4,1
700	3,8...4,5	4,9...6,0
800	5,2...6,4	6,9...8,4
1000	9,2...11,2	12,1...14,8
1200	14,6...17,8	19,3...23,5
1400	21,5...26,4	28,4...34,7

Таблиця 2. Характеристики сталевих труб великого діаметра

Номер технічних умов	Робочий тиск, МПа	Зовнішній діаметр, мм	Номінальна товщина стінки, мм	Марка сталі	Границя міцності сталі, МПа	Коефіцієнт надійності за матеріалом
ВАТ "Харцизький трубний завод" (Україна)						
ТУ-У-322-8-22-96	7,4	1420	16,2	13Г1СБ-У	570	1,34
ТУ 14-3-1938-2000	7,4	1420	15,7	10Г2ФБ	588	1,34
ТУ 14-3р-04-94	5,4...7,4	1220	10,0; 11,0; 12,0; 13,0; 14,0; 15,0	12Г2СБ	550	1,40
ТУ-У-14-8-16-99	7,4	1020	10,3; 10,5; 11,3; 12,3; 13,1; 15,2	10Г2ФБ	590	1,34
ТУ-У-14-8-	7,4	920	9,5; 10,2; 11,1;	10Г2ФБ	590	1,34

16-99			11,8; 13,8			
АО "Выксунский металлургический завод" (РФ)						
ТУ 14-3-1573-99	5,4...9,8	1020	10,0...25,0	13Г1С-У	540	1,34
ТУ 14-3р-01-93	7,4	1020	10,3; 10,8; 12,3; 12,9; 15,2; 17,0; 18,4; 21,0; 21,5	К60	589	1,34
ТУ 14-3-1573-99	5,4...9,8	820	9,0...25,0	10Г2СФ	590	1,34
ТУ 14-3-1573-99	5,4...9,8	720	8,0...30,0	10Г2ФБ	590	1,34
ТУ 14-3-1573-99	5,4...9,8	630	8,0...24,0	13ГС; 10Г2СБ	510; 590	1,34; 1,34
ТУ 14-3-1573-99	5,4...9,8	630	7,5; 8,0; 8,5; 9,0; 9,5; 10,0; 10,3; 10,5; 10,6; 10,8; 11,0; 11,2	К56; К60	550; 588	1,34; 1,34
ТУ 14-3-1573-99	5,4...9,8	530	7,0...24,0	13ГС; 10Г2СБ	510; 590	1,34; 1,34
ТУ 14-3р-22-97	5,4...9,8	530	7,0; 7,5; 8,0; 8,5; 9,0; 9,5; 10,0	К45; К48	441; 470	1,40; 1,40
АО "Челябинский трубопрокатный завод" (РФ)						
ТУ 14-3р-04-94	5,4...7,4	820	9,0; 10,0; 11,0; 12,0; 13,0; 14,0	12Г2СБ	550	1,40
ТУ 14-3р-04-94	5,4...7,5	720	8,0; 9,0; 10,0; 11,0; 12,0;	12Г2СБ	550	1,40

			13,0; 14,0			
ОАО "Волжский трубный завод" (РФ)						
ТУ 14-3-1976-99	5,4...7,4	720	12,0; 12,2; 12,5; 12,9; 13,0	K60	588	1,40

Розрахунковий опір розтягуванню метала труби (МПа)

$$R_1 = \frac{R_1^H m}{k_1 k_H},$$

де R_1^H – нормативний опір розтягуванню метала труби (приймається рівним границі міцності сталі (див. табл. 2)), МПа; $m = 0,9$ – коефіцієнт умов роботи газопроводу; k_1 – коефіцієнт надійності за матеріалом (див. табл. 2); k_H – коефіцієнт надійності трубопроводу за призначенням (при надмірному тиску газа в трубі від 5,4 до 7,4 МПа включно приймається: для $D_y \leq 1000$ мм рівним 1,00, для $D_y = 1200$ мм – 1,05, для $D_y = 1400$ мм – 1,10).

Мінімальна товщина стінки газопроводу (мм)

$$\delta = \frac{n_p p D_{\text{зн}}}{2 (R_1 + n_p p)},$$

де n_p – коефіцієнт надійності за навантаженням (для труби, яка знаходиться під дією власної маси і маси пристроїв, приймається рівним 1,10); p – робочий (надлишковий) тиск в трубопроводі, МПа; $D_{\text{зн}}$ – зовнішній діаметр трубопроводу, мм.

Розраховане значення товщини стінки округлюється в більшу сторону до найближчого номінального значення, зазначеного у табл. 2.

Внутрішній діаметр трубопроводу (м) розраховується за формулою

$$D_{\text{вн}} = (D_{\text{зн}} - 2 \delta) \cdot 10^{-3},$$

де δ – номінальна товщина стінки трубопроводу, мм.

Зразок проведеного вибору робочого тиску та діаметра газопроводу наведений у прикладі 2.

Приклад 2

Вибрати робочий тиск та визначити діаметр газопроводу для вихідних даних, наведених у прикладі 1.

Приймаємо робочий (надлишковий) тиск в газопроводі $p = 7,35$ МПа, значення абсолютного тиску на вході і виході з відцентрового нагнітача – $p_{\text{вх}} = 5,1$ МПа та $p_{\text{наг}} = 7,46$ МПа. Згідно вибраному тиску та річної продуктивності за табл. 1 приймаємо умовний діаметр газопроводу $D_y = 1400$ мм.

Для будівництва газопроводу вибираємо труби зовнішнім діаметром $D_n = 1420$ мм виробництва ВАТ "Харцизький трубний завод" (Україна), виготовлені за ТУ 14-3-1938-2000 зі сталі 10Г2ФБ (табл. 2).

Розрахунковий опір розтягуванню метала труби

$$R_1 = \frac{R_1^H m}{k_1 k_H} = \frac{588 \cdot 0,9}{1,34 \cdot 1,10} = 359,0 \text{ МПа.}$$

Мінімальна товщина стінки газопроводу

$$\delta = \frac{n_p p D_{\text{зн}}}{2 (R_1 + n_p p)} = \frac{1,10 \cdot 7,35 \cdot 1420}{2 (359,0 + 1,10 \cdot 7,35)} = 15,6 \text{ мм.}$$

Після округлення приймаємо номінальну товщину стінки газопроводу $\delta = 15,7$ мм (див. табл. 2).

Внутрішній діаметр газопроводу

$$D_{\text{вн}} = (D_{\text{зн}} - 2 \delta) \cdot 10^{-3} = (1420 - 2 \cdot 15,7) \cdot 10^{-3} = 1,3886 \text{ м.}$$

1.2. Розрахунок властивостей транспортуємого газу

Основними властивостями газу, які необхідно знати для виконання технологічного розрахунку газопроводу, є густина, молярна маса, газова

стала, псевдокритичні температура та тиск, відносна густина газу по повітрю. Деякі властивості компонентів природних газів наведені в табл. 3 [1, с. 40].

Таблиця 3. Фізичні властивості компонентів природних газів

Компонент	Густина при 293 К та 0,1013 МПа, кг/м ³	Молярна маса, кг/кмоль	Газова стала, Дж/(кг·К)	Критичні параметри	
				Температура, К	Тиск, МПа
Метан CH ₄	0,669	16,04	518,57	190,7	4,65
Етан C ₂ H ₆	1,264	30,07	276,64	305,3	4,95
Пропан C ₃ H ₈	1,872	44,09	188,68	368,8	4,40
Бутан C ₄ H ₁₀	2,519	58,12	143,08	426,0	3,62
Пентан C ₅ H ₁₂	3,228	72,15	115,23	470,4	3,35
Азот N ₂	1,165	28,02	296,75	126,1	3,39
Окис вуглецю CO	1,165	28,01	296,94	134,2	3,55
Двоокис вуглецю CO ₂	1,842	44,01	188,97	304,3	7,40
Сірководень H ₂ S	1,434	34,02	115,23	373,6	9,01
Повітря	1,206	28,96	292,70	132,5	3,78

Молярну масу природного газу (кг/кмоль), згідно з ГОСТ 30319.1-2015 [2], обчислюють на основі компонентного складу за формулою адитивності (складання):

$$M = \sum_{i=1}^n x_i M_i = x_1 M_1 + x_2 M_2 + \dots + x_n M_n,$$

де M_i – молярна маса i -го компонента природного газу; x_i – об'ємна частка i -го компонента.

Густина природного газу (кг/м^3) при стандартних умовах (293 К та 0,1013 МПа)

$$\rho_{\text{ст}} = \sum_{i=1}^n x_i \rho_i = x_1 \rho_1 + x_2 \rho_2 + \dots + x_n \rho_n ,$$

де ρ_i – густина i -го компонента природного газу при стандартних умовах.

Відносна густина природного газу по повітрю

$$\Delta = \rho_{\text{ст}} / \rho_{\text{п}} ,$$

де $\rho_{\text{п}} = 1,206 \text{ кг/м}^3$ – густина повітря при стандартних умовах (див. табл. 3).

Газова стала природного газу ($\text{Дж/(кг}\cdot\text{К)}$):

$$R = \bar{R} / M ,$$

де $\bar{R} = 8314,4 \text{ Дж/(кмоль}\cdot\text{К)}$ – універсальна газова стала.

Псевдокритичні температура $T_{\text{пк}}$ (К) та тиск $p_{\text{пк}}$ (МПа) природного газу можуть бути знайдені за формулами

$$T_{\text{пк}} = \sum_{i=1}^n x_i T_{\text{кр}_i} \quad \text{та} \quad p_{\text{пк}} = \sum_{i=1}^n x_i p_{\text{кр}_i} ,$$

де $T_{\text{кр}_i}$ та $p_{\text{кр}_i}$ – критичні значення температури та тиску i -го компонента природного газу.

Добова продуктивність газопроводу при стандартних умовах (млн. $\text{м}^3/\text{добу}$):

$$Q = \frac{Q_{\text{г}} \cdot 10^3}{365 \cdot K_{\text{в}}} ,$$

де $K_{\text{в}}$ – коефіцієнт використання пропускної здатності газопроводу.

Коефіцієнт використання пропускної здатності газопроводу

$$K_{\text{в}} = K_{\text{ро}} \cdot K_{\text{ст}} \cdot K_{\text{нд}} ,$$

де $K_{\text{ро}}$ – коефіцієнт розрахункової забезпеченості газопостачання споживачів, який відображає необхідність збільшення пропускної здатності газопроводу для забезпечення додаткових поставок газу споживачам в періоди підвищеного попиту на газ; підвищений попит на газ може бути обумовлений значним похолоданням протягом

опалювального сезону (тобто зниженням температури атмосферного повітря менше середньомісячних спостережуваних значень), а також можливим випередженням потреб народного господарства у газі порівняно з прогнозом; цей коефіцієнт приймають рівним 0,98 для базових і розподільних газопроводів та рівним 1,0 для маневрених газопроводів;

$K_{\text{ет}}$ – коефіцієнт екстремальних температур, який враховує необхідність компенсації зниження пропускної здатності газопроводу, пов'язаного із впливом високих температур навколишнього середовища; приймається рівним 0,98 для газопроводів протяжністю понад 1000 км та рівним 1,0 для газопроводів менше 1000 км;

$K_{\text{нд}}$ – коефіцієнт надійності газопроводу, який враховує необхідність компенсації зниження продуктивності газопроводу через вимушені простої та ремонтно-технічне обслуговування; оціночні значення даного коефіцієнта рекомендується визначати за табл. 4 [6, с. 23].

Таблиця 4. Оціночні коефіцієнти надійності газопроводів

Довжина газопроводу, км	Коефіцієнт надійності газопроводу $K_{\text{нд}}$		
	Однотитковий газопровід	Двотитковий газопровід	Три і більше нитки газопроводу
500	0,99	0,99	0,99
1000	0,98	0,98	0,99
1500	0,97	0,98	0,99
2000	0,96	0,97	0,98
2500	0,95	0,97	0,98
3000	0,94	0,96	0,97

При визначенні $K_{\text{нд}}$ необхідно враховувати повну протяжність газопроводу, навіть у тому випадку, якщо проектується його окрема ділянка.

Зразок розрахунку властивостей транспортуемого газу наведений у прикладі 3.

Приклад 3

Визначити властивості транспортуемого газу для вихідних даних, наведених у прикладі 1, та результатів розрахунку прикладу 2.

Молярна маса природного газу

$$M = \sum_{i=1}^n x_i M_i = 0,928 \cdot 16,04 + 0,039 \cdot 30,07 + 0,01 \cdot 44,09 + 0,004 \cdot 58,12 + \\ + 0,003 \cdot 72,15 + 0,001 \cdot 44,01 + 0,015 \cdot 28,02 = 17,41 \text{ кг/кмоль.}$$

Густина природного газу при стандартних умовах (293 К та 0,1013 МПа)

$$\rho_{\text{ст}} = \sum_{i=1}^n x_i \rho_i = 0,928 \cdot 0,669 + 0,039 \cdot 1,264 + 0,01 \cdot 1,872 + 0,004 \cdot 2,519 + \\ + 0,003 \cdot 3,228 + 0,001 \cdot 1,842 + 0,015 \cdot 1,165 = 0,728 \text{ кг/м}^3.$$

Відносна густина природного газу по повітрю

$$\Delta = \rho_{\text{ст}} / \rho_{\text{п}} = 0,728 / 1,206 = 0,604.$$

Газова стала природного газу

$$R = \bar{R} / M = 8314,4 / 17,41 = 477,5 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}.$$

Псевдокритичні температура та тиск природного газу:

$$T_{\text{пк}} = \sum_{i=1}^n x_i T_{\text{кр}i} = 0,928 \cdot 190,7 + 0,039 \cdot 305,3 + 0,01 \cdot 368,8 + 0,004 \cdot 426,0 + \\ + 0,003 \cdot 470,4 + 0,001 \cdot 304,3 + 0,015 \cdot 126,1 = 197,9 \text{ К,}$$

$$p_{\text{пк}} = \sum_{i=1}^n x_i p_{\text{кр}i} = 0,928 \cdot 4,65 + 0,039 \cdot 4,95 + 0,01 \cdot 4,40 + 0,004 \cdot 3,62 + \\ + 0,003 \cdot 3,35 + 0,001 \cdot 7,40 + 0,015 \cdot 3,39 = 4,635 \text{ МПа.}$$

Коефіцієнт використання пропускної здатності газопроводу

$$K_{\text{в}} = K_{\text{по}} \cdot K_{\text{ст}} \cdot K_{\text{нд}} = 0,98 \cdot 1,00 \cdot 0,985 = 0,965.$$

Добова продуктивність газопроводу при стандартних умовах

$$Q = \frac{Q_r \cdot 10^3}{365 \cdot K_B} = \frac{31,2 \cdot 10^3}{365 \cdot 0,965} = 88,55 \text{ млн м}^3/\text{добу}.$$

1.3. Визначення відстані між компресорними станціями

Користуючись формулою пропускної здатності газопроводу

$$Q = 105,087 \cdot D_{\text{вн}}^{2,5} \sqrt{\frac{p_{\text{н}}^2 - p_{\text{к}}^2}{\Delta \lambda z_{\text{ср}} T_{\text{ср}} l}}, \quad (1)$$

знайдемо довжину лінійної ділянки між компресорними станціями (км):

$$l = \frac{(105,087)^2 \cdot D_{\text{вн}}^5 \cdot (p_{\text{н}}^2 - p_{\text{к}}^2)}{Q^2 \Delta \lambda z_{\text{ср}} T_{\text{ср}}},$$

де $D_{\text{вн}}$ – внутрішній діаметр газопроводу, м; $p_{\text{н}}$ та $p_{\text{к}}$ – тиск на початку та в кінці ділянки, МПа; Δ – відносна густина природного газу по повітрю; λ – коефіцієнт гідравлічного опору; $z_{\text{ср}}$ – середній по довжині ділянки коефіцієнт стисливості газу; $T_{\text{ср}}$ – середня по довжині ділянки температура газу, К.

Тиск на початку ділянки газопроводу визначається за формулою:

$$p_{\text{н}} = p_{\text{наг}} - \Delta p_{\text{вих}} - \Delta p_{\text{охл}},$$

де $\Delta p_{\text{вих}}$ – втрати тиску в трубопроводі між компресорним цехом та вузлом підключення до лінійної частини магістрального газопроводу (без урахування втрат тиску в системі охолодження транспортуємого газу) (приймається за табл. 5); $\Delta p_{\text{охл}}$ – втрати тиску в системі охолодження газу, включаючи її обв'язку; при охолодженні природного газу в апаратах повітряного охолодження слід приймати $\Delta p_{\text{охл}} = 0,06$ МПа, при відсутності охолодження $\Delta p_{\text{охл}} = 0$.

Тиск в кінці ділянки газопроводу

$$p_{\text{к}} = p_{\text{вх}} + \Delta p_{\text{вх}},$$

де $\Delta p_{\text{вх}}$ – втрати тиску на вході до компресорної станції з урахуванням втрат тиску в підвідних шлейфах та на вузлі очищення газу (приймаються за табл. 5).

Таблиця 5. Втрати тиску газу на компресорній станції [4]

Тиск в газопроводі (надлишковий), МПа	Втрати тиску на компресорній станції, МПа		
	на лінії входу $\Delta p_{\text{вх}}$		на лінії виходу $\Delta p_{\text{вих}}$
	при одноступеневому очищенні газу	при двоступеневому очищенні газу	
5,40	0,08	0,13	0,07
7,35	0,12	0,19	0,11
9,81	0,13	0,21	0,13

Коефіцієнт гідравлічного опору

$$\lambda = 1,05 \cdot \frac{\lambda_{\text{тр}}}{E_{\text{г}}^2}, \quad (2)$$

де $\lambda_{\text{тр}}$ – коефіцієнт опору тертю; $E_{\text{г}}$ – коефіцієнт гідравлічної ефективності, який приймається за результатами розрахунків диспетчерської служби; при відсутності цих даних приймається рівним 0,95, якщо на газопроводі є пристрої для періодичного очищення внутрішньої порожнини трубопроводів, а при відсутності таких пристроїв приймається рівним 0,92.

Коефіцієнт опору тертю для всіх режимів течії газу в газопроводі визначається за формулою:

$$\lambda_{\text{тр}} = 0,067 \cdot \left(\frac{158}{\text{Re}} + \frac{2 k_{\text{е}}}{D_{\text{вн}}} \right)^{0,2}, \quad (3)$$

де $k_{\text{е}}$ – еквівалентна шорсткість труб (для труб без внутрішнього антикорозійного покриття приймається рівною $3 \cdot 10^{-5}$ м; для труб з

внутрішнім покриттям – $1 \cdot 10^{-5}$ м); $D_{\text{вн}}$ – внутрішній діаметр трубопроводу, м; Re – число Рейнольдса.

У першому наближенні можна прийняти квадратичний режим течії газу в трубопроводі і коефіцієнт опору тертю визначити як

$$\lambda_{\text{тр}} = 0,067 \cdot \left(\frac{2 k_{\text{е}}}{D_{\text{вн}}} \right)^{0,2}.$$

Для розрахунку відстані між компресорними станціями можна прийняти орієнтовне значення середньої температури, наприклад

$$T_{\text{ср}} = \frac{T_0 + T_{\text{н}}}{2},$$

де T_0 – температура навколишнього середовища на глибині закладення газопроводу (задається у вихідних даних на проектування залежно від кліматичних умов району); $T_{\text{н}}$ – температура газу на вході до лінійної ділянки (її можна прийняти рівною 303...313 К).

Коефіцієнт стисливості природних газів при тиску до 15 МПа і температурах 250...400 К обчислюють за формулою [6, с. 26]:

$$z_{\text{ср}} = 1 + A_1 p_{\text{пр}} + A_2 p_{\text{пр}}^2, \quad (4)$$

де

$$A_1 = -0,39 + \frac{2,03}{T_{\text{пр}}} - \frac{3,16}{T_{\text{пр}}^2} + \frac{1,09}{T_{\text{пр}}^3},$$

$$A_2 = 0,0423 - \frac{0,1812}{T_{\text{пр}}} + \frac{0,2124}{T_{\text{пр}}^2}.$$

Приведені тиск та температура:

$$p_{\text{пр}} = p_{\text{ср}} / p_{\text{пк}} \quad \text{та} \quad T_{\text{пр}} = T_{\text{ср}} / T_{\text{пк}}, \quad (5)$$

де $p_{\text{пк}}$ та $T_{\text{пк}}$ – раніше визначені псевдокритичні тиск та температура природного газу.

Середній на ділянці тиск в газопроводі, який входить у попередню формулу, визначається як

$$p_{\text{cp}} = \frac{2}{3} \cdot \left(p_{\text{н}} + \frac{p_{\text{к}}^2}{p_{\text{н}} + p_{\text{к}}} \right). \quad (6)$$

Обчисливши довжину ділянки між компресорними станціями l , визначаємо необхідну кількість компресорних станцій:

$$n_0 = \frac{L}{l}.$$

Після округлення знайденого числа компресорних станцій n_0 до цілого значення n (як правило, в більший бік), уточнюємо відстань між сусідніми компресорними станціями:

$$l = \frac{L}{n}.$$

Зразок визначення відстані між компресорними станціями наведений у прикладі 4.

Приклад 4

Визначити відстань між компресорними станціями магістрального газопроводу для вихідних даних, наведених у прикладі 1, та результатів розрахунку прикладів 2 та 3.

Тиск на початку ділянки газопроводу

$$p_{\text{н}} = p_{\text{наг}} - \Delta p_{\text{вих}} - \Delta p_{\text{охл}} = 7,46 - 0,11 - 0,06 = 7,29 \text{ МПа.}$$

Тиск в кінці ділянки газопроводу

$$p_{\text{к}} = p_{\text{вх}} + \Delta p_{\text{вх}} = 5,1 + 0,19 = 5,29 \text{ МПа.}$$

Коефіцієнт опору тертю в газопроводі у 1-му наближенні

$$\lambda_{\text{тр}} = 0,067 \cdot \left(\frac{2 k_{\text{е}}}{D_{\text{вн}}} \right)^{0,2} = 0,067 \cdot \left(\frac{2 \cdot 3 \cdot 10^{-5}}{1,3886} \right)^{0,2} = 8,978 \cdot 10^{-3}.$$

Коефіцієнт гідравлічного опору газопроводу

$$\lambda = 1,05 \cdot \frac{\lambda_{\text{тр}}}{E_{\text{г}}^2} = 1,05 \cdot \frac{8,978 \cdot 10^{-3}}{0,95^2} = 0,0104.$$

Орієнтовне значення середньої температури

$$T_{\text{ср}} = \frac{T_0 + T_{\text{н}}}{2} = \frac{278 + 308}{2} = 293 \text{ К.}$$

Середній на ділянці тиск в газопроводі

$$p_{\text{ср}} = \frac{2}{3} \cdot \left(p_{\text{н}} + \frac{p_{\text{к}}^2}{p_{\text{н}} + p_{\text{к}}} \right) = \frac{2}{3} \cdot \left(7,29 + \frac{5,29^2}{7,29 + 5,29} \right) = 6,343 \text{ МПа.}$$

Приведені тиск та температура газу:

$$p_{\text{пр}} = p_{\text{ср}} / p_{\text{пк}} = 6,343 / 4,635 = 1,368,$$

$$T_{\text{пр}} = T_{\text{ср}} / T_{\text{пк}} = 293 / 197,9 = 1,481.$$

Коефіцієнти

$$A_1 = -0,39 + \frac{2,03}{T_{\text{пр}}} - \frac{3,16}{T_{\text{пр}}^2} + \frac{1,09}{T_{\text{пр}}^3} = -0,39 + \frac{2,03}{1,481} - \frac{3,16}{1,481^2} + \frac{1,09}{1,481^3} = -0,1246,$$

$$A_2 = 0,0423 - \frac{0,1812}{T_{\text{пр}}} + \frac{0,2124}{T_{\text{пр}}^2} = 0,0423 - \frac{0,1812}{1,481} + \frac{0,2124}{1,481^2} = 0,0168.$$

Коефіцієнт стисливості природного газу

$$z_{\text{ср}} = 1 + A_1 p_{\text{пр}} + A_2 p_{\text{пр}}^2 = 1 - 0,1246 \cdot 1,368 + 0,0168 \cdot 1,368^2 = 0,861.$$

Довжина лінійної ділянки між компресорними станціями

$$l = \frac{(105,087)^2 \cdot D_{\text{вн}}^5 \cdot (p_{\text{н}}^2 - p_{\text{к}}^2)}{Q^2 \Delta \lambda z_{\text{ср}} T_{\text{ср}}} =$$
$$= \frac{(105,087)^2 \cdot 1,3886^5 \cdot (7,29^2 - 5,29^2)}{88,55^2 \cdot 0,604 \cdot 0,0104 \cdot 0,861 \cdot 293} = 115,0 \text{ км.}$$

Необхідна кількість компресорних станцій

$$n_0 = \frac{L}{l} = \frac{820}{115,0} = 7,13.$$

Округлюємо знайдене число компресорних станцій n_0 в більшу сторону до цілого значення: $n = 8$.

Уточнена відстань між сусідніми компресорними станціями

$$l = \frac{L}{n} = \frac{820}{8} = 102,5.$$

2. УТОЧНЕНИЙ ТЕПЛОВИЙ ТА ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДІЛЯНКИ ГАЗОПРОВОДУ МІЖ ДВОМА КОМПРЕСОРНИМИ СТАНЦІЯМИ

Уточнений тепловий та гідравлічний розрахунок ділянки газопроводу між двома компресорними станціями проводиться з метою визначення тиску та температури газу у кінці розглянутої ділянки.

Абсолютний тиск у кінці ділянки газопроводу (МПа) визначається з рівняння витрати (1):

$$p_k = \sqrt{p_n^2 - \frac{Q^2 \Delta \lambda z_{cp} T_{cp} l}{(105,087)^2 D_{BH}^5}}. \quad (7)$$

У першому наближенні в це рівняння підставляються параметри λ , z_{cp} та T_{cp} , визначені в попередньому розділі роботи.

За формулою (6) розраховується середній на ділянці тиск в газопроводі p_{cp} .

Питома теплоємність (кДж/(кг·К)) природного газу визначається за його середніми параметрами на ділянці [1, с. 44]:

$$c_p = 1,695 + 1,838 \cdot 10^{-3} T_{cp} + 1,96 \cdot 10^6 \frac{(p_{cp} - 0,1)}{T_{cp}^3}.$$

Коефіцієнт Джоуля-Томсона (К/МПа) [1, с. 44]:

$$D_i = \frac{1}{c_p} \cdot \left(\frac{0,98 \cdot 10^6}{T_{cp}^2} - 1,5 \right).$$

Середнє по довжині ділянки значення коефіцієнта теплопередачі від газу в навколишнє середовище (Вт/(м²·К))

$$K_{cp} = \frac{\bar{K}}{D_{BH}^{0,9}},$$

де $\bar{K}$ – базовий коефіцієнт теплопередачі для газопроводу діаметром 1 м (при орієнтовних розрахунках допускається приймати: при прокладанні

газопроводу в піщаному ґрунті – 1,1...2,4 Вт/(м²·К), в суглинку – 1,05...1,65 Вт/(м²·К), в змішаних ґрунтах – 1,27...1,34 Вт/(м²·К) [1, с. 46]).

Далі визначаються уточнені значення $T_{\text{ср}}$, $z_{\text{ср}}$ та λ .

Середня температура природного газу на ділянці

$$T_{\text{ср}} = T_0 + (T_{\text{н}} - T_0) \frac{1 - e^{-a_t l}}{a_t l} - D_i \frac{p_{\text{н}}^2 - p_{\text{к}}^2}{2 a_t l p_{\text{ср}}} \left(1 - \frac{1 - e^{-a_t l}}{a_t l} \right),$$

де a_t – коефіцієнт (км⁻¹), який розраховується за формулою:

$$a_t = 0,225 \frac{K_{\text{ср}} D_{\text{вн}}}{Q \cdot \Delta \cdot c_p}.$$

За формулами (5) визначаються приведені тиск $p_{\text{пр}}$ та температура $T_{\text{пр}}$, коефіцієнт стисливості природного газу $z_{\text{ср}}$ – за формулою (4).

Коефіцієнт динамічної в'язкості природного газу (Па·с) [1, с. 45]

$$\mu = 5,1 \cdot 10^{-6} \cdot [1 + \rho_{\text{ст}} (1,1 - 0,25 \rho_{\text{ст}})] \cdot [0,037 + T_{\text{пр}} (1 - 0,104 T_{\text{пр}})] \cdot \left[1 + \frac{p_{\text{пр}}^2}{30 (T_{\text{пр}} - 1)} \right].$$

Число Рейнольдса

$$\text{Re} = 17,75 \frac{\Delta \cdot Q}{D_{\text{вн}} \mu}.$$

Коефіцієнт опору тертю при русі газу в газопроводі $\lambda_{\text{тр}}$ визначається за формулою (3), уточнене значення коефіцієнта гідравлічного опору газопроводу λ – за формулою (2).

На підставі отриманих даних визначаємо за формулою (7) тиск в кінці ділянки газопроводу **у другому наближенні**.

Якщо отриманий результат відрізняється від попереднього наближення більш, ніж на 1 %, має сенс уточнити розрахунки, виконавши ще одне наближення, починаючи з повторного визначення $p_{\text{ср}}$ і далі. Якщо результат задовольняє вимогам точності, то можна переходити до наступних етапів розрахунку.

Уточнюється середній на ділянці тиск в газопроводі p_{cp} за формулою (6).

Визначається кінцева на ділянці температура газу:

$$T_k = T_0 + (T_n - T_0) e^{-a_t l} - D_i \frac{p_n^2 - p_k^2}{2 a_t l p_{cp}} (1 - e^{-a_t l}).$$

Зразок уточненого теплового та гідравлічного розрахунку ділянки газопроводу між двома компресорними станціями наведений у прикладі 5.

Приклад 5

Виконати уточнений тепловий та гідравлічний розрахунок ділянки газопроводу між двома компресорними станціями для вихідних даних, наведених у прикладі 1, та результатів розрахунку прикладів 2, 3 та 4.

Уточнений розрахунок ділянки зведений в табл. П1. У першому наближенні в розрахункові рівняння підставляються параметри (λ , z_{cp} , T_{cp} та ін.), визначені в попередньому розділі роботи, в наступних наближеннях – визначені у попередньому наближенні.

Таблиця П1. Уточнений розрахунок ділянки газопроводу

Найменування параметру	Спосіб визначення	Чисельне значення	
		1-е наближення	2-е наближення
1. Тиск в кінці ділянки газопроводу p'_k , МПа	$\sqrt{p_n^2 - \frac{Q^2 \Delta \lambda z_{cp} T_{cp} l}{(105,087)^2 D_{вн}^5}}$	5,543	5,415
2. Середній на ділянці тиск в газопроводі p_{cp} , МПа	$\frac{2}{3} \cdot \left(p_n + \frac{p_k'^2}{p_n + p_k'} \right)$	6,456	6,399
3. Питома теплоємність природного газу c_p ,	$1,695 + 1,838 \cdot 10^{-3} T_{cp} +$	2,729	2,698

кДж/(кг·К)	$+1,96 \cdot 10^6 \frac{(p_{\text{ср}} - 0,1)}{T_{\text{ср}}^3}$		
4. Коефіцієнт Джоуля-Томсона D_i , К/МПа	$\frac{1}{c_p} \cdot \left(\frac{0,98 \cdot 10^6}{T_{\text{ср}}^2} - 1,5 \right)$	3,634	3,424
5. Базовий коефіцієнт теплопередачі $\bar{K}$, Вт/(м ² ·К)	Приймається для змішаних ґрунтів: 1,27...1,34	1,30	1,30
6. Середнє значення коефіцієнта теплопередачі від газу в навколишнє середовище $K_{\text{ср}}$, Вт/(м ² ·К)	$\frac{\bar{K}}{D_{\text{вн}}^{0,9}}$	0,967	0,967
7. Коефіцієнт a_t , км ⁻¹	$0,225 \frac{K_{\text{ср}} D_{\text{вн}}}{Q \cdot \Delta \cdot c_p}$	$2,072 \cdot 10^{-3}$	$2,096 \cdot 10^{-3}$
8. Уточнена середня температура газу на ділянці $T_{\text{ср}}$, К	$T_0 + (T_{\text{н}} - T_0) \frac{1 - e^{-a_t l}}{a_t l} - D_i \frac{p_{\text{н}}^2 - p_{\text{к}}'^2}{2 a_t l p_{\text{ср}}} \left(1 - \frac{1 - e^{-a_t l}}{a_t l} \right)$	302,1	302,0
9. Приведений тиск газу $p_{\text{пр}}$	$p_{\text{ср}} / p_{\text{пк}}$	1,393	1,380
10. Приведена температура газу $T_{\text{пр}}$	$T_{\text{ср}} / T_{\text{пк}}$	1,527	1,526
11. Коефіцієнт A_1	$-0,39 + \frac{2,03}{T_{\text{пр}}} - \frac{3,16}{T_{\text{пр}}^2} + \frac{1,09}{T_{\text{пр}}^3}$	-0,1098	-0,1099
12. Коефіцієнт A_2	$0,0423 - \frac{0,1812}{T_{\text{пр}}} + \frac{0,2124}{T_{\text{пр}}^2}$	0,0147	0,0148
13. Уточнений коефіцієнт стисливості газу $z_{\text{ср}}$	$1 + A_1 p_{\text{пр}} + A_2 p_{\text{пр}}^2$	0,876	0,876
14. Коефіцієнт динамічної в'язкості газу μ , Па·с	$5,1 \cdot 10^{-6} \cdot [1 + \rho_{\text{ст}}(1,1 - 0,25 \rho_{\text{ст}})] \times$ $\times [0,037 + T_{\text{пр}}(1 - 0,104 T_{\text{пр}})] \times$ $\times \left[1 + \frac{p_{\text{пр}}^2}{30 (T_{\text{пр}} - 1)} \right]$	$1,262 \cdot 10^{-5}$	$1,260 \cdot 10^{-5}$

15. Число Рейнольдса Re	$17,75 \frac{\Delta \cdot Q}{D_{BH} \mu}$	$5,413 \cdot 10^7$	$5,424 \cdot 10^7$
16. Уточнений коефіцієнт опору тертю в газопроводі $\lambda_{тр}$	$0,067 \cdot \left(\frac{158}{Re} + \frac{2 k_e}{D_{BH}} \right)^{0,2}$	$9,096 \cdot 10^{-3}$	$9,096 \cdot 10^{-3}$
17. Уточнений коефіцієнт гідравлічного опору газопроводу λ	$1,05 \cdot \frac{\lambda_{тр}}{E_\Gamma^2}$	0,0106	0,0106
18. Тиск в кінці ділянки газопроводу, визначений за новими параметрами, p_k , МПа	$\sqrt{p_H^2 - \frac{Q^2 \Delta \lambda z_{cp} T_{cp} l}{(105,087)^2 D_{BH}^5}}$	5,415	5,414
19. Похибка визначення тиску в кінці ділянки газопроводу δ , %	$\left \frac{p_k - p'_k}{p_k} \right \cdot 100 \%$	2,36	0,03

Наближений розрахунок повторюється до тих пір, поки похибка визначення тиску в кінці ділянки газопроводу δ не стане меншою 1 %.

Уточнене значення середнього на ділянці тиску в газопроводі

$$p_{cp} = \frac{2}{3} \cdot \left(p_H + \frac{p_k^2}{p_H + p_k} \right) = \frac{2}{3} \cdot \left(7,29 + \frac{5,414^2}{7,29 + 5,414} \right) = 6,398 \text{ МПа.}$$

Температура природного газу в кінці ділянки:

$$\begin{aligned}
 T_k &= T_0 + (T_H - T_0) e^{-a_t l} - D_i \frac{p_H^2 - p_k^2}{2 a_t l p_{cp}} (1 - e^{-a_t l}) = \\
 &= 278 + (308 - 278) \cdot e^{-2,096 \cdot 10^{-3} \cdot 102,5} - \\
 &- 3,424 \cdot \frac{7,29^2 - 5,414^2}{2 \cdot 2,096 \cdot 10^{-3} \cdot 102,5 \cdot 6,398} (1 - e^{-2,096 \cdot 10^{-3} \cdot 102,5}) = 296,5 \text{ К.}
 \end{aligned}$$

3. ВИЗНАЧЕННЯ СКЛАДУ ГПА ТА РОЗРАХУНОК РЕЖИМУ РОБОТИ КОМПРЕСОРНОЇ СТАНЦІЇ

На даному етапі проектування необхідно визначитися зі складом газоперекачувальних агрегатів, які будуть використовуватися для підвищення тиску транспортуємого газу на компресорних станціях.

Двома основними компонентами будь-якого газоперекачувального агрегату є нагнітач природного газу та приводний двигун. Характеристики деяких типів відцентрових нагнітачів, які можуть бути використані у складі проектуємих ГПА, наведені в табл. 6. Відповідні їм за потужністю приводні газотурбінні двигуни, які серійно виготовляються українським підприємством ДП НВКГ "Зоря"- "Машпроект", наведені в табл. 7.

Таблиця 6. Характеристики відцентрових нагнітачів

Тип нагнітача	Виробник	Номінальна споживана потужність, МВт	Номінальна частота обертання ротора $n_{\text{ном}}$, об/хв
НЦ-6,3В/76-1,45	ПАТ "Сумське НВО"	6,3	8200
370-18-1	ЗАО "Невский завод"	10,0	4800
235-21-1	ЗАО "Невский завод"	10,0	4800
235-23-1	ЗАО "Невский завод"	10,0	4800
НЦ-16/76-1,44	ПАТ "Сумське НВО"	16,0	5300
398-21-1	ЗАО "Невский завод"	16,0	5300
235-28-1	ЗАО "Невский завод"	16,0	5200
650-23-1	ЗАО "Невский завод"	16,0	5200
650-22-2	ЗАО "Невский завод"	25,0	3700
650-RV090/02- 3700	"MAN Diesel & Turbo SE"	25,0	3700

**Таблиця 7. Характеристики приводних двигунів ДП НВКГ "Зоря"-
"Машпроект"**

Тип двигуна (його модифікація)	Номінальна потужність двигуна $N_e^{\text{ном}}$, кВт	Номінальна частота обертання вихідного вала, об/хв
UGT 6000 (ДТ71ПЗ)	6 700	8200
UGT 10000 (ДН70Л)	10 500	4800
UGT 16000 (ДЖ59Л2)	16 300	5300
UGT 16000 (ДЖ59Л2)	16 300	5300
UGT 15000 (ДГ90Л2)	17 150	5200
UGT 15000 (ДГ90Л2)	17 150	5200
UGT 25000 (ДН80Л)	26 500	3700
UGT 25000 (ДН80Л)	26 500	3700

Для розрахунків режимів роботи компресорної станції використовують газодинамічні характеристики відцентрових нагнітачів [3], які представляють собою графічні залежності міри підвищення тиску ε від об'ємної продуктивності за умовами на вході у нагнітач $Q_{г.х}$, м³/хв. Частота обертання ротора нагнітача змінюється в діапазоні відносних значень $[n/n_{\text{ном}}]_{г.х} = 0,70 \dots 1,10$ з кроком 0,05. На поле характеристик нанесені лінії постійного політропного ККД $\eta_{\text{пол}}$ та відносної внутрішньої потужності $[N_i/p_{\text{вх}}]_{г.х}$, кВт/ата, нагнітача із зазначенням їх величин.

Газодинамічні характеристики нагнітачів складені для певних властивостей природного газу (базових параметрів). Оскільки параметри транспортуемого природного газу відрізняються від них, то при використанні газодинамічних характеристик необхідно виконувати приведення розраховуваних параметрів природного газу до вказаних у характеристиках.

Основні параметри деяких типів відцентрових нагнітачів наведені у табл. 8, відповідні їм газодинамічні характеристики – у Додатку А.

**Таблиця 8. Основні параметри деяких типів нагнітачів при
номінальному режимі роботи [3]**

Тип нагнітача	Продук- тивність $Q_{\text{ном}}$, млн м ³ /добу	Тиск (абс.), МПа		Міра підви- щення тиску ε	Базові параметри природного газу		
		на вході $p_{\text{вх}}$	на виході $p_{\text{наг}}$		$z_{\text{г.х}}$	$R_{\text{г.х}}$, Дж/(кг·К)	$T_{\text{г.х}}$, К
НЦ-6,3В/76- 1,45	12,2	5,14	7,46	1,45	0,901	507,9	288
370-18-1	36,0	6,08	7,46	1,23	0,888	507,9	288
235-21-1	18,0	5,18	7,46	1,44	0,888	507,9	288
235-23-1	16,0	4,97	7,46	1,50	0,900	507,9	288
НЦ-16/76- 1,44	33,0	5,18	7,46	1,44	0,900	507,9	288
398-21-1	33,0	5,18	7,46	1,44	0,900	507,0	288
235-28-1	34,6	5,25	7,46	1,40	0,895	507,9	288
650-23-1	37,0	5,44	7,46	1,37	0,895	507,9	288
650-22-2	47,0	4,97	7,46	1,50	0,890	507,0	288
650-RV090/02- 3700	57,7	5,52	7,46	1,35	0.900	508,5	283

Температура газу на вході у нагнітач приймається рівною його температурі в кінці ділянки між двома станціями $T_{\text{вх}} = T_{\text{к}}$, тиск на вході у нагнітач визначається за формулою

$$p_{\text{вх}} = p_{\text{к}} - \Delta p_{\text{вх}},$$

де $\Delta p_{\text{вх}}$ – втрати тиску на вході до компресорної станції (раніше визначені у розділі 1.3).

Розраховуємо для умов на вході у нагнітач приведені тиск та температуру газу:

$$p_{\text{пр}} = p_{\text{вх}} / p_{\text{пк}} \quad \text{та} \quad T_{\text{пр}} = T_{\text{вх}} / T_{\text{пк}},$$

де $p_{\text{пк}}$ та $T_{\text{пк}}$ – визначені у розділі 1.2 псевдокритичні тиск та температура природного газу.

За формулою (4) для умов на вході у нагнітач знаходимо коефіцієнт стисливості природного газу $z_{\text{вх}}$.

Число паралельно працюючих відцентрових нагнітачів, знайдене за формулою

$$n_{\text{наг}} = \frac{Q}{Q_{\text{ном}}},$$

де $Q_{\text{ном}}$ – продуктивність одного нагнітача на номінальному режимі роботи (див. табл. 8), потім округлюється в бік більшого значення.

Густина газу ($\text{кг}/\text{м}^3$) та продуктивність нагнітача ($\text{м}^3/\text{хв}$) за умовами на його вході:

$$\rho_{\text{вх}} = \rho_{\text{ст}} \frac{p_{\text{вх}} T_{\text{ст}} z_{\text{ст}}}{p_{\text{ст}} T_{\text{вх}} z_{\text{вх}}}, \quad Q_{\text{вх}} = \frac{Q \cdot 10^6}{24 \cdot 60 \cdot n_{\text{наг}}} \cdot \frac{\rho_{\text{ст}}}{\rho_{\text{вх}}},$$

де $T_{\text{ст}} = 293 \text{ К}$, $p_{\text{ст}} = 0,1013 \text{ МПа}$ та $z_{\text{ст}} = 1$ – стандартні температура, тиск та коефіцієнт стисливості; $\rho_{\text{ст}}$ – густина природного газу при стандартних умовах (раніше визначена у розділі 1.2).

Задаючись кількома (не менше трьох) значеннями відносних обертів ротора нагнітача $n/n_{\text{ном}}$, за формулами

$$Q_{\text{г.х}} = \frac{n_{\text{ном}}}{n} \cdot Q_{\text{вх}} \quad \text{та} \quad \left[\frac{n}{n_{\text{ном}}} \right]_{\text{г.х}} = \frac{n}{n_{\text{ном}}} \cdot \sqrt{\frac{z_{\text{г.х}} R_{\text{г.х}} T_{\text{г.х}}}{z_{\text{вх}} R T_{\text{вх}}}},$$

де R – газова стала транспортуємого природного газу (раніше визначена у розділі 1.2), визначаються кілька значень $Q_{\text{г.х}}$ та $[n/n_{\text{ном}}]_{\text{г.х}}$. Ці значення потім відкладаються на газодинамічній характеристиці нагнітача. Отримані на їх перетині точки з'єднуються плавною лінією. Дана лінія є **графіком режимів роботи** відцентрових нагнітачів проектуємого газопроводу.

Визначається необхідна міра підвищення тиску у нагнітачі:

$$\varepsilon = \frac{p_{\text{наг}}}{p_{\text{вх}}},$$

де $p_{\text{наг}}$ – тиск на виході з нагнітача (раніше вибраний у розділі 1.1).

На газодинамічній характеристиці проводимо горизонтальну лінію, яка відповідає значенню ε , до перетину з графіком режимів роботи. За знайденою точкою перетину знаходимо відповідні їй робочі значення параметрів $Q_{\Gamma.X}$, $[n/n_{\text{ном}}]_{\Gamma.X}$, $\eta_{\text{пол}}$ та $[N_i/p_{\text{вх}}]_{\Gamma.X}$. Значення $Q_{\Gamma.X}$ має задовольняти умові $Q_{\Gamma.X} \geq Q_{\Gamma.X}^{\min}$, де $Q_{\Gamma.X}^{\min}$ – об'ємна продуктивність на границі зони помпажу (відповідає лівій границі характеристик нагнітача).

Робоча частота обертання ротора нагнітача

$$n = \frac{Q_{\text{вх}}}{Q_{\Gamma.X}} n_{\text{ном}}.$$

Потужність, споживана нагнітачем на робочому режимі (кВт):

$$N_i = p_{\text{вх}} \cdot \left[\frac{N_i}{p_{\text{вх}}} \right]_{\Gamma.X} \cdot \frac{100}{g} \cdot \left(\frac{n}{n_{\text{ном}}} \right)^3,$$

де $g = 9,80665 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння (використовується для перерахунку тиску, вказаного на газодинамічній характеристиці, із "ата" в "МПа").

З урахуванням того, що механічні втрати в опорах нагнітача $N_{\text{мех}}$ орієнтовно складають 1% від підведеної потужності привода (газотурбінного двигуна), необхідна потужність на муфті газотурбінного двигуна:

$$N_e = N_i + N_{\text{мех}} \approx 1,01 \cdot N_i.$$

Знайдене значення потужності N_e має бути менше номінальної потужності $N_e^{\text{ном}}$ двигуна, який використовується у ролі привода:

$$N_e < N_e^{\text{ном}}.$$

При невиконанні цієї умови слід збільшити число паралельно працюючих відцентрових нагнітачів $n_{\text{наг}}$ і повторити розрахунок.

Температура природного газу на виході з нагнітача

$$T_{\text{наг}} = T_{\text{вх}} \cdot \varepsilon^{\frac{k-1}{k \cdot \eta_{\text{пол}}}},$$

де $k = 1,31$ – показник адіабати природного газу.

Зразок розрахунку режиму роботи компресорної станції наведений у прикладі 6.

Приклад 6

Визначити склад ГПА та провести розрахунок режиму роботи компресорної станції для вихідних даних, наведених у прикладі 1, та результатів розрахунку прикладів 2, 3, 4 та 5.

Для застосування на компресорних станціях газопроводу вибираємо газоперекачувальний агрегат, який використовує у своєму складі газотурбінний двигун **UGT 15000 (модифікація ДГ90Л2)** підприємства ДП НВКГ "Зоря"-Машпроект" та відцентровий нагнітач **235-28-1** виробництва ЗАО "Невский завод" (див. табл. 6 та 7).

Температура та тиск природного газу на вході у нагнітач:

$$T_{\text{вх}} = T_{\text{к}} = 296,5 \text{ К},$$

$$p_{\text{вх}} = p_{\text{к}} - \Delta p_{\text{вх}} = 5,414 - 0,19 = 5,224 \text{ МПа}.$$

Розраховуємо для умов на вході у нагнітач приведені тиск та температуру газу:

$$p_{\text{пр}} = p_{\text{вх}} / p_{\text{пк}} = 5,224 / 4,635 = 1,127,$$

$$T_{\text{пр}} = T_{\text{вх}} / T_{\text{пк}} = 296,6 / 197,9 = 1,498.$$

За формулою (4) для умов на вході у нагнітач знаходимо коефіцієнт стисливості природного газу:

$$z_{\text{вх}} = 1 + A_1 p_{\text{пр}} + A_2 p_{\text{пр}}^2 = 1 - 0,1187 \cdot 1,127 + 0,0160 \cdot 1,127^2 = 0,886,$$

де

$$A_1 = -0,39 + \frac{2,03}{T_{\text{пр}}} - \frac{3,16}{T_{\text{пр}}^2} + \frac{1,09}{T_{\text{пр}}^3} = -0,39 + \frac{2,03}{1,498} - \frac{3,16}{1,498^2} + \frac{1,09}{1,498^3} = -0,1187,$$

$$A_2 = 0,0423 - \frac{0,1812}{T_{\text{пр}}} + \frac{0,2124}{T_{\text{пр}}^2} = 0,0423 - \frac{0,1812}{1,498} + \frac{0,2124}{1,498^2} = 0,0160.$$

Число паралельно працюючих відцентрових нагнітачів

$$n_{\text{наг}} = \frac{Q}{Q_{\text{ном}}} = \frac{88,55}{34,6} = 2,56,$$

де $Q_{\text{ном}} = 34,6$ млн м³/добу – продуктивність нагнітача 235-28-1 на номінальному режимі роботи (див. табл. 8).

Отриманий результат округлюємо в бік більшого значення:

$$n_{\text{наг}} = 3.$$

Густина природного газу за умовами на вході у нагнітач

$$\rho_{\text{вх}} = \rho_{\text{ст}} \frac{p_{\text{вх}} T_{\text{ст}} z_{\text{ст}}}{p_{\text{ст}} T_{\text{вх}} z_{\text{вх}}} = 0,728 \cdot \frac{5,224 \cdot 293 \cdot 1}{0,1013 \cdot 296,5 \cdot 0,886} = 41,85 \text{ кг/м}^3,$$

де $T_{\text{ст}} = 293$ К, $p_{\text{ст}} = 0,1013$ МПа та $z_{\text{ст}} = 1$ – стандартні температура, тиск та коефіцієнт стисливості.

Продуктивність нагнітача за умовами на вході

$$Q_{\text{вх}} = \frac{Q \cdot 10^6}{24 \cdot 60 \cdot n_{\text{наг}}} \cdot \frac{\rho_{\text{ст}}}{\rho_{\text{вх}}} = \frac{88,55 \cdot 10^6}{24 \cdot 60 \cdot 3} \cdot \frac{0,728}{41,85} = 356,6 \text{ м}^3/\text{хв}.$$

Задаючись кількома значеннями відносних обертів ротора нагнітача $n/n_{\text{ном}}$, за формулами

$$Q_{\text{г.х}} = \frac{n_{\text{ном}}}{n} \cdot Q_{\text{вх}} \quad \text{та} \quad \left[\frac{n}{n_{\text{ном}}} \right]_{\text{г.х}} = \frac{n}{n_{\text{ном}}} \cdot \sqrt{\frac{z_{\text{г.х}} R_{\text{г.х}} T_{\text{г.х}}}{z_{\text{вх}} R T_{\text{вх}}}},$$

де $R = 477,5$ Дж/(кг·К) – газова стала транспортуемого природного газу (див. приклад 3); $n_{\text{ном}} = 5200$ об/хв – номінальна частота обертання ротора нагнітача (див. табл. 6); $z_{\text{г.х}} = 0,895$, $R_{\text{г.х}} = 507,9$ Дж/(кг·К) та $T_{\text{г.х}} = 288$ К – коефіцієнт стисливості, газова стала та температура природного газу, для яких складалася газодинамічна характеристика нагнітача 235-28-1 (див.

табл. 7), визначаються кілька значень $Q_{г.х}$ та $[n/n_{ном}]_{г.х}$. Результати обчислень зведені в табл. П2.

Таблиця П2. Результати розрахунку режимних параметрів нагнітача

Відносні оберти ротора $n/n_{ном}$	Продуктивність за умовами на вході $Q_{г.х}$, м ³ /хв	Відносні оберти ротора $[n/n_{ном}]_{г.х}$
0,85	419,5	0,868
0,90	396,2	0,919
0,95	375,3	0,970
1,00	356,6	1,021
1,05	339,6	1,072

Значення $Q_{г.х}$ та $[n/n_{ном}]_{г.х}$ з табл. П2 відкладаються на газодинамічній характеристиці нагнітача 235-28-1 (рис. П1). Отримані на їх перетині точки поєднуються плавною лінією (червоного кольору). Ця лінія є **графіком режимів роботи** нагнітача 235-28-1 для проектуемого газопроводу.

Необхідна міра підвищення тиску в нагнітачі

$$\varepsilon = \frac{p_{наг}}{p_{вх}} = \frac{7,46}{5,224} = 1,428.$$

На газодинамічній характеристиці проводимо горизонтальну лінію (синього кольору), яка відповідає значенню ε , до перетину з графіком режимів роботи. За знайденою точкою перетину знаходимо відповідні їй робочі значення параметрів $Q_{г.х} = 374$ м³/хв, $[n/n_{ном}]_{г.х} = 0,975$, $\eta_{пол} = 0,809$ та $[N_i / p_{вх}]_{г.х} = 285$ кВт/ата.

Перевіряємо умову $Q_{г.х} \geq Q_{г.х}^{min}$:

$$374 \geq 290,$$

де $Q_{г.х}^{\min} = 290 \text{ м}^3/\text{хв}$ – об'ємна продуктивність на границі зони помпажу (точка перетину горизонтальної синьої прямої з лівою границею характеристик нагнітача).

Робоча частота обертання ротора нагнітача

$$n = \frac{Q_{\text{вх}}}{Q_{г.х}} n_{\text{ном}} = \frac{356,6}{374} \cdot 5200 = 4957 \text{ об/хв.}$$

Потужність, споживана нагнітачем на робочому режимі:

$$N_i = p_{\text{вх}} \cdot \left[\frac{N_i}{p_{\text{вх}}} \right]_{г.х} \cdot \frac{100}{g} \cdot \left(\frac{n}{n_{\text{ном}}} \right)^3 = 5,224 \cdot 285 \cdot \frac{100}{9,80665} \cdot \left(\frac{4957}{5200} \right)^3 = 13\,154 \text{ кВт},$$

де $g = 9,80665 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння (використовується для перерахунку тиску, вказаного на газодинамічній характеристиці, із "ата" в "МПа").

З урахуванням того, що механічні втрати в опорах нагнітача $N_{\text{мех}}$ орієнтовно складають 1 % від підведеної потужності привода (газотурбінного двигуна), необхідна потужність на муфті газотурбінного двигуна:

$$N_e = N_i + N_{\text{мех}} \approx 1,01 \cdot N_i = 1,01 \cdot 13154 = 13\,285 \text{ кВт.}$$

Перевірка умови $N_e < N_e^{\text{ном}}$:

$$13285 < 17150,$$

де $N_e^{\text{ном}} = 17\,150 \text{ кВт}$ – номінальна потужність двигуна UGT 15000 (модифікація ДГ90Л2), який використовується у ролі приводу (див. табл. 7).

Температура природного газу на виході з нагнітача

$$T_{\text{наг}} = T_{\text{вх}} \cdot \varepsilon^{\frac{k-1}{k \cdot \eta_{\text{пол}}}} = 296,5 \cdot 1,428^{\frac{1,31-1}{1,31 \cdot 0,809}} = 329,0 \text{ К},$$

де $k = 1,31$ – показник адіабати природного газу.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. **Быков, Л. И.** Типовые расчеты при сооружении и ремонте газонефтепроводов [Текст] / Л. И. Быков, Ф. М. Мустафин, С. К. Рафиков [и др.]. – С.-Петербург : Недра, 2006. – 824 с.
2. **ГОСТ 30319.1–2015.** Газ природный. Методы расчета физических свойств. Общие положения [Текст]. – М. : Стандартиформ, 2016. – 12 с.
3. Каталог газодинамических характеристик ЦБК природного газа [Текст] / В. А. Щуровский [и др.]. – М. : ООО "ВНИИГАЗ", 2005. – 128 с.
4. **ОНТП 51-1-85.** Общесоюзные нормы технологического проектирования. Магистральные трубопроводы. Ч. 1. Газопроводы [Текст]. – М. : ВНИИЭгазпром, 1986. – 220 с.
5. **СНиП 2.05.06-85*.** Магистральные трубопроводы [Текст]. – М. : ВНИИСТ, 1997. – 165 с.
6. **Ульшина, К. Ф.** Технологический расчет магистрального газопровода и расчет режимов работы компрессорной станции [Текст] : метод. указания / К. Ф. Ульшина. – Альметьевск : АГНИ, 2009. – 68 с.

Додаток А

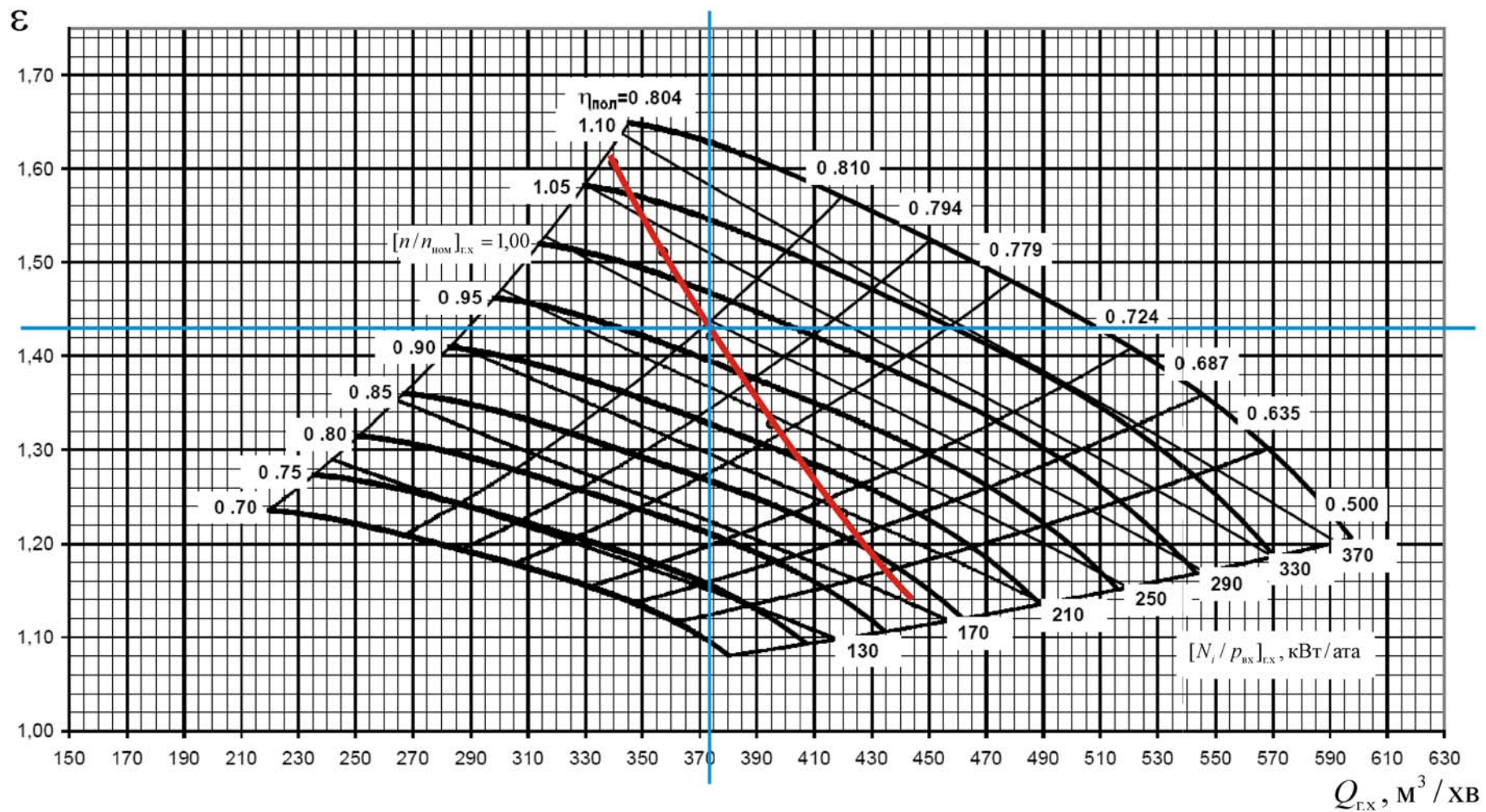


Рис. П1. Характеристика нагнітача 235-28-1 та графік його режимів роботи

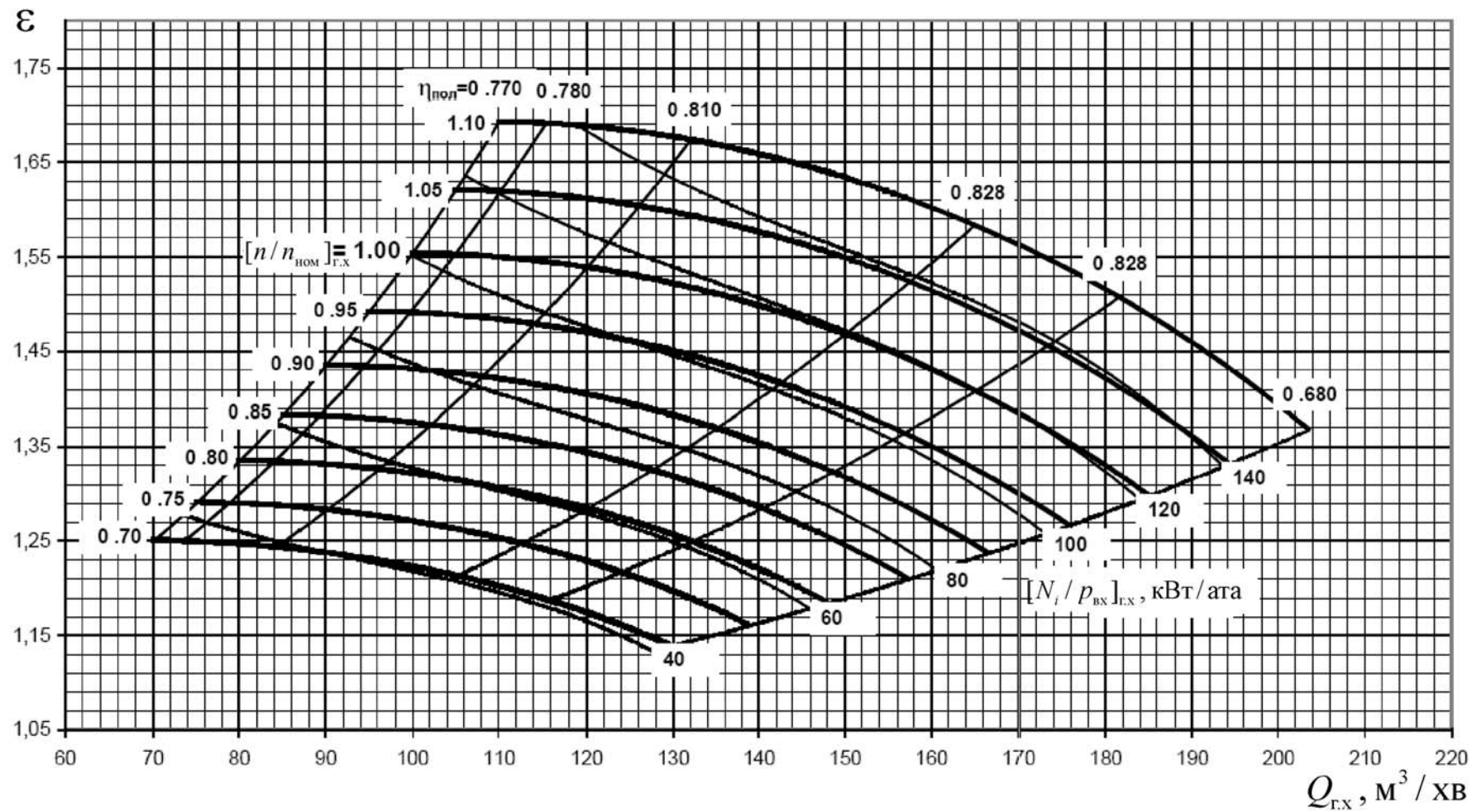


Рис. Д1. Газодинамічна характеристика нагнітача НЦ-6,3В/76-1,45 виробництва ПАТ "Сумське НВО"

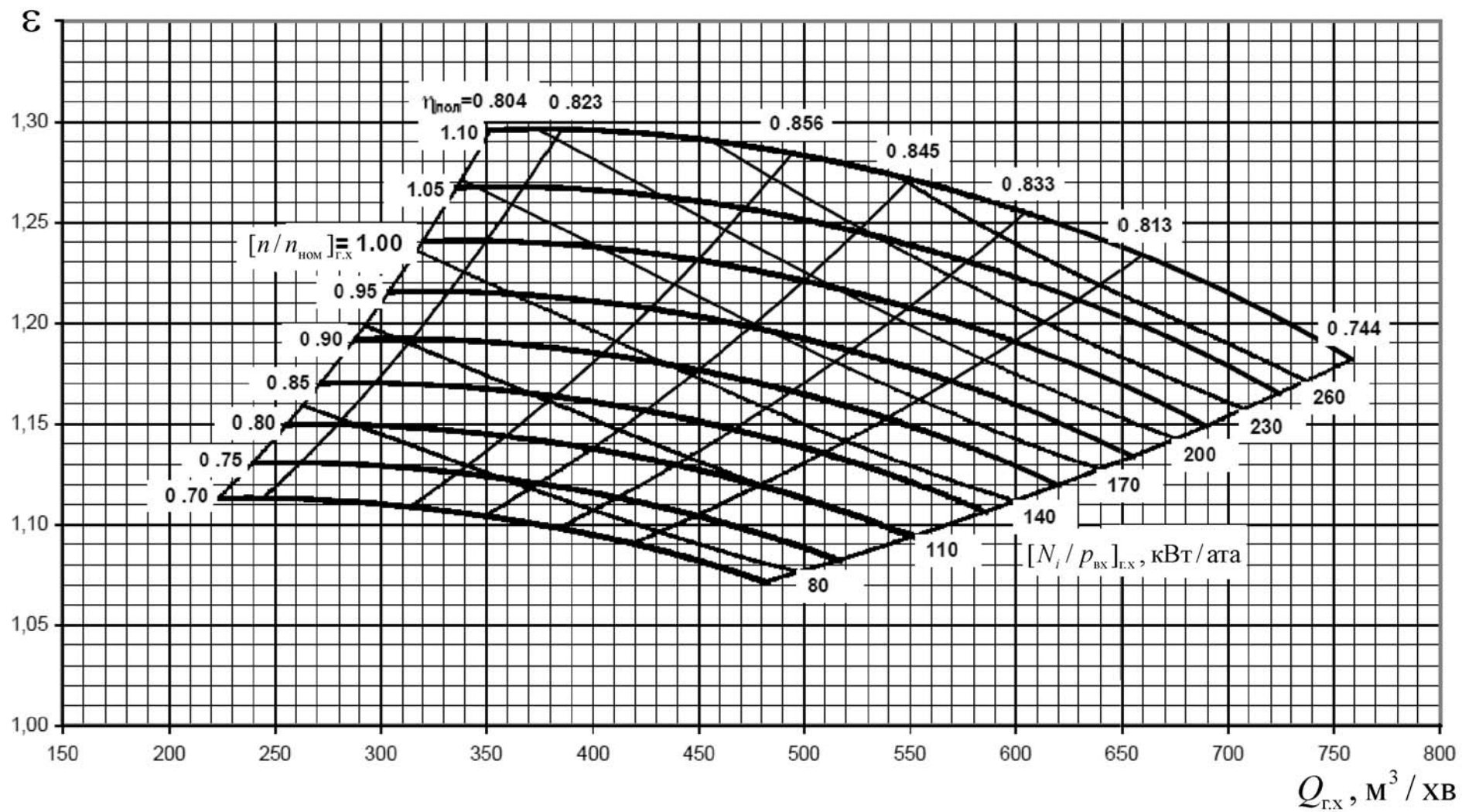


Рис. Д2. Газодинамічна характеристика нагнітача 370-18-1 виробництва ЗАО "Невский завод"

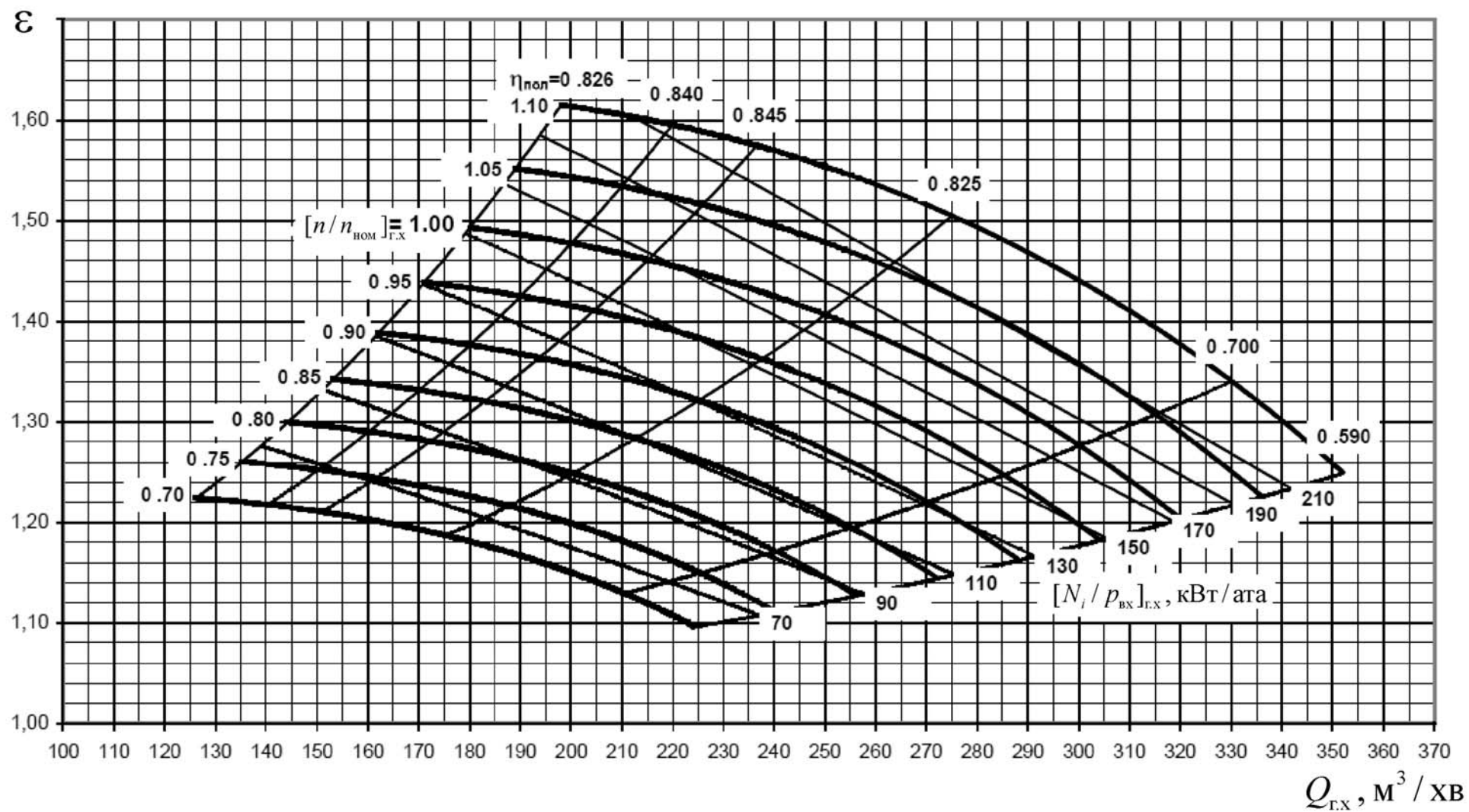


Рис. ДЗ. Газодинамічна характеристика нагнітача 235-21-1 виробництва ЗАО "Невский завод"

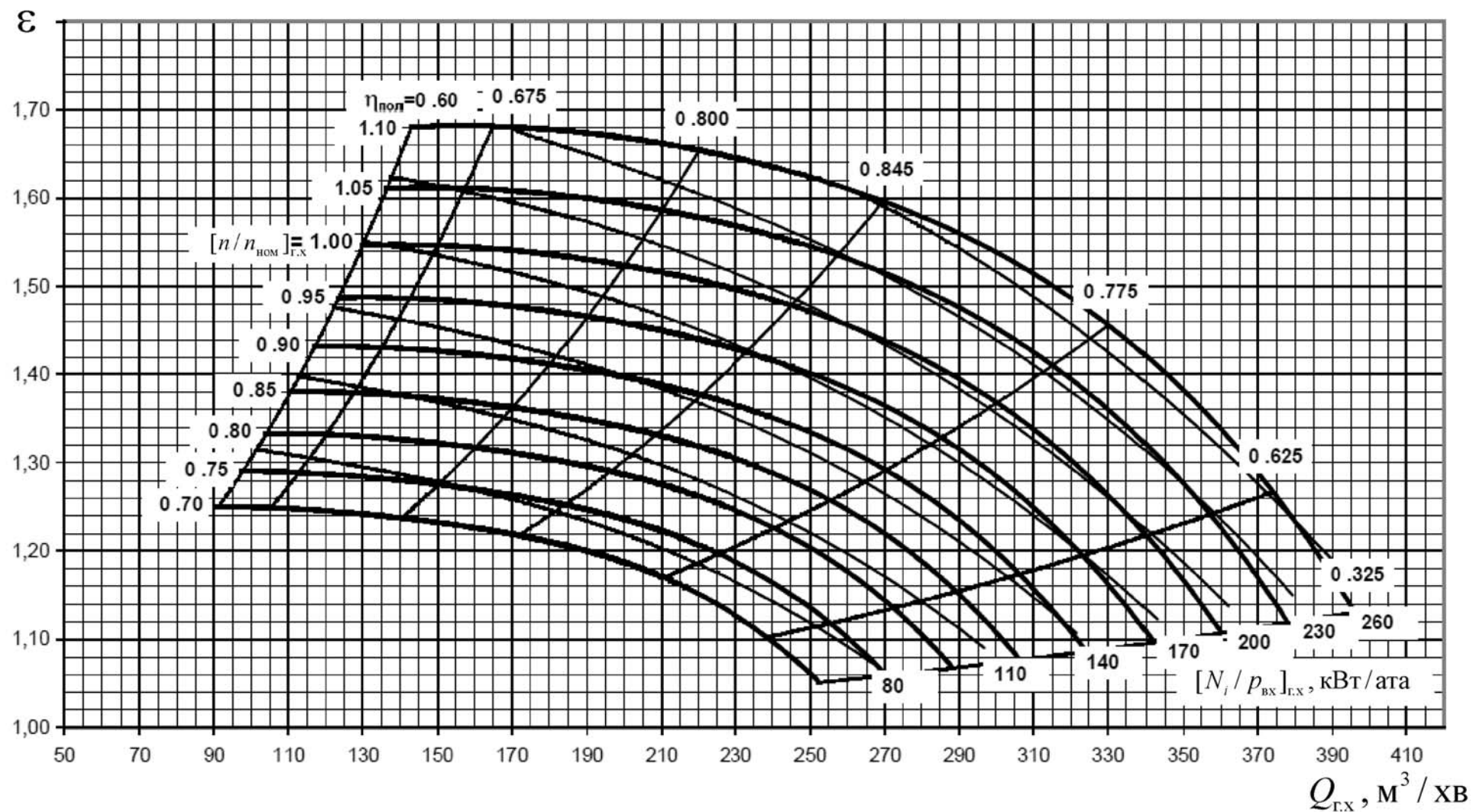


Рис. Д4. Газодинамічна характеристика нагнітача 235-23-1 виробництва ЗАО "Невский завод"

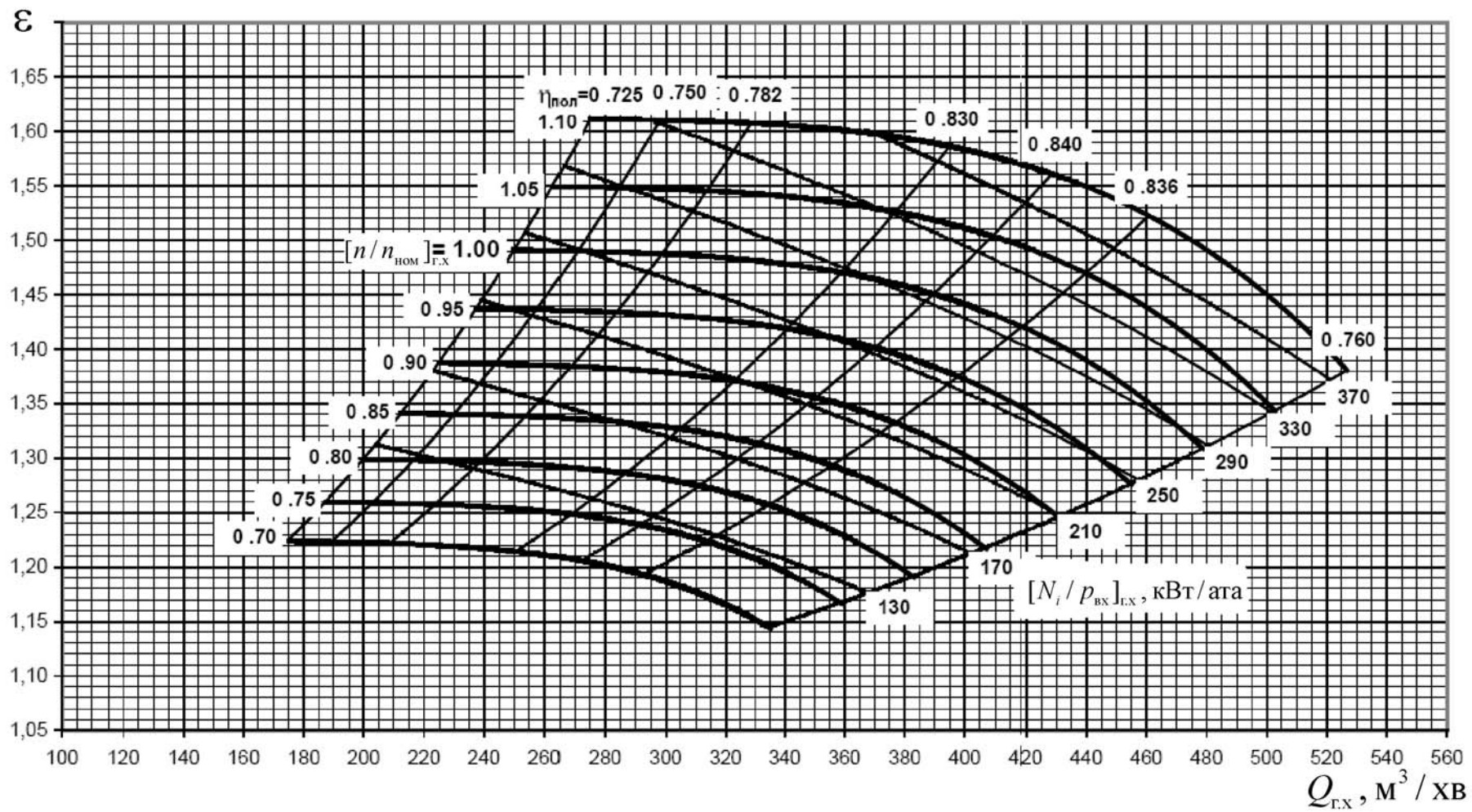


Рис. Д5. Газодинамічна характеристика нагнітача НЦ-16/76-1,44 виробництва ПАТ "Сумське НВО"

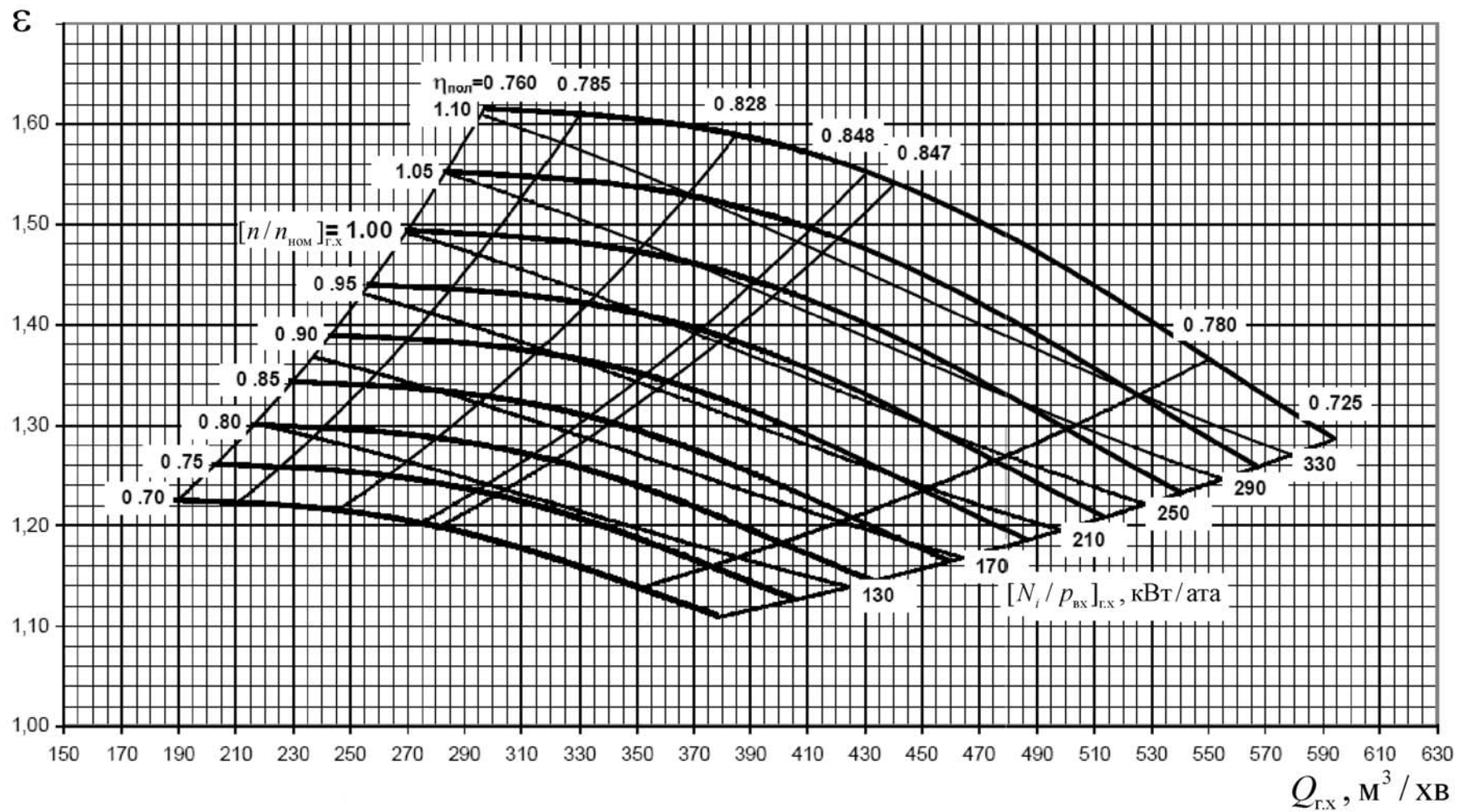


Рис. Д6. Газодинамічна характеристика нагнітача 398-21-1 виробництва ЗАО "Невский завод"

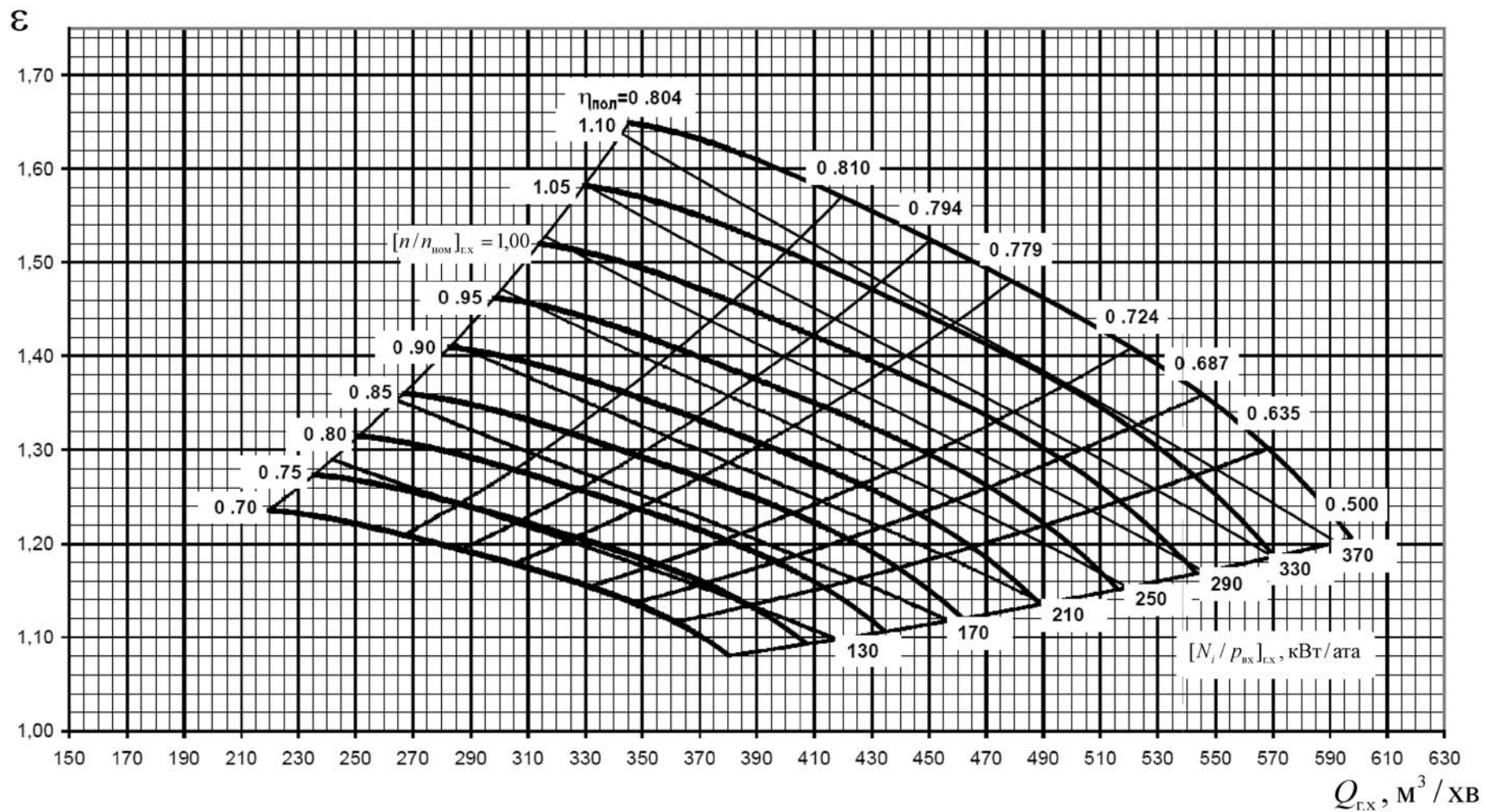


Рис. Д7. Газодинамічна характеристика нагнітача 235-28-1 виробництва ЗАО "Невский завод"

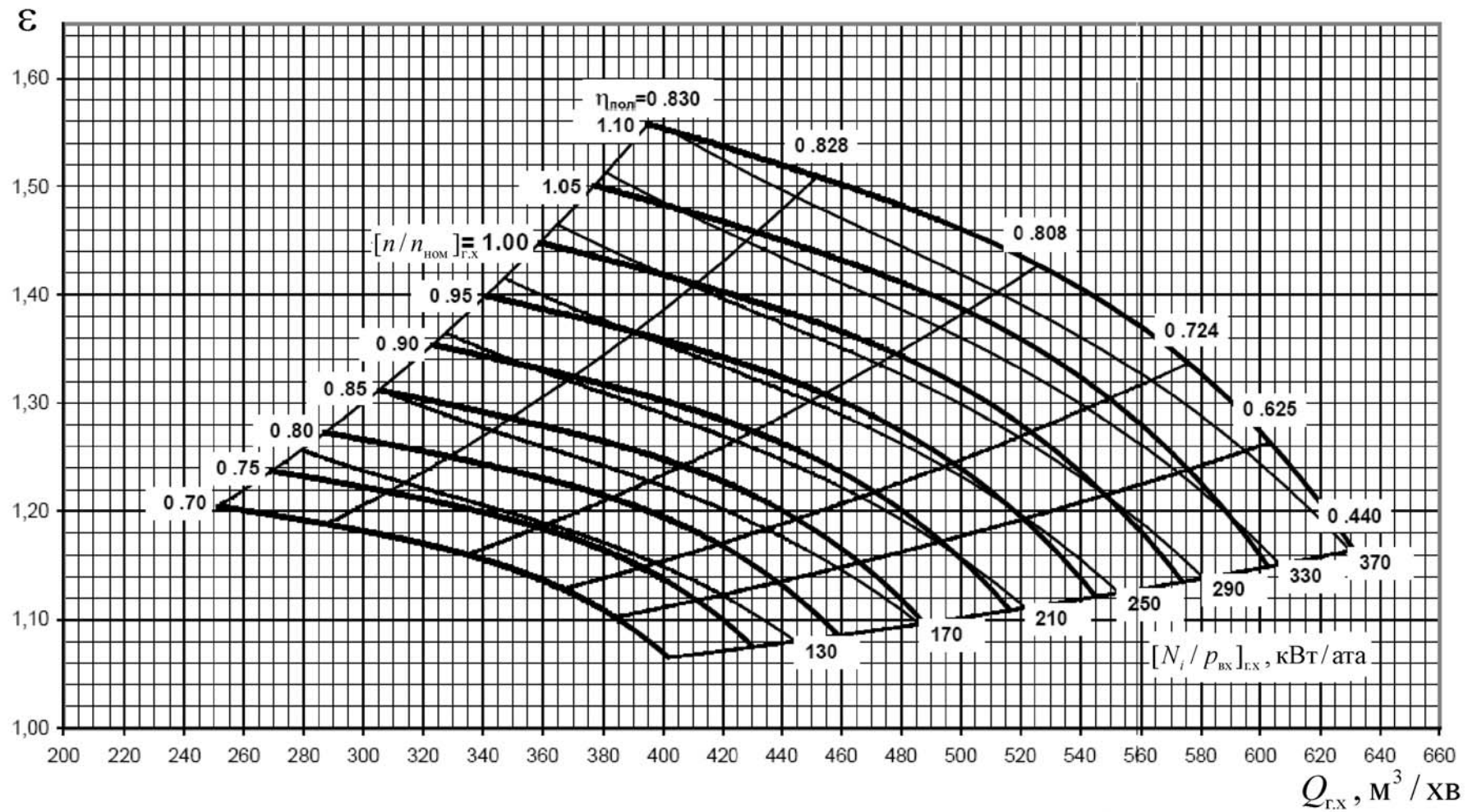


Рис. Д8. Газодинамічна характеристика нагнітача 650-23-1 виробництва ЗАО "Невский завод"

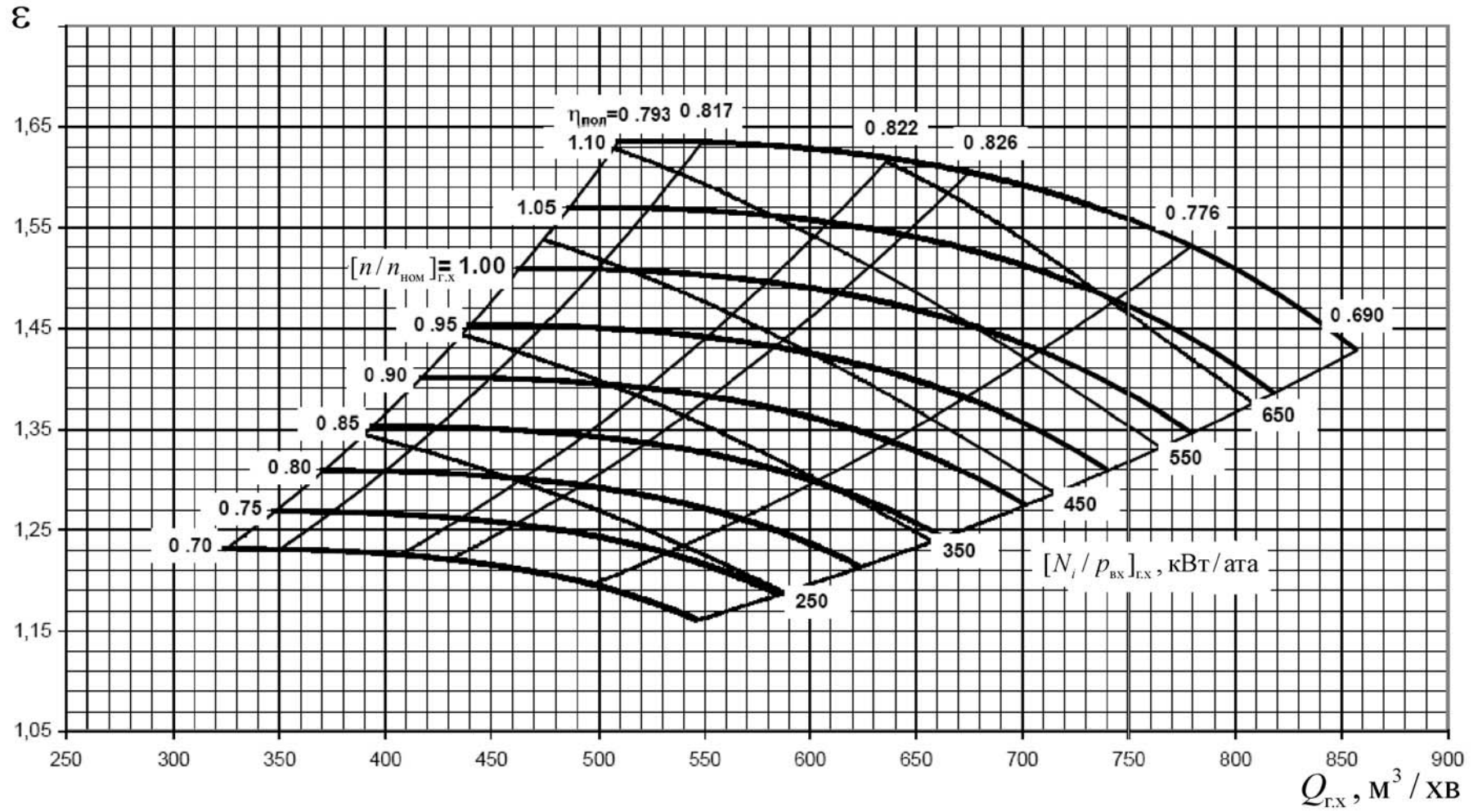


Рис. Д9. Газодинамічна характеристика нагнітача 650-22-2 виробництва ЗАО "Невский завод"

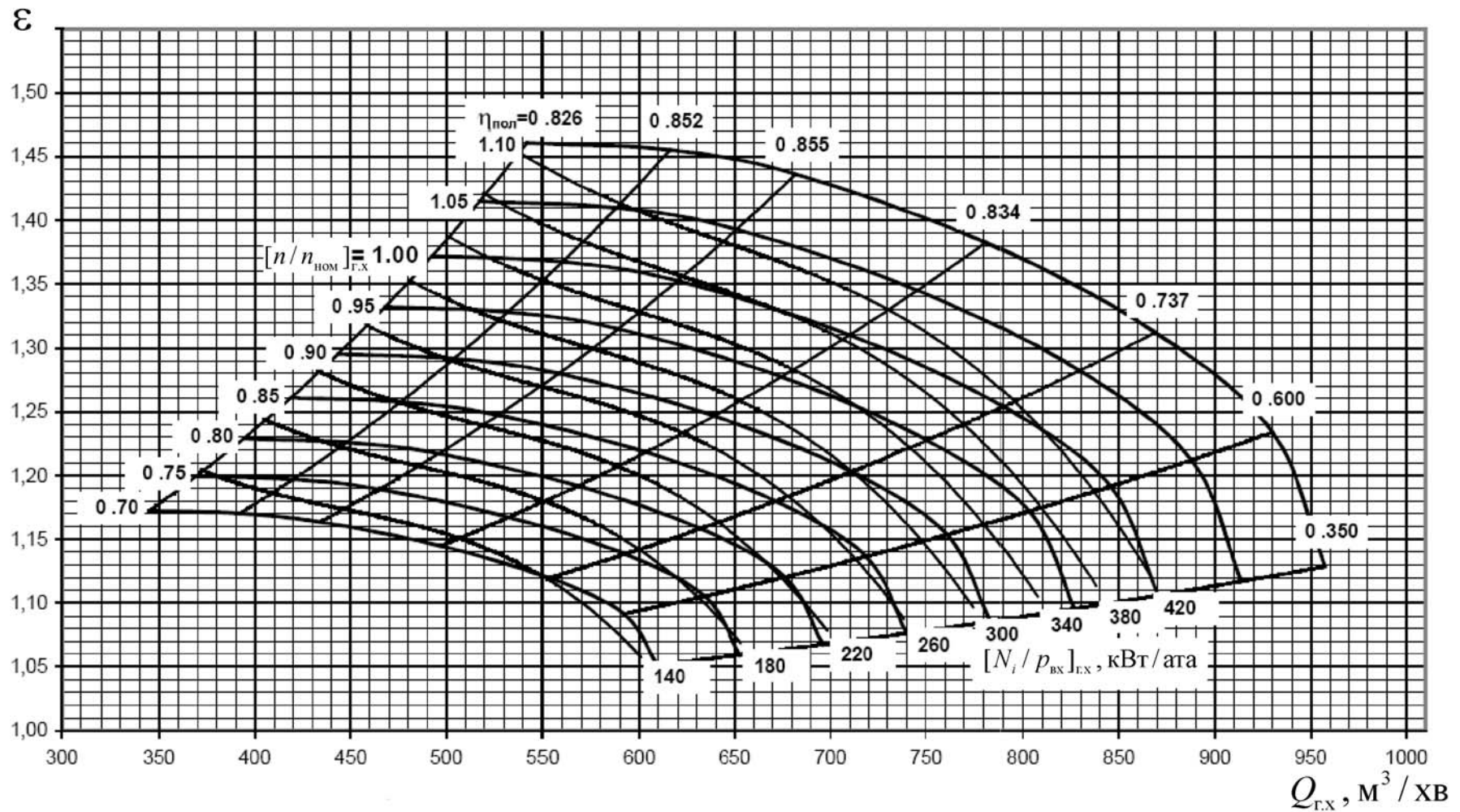


Рис. Д10. Газодинамічна характеристика нагнітача 650-RV090/02-3700 виробництва ЗАО "Невский завод"