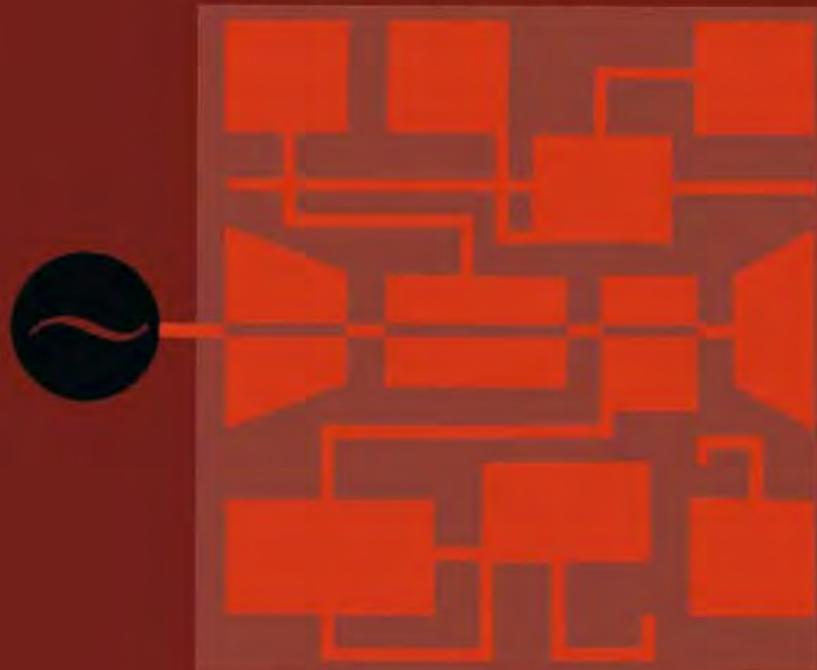


Problemas de termo- tecnia

G.Pankrátov



Editorial Mir Moscú

**PROBLEMAS
DE TERMOTECNIA**

Г. П. Панкратов
СБОРНИК ЗАДАЧ
ПО ТЕПЛОТЕХНИКЕ

Москва «Высшая школа»

G.Pankrátov

Problemas de termo- técnica



Editorial Mir Moscú

Traducido del ruso por V. Kravtsov

Impreso en la URSS

На испанском языке

© Издательство «Высшая школа», 1986
© traducción al español, editorial Mir, 1987

Indice

| | |
|--|-----|
| Prefacio | 7 |
| Capítulo 1. Combustibles sólidos, líquidos y gaseosos | 8 |
| § 1.1. Composición del combustible | 8 |
| § 1.2. Características del combustible | 12 |
| § 1.3. Volumen de aire. Volumen y masa de los productos de combustión | 19 |
| § 1.4. Entalpía de los productos de combustión y del aire | 30 |
| Capítulo 2. Instalaciones de calderas | 35 |
| § 2.1. Balance térmico, rendimiento y consumo de combustible en un equipo de caldera | 35 |
| § 2.2. Características de los hogares | 54 |
| § 2.3. Cálculo del intercambio de calor en los hogares | 57 |
| § 2.4. Cálculo de las superficies de calefacción por convección de un equipo de caldera | 71 |
| § 2.5. Desgaste por las cenizas y corrosión a bajas temperaturas | 87 |
| § 2.6. Dispositivos de soplado y de tiro | 90 |
| § 2.7. Cálculo de una chimenea para la dispersión de sustancias contaminantes en la atmósfera | 100 |
| § 2.8. Intercambiadores de calor | 103 |
| § 2.9. Dispositivos de alimentación | 106 |
| § 2.10. Determinación del valor del barrido y cálculo del expulsor (separador) de barrido continuo | 108 |
| Capítulo 3. Turbinas de vapor | 110 |
| § 3.1. Proceso de trabajo en una etapa de turbina | 110 |
| § 3.2. Pérdidas en las etapas de turbina. Rendimientos de las etapas de turbina | 122 |
| § 3.3. Determinación de las dimensiones de las toberas y las paletas | 133 |
| § 3.4. Rendimientos, potencias y gasto de vapor en una turbina | 137 |
| § 3.5. Condensadores de las turbinas de vapor | 147 |
| Capítulo 4. Turbinas de gases e instalaciones de turbina de gases | 153 |
| § 4.1. Turbinas de gases | 153 |
| § 4.2. Instalaciones de turbina de gases (ITG) | 161 |
| Capítulo 5. Motores de combustión interna | 168 |
| § 5.1. Parámetros que caracterizan el trabajo del motor | 168 |
| § 5.2. Balance térmico del motor | 179 |

| | |
|---|-----|
| Capítulo 6. Compresores, ventiladores e instalaciones frigoríficas | 187 |
| § 6.1. Compresores | 187 |
| § 6.2. Ventiladores | 197 |
| § 6.3. Instalaciones frigoríficas | 199 |
| Capítulo 7. Centrales termoeléctricas | 205 |
| § 7.1. Índices del régimen de trabajo de las centrales eléctricas | 205 |
| § 7.2. Índices que caracterizan el rendimiento económico de las centrales termoeléctricas | 208 |
| Capítulo 8. Distribución de calor en las empresas industriales | 221 |
| § 8.1. Cálculo del gasto de calor a distribuir en las empresas | 221 |
| § 8.2. Índices técnico-económicos del trabajo de un sistema de distribución de calor | 223 |
| Capítulo 9. Recursos energéticos secundarios | 226 |
| § 9.1. Utilización del calor de los gases que salen de la caldera, para obtener agua caliente y vapor | 226 |
| § 9.2. Utilización del calor de los gases quemados para obtener vapor | 228 |
| Apéndice | 232 |

Prefacio

El presente compendio de problemas de termotecnia («Instalaciones termoenergéticas») se destina a profundizar el estudio del curso «Termotecnia» para alumnos de especialidades no energéticas de los centros de enseñanza superior.

El curso de termotecnia para las especialidades no energéticas de los centros de enseñanza superior constituye una asignatura técnica general que tiene por objetivo el estudio de los métodos de obtención y transformación de calor, así como los principios de funcionamiento y las particularidades constructivas de las instalaciones termoenergéticas. La tarea del presente curso es formar especialistas que tengan los hábitos de explotación de equipos termoenergéticos.

Las instalaciones termoenergéticas se emplean ampliamente en la industria, la agricultura y el transporte. La economía y el uso racional de los recursos combustibles y energéticos y la protección del medio ambiente de la contaminación constituyen tareas importantísimas para la economía nacional.

El compendio, además de problemas, contiene fórmulas básicas para el cálculo y explicaciones para ellas. Se dan respuestas a los problemas y soluciones detalladas de los problemas más característicos y complejos. Aparece también un material de consulta indispensable para la solución de los problemas.

El autor

Capítulo 1

COMBUSTIBLES SÓLIDOS, LÍQUIDOS Y GASEOSOS

§ 1.1. Composición del combustible

Los combustibles sólidos y líquidos están compuestos de elementos combustibles (carbono C, hidrógeno H, azufre volátil $S_{vol} = S_{or} + S_{pir}$) y no combustibles (nitrógeno N y oxígeno O), así como el lastre (cenizas A, humedad W).

Los combustibles gaseosos están compuestos de gases combustibles (CO, H₂, CH₄, C_mH_n) y no combustibles (N₂, O₂, CO₂) y una pequeña cantidad de vapor de agua (H₂O).

Al estudiar las características de los combustibles sólidos y líquidos y su composición, se distingue la masa aprovechable, combustible y seca. La composición de la masa aprovechable, combustible y seca se designa con los índices «a», «c» y «s», respectivamente, y se expresa mediante las siguientes igualdades:

$$C^a + H^a + S_{vol}^a + N^a + O^a + A^a + W^a = 100\%; \quad (1.1)$$

$$C^c + H^c + S_{vol}^c + N^c + O^c = 100\%; \quad (1.2)$$

$$C^s + H^s + S_{vol}^s + N^s + O^s + A^s = 100\%. \quad (1.3)$$

En las fórmulas (1.1), (1.2), (1.3) el contenido de elementos se da en tantos por ciento por 1 kg de combustible. Los factores de conversión destinados para traducir la composición del combustible de una masa a otra, aparecen en la tabla 1.1.

Tabla 1.1

| Masa de combustible dada | Factores de conversión a la masa | | |
|--------------------------|----------------------------------|---------------------------------|-------------------------|
| | aprovechable | combustible | seca |
| Aprovechable | 1 | $\frac{100}{100 - (A^a + W^a)}$ | $\frac{100}{100 - W^a}$ |
| Combustible | $\frac{100 - (A^a + W^a)}{100}$ | 1 | $\frac{100 - A^s}{100}$ |
| Seca | $\frac{100 - W^a}{100}$ | $\frac{100}{100 - A^s}$ | 1 |

Para los esquistos cuya composición es (C^a , H^a , S_{vol}^a , N^a , O^a , A^a , W^a), la conversión de la masa aprovechable para la masa combustible se realiza empleando el factor

$$K = 100 / [100 - A_r^a - W^a - (CO_2)_{car}^a], \quad (1.4)$$

donde A_r^a es el contenido real de cenizas en la masa aprovechable, %; W^a , la humedad de la masa aprovechable, %; $(CO_2)_{car}^a$, el contenido de anhídrido carbónico en los carbonatos, %.

El contenido real de cenizas en la masa aprovechable se determina valiéndose de la fórmula

$$A_r^a = A^a - [2,5 (S_a^s - S_{sul}^s) + 0,375 S_{pirl}^s] \left(\frac{100 - W^a}{100} \right), \quad (1.5)$$

donde S_a^s es el contenido de azufre en las cenizas de laboratorio, en tantos por ciento de la masa del combustible; S_{sul}^s , el contenido de azufre de sulfatos en el combustible, %.

El valor $[2,5 (S_a^s - S_{sul}^s) + 0,375 S_{pirl}^s]$ para los esquistos de unas marcas puede ser igual a 2,0 y de otras marcas, a 4,1.

El cálculo de la composición (en %) de la masa aprovechable del combustible al cambiar la humedad se realiza según las fórmulas

$$\left. \begin{aligned} C_2^a &= C_1^a \frac{100 - W_2^a}{100 - W_1^a}, \\ H_2^a &= H_1^a \frac{100 - W_2^a}{100 - W_1^a}, \end{aligned} \right\} \quad (1.6)$$

donde W_1^a es la humedad inicial del combustible, %, W_2^a , la humedad final del combustible, %.

La composición media (%) de una mezcla de dos combustibles sólidos o líquidos dados en partes de masa del primero (C_1^a , %; H_1^a , %, ...) y el segundo combustibles (C_2^a , %; H_2^a , %, ...) se determina valiéndose de las ecuaciones:

$$\left. \begin{aligned} C_{mez}^a &= b_1 C_1^a + (1 - b_1) C_2^a, \\ H_{mez}^a &= b_1 H_1^a + (1 - b_1) H_2^a, \end{aligned} \right\} \quad (1.7)$$

donde la parte de masa b_1 de uno de los combustibles de la mezcla se busca con ayuda de la fórmula

$$b_1 = B_1 / (B_1 + B_2). \quad (1.8)$$

Aquí B_1 y B_2 son las masas de los combustibles que forman parte de la mezcla, kg.

Problema 1.1. Determinar la composición de la masa aprovechable del lignito de la marca B3 si la composición de la masa combustible del mismo es como sigue: $C^c = 71,1\%$; $H^c = 5,3\%$; $S_{vol}^c =$

$= (S_{or}^c + S_{pir}^c) = 1,9\%$; $N^c = 1,7\%$; $O^c = 20,0\%$; el contenido de cenizas en la masa seca $A^s = 36\%$ y la humedad aprovechable $W^a = 18,0\%$.

Solución. Valiéndonos de los factores de conversión contenidos en la tabla 1.1, determinamos el contenido de cenizas en la masa aprovechable del combustible

$$A^a = A^s \frac{100 - W^a}{100} = 36 \frac{100 - 18}{100} = 29,5\%$$

y hallamos la composición de la masa aprovechable del combustible:

$$C^a = C^c = \frac{100 - (A^a + W^a)}{100} = 71,1 \frac{100 - (29,5 + 18,0)}{100} = 37,3\%;$$

$$H^a = H^c \frac{100 - (A^a + W^a)}{100} = 5,3 \frac{100 - (29,5 + 18,0)}{100} = 2,8\%;$$

$$S_{vol}^a = S_{vol}^c \frac{100 - (A^a + W^a)}{100} = 1,9 \frac{100 - (29,5 + 18,0)}{100} = 1,0\%;$$

$$N^a = N^c \frac{100 - (A^a + W^a)}{100} = 1,7 \frac{100 - (29,5 + 18,0)}{100} = 0,9\%;$$

$$O^a = O^c \frac{100 - (A^a + W^a)}{100} = 20,0 \frac{100 - (29,5 + 18,0)}{100} = 10,5\%.$$

Para comprobar la exactitud del cálculo hallemos la suma de los elementos componentes de la masa aprovechable del combustible:

$$C^a + H^a + S_{vol}^a + N^a + O^a + A^a + W^a =$$

$$= 37,3 + 2,8 + 1,0 + 0,9 + 10,5 + 29,5 + 18,0 = 100\%.$$

Problema 1.2. Determinar la composición de la masa combustible del carbón de la marca G si la composición de su masa aprovechable es: $C^a = 48,5\%$; $H^a = 3,6\%$; $S_{vol}^a = 6,1\%$; $N^a = 0,8\%$; $O^a = 4,0\%$; el contenido de cenizas en la masa seca $A^s = 33,0\%$ y la humedad de trabajo $W^a = 6,0\%$.

Respuesta: $C^c = 77\%$; $H^c = 5,7\%$; $S_{vol}^c = 9,7\%$; $N^c = 1,3\%$; $O^c = 6,3\%$.

Problema 1.3. Determinar la composición de la masa aprovechable del carbón de la marca D si la composición de la masa combustible del mismo es: $C^c = 78,5\%$; $H^c = 5,6\%$; $S_{vol}^c = 0,4\%$; $N^c = 2,5\%$; $O^c = 13,0\%$; el contenido de cenizas en la masa seca $A^s = 15,0\%$ y la humedad aprovechable $W^a = 12,0\%$.

Respuesta: $A^a = 13,2\%$; $C^a = 58,7\%$; $H^a = 4,2\%$; $S_{vol}^a = 0,3\%$; $N^a = 1,9\%$; $O^a = 9,7\%$.

Problema 1.4. Determinar la composición de la masa aprovechable de los esquistos si la composición de su masa combustible es: $C^c = 74,0\%$; $H^c = 9,5\%$; $S_{vol}^c = 6,1\%$; $N^c = 0,4\%$; $O^c = 10,0\%$; $A^s = 46,0\%$; $W^a = 11,5\%$ y $(CO_2)_{car}^a = 16,4\%$.

Solución: El contenido real de cenizas en la masa aprovechable del combustible se determina según la fórmula (1.5):

$$A_t^a = A^a - [2,5(S_a^s - S_{sui}^s) + 0,375S_{pir}^s] \frac{100 - W^a}{100} = \\ = A^a - 2 \frac{100 - W^a}{100} = 46 - 2 \frac{100 - 11,5}{100} = 44,2\%.$$

Haciendo uso de la fórmula (1.4) hallamos el factor de conversión de la composición del combustible de la masa combustible a la masa aprovechable

$$K = \frac{100 - A_t^a = W^a - (CO_2)_{car}^a}{100} = \frac{100 - 44,2 - 11,5 - 16,4}{100} = 0,279.$$

Entonces

$$C^a = C^c K = 74,0 \cdot 0,279 = 20,6\%;$$

$$H^a = H^c K = 9,5 \cdot 0,279 = 2,7\%;$$

$$S_{vol}^a = S_{vol}^c K = 6,1 \cdot 0,279 = 1,7\%;$$

$$N^a = N^c K = 0,4 \cdot 0,279 = 0,1\%;$$

$$O^a = O^c K = 10,0 \cdot 0,279 = 2,8\%.$$

Comprobemos la precisión del cálculo:

$$C^a + H^a + S_{vol}^a + N^a + O^a + A_t^a + W^a + (CO_2)_{car}^a = \\ = 20,6 + 2,7 + 1,7 + 0,1 + 2,8 + 44,2 + 11,5 + 16,4 = 100\%.$$

Problema 1.5. Determinar la composición de la masa combustible de los esquistos si la composición de su masa aprovechable es: $C^a = 24,1\%$; $H^a = 3,1\%$; $S_{vol}^a = 1,6\%$; $N^a = 0,1\%$; $O^a = 3,7\%$; $A_t^a = 40,0\%$; $W^a = 13,0\%$ y $(CO_2)_{car}^a = 14,4\%$.

Respuesta: $C^c = 74,0\%$; $H^c = 9,5\%$; $S_{vol}^c = 4,9\%$; $N^c = 0,3\%$; $O^c = 11,3\%$.

Problema 1.6. En una trituradora con ventilación se está secando ligeramente el carbón de la marca B2 cuya composición es: $C_1^a = 28,7\%$; $H_1^a = 2,2\%$; $(S_{vol})_1 = 2,7\%$; $N_1^a = 0,6\%$; $O_1^a = 8,6\%$; $A_1^a = 25,2\%$; $W_1^a = 32\%$. Determinar la composición de la masa aprovechable del combustible ligeramente secado si la humedad del mismo después del secado $W_2^a = 15\%$.

Respuesta: $C_2^a = 35,9\%$; $H_2^a = 2,7\%$; $(S_{vol})_2 = 3,4\%$; $N_2^a = 0,7\%$; $O_2^a = 10,8\%$; $A_2^a = 31,5\%$.

Problema 1.7. En el hogar de una caldera se quema una mezcla compuesta de $3 \cdot 10^3$ kg de carbón de la marca D cuya composición es: $C_1^a = 49,3\%$; $H_1^a = 3,6\%$; $(S_{vol})_1 = 3,0\%$; $N_1^a = 1,0\%$; $O_1^a = 8,3\%$; $A_1^a = 21,8\%$; $W_1^a = 13\%$ y $4,5 \cdot 10^3$ kg de carbón de la marca G cuya composición es: $C_2^a = 55,2\%$; $H_2^a = 3,8\%$; $(S_{vol})_2 =$

$= 3,2\%$; $N_2^a = 4,0\%$; $O_2^a = 5,8\%$; $A_2^a = 23,0\%$; $W_2^a = 8,0\%$.
Determinar la composición de la mezcla aprovechable.

Solución: La porción de masa de uno de los combustibles contenidos en la mezcla se determina con ayuda de la fórmula (1.8):

$$b_1 = B_1 / (B_1 + B_2) = 3000 / (3000 + 4500) = 0,4.$$

La composición de la mezcla aprovechable se halla valiéndose de las ecuaciones (1.7):

$$C_{mez}^a = b_1 C_1^a + (1 - b_1) C_2^a = 0,4 \cdot 49,3 + 0,6 \cdot 55,2 = 52,8\%;$$

$$H_{mez}^a = b_1 H_1^a + (1 - b_1) H_2^a = 0,4 \cdot 3,6 + 0,6 \cdot 3,8 = 3,7\%;$$

$$(S_{vol}^a)_{mez} = b_1 (S_{vol}^a)_1 + (1 - b_1) (S_{vol}^a)_2 = 0,4 \cdot 3,0 + 0,6 \cdot 3,2 = 3,1\%;$$

$$N_{mez}^a = b_1 N_1^a + (1 - b_1) N_2^a = 0,4 \cdot 1,0 + 0,6 \cdot 1,0 = 1,0\%;$$

$$O_{mez}^a = b_1 O_1^a + (1 - b_1) O_2^a = 0,4 \cdot 8,3 + 0,6 \cdot 5,8 = 6,8\%;$$

$$A_{mez}^a = b_1 A_1^a + (1 - b_1) A_2^a = 0,4 \cdot 21,8 + 0,6 \cdot 23 = 22,6\%;$$

$$W_{mez}^a = b_1 W_1^a + (1 - b_1) W_2^a = 0,4 \cdot 13,0 + 0,6 \cdot 8,0 = 10,0\%.$$

Verifiquemos la precisión del cálculo:

$$C_{mez}^a + H_{mez}^a + (S_{vol}^a)_{mez} + N_{mez}^a + O_{mez}^a + A_{mez}^a + W_{mez}^a = \\ = 52,8 + 3,7 + 3,1 + 1,0 + 6,8 + 22,6 + 10,0 = 100\%.$$

Problema 1.8. En el hogar de una caldera se quema una mezcla compuesta de 800 kg de carbón de la marca D cuya composición es: $C_1^a = 58,7\%$; $H_1^a = 4,2\%$; $(S_{vol}^a)_1 = 0,3\%$; $N_1^a = 1,9\%$; $O_1^a = 9,7\%$; $A_1^a = 13,2\%$; $W_1^a = 12,0\%$ y 1200 kg de carbón de la marca G de la siguiente composición: $C_2^a = 66,0\%$; $H_2^a = 4,7\%$; $(S_{vol}^a)_2 = 0,5\%$; $N_2^a = 1,8\%$; $O_2^a = 7,5\%$; $A_2^a = 11,0\%$; $W_2^a = 8,5\%$. Determinar la composición de la mezcla aprovechable.

Respuesta: $C_{mez}^a = 63,1\%$; $H_{mez}^a = 4,5\%$; $(S_{vol}^a)_{mez} = 0,4\%$; $N_{mez}^a = 1,8\%$; $O_{mez}^a = 8,4\%$; $A_{mez}^a = 11,9\%$; $W_{mez}^a = 9,9\%$.

§ 1.2. Características del combustible

Poder calorífico del combustible. Llámase poder calorífico, o potencia calorífica, la cantidad de calor en kJ desprendida al quemar totalmente 1 kg de combustible sólido (líquido) ó 1 m³ de combustible gaseoso.

Para los combustibles sólido y líquido se distinguen el poder calorífico superior Q_s (kJ/kg) e inferior Q_{in} (kJ/kg).

Las magnitudes del poder calorífico superior e inferior de la masa aprovechable, combustible y seca del combustible sólido (líquido)

están relacionadas mediante las expresiones:

$$Q_s^a = Q_{in}^a + 225H^a + 25W^a; \quad (1.9)$$

$$Q_s^c = Q_{in}^c = 225H^c; \quad (1.10)$$

$$Q_s^s = Q_{in}^s + 225H^s. \quad (1.11)$$

Los cálculos térmicos para las calderas se efectúan valiéndose del poder calorífico inferior de la masa aprovechable del combustible: el poder calorífico inferior (kJ/kg) de la masa aprovechable del combustible sólido y líquido es:

$$Q_{in}^a = 338C^a + 1025H^a - 108.5(O^a - S_{vol}^a) - 25W^a, \quad (1.12)$$

donde C^a , H^a , O^a , S_{vol}^a , W^a son los contenidos de elementos en la masa aprovechable del combustible, %; el poder calorífico inferior (kJ/m³) del combustible gaseoso es:

$$\begin{aligned} Q_{in}^c = & 108H_2 + 126CO + 234H_2S + 358CH_4 + 591C_2H_4 + \\ & + 638C_2H_6 + 860C_3H_8 + 913C_3H_8 + 1135C_4H_8 + \\ & + 1187C_4H_{10} + 1461C_5H_{12} + 1403C_6H_{16}, \end{aligned} \quad (1.13)$$

donde H_2 , CO, H_2S , CH_4 , C_2H_4 , etc. son el contenido volumétrico de los gases que forman parte del combustible gaseoso, %.

Al efectuar la conversión del poder calorífico inferior se usan las siguientes fórmulas:

de la masa combustible a la aprovechable y viceversa

$$Q_{in}^a = Q_{in}^c \frac{100 - (A^a + W^a)}{100} - 25W^a; \quad (1.14)$$

$$Q_{in}^c = \frac{Q_{in}^a + 25W^a}{100 - (A^a + W^a)} 100; \quad (1.15)$$

de la masa seca a la aprovechable y viceversa

$$Q_{in}^a = Q_{in}^s \frac{100 - W^a}{100} - 25W^a; \quad (1.16)$$

$$Q_{in}^s = \frac{Q_{in}^a + 25W^a}{100 - W^a} 100; \quad (1.17)$$

para los esquistos combustibles, de la masa combustible a la aprovechable y viceversa

$$Q_{in}^a = Q_{in}^c \frac{100 - A_{in}^a - W^a - (CO_2)_{car}^a}{100} - 25W^a - 40(CO_2)_{car}^a; \quad (1.18)$$

$$Q_{in}^c = \frac{Q_{in}^a + 25W^a + 40(CO_2)_{car}^a}{100 - A_{in}^a - W^a - (CO_2)_{car}^a} 100; \quad (1.19)$$

al variar la humedad

$$Q_{in2}^a = \frac{(Q_{in1}^a + 25W_1^a)(100 - W_2^a)}{(100 - W_1^a)} - 25W_2^a. \quad (1.20)$$

Para una mezcla de dos combustibles sólidos, líquidos o gaseosos el poder calorífico inferior se determina según la fórmula

$$Q_{in_mez}^a = b_1 Q_{in1}^a + (1 - b_1) Q_{in2}^a, \quad (1.21)$$

donde b_1 es la parte de masa de uno de los combustibles contenidos en la mezcla; Q_{in1}^a , el poder calorífico inferior de un tipo de combustible en la mezcla, kJ/kg (kJ/m³); Q_{in2}^a , el poder calorífico inferior del otro tipo de combustible, kJ/kg (kJ/m³).

Para comparar el valor calorífico de diferentes tipos de combustible se usa el concepto de combustible convencional. Llámase combustible convencional aquel cuyo poder calorífico equivale a 29 300 kJ/kg.

La conversión del consumo de un combustible natural al convencional se realiza de acuerdo con la fórmula

$$B_c = BE, \quad (1.22)$$

donde B_c y B son los consumos del combustible convencional y natural, respectivamente, kg, kg/s; E , el equivalente térmico del combustible, que resulta de la fórmula

$$E = Q_{in}^a / 29\,300. \quad (1.23)$$

Contenido de cenizas, humedad y contenido de azufre en el combustible. Al considerar las condiciones de trabajo de las calderas con diferentes combustibles, se utilizan las magnitudes reducidas del contenido de cenizas A_{red} , humedad W_{red} y el contenido de azufre S_{red} en el combustible:

el contenido reducido de cenizas del combustible, kg · % · 10⁻³/kJ,

$$A_{red} = 4190 A^a / Q_{in}^a; \quad (1.24)$$

la humedad reducida del combustible, kg · % · 10⁻³/kJ,

$$W_{red} = 4190 W^a / Q_{in}^a; \quad (1.25)$$

el contenido reducido de azufre en el combustible, kg · % · 10⁻³/kJ,

$$S_{red} = 4190 S_{vol}^a / Q_{in}^a. \quad (1.26)$$

Problema 1.9. Determinar el poder calorífico inferior y superior de la masa aprovechable del carbón de la marca B3 de la siguiente composición: C^a = 37,3%; H^a = 2,8%; S^a_{vol} = 1,0%; N^a = 0,9%; O^a = 10,5%; A^a = 29,5%; W^a = 18,0%.

Respuesta: $Q_{in}^a = 13\,997$ kJ/kg; $Q_s^a = 15\,077$ kJ/kg.

Problema 1.10. Determinar el poder calorífico inferior y superior de la masa aprovechable del carbón de la marca D si la composición de su masa combustible es como sigue: C^c = 78,5%; H^c = 5,6%; S^c_{vol} = 0,4%; N^c = 2,5%; O^c = 13,0%. El contenido de cenizas en la masa seca A^s = 15,0% y la humedad aprovechable W^a = 12,0%.

Solución: Haciendo uso de los factores de conversión aducidos en la tabla 1.1 determinamos el contenido de cenizas en la masa aprovechable del combustible

$$A^a = A^c \frac{100 - W^a}{100} = 15 \frac{100 - 12,0}{100} = 13,2\%$$

y la composición de la masa aprovechable:

$$C^a = C^c \frac{100 - (A^a + W^a)}{100} = 78,5 \frac{100 - (13,2 + 12,0)}{100} = 58,7\%;$$

$$H^a = H^c \frac{100 - (A^a + W^a)}{100} = 5,6 \frac{100 - (13,2 + 12,0)}{100} = 4,2\%;$$

$$S_{vol}^a = S_{vol}^c \frac{100 - (A^a + W^a)}{100} = 0,4 \frac{100 - (13,2 + 12,0)}{100} = 0,3\%;$$

$$N^a = N^c \frac{100 - (A^a + W^a)}{100} = 2,5 \frac{100 - (13,2 + 12,0)}{100} = 1,9\%;$$

$$O^a = O^c \frac{100 - (A^a + W^a)}{100} = 13,0 \frac{100 - (13,2 + 12,0)}{100} = 9,7\%.$$

El poder calorífico inferior de la masa aprovechable lo determinamos según la fórmula (1.12):

$$\begin{aligned} Q_{in}^a &= 338C^a + 1025H^a - 108,5(O^a - S_{vol}^a) - 25W^a = \\ &= 338 \cdot 58,7 + 1025 \cdot 4,2 - 108,5(9,7 - 0,3) - 25 \cdot 12 = 22\,825 \text{ kJ/kg}. \end{aligned}$$

De acuerdo con la fórmula (1.9), el poder calorífico superior es:

$$\begin{aligned} Q_s^a &= Q_{in}^a + 225H^a + 25W^a = 22\,825 + 225 \cdot 4,2 + \\ &+ 25 \cdot 12,0 = 24\,070 \text{ kJ/kg}. \end{aligned}$$

Problema 1.11. Determinar el poder calorífico inferior de la masa aprovechable y seca del carbón de la marca G si el poder calorífico inferior de la masa combustible del mismo $Q_{in}^c = 33\,170 \text{ kJ/kg}$, el contenido de cenizas en la masa seca $A^s = 25,0\%$ y la humedad aprovechable $W^a = 8,0\%$.

Respuesta: $Q_{in}^a = 22\,024 \text{ kJ/kg}$; $Q_s^a = 24\,157 \text{ kJ/kg}$.

Problema 1.12. Determinar el poder calorífico inferior de la masa combustible y seca del carbón de la marca T si se conocen su poder calorífico inferior de la masa aprovechable $Q_{in}^a = 26\,180 \text{ kJ/kg}$, el contenido de cenizas en la masa seca $A^s = 18,0\%$ y la humedad aprovechable $W^a = 6,5\%$.

Respuesta: $Q_{in}^a = 34\,345 \text{ kJ/kg}$; $Q_s^a = 28\,174 \text{ kJ/kg}$.

Problema 1.13. Determinar el poder calorífico superior de la masa combustible y seca del carbón de la marca G si se conocen las siguientes magnitudes: $Q_{in}^a = 19\,680 \text{ kJ/kg}$; $H^a = 3,6\%$; $A^a = 31,0\%$; $W^a = 6,0\%$.

Respuesta: $Q_s^a = 21\,961 \text{ kJ/kg}$; $Q_c^a = 32\,635 \text{ kJ/kg}$.

Problema 1.14. Determinar el poder calorífico inferior y superior de la masa aprovechable de los esquistos si se conocen las siguientes magnitudes: $Q_{in}^c = 36\,848 \text{ kJ/kg}$; $H^a = 2,7\%$; $A^a = 46,0\%$; $W^a = 11,5\%$ y $(CO_2)_{car}^a = 16,4\%$.

Respuesta: $Q_{in}^c = 9337 \text{ kJ/kg}$; $Q_s^a = 10\,232 \text{ kJ/kg}$.

Problema 1.15. Determinar el poder calorífico inferior y superior de la masa combustible del mazut de gran contenido de azufre si se conocen las siguientes magnitudes: $Q_{in}^c = 38\,772 \text{ kJ/kg}$; $H^a = 10,4\%$; $A^a = 0,1\%$; $W^a = 3,0\%$.

Solución: Determinaremos el contenido de hidrógeno en la masa combustible valiéndonos del factor de conversión de la tabla 1.1:

$$H^c = H^a \frac{100}{100 - (A^a + W^a)} = 10,4 \frac{100}{100 - (0,1 + 3,0)} = 10,7\%.$$

El poder calorífico inferior de la masa combustible lo determinamos según la fórmula (1.15):

$$Q_{in}^c = \frac{Q_{in}^a + 25W^a}{100 - (A^a + W^a)} 100 = \frac{38\,772 + 25 \cdot 3,0}{100 - (0,1 + 3,0)} 100 = 40\,090 \text{ kJ/kg}.$$

Determinaremos el poder calorífico superior según la fórmula (1.10): $Q_s^a = Q_{in}^c + 225H^c = 40\,090 + 225 \cdot 10,7 = 42\,497 \text{ kJ/kg}$.

Problema 1.16. Determinar el poder calorífico inferior del gas natural seco de la siguiente composición: $CO_2 = 0,8\%$; $CH_4 = 84,5\%$; $C_2H_6 = 3,8\%$; $C_3H_8 = 1,9\%$; $C_4H_{10} = 0,9\%$; $C_5H_{12} = 0,3\%$; $N_2 = 7,8\%$.

Respuesta: $Q_{in}^c = 35\,799 \text{ kJ/m}^3$.

Problema 1.17. Determinar el poder calorífico inferior de la masa combustible del carbón de la marca B3 de la siguiente composición: $C^a = 37,3\%$; $H^a = 2,8\%$; $S_{vol}^a = 1,0\%$; $N^a = 0,9$; $O^a = 10,5\%$; $A^a = 29,5\%$; $W^a = 18\%$ al aumentar la humedad del mismo hasta $W^a = 20\%$.

Respuesta: $Q_{in}^c = 13\,542 \text{ kJ/kg}$.

Problema 1.18. En el hogar de una caldera se quema una mezcla compuesta por $3 \cdot 10^3 \text{ kg}$ de carbón de la marca D y $7 \cdot 10^3 \text{ kg}$ de carbón de la marca T. Determinar el poder calorífico inferior de la mezcla si es sabido que el poder calorífico inferior del carbón de la marca D $Q_{in1}^a = 22\,825 \text{ kJ/kg}$ y el del carbón de la marca T, $Q_{in2}^a = 26\,180 \text{ kJ/kg}$.

Respuesta: $Q_{in,mez}^a = 25\,174 \text{ kJ/kg}$.

Problema 1.19. Determinar el poder calorífico superior de la masa aprovechable, la humedad reducida, el contenido reducido de cenizas, el contenido reducido de azufre y el equivalente térmico del carbón de la marca T si los valores conocidos son como siguen: $Q_{in}^c = 24\,365 \text{ kJ/kg}$; $H^a = 3,1\%$; $S_{vol}^a = 2,8\%$; $A^a = 23,8\%$ y $W^a = 5,0\%$.

Solución: Determinamos el poder calorífico superior de la masa aprovechable usando la fórmula (1.9):

$$Q_s^a = Q_{in}^a + 225H^a + 25W^a = 24\,365 + 225 \cdot 3,1 + 25 \cdot 5 = \\ = 25\,187 \text{ kJ/kg.}$$

Determinamos la humedad reducida del combustible aplicando la fórmula (1.25):

$$W_{red} = 4190 \frac{W^a}{Q_{in}^a} = 4190 \frac{5}{24\,365} = 0,86 \text{ kg} \cdot \% \cdot 10^{-3}/\text{kJ.}$$

Determinamos el contenido reducido de cenizas mediante la fórmula (1.24):

$$A_{red} = 4190 \frac{A^a}{Q_{in}^a} = 4190 \frac{23,8}{24\,365} = 4,09 \text{ kg} \cdot \% \cdot 10^{-3}/\text{kJ.}$$

El contenido reducido de azufre en el combustible lo determinamos valiéndonos de la fórmula (1.26):

$$S_{red} = 4190 \frac{S_{vol}^a}{Q_{in}^a} = 4190 \frac{2,8}{24\,365} = 0,481 \text{ kg} \cdot \% \cdot 10^{-3}/\text{kJ.}$$

Determinamos el equivalente térmico del combustible según la fórmula (1.23):

$$E = Q_{in}^a / 29\,300 = 24\,365 / 29\,300 = 0,83.$$

Problema 1.20. Para el carbón de la marca K, cuya composición es: C^a = 54,7%; H^a = 3,3%; S_{vol}^a = 0,8%; N^a = 0,8%; O^a = 4,8%; A^a = 27,6%; W^a = 8,0%, determinar el poder calorífico superior de la masa aprovechable, la humedad reducida y el contenido reducido de cenizas del carbón.

Respuesta: Q_s^a = 22 270 kJ/kg; W_{red} = 1,57 kg · % · 10⁻³/kJ; A_{red} = 5,4 kg · % · 10⁻³/kJ.

Problema 1.21. Determinar la humedad reducida, el contenido reducido de cenizas, el contenido reducido de azufre y el equivalente térmico del carbón de la marca B2 si la composición de la masa combustible del mismo es como sigue: C^c = 71,0%; H^c = 4,3%; S_{vol}^c = 0,6%; N^c = 1,1%; O^c = 23,0%, el contenido de cenizas en la masa seca A^s = 15,0% y la humedad aprovechable W^a = 37,5%.

Respuesta: W_{red} = 12,8 kg · % · 10⁻³/kJ; A_{red} = 3,1 kg · % × 10⁻³/kJ; S_{red} = 0,1 kg · % · 10⁻³/kJ; E = 0,43.

Problema 1.22. En el depósito de una sala de calderas hay 60 · 10³ kg de carbón de la marca B2, cuya composición según la masa combustible es como sigue: C^c = 76,0%; H^c = 3,8%; S_{vol}^c = 2,5%; N^c = 0,4%; O^c = 17,3%; el contenido de cenizas en la masa seca A^s = 20,0% y la humedad aprovechable W^a = 34,5%. Determinar la reserva de carbón en el depósito, en kg de combustible convencional.

Respuesta: $B_c = 28\ 315 \text{ kg}$.

Problema 1.23. Durante la transportación de $3 \cdot 10^6 \text{ kg}$ de carbón de la marca B2 su humedad se incrementó desde $W_1^a = 32\%$ hasta $W_2^a = 35\%$. Determinar las pérdidas de combustible convencional al aumentar su humedad, si se sabe que con $W_1^a = 32\%$ el poder calorífico inferior de la masa aprovechable del carbón $Q_{in}^a = 10\ 435 \text{ kJ/kg}$.

Respuesta: $B_c = 58\ 460 \text{ kg}$.

Problema 1.24. Para una sala de calderas con hogares diferentes se suministraron $50 \cdot 10^3 \text{ kg}$ de carbón de la marca T de la siguiente composición: $C^a = 62,7\%$; $H^a = 3,1\%$; $S_{vol}^a = 2,8\%$; $N^a = 0,9\%$; $O^a = 1,7\%$; $A^a = 23,8\%$; $W^a = 5,0\%$ y $60 \cdot 10^3 \text{ kg}$ de carbón de la marca A de la siguiente composición: $C^a = 63,8\%$; $H^a = 1,2\%$; $S_{vol}^a = 1,7\%$; $N^a = 0,6\%$; $O^a = 1,3\%$; $A^a = 22,9\%$; $W^a = 8,5\%$. Determinar el tiempo de funcionamiento de los hogares si es sabido que los hogares que consumen carbón de la marca T, necesitan $2 \cdot 10^3 \text{ kg/h}$ de combustible convencional y los que consumen el carbón de la marca A, $2,3 \cdot 10^3 \text{ kg/h}$ de combustible convencional.

Solución: Determinamos el poder calorífico inferior de la masa aprovechable del carbón de la marca T según la fórmula (1.12):

$$Q_{in1}^a = 338C^a + 1025H^a - 108,5(O^a - S_{vol}^a) - 25W^a = \\ = 338 \cdot 62,7 + 1025 \cdot 3,1 - 108,5(1,7 - 2,8) - 25 \cdot 5,0 = 24\ 365 \text{ kJ/kg.}$$

La masa de combustible convencional correspondiente a $50 \cdot 10^3 \text{ kg}$ de carbón de la marca T la determinamos con ayuda de la fórmula (1.22):

$$B_{c1} = B_1 E = B_1 Q_{in1}^a / 29\ 300 = 50 \cdot 10^3 \cdot 24\ 365 / 29\ 300 = 41,6 \cdot 10^3 \text{ kg.}$$

Determinamos el tiempo de trabajo de los hogares que consumen el carbón de la marca T:

$$\tau_1 = B_{c1} / (2 \cdot 10^3) = 41,6 \cdot 10^3 / (2 \cdot 10^3) = 20,8 \text{ h.}$$

El poder calorífico inferior de la masa aprovechable del carbón de la marca A lo determinamos usando la fórmula (1.12):

$$Q_{in2}^a = 338C^a + 1025H^a - 108,5(O^a - S_{vol}^a) - 25W^a = \\ = 338 \cdot 63,8 + 1025 \cdot 1,2 - 108,5(1,3 - 1,7) - 25 \cdot 8,5 = 22\ 625 \text{ kJ/kg.}$$

La masa de combustible convencional que corresponde a $60 \cdot 10^3 \text{ kg}$ de carbón de la marca A, la determinamos de acuerdo con la fórmula (1.22):

$$B_{c2} = B_2 Q_{in2}^a / 29\ 300 = 60 \cdot 10^3 \cdot 22\ 625 / 29\ 300 = 46,3 \cdot 10^3 \text{ kg.}$$

Determinamos el tiempo de trabajo de los hornos que consumen carbón de la marca A:

$$\tau_2 = B_{c2} / (2,3 \cdot 10^3) = 46,3 \cdot 10^3 / (2,3 \cdot 10^3) = 20,1 \text{ h.}$$

Problema 1.25. Dos instalaciones de calderas de igual productividad funcionan a base de combustibles diferentes. La primera de ellas consume $10 \cdot 10^3$ kg/h de carbón de la marca T de la siguiente composición: $C^a = 68,6\%$; $H^a = 3,1\%$; $S_{vol}^a = 0,4\%$; $N^a = 1,5\%$; $O^a = 3,1\%$; $A^a = 16,8\%$; $W^a = 6,5\%$. La segunda instalación consume $6 \cdot 10^3$ kg/h de carbón de la marca D de la siguiente composición: $C^a = 58,7\%$; $H^a = 4,2\%$; $S_{vol}^a = 0,3\%$; $N^a = 1,9\%$; $O^a = 9,7\%$; $A^a = 13,2\%$; $W^a = 12,0\%$. Determinar ¿a qué cantidad de combustible convencional le equivale el consumo horario de combustible en las instalaciones?

Respuesta: $B_{c1} = 9000$ kg/h; $B_{c2} = 4674$ kg/h.

Problema 1.26. En una sala de calderas en 10 h se quema 10^6 kg de carbón de la marca G de la siguiente composición: $C^a = 55,2\%$; $H^a = 3,8\%$; $S_{vol}^a = 3,2\%$; $N^a = 1,0\%$; $O^a = 5,8\%$; $A^a = 23,0\%$; $W^a = 8,0\%$. Determinar el consumo horario de combustible convencional.

Respuesta: $B_c = 75\ 170$ kg/h.

§ 1.3. Volumen de aire.

Volumen y masa de los productos de combustión

El volumen de aire, el volumen y la masa de los productos de combustión se determinan por 1 kg de combustible sólido y líquido o por 1 m³ de combustible gaseoso seco en las condiciones normales.

Volumen de aire necesario para quemar combustible. El volumen teórico de aire seco (m³/kg) (con el coeficiente de exceso del aire en el hogar $\alpha_h = 1$) que se necesita para quemar completamente 1 kg de combustible sólido o líquido, se determina según la fórmula

$$\bar{V}^0 = 0,089C^a + 0,226H^a + 0,033(S_{vol}^a - O^a). \quad (1.27)$$

El volumen teórico de aire (m³/m³) que se requiere para quemar completamente 1 m³ de combustible gaseoso seco, se determina aplicando la fórmula

$$V^0 = 0,0478[0,5(CO + H_2) + 1,5H_2S + 2CH_4 + \\ + \sum (m + n/4) C_m H_n - O_2]. \quad (1.28)$$

En la fórmula (1.27) el contenido de elementos del combustible se expresa en tantos por ciento por 1 kg de masa del combustible, mientras que en la fórmula (1.28) el contenido de los gases combustibles CO, H₂, H₂S, CH₄, etc., en tantos por ciento de volumen.

Para quemar una mezcla de dos combustibles sólidos, líquidos o gaseosos, el volumen teórico de aire seco se determina según la fórmula

$$V_{mez}^0 = b_1 V_1^0 + (1 - b_1) V_2^0, \quad (1.29)$$

donde α_h es la parte de masa de uno de los combustibles que forman la mezcla.

El volumen real de aire (m^3/kg , m^3/m^3) que entra en el hogar, se determina valiéndose de la fórmula

$$V_r = \alpha_h V^0, \quad (1.30)$$

donde α_h es el coeficiente de exceso del aire en el hogar.

Composición y volumen de los productos de combustión. En caso de la combustión completa los productos resultantes de la misma, contienen gases: CO_2 , SO_2 , N_2 , O_2 y vapores de agua H_2O , o sea, $CO_2 + SO_2 + N_2 + O_2 + H_2O = 100\%$.

El volumen total de los productos de combustión V_g (m^3/kg) es la suma de los volúmenes de los gases secos $V_{g,s}$ y vapores de agua V_{H_2O} :

$$V_g = V_{g,s} + V_{H_2O}, \quad (1.31)$$

siendo que

$$V_{g,s} = V_{NO_2} + V_{N_2} + V_{O_2},$$

donde $V_{NO_2} = V_{NO} + V_{SO_2}$ es el volumen de los gases triatómicos, m^3/kg ; $V_{N_2} + V_{O_2}$, el volumen de los gases biatómicos, m^3/kg .

Para los combustibles sólidos (excepto los esquistos) y líquidos, los volúmenes teóricos (m^3/kg) de los productos de la combustión completa para $\alpha_h = 1$ se determinan usando las fórmulas:

el volumen de los gases biatómicos

$$V_{N_2} = 0,791V^0 + 0,8N^0/100; \quad (1.32)$$

el volumen de los gases triatómicos

$$V_{RO_2} = 0,0187(C^0 + 0,375S_{vol}^0); \quad (1.33)$$

el volumen de los gases secos

$$\begin{aligned} V_{g,s}^0 &= V_{RO_2} + V_{N_2}^0 = 0,0187(C^0 + 0,375S_{vol}^0) \\ &+ 0,79V^0 + 0,8N^0/100; \end{aligned} \quad (1.34)$$

el volumen de los vapores de agua

$$V_{H_2O}^0 = 0,0124(9H^0 + W^0) + 0,0161V^0; \quad (1.35)$$

el volumen total de los productos de combustión

$$\begin{aligned} V_g^0 &= V_{g,s}^0 + V_{H_2O}^0 = 0,0187(C^0 + 0,375S_{vol}^0) \\ &+ 0,791V^0 + 0,8N^0/100 + 0,0124(9H^0 + W^0) + 0,0161V^0. \end{aligned} \quad (1.36)$$

Para los esquistos el volumen de los gases triatómicos se determina según la fórmula

$$\begin{aligned} V_{RO_2,car} &= V_{NO_2} + 10,509(CO_2)_{car}^0/100 \cdot K = \\ &= 0,0187(C^0 + 0,375S_{vol}^0) + [0,509(CO_2)_{car}^0 \cdot 100]K, \end{aligned} \quad (1.37)$$

donde K es el coeficiente de descomposición de los carbonatos: para la combustión por capas, $K = 0,7$, para la de cámara, $1,0$.

Para el combustible gaseoso los volúmenes teóricos de los productos de combustión (m^3/m^3) para $\alpha_h = 1$ se determinarán mediante las fórmulas:

el volumen de los gases biatómicos

$$V_{N_2}^0 = 0,79V^0 + N_2/100; \quad (1.38)$$

el volumen de los gases triatómicos

$$V_{RO_2} = 0,01 [CO_2 + CO + H_2S + \sum mC_mH_n]; \quad (1.39)$$

el volumen de los gases secos

$$V_{g,s}^0 = V_{RO_2} + V_{N_2}^0; \quad (1.40)$$

el volumen de los vapores de agua

$$V_{H_2O}^0 = 0,01 [H_2S + H_2 + \sum (n/2) C_m H_n + 0,124 d_g] + 0,0161 V^0, \quad (1.41)$$

donde d_g es el contenido de humedad en el combustible gaseoso referido a 1 m^3 de gas seco, g m^{-3} ;

el volumen total de los productos de combustión

$$V_g^0 = V_{g,s}^0 + V_{H_2O}^0. \quad (1.42)$$

Para los combustibles sólidos (excepto los esquistos), líquidos y gaseosos los volúmenes de los productos de la combustión completa (m^3/kg) para $\alpha_h > 1$ se determinan de acuerdo con las fórmulas:

el volumen de los gases secos

$$V_{g,s} = V_{g,s}^0 + (\alpha_h - 1) V^0 = V_{RO_2} + V_{N_2}^0 + (\alpha_h - 1) V^0; \quad (1.43)$$

el volumen de los vapores de agua

$$V_{H_2O} = V_{H_2O}^0 + 0,0161(\alpha_h - 1) V^0; \quad (1.44)$$

el volumen total de los productos de combustión se determina según la fórmula (1.31).

Para los esquistos el volumen total de los productos de combustión (m^3/kg) para $\alpha_h > 1$ es:

$$\begin{aligned} V_{g,esq} &= V_{RO_2,esq} + V_{N_2}^0 + V_{H_2O}^0 = \\ &= V_{CO_2,esq} + V_{N_2}^0 + 0,0124(9H^0 + W^0) + 0,0161\alpha_h V^0. \end{aligned} \quad (1.45)$$

El contenido (%) de CO_2 , SO_2 y RO_2 en los gases secos al quemar totalmente el combustible, se determina con ayuda de las fórmulas:

$$CO_2 = (V_{CO_2}/V_{g,s}) 100; \quad (1.46)$$

$$SO_2 = (V_{SO_2}/V_{g,s}) 100; \quad (1.47)$$

$$RO_2 = (V_{RO_2}/V_{g,s}) 100. \quad (1.48)$$

El contenido máximo (%) de los gases triatómicos RO_2^{\max} en los gases secos al quemar totalmente el combustible

$$\text{RO}_2^{\max} = 21 / (1 + \beta), \quad (1.49)$$

donde β es la característica del combustible;
para el combustible sólido y líquido

$$\beta = 2,35 (\text{H}^a - 0,1260^a + 0,04\text{N}^a) / (\text{C}^a + 0,375\text{S}_{\text{vol}}^a); \quad (1.50)$$

para el combustible gaseoso

$$\beta = 0,21 \frac{0,01\text{N}_2 + 0,79V^o}{V_{\text{RO}_2}} - 0,79. \quad (1.51)$$

El contenido (%) de nitrógeno N_2 y oxígeno O_2 en los gases secos al quemar completamente el combustible es:

$$\text{N}_2 = 100 - \text{RO}_2 - \text{O}_2; \quad (1.52)$$

$$\text{O}_2 = 21 - \beta\text{RO}_2 - \text{RO}_2. \quad (1.53)$$

Masa de los productos de combustión:

para el combustible sólido (excepto los esquistos) y líquido (kg/kg)

$$M_g = 1 - 0,01A^a + 1,306\alpha_h V^o, \quad (1.54)$$

para el combustible gaseoso (kg/m³)

$$M_g = \rho_{c,g}^a + 0,001d_{c,g} + 1,306\alpha_h V^o, \quad (1.55)$$

donde $\rho_{c,g}^a$ es la densidad del gas seco, kg/m³; $d_{c,g}$, el contenido de humedad en el combustible, kg/m³;

para los esquistos (kg/kg)

$$M_{g,\text{car}} = 1 - 0,01A_{\text{car}}^a + 1,306\alpha_h V^o + 0,01(\text{CO}_2)_{\text{car}}^a K, \quad (1.56)$$

donde A_{car}^a es el contenido teórico de cenizas en el combustible incluyendo los carbonatos no descompuestos, %; K , el coeficiente de descomposición de los carbonatos: para la combustión por capas $K = 0,7$, para la combustión de cámara, 1,0.

El contenido teórico de cenizas (%) en el combustible incluyendo los carbonatos no descompuestos

$$A_{\text{car}}^a = A^a + (1 - K)(\text{CO}_2)_{\text{car}}^a. \quad (1.57)$$

Para los combustibles sólidos la concentración de cenizas en los productos de combustión se determina según la fórmula

$$\mu_{cen} = A^a \alpha_{arr} / (100 M_g), \quad (1.58)$$

donde α_{arr} es la parte de cenizas del combustible, arrastrada por los productos de combustión.

Coeficiente de exceso de aire en el hogar. Para la combustión completa del combustible el coeficiente de exceso de aire en el hogar

se determina según la fórmula

$$\alpha_h = 21 / \left(21 - 79 \frac{O_2}{N_2} \right), \quad (1.59)$$

donde O_2 y N_2 es el contenido de oxígeno y nitrógeno en los gases, %.

Problema 1.27. Determinar el volumen de los productos de la combustión completa a la salida del horno, así como los volúmenes teórico y real de aire que se necesitan para quemar 1 m³ de gas natural de la siguiente composición: $CO_2 = 0,2\%$; $CH_4 = 98,2\%$; $C_2H_6 = 0,4\%$; $C_3H_8 = 0,1\%$; $C_4H_{10} = 0,1\%$; $N_2 = 1,0\%$. El coeficiente de exceso de aire en el hogar $\alpha_h = 1,2$.

Solución: El volumen teórico de aire necesario para quemar completamente 1 m³ de combustible se determina según la fórmula (1.28):

$$V^0 = 0,0478 [0,5CO + 0,5H_2 + 1,5H_2S + 2CH_4 + \\ + \sum (m + n/4) C_m H_n - O_2] = 0,0478 (2 \cdot 98,2 + 3,5 \cdot 0,4 + \\ + 5 \cdot 0,1 + 6,5 \cdot 0,1) = 9,51 \text{ m}^3/\text{m}^3.$$

El volumen real de aire se determina de acuerdo con la fórmula (1.30):

$$V_r = \alpha_h V^0 = 1,2 \cdot 9,51 = 11,41 \text{ m}^3/\text{m}^3.$$

El volumen de los gases secos para $\alpha_h = 1,2$ se determina empleando la fórmula (1.43):

$$V_{g,s} = V_{RO_2} + V_{N_2} + (\alpha_h - 1) V^0 = 0,01 (CO_2 + CO + \\ + H_2S + CH_4 + 2C_2H_6 + 3C_3H_8 + 4C_4H_{10}) + 0,79 V^0 + \\ + N_2/100 + (\alpha_h - 1) V^0 = 0,01 (0,2 + 98,2 + 2 \cdot 0,4 + \\ + 3 \cdot 0,1 + 4 \cdot 0,1) + 0,79 \cdot 9,51 + 1,0/100 + (1,2 - 1) 9,51 = \\ = 10,42 \text{ m}^3/\text{m}^3.$$

El volumen de los vapores de agua para $\alpha_h = 1,2$ se determina según la fórmula (1.44):

$$V_{H_2O} = 0,01(H_2S + H_2 + 2CH_4 + 3C_2H_6 + 4C_3H_8 + \\ + 5C_4H_{10} + 0,124d_g) + 0,0161\alpha_h V^0 = 0,01(2 \cdot 98,2 + \\ + 3 \cdot 0,4 + 4 \cdot 0,1 + 5 \cdot 0,1) + 0,0161 \cdot 1,2 \cdot 9,51 = 2,17 \text{ m}^3/\text{m}^3.$$

El volumen de los productos de la combustión completa se determina con arreglo a la fórmula (1.31):

$$V_g = V_{g,s} + V_{H_2O} = 10,42 + 2,17 = 12,59 \text{ m}^3/\text{m}^3.$$

Problema 1.28. Determinar, a la salida del hogar, el volumen de los productos de la combustión completa de 1 kg de carbón de piedra de la marca K de la siguiente composición: $C^a = 54,7\%$; $H^a = 3,3\%$; $S_{vol}^a = 0,8\%$; $N^a = 0,8\%$; $O^a = 4,8\%$; $A^a = 27,6\%$; $W^a = 8,0\%$. El coeficiente de exceso de aire en el hogar $\alpha_h = 1,3$.

Solución: El volumen teórico de aire que se requiere para quemar completamente 1 kg de combustible, se determina a base de la fórmula (1.27):

$$V^o = 0,089C^a + 0,266H^a + 0,033(S_{vol}^a - O^a) = \\ = 0,089 \cdot 54,7 + 0,266 \cdot 3,3 + 0,033(0,8 - 4,8) = 5,61 \text{ m}^3/\text{kg}.$$

El volumen de los gases secos para $\alpha_h = 1,3$, se determina con ayuda de la fórmula (1.43):

$$V_{g,s} = V_{RO_2} + V_{N_2}^o + (\alpha_h - 1)V^o = \\ = 0,0187(C^a + 0,375S_{vol}^a) + 0,79V^o + 0,8N^a/100 + \\ + (\alpha_h - 1)V^o = 0,0187(54,7 + 0,375 \cdot 0,8) + 0,79 \cdot 5,61 + \\ + 0,8 \cdot 0,8/100 + (1,3 - 1)5,61 = 7,15 \text{ m}^3/\text{kg}.$$

El volumen de los vapores de agua para $\alpha_h = 1,3$, se determina a base de la fórmula (1.44):

$$V_{H_2O} = 0,0124(9H^a + W^a) + 0,0161\alpha_h V^o = \\ = 0,0124(9 \cdot 3,3 + 8) + 0,0161 \cdot 1,3 \cdot 5,61 = 0,58 \text{ m}^3/\text{kg}.$$

El volumen de los productos de la combustión completa lo determinamos a base de la fórmula (1.31):

$$V_g = V_{g,s} + V_{H_2O} = 7,15 + 0,58 = 7,73 \text{ m}^3/\text{kg}.$$

Problema 1.29. Determinar los volúmenes teórico y real de aire que se necesitan para quemar por capas 1000 kg de carbón de piedra de la marca G, cuya composición es: $C^a = 55,2\%$; $H^a = 3,8\%$; $S_{vol}^a = 3,2\%$; $N^a = 1,0\%$; $O^a = 5,8\%$; $A^a = 23,0\%$; $W^a = 8,0\%$. El coeficiente de exceso de aire en el hogar $\alpha_h = 1,3$.

Respuesta: $V^o = 5830 \text{ m}^3$; $V_r = 7579 \text{ m}^3$.

Problema 1.30. Determinar el volumen de aire necesario para quemar 800 kg/h de carbón pardo de la marca B3 de la siguiente composición: $C^a = 45,0\%$; $H^a = 2,6\%$; $S_{vol}^a = 1,7\%$; $N^a = 0,4\%$; $O^a = 9,9\%$; $A^a = 41,4\%$; $W^a = 29,0\%$, y 500 kg/h de carbón pardo de la marca SS cuya composición es: $C^a = 43,4\%$; $H^a = 2,9\%$; $S_{vol}^a = 0,8\%$; $N^a = 0,8\%$; $O^a = 7,0\%$; $A^a = 38,1\%$; $W^a = 7,0\%$, siendo los coeficientes de exceso del aire en la caja de fuego $\alpha_h = 1,4$ y $1,3$, respectivamente.

Respuesta: $V_r = 7823 \text{ m}^3/\text{h}$.

Problema 1.31. Determinar los volúmenes teórico y real de aire que se necesitan para quemar 2000 m³/h de gas natural de la siguiente composición: $CO_2 = 0,5\%$; $CH_4 = 92,8\%$; $C_2H_6 = 2,8\%$; $C_3H_8 = 0,9\%$; $C_4H_{10} = 0,4\%$; $C_6H_{12} = 0,1\%$; $N_2 = 2,5\%$; y 1000 m³/h de gas natural cuya composición: $CO_2 = 0,1\%$; $CH_4 = 89,7\%$; $C_2H_6 = 5,2\%$; $C_3H_8 = 1,7\%$; $C_4H_{10} = 0,5\%$; $C_6H_{12} = 0,1\%$; $N_2 = 2,7\%$, siendo los coeficientes de exceso de aire en la cámara de hogar $\alpha_h = 1,15$ y $1,1$, respectivamente.

Respuesta: $V^0 = 29\ 360 \text{ m}^3/\text{h}$; $V_r = 33\ 264 \text{ m}^3/\text{h}$.

Problema 1.32. Determinar los volúmenes teórico y real de aire que se requieren para quemar por capas 2000 kg de carbón de piedra de la marca D; la composición de su masa combustible es como sigue: $C^c = 78,5\%$; $H^c = 5,6\%$; $S_{vol}^c = 0,4\%$; $N^c = 2,5\%$; $O^c = 13,0\%$; el contenido de cenizas en la masa seca $A^s = 15,0\%$ y la humedad aprovechable $W^a = 12,0\%$. El coeficiente de exceso de aire en la caja de fuego $\alpha_h = 1,3$.

Respuesta: $V^0 = 12\ 040 \text{ m}^3$; $V_r = 15\ 652 \text{ m}^3$.

Problema 1.33. Determinar el volumen teórico de aire necesario para quemar por capas 1500 kg de esquistos, si la composición de su masa combustible es como sigue: $C^c = 74,0\%$; $H^c = 9,5\%$; $S_{vol}^c = 6,1\%$; $N^c = 0,4\%$; $O^c = 10,0\%$; $A^s = 46,0\%$; $W^a = 11,5\%$ y $(CO_2)_{car}^a = 16,4\%$.

Respuesta: $V^0 = 3765 \text{ m}^3$.

Problema 1.34. En el hogar de una caldera se quema una mezcla compuesta de $2 \cdot 10^3$ kg de carbón de piedra de la marca D de la siguiente composición: $C_1^a = 58,7\%$; $H_1^a = 4,2\%$; $(S_{vol})_1 = 0,3\%$; $N_1^a = 1,9\%$; $O_1^a = 9,7\%$; $A_1^a = 13,2\%$; $W_1^a = 12,0\%$, y $3 \cdot 10^3$ kg de carbón de piedra de la marca G cuya composición es: $C_2^a = 66,0\%$; $H_2^a = 4,7\%$; $(S_{vol})_2 = 0,5\%$; $N_2^a = 1,8\%$; $O_2^a = 7,5\%$; $A_2^a = 11,0\%$; $W_2^a = 8,5\%$. Determinar el volumen teórico de aire seco que se necesita para quemar la mezcla.

Respuesta: $V_{mez}^0 = 32\ 700 \text{ m}^3$.

Problema 1.35. En el hogar de una caldera se quema carbón de piedra de la marca Zh de la siguiente composición: $C^a = 59,6\%$; $H^a = 3,8\%$; $S_{vol}^a = 0,8\%$; $N^a = 1,3\%$; $O^a = 5,4\%$; $A^a = 23,6\%$; $W^a = 5,5\%$. Determinar el volumen de los gases secos al quemar por completo el combustible. El coeficiente de exceso de aire en el hogar $\alpha_h = 1,3$.

Respuesta: $V_{g,s} = 7,84 \text{ m}^3/\text{kg}$.

Problema 1.36. Determinar el volumen de los vapores de agua al quemar en una capa $10^3 \text{ kg}/\text{h}$ de turba fresada de la siguiente composición: $C^a = 24,7\%$; $H^a = 2,6\%$; $S_{vol}^a = 0,1\%$; $N^a = 1,1\%$; $O^a = 45,2\%$; $A^a = 6,3\%$; $W^a = 50,0\%$, siendo los coeficientes de exceso de aire en el hogar $\alpha_h = 1,35$ y $1,4$.

Respuesta: $V_{H_2O} = 963 \text{ m}^3/\text{h}$; $V_{H_2O} = 965 \text{ m}^3/\text{h}$.

Problema 1.37. En el hogar de una caldera se queman 600 m^3 de gas natural de la siguiente composición: $CO_2 = 0,2\%$; $CH_4 = 98,5\%$; $C_2H_6 = 0,2\%$; $C_3H_8 = 0,1\%$; $N_2 = 1,0\%$. Determinar el volumen de los productos de combustión para el coeficiente de exceso de aire en el hogar $\alpha_h = 1,15$.

Respuesta: $V_g = 7210 \text{ m}^3$.

Problema 1.38. Determinar el volumen de los gases secos resultantes de la combustión completa de 800 kg de carbón de piedra de la marca D en una capa, si la composición de su mezcla combus-

tible es: $C^a = 78,5\%$; $H^a = 5,6\%$; $S_{vol}^a = 0,4\%$; $N^a = 2,5\%$; $O^a = 13,0\%$; el contenido de cenizas en la masa seca $A^a = 15,0\%$ y la humedad aprovechable $W^a = 12,0\%$. El coeficiente de exceso de aire en el hogar $\alpha_h = 1,3$.

Respuesta: $V_{g.s} = 6141 \text{ m}^3$.

Problema 1.39. Determinar el volumen de los gases bi y triatómicos, así como el contenido de CO_2 y SO_2 en los gases secos resultantes de la combustión completa de 1 kg de carbón de piedra de la marca T de la siguiente composición: $C^a = 62,7\%$; $H^a = 3,1\%$; $S_{vol}^a = 2,8\%$; $N^a = 0,9\%$; $O^a = 1,7\%$; $A^a = 23,8\%$; $W^a = 5,0\%$, si es sabido que los gases de humo en caso de la combustión completa contienen $\text{RO}_2^{\max} = 18,8\%$.

Solución: Determinamos el volumen de los gases triatómicos valiéndonos de la fórmula (1.33):

$$V_{\text{RO}_2} = V_{\text{CO}_2} + V_{\text{SO}_2} = 0,0187 (\text{C}^a + 0,375 S_{vol}^a) = \\ = 0,0187 (62,7 + 0,375 \cdot 2,8) = 1,19 \text{ m}^3/\text{kg}.$$

Hallamos el volumen de los gases secos a partir de la fórmula (1.48):

$$V_{g.s} = \frac{V_{\text{RO}_2}}{\text{RO}_2^{\max}} 100 = \frac{1,19}{18,8} 100 = 6,33 \text{ m}^3/\text{kg}$$

El volumen de los gases biatómicos

$$V_{\text{R}_2} = V_{g.s} - V_{\text{RO}_2} = 6,33 - 1,19 = 5,14 \text{ m}^3/\text{kg}.$$

Determinamos el contenido de CO_2 en los gases secos usando la fórmula (1.46):

$$\text{CO}_2 = \frac{V_{\text{CO}_2}}{V_{g.s}} 100 = \frac{0,0187 C^a}{V_{g.s}} 100 = \frac{0,0187 \cdot 62,7}{6,33} 100 = 18,5\%.$$

Hallamos el contenido de SO_2 en los gases secos con ayuda de la fórmula (1.47):

$$\text{SO}_2 = \frac{V_{\text{SO}_2}}{V_{g.s}} 100 = \frac{0,0187 \cdot 0,375 S_{vol}^a}{V_{g.s}} 100 = \\ = \frac{0,0187 \cdot 0,375 \cdot 2,8}{6,33} 100 = 0,31\%.$$

Problema 1.40. Determinar el volumen de los gases triatómicos y el contenido de CO_2 y SO_2 en los mismos, resultantes de la combustión completa de 1 kg de carbón de piedra de la marca G de la siguiente composición: $C^a = 45,4\%$; $H^a = 3,5\%$; $S_{vol}^a = 1,3\%$; $N^a = 0,9\%$; $O^a = 8,9\%$; $A^a = 27,0\%$; $W^a = 13,0\%$; los gases de humo contienen $\text{RO}_2^{\max} = 18,7\%$.

Respuesta: $V_{\text{RO}_2} = 0,86 \text{ m}^3/\text{kg}$; $\text{CO}_2 = 18,5\%$; $\text{SO}_2 = 0,2\%$.

Problema 1.41. Determinar el volumen de los gases de humo secos resultantes de la combustión de 1000 kg de turba fresada de la siguiente composición: $C^a = 24,7\%$; $H^a = 2,6\%$; $S_{vol}^a = 0,1\%$; $N^a =$

= 1,1%; O^a = 15,2%; A^a = 6,3%; W^a = 50,0%, si es sabido que los gases de humo al quemar completamente el combustible contienen RO₂ = 15,0%. El coeficiente de exceso de aire en el hogar $\alpha_h = 1,3$.

Respuesta: $V_{g,s} = 3066 \text{ m}^3$.

Problema 1.42. En el hogar de una caldera se queman $5 \cdot 10^3 \text{ kg/h}$ de carbón de piedra de la marca G de la siguiente composición: C^a = 55,2%; H^a = 3,8%; S^a_{vol} = 3,2%; N^a = 1,0%; O^a = 5,8%; A^a = 23,0%; W^a = 8,0%. Determinar ¿en cuánto se incrementó el volumen de aire suministrado al hogar si es sabido que al quemar totalmente el combustible, el contenido de RO₂ en los gases de humo se redujo del 16 al 14%?

Respuesta: $V_a = 5949 \text{ m}^3/\text{h}$.

Problema 1.43. En el hogar de una caldera se queman $2 \cdot 10^3 \text{ kg/h}$ de mazut de bajo contenido de azufre, cuya composición es: C^a = 84,65%; H^a = 11,7%; S^a_{vol} = 0,3%; O^a = 0,3%; A^a = 0,05%; W^a = 3,0%. Determinar ¿en cuánto se incrementó el volumen de aire suministrado al hogar si es sabido que al quemar totalmente el combustible el contenido de RO₂ en los gases de humo se redujo del 15 al 12%?

Respuesta: $V_a = 6666 \text{ m}^3/\text{h}$.

Problema 1.44. Durante la prueba en el hogar de una caldera fueron quemados $3 \cdot 10^3 \text{ kg/h}$ de carbón de piedra de la marca D de la siguiente composición: C^a = 58,7%; H^a = 4,2%; S^a_{vol} = 0,3%; N^a = 1,9%; O^a = 9,7%; A^a = 13,2%; W^a = 12,0%. En la primera mitad de la prueba se obtuvo RO₂ = 18%, en la segunda, RO₂ se redujo al 15%. Determinar ¿qué volumen de aire se agregó al hogar entre la primera y la segunda mitades del ensayo?

Respuesta: $V_a = 4050 \text{ m}^3/\text{h}$.

Problema 1.45. Determinar el volumen de los productos de combustión obtenidos al quemar totalmente 1 kg de esquistos de la siguiente composición: C^a = 20,6%; H^a = 2,7%; S^a_{vol} = 1,7%; N^a = 0,1%; O^a = 2,8%; A^a = 46,0%; W^a = 11,5%; (CO₂)^a_{car} = 16,4%. El coeficiente de exceso de aire en el hogar $\alpha_h = 1,3$.

Respuesta: $V_g = 2,96 \text{ m}^3/\text{kg}$.

Problema 1.46. Determinar el volumen de los productos de combustión obtenidos al quemar completamente $2 \cdot 10^3 \text{ kg/h}$ de carbón de piedra de la marca K cuya composición es: C^a = 54,7%; H^a = 3,3%; S^a_{vol} = 0,8%; N^a = 0,8%; O^a = 4,8%; A^a = 27,6%; W^a = 8,0%, si es sabido que los gases de humo contienen RO₂ = 18%.

Respuesta: $V_g = 12\,560 \text{ m}^3/\text{h}$.

Problema 1.47. Determinar el contenido máximo de los gases triatómicos en los productos de la combustión completa de 1 kg de carbón de piedra de la marca A de la siguiente composición: C^a = 63,8%; H^a = 1,2%; S^a_{vol} = 1,7%; N^a = 0,6%; O^a = 1,3%; A^a = 22,9%; W^a = 8,5%.

Respuesta: $RO_2^{\max} = 20,2\%$.

Problema 1.48. En el hogar de una caldera se quema una mezcla de $2 \cdot 10^3$ kg/h de carbón de la marca D de la composición: $C^a = 49,3\%$; $H^a = 3,6\%$; $(S_{vol}^a)_1 = 3,0\%$; $N^a = 1,0\%$; $O^a = 8,3\%$; $A^a = 21,8\%$; $W^a = 13,0\%$ y $3 \cdot 10^3$ kg/h de carbón de piedra de la marca G cuya composición es: $C^a = 55,2\%$; $H^a = 3,8\%$; $(S_{vol}^a)_2 = 3,2\%$; $N^a = 1,0\%$; $O^a = 5,8\%$; $A^a = 23\%$; $W^a = 8\%$. Determinar el volumen de los gases desprendidos al quemar completamente la mezcla, si es sabido que el coeficiente de exceso de aire en el hogar $\alpha_h = 1,3$.

Respuesta: $V_g = 37\,480 \text{ m}^3/\text{h}$.

Problema 1.49. Determinar el volumen de los gases desprendidos al quemar totalmente $1000 \text{ m}^3/\text{h}$ de gas natural de la siguiente composición: $CO_2 = 0,1\%$; $CH_4 = 85,8\%$; $C_2H_6 = 0,2\%$; $C_3H_8 = 0,1\%$; $C_4H_{10} = 0,4\%$; $N_2 = 13,7\%$. El coeficiente de exceso de aire en el hogar $\alpha_h = 1,1$.

Respuesta: $V_g = 10\,230 \text{ m}^3/\text{h}$.

Problema 1.50. En el hogar de una caldera se quema 1 kg de carbón pardo de la marca B3 de la composición: $C^a = 35,7\%$; $H^a = 2,9\%$; $S_{vol}^a = 0,3\%$; $N^a = 0,7\%$; $O^a = 12,1\%$; $A^a = 24,3\%$; $W^a = 24,0\%$. Determinar el volumen de los productos de combustión, así como el contenido de O_2 en ellos si $RO_2 = 18\%$.

Respuesta: $V_g = 4,16 \text{ m}^3/\text{kg}$; $O_2 = 1,3\%$.

Problema 1.51. En el hogar de una caldera se quema 1 kg de carbón pardo de la marca B3 de la composición: $C^a = 50,1\%$; $H^a = 4,0\%$; $S_{vol}^a = 0,1\%$; $N^a = 0,7\%$; $O^a = 12,2\%$; $A^a = 11,9\%$; $W^a = 21,0\%$. Determinar el coeficiente de exceso de aire en el hogar al ser quemado completamente el combustible, si $RO_2 = 16\%$.

Respuesta: $\alpha_h = 1,2$.

Problema 1.52. En el hogar de una caldera se quema carbón de piedra de la composición: $C^a = 62,7\%$; $H^a = 3,1\%$; $S_{vol}^a = 2,8\%$; $N^a = 0,9\%$; $O^a = 1,7\%$; $A^a = 23,8\%$; $W^a = 5,0\%$. Determinar el contenido de nitrógeno N_2 en los productos de combustión y el coeficiente de exceso de aire al quemar completamente el combustible, si $RO_2 = 15,0\%$.

Respuesta: $V_{N_2} = 5,09 \text{ m}^3/\text{kg}$; $\alpha_h = 1,26$.

Problema 1.53. Determinar el volumen de los gases secos y el coeficiente de exceso de aire al quemar completamente gas natural de la siguiente composición: $CO_2 = 1,2\%$; $CH_4 = 91,9\%$; $C_2H_6 = 2,1\%$; $C_3H_8 = 1,3\%$; $C_4H_{10} = 0,4\%$; $C_6H_{12} = 0,1\%$; $N_2 = 3,0\%$, si es sabido que los productos de combustión contienen $RO_2 = 16,0\%$ y $O_2 = 4,0\%$.

Respuesta: $V_{g,s} = 6,44 \text{ m}^3/\text{m}^3$; $\alpha_h = 1,23$.

Problema 1.54. En el hogar de una caldera se quema 1 kg de carbón pardo de la marca B4 de la siguiente composición: $C^a = 30,4\%$; $H^a = 1,7\%$; $S_{vol}^a = 0,3\%$; $N^a = 0,5\%$; $O^a = 12,2\%$; $A^a = 7,9\%$;

$W^a = 47.0\%$. Determinar el contenido de O_2 en los productos de combustión y el coeficiente de exceso de aire al quemar completamente el combustible, si $RO_2 = 16.0\%$.

Respuesta: $O_2 = 4.8\%$; $\alpha_h = 1.3$.

Problema 1.55. Determinar la masa de los productos de combustión y la concentración de cenizas en los mismos al ser quemado completamente 1 kg de esquistos de la siguiente composición: $C^a = 20.6\%$; $H^a = 2.7\%$; $S_{vol}^a = 1.7\%$; $N^a = 0.1\%$; $O^a = 2.8\%$; $A^a = 46.0\%$; $W^a = 11.5\%$; $(CO_2)_{car}^a = 16.4\%$, si es sabido que la porción de cenizas arrastrada por los productos de combustión $a_{arr} = 0.95$. El coeficiente de exceso de aire en el hogar $\alpha_h = 1.3$.

Solución: El contenido teórico de cenizas en el combustible, incluyendo los carbonatos no descompuestos, se determina con ayuda de la fórmula (1.57): $A_{car}^a = A^a + (1 - K) (CO_2)_{car}^a = 46.0 + (1 - 0.7) 16.4 = 50.9\%$.

El volumen teórico de aire necesario para quemar 1 kg de combustible se determina según la fórmula (1.27):

$$V^a = 0.089C^a + 0.266H^a + 0.033(S_{vol}^a - O^a) = \\ = 0.089 \cdot 20.6 + 0.266 \cdot 2.7 + 0.033(1.7 - 2.8) = 2.52 \text{ m}^3/\text{kg}.$$

La masa de los productos de combustión se determina con ayuda de la fórmula (1.56):

$$M_{g. car} = 1 - 0.01A_{car}^a + 1.306\alpha_h V^a + 0.01(CO_2)_{car}^a K = \\ = 1 - 0.01 \cdot 50.9 + 1.306 \cdot 1.3 \cdot 2.52 + 0.01 \cdot 16.4 \cdot 0.7 = 4.9 \text{ kg/kg}.$$

La concentración de cenizas en los productos de combustión se determina según la fórmula (1.58):

$$\mu_{cen} = \frac{A^a a_{arr}}{M_{g. car}} = \frac{46.0 \cdot 0.95}{4.9 \cdot 100} = 0.0892.$$

Problema 1.56. Determinar la masa de los productos de combustión y la concentración de cenizas en los mismos al quemar completamente 1 kg de carbón de piedra de la marca K de la siguiente composición: $C^a = 54.7\%$; $H^a = 3.3\%$; $S_{vol}^a = 0.8\%$; $N^a = 0.8\%$; $O^a = 4.8\%$; $A^a = 27.6\%$; $W^a = 8.0\%$, si es sabido que la porción de cenizas arrastrada por los productos de combustión $a_{arr} = 0.85$. El coeficiente de exceso de aire en el hogar $\alpha_h = 1.3$.

Respuesta: $M_g = 9.25 \text{ kg/kg}$; $\mu_{cen} = 0.0253$.

Problema 1.57. Determinar la masa de los productos de combustión obtenidos al quemar 1 m^3 de gas natural de la siguiente composición: $CO_2 = 0.2\%$; $CH_4 = 98.2\%$; $C_2H_6 = 0.4\%$; $C_3H_8 = 0.1\%$; $C_4H_{10} = 0.1\%$; $N_2 = 1.0\%$, si es sabido que la densidad del gas seco $\rho_{c.g.} = 0.728 \text{ kg/m}^3$. El coeficiente de exceso de aire en el hogar $\alpha_h = 1.15$.

Respuesta: $M_g = 15 \text{ kg/m}^3$.

§ 1.4. Entalpía de los productos de combustión y del aire

La entalpía de los productos de combustión (kJ/kg , kJ/m^3) de 1 kg de combustible sólido, líquido o de 1 m^3 de combustible gaseoso se determina como la suma de entalpias de los productos de combustión I_g^0 para $\alpha_h = 1$, del exceso de aire I_a^0 ($\alpha_h - 1$) y la ceniza I_{cen} (si $A_{red, arr} > 1,43 \text{ kg} \cdot \% \cdot 10^{-3}/\text{kJ}$), o sea,

$$I_g = I_g^0 + (\alpha_h - 1) I_a^0 + I_{cen}. \quad (1.60)$$

La entalpía de los productos de combustión (kJ/kg , kJ/m^3) para $\alpha_h = 1$ y la temperatura de los gases ϑ , $^\circ\text{C}$ se determina según la fórmula

$$I_g^0 = V_{\text{CO}_2} (c\vartheta)_{\text{CO}_2} + V_{\text{N}_2}^0 (c\vartheta)_{\text{N}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}}^0 (c\vartheta)_{\text{H}_2\text{O}}, \quad (1.61)$$

donde V_{CO_2} , $V_{\text{N}_2}^0$, $V_{\text{H}_2\text{O}}^0$ son los volúmenes teóricos de los productos de combustión, m^3/kg (m^3/m^3); $(c\vartheta)_{\text{CO}_2}$, $(c\vartheta)_{\text{N}_2}$, $(c\vartheta)_{\text{H}_2\text{O}}$, las entalpias del anhídrido carbónico, el nitrógeno y los vapores de agua, respectivamente, kJ/m^3 .

La entalpía del aire (kJ/kg , kJ/m^3) para $\alpha_h = 1$ y la temperatura ϑ , $^\circ\text{C}$ se determina según la fórmula

$$I_a^0 = V^0 (c\vartheta)_a, \quad (1.62)$$

donde V^0 es el volumen teórico de aire, m^3/kg (m^3/m^3); $(c\vartheta)_a$, la entalpía del aire, kJ/m^3 .

La entalpía de las cenizas (kJ/kg)

$$I_{cen} = \frac{A^0 a_{arr}'}{100} (c\vartheta)_{cen}, \quad (1.63)$$

donde a_{arr} es la porción de cenizas arrastrada por los productos de combustión; $(c\vartheta)_{cen}$, la entalpía de las cenizas, kJ/kg .

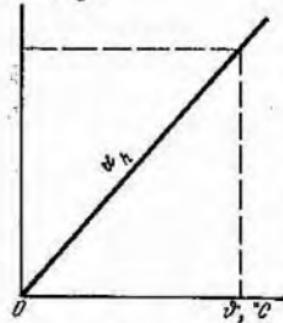


Fig. 1.1

Los valores de las entalpias de los productos resultantes de la combustión completa, el aire y las cenizas aparecen en la tabla 1 (ver el Apéndice).

Diagrama $I\vartheta$ para los productos de combustión. El diagrama $I\vartheta$ se traza del modo siguiente: se prefijan varios valores de la temperatura de ignición del combustible ϑ y luego se calculan sus respectivas entalpias de los productos de combustión. A continuación, tras escoger las escalas de temperaturas y entalpias en el sistema rectangular de coordenadas, se traza una recta a través de los puntos, $I = f(\vartheta)$ (fig. 1.1). Valiéndose del

diagrama $I\vartheta$ se determina la temperatura teórica de quema del combustible en el hogar de la caldera.

Problema 1.58. Determinar la entalpía de los productos de combustión a la salida del hogar, luego de la combustión completa de 1 kg de carbón de piedra de la marca K de la siguiente composición: C^a = 54,7%; H^a = 3,3%; S^a_{vol} = 0,8%; N^a = 0,8%; O^a = 4,8%; A^a = 27,6%; W^a = 8,0% si es sabido que la temperatura de los gases a la salida del hogar $\vartheta_g = 1000^\circ\text{C}$, la porción de cenizas del combustible, arrastrada por los productos de combustión, $a_{arr} = 0,85$ y el valor reducido de arrastre de las cenizas del combustible quemado $A_{red.arr} = 4,6 \text{ kg}\cdot\% \cdot 10^{-3}/\text{kJ}$. El coeficiente de exceso de aire en el hogar $\alpha_h = 1,3$.

Solución: El volumen de aire teóricamente necesario se determina según la fórmula (1.27):

$$V^0 = 0,089C^a + 0,266H^a + 0,033(S^a_{vol} - O^a) = \\ = 0,089 \cdot 54,7 + 0,266 \cdot 3,3 + 0,033(0,8 - 4,8) = 5,61 \text{ m}^3/\text{kg}.$$

El volumen de los gases triatómicos se determina según la fórmula (1.33):

$$V_{\text{RC}_2} = 0,0187(C^a + 0,375S^a_{vol}) = 0,0187(54,7 + 0,375 \cdot 0,8) = \\ = 1,03 \text{ m}^3/\text{kg}.$$

El volumen teórico de nitrógeno se determina valiéndose de la fórmula (1.32):

$$V_{N_2}^0 = 0,79V^0 + 0,8N^a/100 = 0,79 \cdot 5,61 + 0,8 \cdot 0,8/100 = 4,43 \text{ m}^3/\text{kg}.$$

El volumen teórico de vapores de agua se determina de acuerdo con la fórmula (1.35):

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^0 = 0,0124(9H^a + W^a) + 0,0161V^0 = \\ = 0,0124(9 \cdot 3,3 + 8,0) + 0,0161 \cdot 5,61 = 0,56 \text{ m}^3/\text{kg}.$$

La entalpía de los productos de combustión para $\alpha_h = 1$ y la temperatura de los gases $\vartheta_g = 1000^\circ\text{C}$ se determinan según la fórmula (1.61):

$$I_g^0 = V_{\text{RC}_2}(c\bar{\vartheta})_{\text{CO}_2} + V_{N_2}^0(c\bar{\vartheta})_{N_2} + V_{\text{H}_2\text{O}}^0(c\bar{\vartheta})_{\text{H}_2\text{O}} = \\ = 1,03 \cdot 2202 + 4,43 \cdot 1394 + 0,56 \cdot 1725 = 9409 \text{ kJ/kg}.$$

Los valores de $(c\bar{\vartheta})_{\text{CO}_2}$, $(c\bar{\vartheta})_{N_2}$, y $(c\bar{\vartheta})_{\text{H}_2\text{O}}$ a la temperatura de los gases $\vartheta_g = 1000^\circ\text{C}$ fueron tomados de la tabla 1 (ver el Apéndice).

La entalpía de las cenizas de 1 kg de carbón para $\vartheta_g = 1000^\circ\text{C}$ se determina con ayuda de la fórmula (1.63):

$$I_{\text{cen}} = \frac{A^a a_{arr}}{100} (c\bar{\vartheta})_{\text{cen}} = \frac{27,6 \cdot 0,85}{100} 984 = 231 \text{ kJ/kg}.$$

El valor de $(c\bar{\vartheta})_{\text{cen}}$ a la temperatura de los gases $\vartheta_g = 1000^\circ\text{C}$ fue tomado de la tabla 1 (ver el Apéndice).

La entalpía del aire para $\alpha_h = 1$ y la temperatura de los gases $\theta_g = 1000^\circ\text{C}$ se determinan según la fórmula (1.62):

$$I_a^0 = V^0 (c\theta)_a = 5,61 \cdot 1436 = 8056 \text{ kJ/kg}.$$

El valor de $(c\theta)_a$ a la temperatura de los gases $\theta_g = 1000^\circ\text{C}$ fue tomado de la tabla 1 (ver el Apéndice).

La entalpía de los productos resultantes de la combustión completa de 1 kg de carbón a $\theta_g = 1000^\circ\text{C}$ se determina a base de la fórmula (1.60):

$$\begin{aligned} I_g &= I_g^0 + (\alpha_h - 1) I_a^0 + I_{cea} = \\ &= 9409 + (1,3 - 1) 8056 + 231 = 12057 \text{ kJ/kg}. \end{aligned}$$

Problema 1.59. Determinar la entalpía de los productos de combustión a la salida del hogar, obtenidos al quemar completamente 1 kg de carbón de piedra de la marca T de la siguiente composición: $C^a = 62,7\%$; $H^a = 3,1\%$; $S_{vol}^a = 2,8\%$; $N^a = 0,9\%$; $O^a = 1,7\%$; $A^a = 23,8\%$; $W^a = 5,0\%$, si es sabido que la temperatura de los gases a la salida del hogar $\theta_g = 1100^\circ\text{C}$.

Respuesta: $I_g^0 = 11774 \text{ kJ/kg}$.

Problema 1.60. En el hogar de una caldera se quema 1 kg de carbón de la marca A de la composición: $C^a = 63,8\%$; $H^a = 1,2\%$; $S_{vol}^a = 1,7\%$; $N^a = 0,6\%$; $O^a = 1,3\%$; $A^a = 22,9\%$, $W^a = 8,5\%$. Determinar la entalpía del aire de exceso a la salida del hogar al quemar totalmente el carbón, si es sabido que la temperatura de los gases a la salida del hogar $\theta_g = 1000^\circ\text{C}$. El coeficiente de exceso de aire en el hogar $\alpha_h = 1,3$.

Respuesta: $I_a = 2604 \text{ kJ/kg}$.

Problema 1.61. Determinar la entalpía de los productos de combustión a la salida del hogar, obtenidos al quemar completamente 1 m³ de gas natural de la composición: $CO_2 = 0,4\%$; $CH_4 = 94,0\%$; $C_2H_6 = 2,8\%$; $C_3H_8 = 0,4\%$; $C_4H_{10} = 0,3\%$; $C_5H_{12} = 0,1\%$; $N_2 = 2,0\%$, si es sabido que la temperatura de los gases a la salida del hogar $\theta_g = 1000^\circ\text{C}$. El coeficiente de exceso de aire en el hogar $\alpha_h = 1,1$.

Respuesta: $I_g = 18034 \text{ kJ/m}^3$.

Problema 1.62. Determinar la entalpía del aire de exceso a la salida del hogar, al quemar totalmente 1 m³ de gas natural cuya composición es: $CO_2 = 0,1\%$; $CH_4 = 92,8\%$; $C_2H_6 = 3,9\%$; $C_3H_8 = 1,0\%$; $C_4H_{10} = 0,4\%$; $C_5H_{12} = 0,3\%$; $N_2 = 1,5\%$, si es sabido que la temperatura de los gases a la salida del hogar $\theta_g = 1000^\circ\text{C}$. El coeficiente de exceso de aire en el hogar $\alpha_h = 1,1$.

Respuesta: $I_a = 1431 \text{ kJ/m}^3$.

Problema 1.63. Determinar la entalpía de los productos de combustión a la salida del hogar, obtenidos al quemar por completo 1 kg de mazut alto en azufre de la siguiente composición: $C^a = 83,0\%$; $H^a = 10,4\%$; $S_{vol}^a = 2,8\%$; $O^a = 0,7\%$; $A^a = 0,1\%$; $W^a = 3,0\%$, si se conoce la temperatura de los gases a la salida

del hogar $\vartheta_g = 1100^\circ\text{C}$. El coeficiente de exceso del aire en el hogar $\alpha_h = 1.15$.

Respuesta: $I_g = 21\,377 \text{ kJ/kg}$.

Problema 1.64. Determinar las entalpías del aire de exceso y las cenizas a la salida del hogar, al quemar completamente 1 kg de carbón de piedra de la marca G de la composición: $C^a = 55.2\%$; $H^a = 3.8\%$; $S_{\text{vol}}^a = 3.2\%$; $N^a = 1.0\%$; $O^a = 5.8\%$; $A^a = 23.0\%$; $W^a = 8.0\%$, si se conoce que la temperatura de los gases a la salida del hogar $\vartheta_g = 1100^\circ\text{C}$, la porción de cenizas del combustible arrastrada por los productos de combustión $a_{\text{arr}} = 0.85$ y el valor reducido de la cantidad de cenizas arrastrada del combustible quemado $A_{\text{red},\text{arr}} = 3.72 \text{ kg} \cdot \% \cdot 10^{-3} / \text{kJ}$. El coeficiente de exceso de aire en el hogar $\alpha_h = 1.3$.

Respuesta: $I_a = 2790 \text{ kJ/kg}$; $I_{\text{cen}} = 214 \text{ kJ/kg}$.

Problema 1.65. En el hogar de una caldera se quema 1 kg de carbón de piedra de la marca K cuya composición es: $C^a = 54.7\%$; $H^a = 3.3\%$; $S_{\text{vol}}^a = 0.8\%$; $N^a = 0.8\%$; $O^a = 4.8\%$; $A^a = 27.6\%$; $W^a = 8.0\%$. Trazar el diagrama $I\vartheta$ para los productos de combustión en el intervalo de temperaturas de ignición del combustible de $600 \dots 2000^\circ\text{C}$. El coeficiente de exceso de aire en el hogar $\alpha_h = 1.3$.

Solución: El volumen de aire teóricamente necesario se determina según la fórmula (1.27):

$$V^0 = 0.089C^a + 0.266H^a + 0.033(S_{\text{vol}}^a - O^a) = \\ = 0.089 \cdot 54.7 + 0.266 \cdot 3.3 + 0.033(0.8 - 4.8) = 5.61 \text{ m}^3/\text{kg}.$$

El volumen de los gases triatómicos se determina según la fórmula (1.33):

$$V_{\text{RO}_2} = 0.0187(C^a + 0.375S_{\text{vol}}^a) = 0.0187(54.7 + \\ + 0.375 \cdot 0.8) = 1.03 \text{ m}^3/\text{kg}.$$

El volumen teórico de nitrógeno se determina según la fórmula (1.32):

$$V_{\text{N}_2}^0 = 0.79V^0 + 0.8N^a/100 = 0.79 \cdot 5.61 + 0.8 \cdot 0.8/100 = \\ = 4.43 \text{ m}^3/\text{kg}.$$

El volumen teórico de vapores de agua se determina a base de la fórmula (1.35):

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^0 = 0.0124(9H^a + W^a) + 0.0161V^0 = 0.0124(9 \cdot 3.3 + 8) + \\ + 0.0161 \cdot 5.61 = 0.56 \text{ m}^3/\text{kg}.$$

La entalpía de los productos de combustión de 1 kg de carbón para $\vartheta_g = 600^\circ\text{C}$ se determina según la fórmula (1.60):

$$I_g = I_g^0 + (\alpha_h - 1) I_a^0 = V_{\text{CO}_2} (c\vartheta)_{\text{CO}_2} + V_{\text{N}_2}^0 (c\vartheta)_{\text{N}_2} + \\ + V_{\text{H}_2\text{O}}^0 (c\vartheta)_{\text{H}_2\text{O}} + (\alpha_h - 1) V^0 (c\vartheta)_a = 1,03 \cdot 1222 + \\ + 4,43 \cdot 804 + 0,56 \cdot 967 + (1,3 - 1) \cdot 5,61 \cdot 830 = 6759 \text{ kJ/kg.}$$

Los valores de $(c\vartheta)_{\text{CO}_2}$, $(c\vartheta)_{\text{N}_2}$, $(c\vartheta)_{\text{H}_2\text{O}}$ y $(c\vartheta)_a$ a la temperatura $\vartheta_g = 600^\circ\text{C}$ fueron tomados de la tabla 1 (ver el Apéndice).

Cuando $\vartheta_g = 1000^\circ\text{C}$

$$I_g = I_g^0 + (\alpha_h - 1) I_a^0 = V_{\text{CO}_2} (c\vartheta)_{\text{CO}_2} + V_{\text{N}_2}^0 (c\vartheta)_{\text{N}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}}^0 (c\vartheta)_{\text{H}_2\text{O}} + \\ + (\alpha_h - 1) V^0 (c\vartheta)_a = 1,03 \cdot 2202 + 4,43 \cdot 1394 + 0,56 \cdot 1725 + \\ + (1,3 - 1) \cdot 5,61 \cdot 1436 = 11826 \text{ kJ/kg.}$$

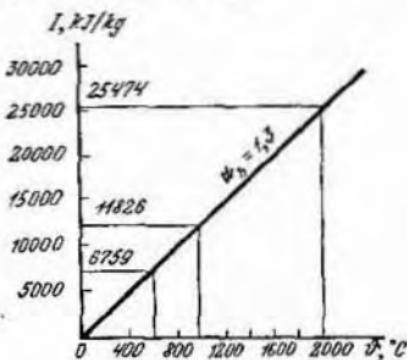


Fig. 1.2

Los valores de $(c\vartheta)_{\text{CO}_2}$, $(c\vartheta)_{\text{N}_2}$, $(c\vartheta)_{\text{H}_2\text{O}}$ y $(c\vartheta)_a$ a la temperatura $\vartheta_g = 1000^\circ\text{C}$ fueron tomados de la tabla 1 (ver el Apéndice).

Cuando $\vartheta_g = 2000^\circ\text{C}$

$$I_g = I_g^0 + (\alpha_h - 1) I_a^0 = V_{\text{CO}_2} (c\vartheta)_{\text{CO}_2} + V_{\text{N}_2}^0 (c\vartheta)_{\text{N}_2} + \\ + V_{\text{H}_2\text{O}}^0 (c\vartheta)_{\text{H}_2\text{O}} + (\alpha_h - 1) V^0 (c\vartheta)_a = 1,03 \cdot 4843 + \\ + 4,43 \cdot 2964 + 0,56 \cdot 3926 + (1,3 - 1) \cdot 5,61 \cdot 3064 = 25474 \text{ kJ/kg.}$$

A base de los valores determinados de las entalpias de los productos de combustión se traza el diagrama $I\vartheta$ (fig. 1.2).

Capítulo 2

INSTALACIONES DE CALDERAS

§ 2.1. Balance térmico, rendimiento y consumo de combustible en un equipo de caldera

Balance térmico de un equipo de caldera. Llámase balance térmico la división del calor introducido en el equipo de caldera, al quemar el combustible, en el calor aprovechado y las pérdidas de calor. El balance térmico se escribe para 1 kg de combustible sólido (líquido) o para 1 m³ de combustible gaseoso, conforme al estado térmico establecido del equipo de caldera.

La ecuación del balance térmico (kJ/kg, kJ/m³) es:

$$Q_{\text{dis}}^{\text{a}} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 \quad (2.1)$$

o bien, en tantos por ciento del calor disponible del combustible

$$q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6 = 100, \quad (2.2)$$

donde $q_1 = (Q_1/Q_{\text{dis}}^{\text{a}}) 100$; $q_2 = (Q_2/Q_{\text{dis}}^{\text{a}}) 100$, etc.

En las ecuaciones (2.1) y (2.2): $Q_{\text{dis}}^{\text{a}}$ es el calor disponible; Q_1 (q_1), el calor aprovechado en el equipo de caldera para obtener vapor; Q_2 (q_2), las pérdidas de calor con los humos o los gases de escape; Q_3 (q_3), las pérdidas de calor debidas a la combustión químicamente incompleta; Q_4 (q_4), las pérdidas de calor debidas a la combustión mecánicamente incompleta; Q_5 (q_5), las pérdidas de calor al medio ambiente; Q_6 (q_6), las pérdidas de calor con la escoria.

El calor disponible (kJ/kg, kJ/m³) por 1 kg de combustible sólido (líquido) o por 1 m³ de combustible gaseoso se determina a partir de las fórmulas:

$$Q_{\text{dis}}^{\text{a}} = Q_{\text{in}}^{\text{a}} + Q_{\text{com}} + Q_{\text{a.int}} + Q_{\text{iny}} - Q_{\text{car}}; \quad (2.3)$$

$$Q_{\text{dis}}^{\text{a}} = Q_{\text{in}}^{\text{s}} + Q_{\text{com}} + Q_{\text{a.int}} + Q_{\text{iny}},$$

donde Q_{in}^{a} y Q_{in}^{s} es el poder calorífico inferior de la masa aprovechable del combustible sólido y líquido y de la masa seca del combustible gaseoso, kJ/kg (kJ/m³); Q_{com} , el calor físico del combustible, kJ/kg (kJ/m³); $Q_{\text{a.int}}$, el calor introducido al hogar junto con el aire, kJ/kg (kJ/m³); Q_{iny} , el calor introducido al hogar al efectuar el soplado con vapor, kJ/kg (kJ/m³); Q_{car} , el calor invertido para la descomposición de los carbonatos durante la combustión de los esquistos, kJ/kg.

El calor físico del combustible

$$Q_{\text{com}} = c_{\text{com}}^{\text{a}} t_{\text{com}}, \quad (2.4)$$

donde $c_{\text{com}}^{\text{a}}$ es la capacidad calorífica de la masa aprovechable del combustible, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; t_{com} , la temperatura del combustible a la entrada en el hogar, $^{\circ}\text{C}$.

La capacidad calorífica de la masa aprovechable del combustible

$$c_{\text{com}}^{\text{a}} = c_{\text{com}}^{\text{s}} \frac{110 - W^{\text{a}}}{110} + c_{\text{H}_2\text{O}} \frac{W^{\text{a}}}{100}, \quad (2.5)$$

donde $c_{\text{com}}^{\text{s}}$, $c_{\text{H}_2\text{O}}$ son las capacidades caloríficas de la masa seca del combustible sólido y el agua, respectivamente, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; $c_{\text{com}}^{\text{s}}$, para la antracita, 0,921, para el carbón de piedra, 0,962, para el carbón pardo, 1,088, para la turba fresada, 1,297 y para los esquistos, 1,046.

La capacidad calorífica del mazut

$$c_{\text{com}}^{\text{a}} = 1,74 + 0,0025t_{\text{com}}. \quad (2.6)$$

El calor físico del combustible se toma en consideración siempre que éste esté calentado previamente fuera de la caldera (precalentamiento del mazut, secado del combustible en un sistema no cerrado, etc.).

El calor introducido en el hogar por el aire:

$$Q_{\text{a,tat}} = \alpha_{\text{h}} V^{\text{a}} c_{\text{p,a}}^{\text{a}} \Delta t_{\text{a}}, \quad (2.7)$$

donde α_{h} es el coeficiente de exceso de aire en el hogar; V^{a} , el volumen teórico de aire que se necesita para quemar 1 kg de combustible, m^3/kg ; $c_{\text{p,a}}^{\text{a}}$, la capacidad calorífica media volumétrica del aire a presión constante, $\text{kJ}/(\text{m}^3 \cdot \text{K})$; a la temperatura del aire de hasta 300°C $c_{\text{p,a}}^{\text{a}} = 1,33 \text{ kJ}/(\text{m}^3 \cdot \text{K})$; Δt_{a} , la diferencia de temperaturas del aire calentado y frío, $^{\circ}\text{C}$.

El calor introducido en el hogar al efectuar el soplado con vapor:

$$Q_{\text{iny}} = W_{\text{iny}} (i_{\text{iny}} - 2510), \quad (2.8)$$

donde W_{iny} e i_{iny} son el gasto y la entalpía del vapor utilizado para el soplado y la pulverización del combustible, respectivamente, kg/kg y kJ/kg ; para el soplado $W_{\text{iny}} = 0,7 \dots 0,8 \text{ kg}/\text{kg}$; para la pulverización efectuada mediante los inyectores de vapor $W_{\text{iny}} = 0,35 \text{ kg}/\text{kg}$, mediante los inyectores mecánicos de vapor $W_{\text{iny}} = 0,03 \dots 0,035 \text{ kg}/\text{kg}$.

El calor invertido para descomponer los carbonatos durante la combustión de los esquistos:

$$Q_{\text{car}} = 40,6 K (\text{CO}_2)_{\text{car}}^{\text{a}},$$

donde K es el coeficiente de descomposición de los carbonatos,

El calor (kJ/kg) aprovechado en el equipo de caldera:

$$Q_1 = \frac{D_{\text{rec}}}{B} \left[(i_{v,\text{rec}} - i_{a,a}) + \frac{P}{100} (i_{a,c} - i_{a,a}) \right] + D_{v,\text{sat}} (i_{v,\text{sat}} - i_{a,a}), \quad (2.9)$$

donde D_{rec} , $D_{v,\text{sat}}$ son el gasto de vapor recalentado y saturado, respectivamente, kg/s; B , el gasto de combustible natural, kg/s; $i_{v,\text{rec}}$, $i_{v,\text{sat}}$, $i_{a,a}$, $i_{a,c}$, las entalpias del vapor recalentado y saturado, del agua de alimentación y de caldera, respectivamente, kJ/kg; P , el valor del barrido continuo, %.

El calor (kJ/kg) aprovechado en las calderas para calentar agua:

$$Q_1 = \frac{M_a}{B} (i_2 - i_1), \quad (2.10)$$

donde i_1 e i_2 son las entalpias del agua que entra en la caldera y sale de ella, respectivamente, kJ/kg; M_a , el gasto de agua, kg/s.

El calor (%) únicamente aprovechado en el equipo de caldera:

$$q_1 = (Q_1/Q_{\text{dis}}^a) 100. \quad (2.11)$$

Las pérdidas de calor (kJ/kg) con los gases de escape

$$Q_2 = (V_{g,e} c'_{pg,e} \vartheta_{g,e} - \alpha_{g,e} V^0 c'_{a,t} t_a) (100 - q_4)/100 = (I_{g,e} - \alpha_{g,e} I_{a,t}^0) (100 - q_4)/100, \quad (2.12)$$

donde $V_{g,e}$ es el volumen de los gases de escape (de humo) a la salida del último conducto de gases del equipo de caldera, m³/kg; $c'_{pg,e}$, la capacidad calorífica volumétrica media de los gases a presión constante, determinada para $\vartheta_{g,e}$, kJ/(m³·K); $\vartheta_{g,e}$, la temperatura de los gases de escape a la salida del último conducto de gases, °C; $\alpha_{g,e}$, el coeficiente de exceso de aire fuera del equipo de caldera; V^0 , el volumen teórico de aire necesario para quemar 1 kg de combustible, m³/kg; t_a , la temperatura del aire en la sala de calderas, °C; q_4 , las pérdidas de calor debidas a la combustión mecánicamente incompleta, %; $I_{g,e}$, $I_{a,t}^0$, las entalpias de los productos de combustión y el aire frío, respectivamente, kJ/kg.

Las pérdidas de calor (%) con los gases de escape

$$q_2 = (Q_2/Q_{\text{dis}}^a) 100 = (I_{g,e} - \alpha_{g,e} I_{a,t}^0) (100 - q_4)/Q_{\text{dis}}^a. \quad (2.13)$$

Las pérdidas de calor (kJ/kg) debidas a la combustión químicamente incompleta vienen determinadas por el contenido de CO en los productos de combustión:

$$Q_3 = 237 (C^a + 0,375 S_{\text{vol}}^a) \text{CO}/(\text{RO}_2 + \text{CO}), \quad (2.14)$$

donde C^a y S_{vol}^a es el contenido de carbono y azufre en el combustible, %; CO, el contenido de monóxido carbónico en los gases de escape, %; $\text{RO}_2 = \text{CO}_2 + \text{SO}_2$, el contenido de CO_2 y SO_2 en los gases de escape, %.

Las pérdidas de calor (%) debidas a la combustión químicamente incompleta del combustible

$$q_3 = (Q_3/Q_{\text{dis}}^a) 100. \quad (2.15)$$

Las pérdidas de calor (kJ/kg) debidas a la combustión mecánicamente incompleta representan la suma de tres componentes: las pérdidas de calor con la escoria Q_4^{es} (kJ/kg), las pérdidas de calor debidas a la caída del combustible a través de la parrilla Q_4^p (kJ/kg) y las pérdidas de calor debidas al arrastre de partículas de combustible por los gases de escape Q_4^{arr} (kJ/kg), o sea,

$$Q_4 = Q_4^{\text{es}} + Q_4^p + Q_4^{\text{arr}}. \quad (2.16)$$

Las pérdidas de calor (%) debidas a la combustión mecánicamente incompleta

$$q_4 = \frac{Q_4}{Q_{\text{dis}}^a} 100 = \frac{327 A^a}{Q_{\text{dis}}^a} \left(a_{\text{es+p}} \frac{C_{\text{es+p}}}{100 - C_{\text{es+p}}} + a_{\text{arr}} \frac{C_{\text{arr}}}{100 - C_{\text{arr}}} \right), \quad (2.17)$$

donde A^a es el contenido de cenizas en el combustible, %; $a_{\text{es+p}}$, a_{arr} , las porciones de cenizas contenidas en la escoria, caídas a través de la parrilla y arrastradas, respecto de toda la cantidad de cenizas introducidas en el hogar con el combustible, %; $C_{\text{es+p}}$, C_{arr} , el contenido de elementos combustibles en la escoria, caídos a través de la parrilla y arrastrados por los gases de escape, %.

Las pérdidas de calor (kJ/kg) al medio ambiente dependen de las dimensiones de la superficie del equipo de caldera, la calidad del revestimiento y el aislamiento térmico.

En los cálculos las pérdidas de calor al medio ambiente se toman en base a los datos normativos y a la hora de hacer las pruebas de los equipos de caldera se determinan partiendo de la ecuación de balance térmico

$$Q_5 = Q_{\text{dis}}^a - (Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_6), \quad (2.18)$$

o bien en tantos por ciento

$$q_6 = 100 - (q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5). \quad (2.19)$$

Las pérdidas de calor (kJ/kg) con la escoria

$$Q_6 = a_{\text{es}} c_{\text{es}} t_{\text{es}} A^a / 100, \quad (2.20)$$

donde a_{es} es la porción de cenizas contenidas en la escoria: para los hogares con cámara $a_{\text{es}} = 1 - a_{\text{arr}}$, para los hogares con fuego apilado, a a_{es} se le agregará la porción de cenizas de combustible contenidas en la masa caída a través de la parrilla, a_p ; c_{es} , la capacidad calorífica de la escoria, kJ/(kg·K); t_{es} , la temperatura de la escoria, °C; A^a , el contenido de cenizas en el combustible, %.

Las pérdidas de calor (%) con la escoria

$$q_6 = (Q_6/Q_{\text{dis}}^a) 100 = a_{\text{es}} c_{\text{es}} t_{\text{es}} A^a / Q_{\text{dis}}^a. \quad (2.21)$$

Rendimientos de un equipo de caldera (bruto) y de una instalación de calderas (neto). El rendimiento de un equipo de caldera (bruto) caracteriza la economicidad del funcionamiento del mismo y representa la relación del calor aprovechado en el equipo de caldera al calor disponible del combustible, o sea,

$$\eta_{e,c}^{br} = (Q_1/Q_{dis}^a) 100, \quad (2.22)$$

o bien

$$\eta_{e,c}^{br} = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6). \quad (2.23)$$

El rendimiento de una instalación de caldera (neto) equivale al rendimiento del equipo de caldera descontando los gastos de calor para las necesidades propias (alumbrado, accionamiento de las bombas, ventiladores, etc.), o sea,

$$\eta_{in,c}^n = \eta_{e,c}^{br} - \frac{Q_{n,pr}}{BQ_{dis}^a} 100, \quad (2.24)$$

donde $Q_{n,pr}$ son los gastos de calor para las necesidades propias, kJ/s

Consumo de combustible. Durante los cálculos térmicos de los equipos de caldera se distinguen el consumo natural de combustible B y el consumo de cálculo B_{cal} .

El consumo natural (kg/s) de combustible se determina según la fórmula

$$B = \frac{D_{rec} [(t_{v,rec} - t_{a,a}) + (p/100) (t_{a,c} - t_{a,a})] + D_{v,sat} (t_{v,sat} - t_{a,a})}{Q_{dis}^a \eta_{e,c}^{br}} 100, \quad (2.25)$$

donde $\eta_{e,c}^{br}$ es el rendimiento del equipo de caldera (bruto), %.

El consumo calculado (kg/s) de combustible se determina teniendo en cuenta la combustión mecánicamente incompleta

$$B_a = B (1 - q_4/100), \quad (2.26)$$

donde q_4 son las pérdidas de calor debidas a la combustión mecánicamente incompleta, %.

Problema 2.1. En el hogar de un equipo de caldera, cuya capacidad de producción de vapor $D = 13.4$ kg/s, se quema carbón pardo de la marca B2 de la siguiente composición: $C^a = 28.7\%$; $H^a = 2.2\%$; $S_{vol}^a = 2.7\%$; $N^a = 0.6\%$; $O^a = 8.6\%$; $A^a = 25.2\%$; $W^a = 32.0\%$. Escribir el balance térmico del equipo de caldera si es sabido que la temperatura del combustible a la entrada en el hogar $t_{com} = 20$ °C, el consumo natural de combustible $B = 4$ kg/s, la presión del vapor recalentado $p_{v,rec} = 4$ MPa, la temperatura del vapor recalentado $t_{v,rec} = 450$ °C, la temperatura del agua de alimentación $t_{a,a} = 150$ °C, el valor del barrido continuo $P = 4\%$; el volumen teórico de aire necesario para quemar 1 kg de combustible $V^o = 2.94$ m³/kg, el volumen de los gases de escape medido a la salida

del último conducto de gases, $V_{g,e} = 4,86 \text{ m}^3/\text{kg}$, la temperatura de los gases de escape a la salida del último conducto de gases $\theta_{g,e} = 160^\circ\text{C}$, la capacidad calorífica volumétrica media a presión constante $c_p'_{g,e} = 1,415 \text{ kJ}/(\text{m}^3 \cdot \text{K})$, el coeficiente de exceso de aire tras el último conducto de gases $\alpha_{g,e} = 1,48$, la temperatura del aire en la sala de calderas $t_a = 30^\circ\text{C}$, la capacidad calorífica volumétrica media del aire a presión constante $c_p'_{a} = 1,297 \text{ kJ}/(\text{m}^3 \cdot \text{K})$, el contenido de monóxido carbónico en los gases de escape CO = 0,2% y de los gases triatómicos, RO₂ = 16,6% y las pérdidas de calor debidas a la combustión mecánicamente incompleta $q_4 = 4\%$. Se pueden despreciar las pérdidas de calor relacionadas con el calor de la escoria.

Solución: El poder calorífico inferior de la masa aprovechable del combustible se determina según la fórmula (1.12):

$$Q_{in}^a = 338C^a + 1025H^a - 108,5(O^a - S_{vol}^a) - 25W^a = \\ = 338 \cdot 28,7 + 1025 \cdot 2,2 - 108,5(8,6 - 2,7) - 25 \cdot 32 = 10516 \text{ kJ/kg.}$$

Determinamos la capacidad calorífica de la masa aprovechable del combustible de acuerdo con la fórmula (2.5):

$$c_{com}^a = c_{com}^e (100 - W^a)/100 + C_{B_{CO}} W^a / 100 = \\ = 1,088(100 - 32)/100 + 4,19 \cdot 32/100 = 2,08 \text{ kJ/(kg-K).}$$

Determinamos el calor físico del combustible a base de la fórmula (2.4):

$$Q_{com} = c_{com}^a t_{com} = 2,08 \cdot 20 = 41,6 \text{ kJ/kg.}$$

Calculamos el calor disponible partiendo de la fórmula (2.3):

$$Q_{dis}^a = Q_{in}^a + Q_{com} = 10516 + 41,6 = 10557,6 \text{ kJ/kg.}$$

Hallamos el calor aprovechado en el equipo de caldera valiéndonos de la fórmula (2.9):

$$Q_1 = (D_{rec}/B) \{ (i_{v,rec} - i_{a,a}) + (P/100) (i_{a,c} - i_{a,a}) \} = \\ = (13,4/4) \{ (3330 - 632) + (4/100) (1087,5 - 632) \} = 9099 \text{ kJ/kg.}$$

$D_{rec} = D$ ya que no se toma el valor recalentado.

Determinamos la entalpía del vapor $i_{v,rec}$ usando el diagrama $I - S$: $i_{v,rec} = 3330 \text{ kJ/kg}$; determinamos la entalpía del agua de alimentación y de caldera con ayuda de las tablas 2 y 3 (ver el Apéndice): $i_{a,a} = i' = 632 \text{ kJ/kg}$; $i_{a,c} = i'' = 1087,5 \text{ kJ/kg}$.

Las pérdidas de calor arrastrado por los gases de escape se determinan valiéndose de la fórmula (2.12):

$$Q_2 = (V_{g,e} c_{p,g,e}' \theta_{g,e} - \alpha_{g,e} V^0 c_{p,a} t_a) (100 - q_4) / 100 = \\ = (4,86 \cdot 1,415 \cdot 160 - 1,48 \cdot 2,94 \cdot 1,297 \cdot 30) (100 - 4) / 100 = 891 \text{ kJ/kg.}$$

Las pérdidas de calor debidas a la combustión químicamente incompleta de combustible se determinan según la fórmula (2.14):

$$Q_3 = 237 (C^a + 0,375S_{vol}^a) CO / (RO_2 + CO) = 237 (28,7 + 0,375 \cdot 2,7) 0,2 / (16,6 + 0,2) = 83 \text{ kJ/kg.}$$

Las pérdidas de calor debidas a la combustión mecánicamente incompleta se calculan según la fórmula (2.17):

$$Q_4 = q_4 Q_{dis}^a / 100 = 4 \cdot 10557,6 / 100 = 422,3 \text{ kJ/kg.}$$

Las pérdidas de calor al medio ambiente se determinan según la fórmula (2.18):

$$Q_5 = Q_{dis}^a - (Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4) = 10557,6 - (9099 + 891 + 83 + 422,3) = 62,3 \text{ kJ/kg.}$$

Las componentes del balance térmico son:

$$q_1 = (Q_1 / Q_{dis}^a) 100 = (9099 / 10557,6) 100 = 86,2\%$$

$$q_2 = (Q_2 / Q_{dis}^a) 100 = (891 / 10557,6) 100 = 8,4\%$$

$$q_3 = (Q_3 / Q_{dis}^a) 100 = (83 / 10557,6) 100 = 0,8\%$$

$$q_5 = (Q_5 / Q_{dis}^a) 100 = (62,3 / 10557,6) 100 = 0,6\%.$$

Según la ecuación (2.1), el balance térmico del equipo de caldera es:

$$Q_{dis}^a = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 = 9099 + 891 + 83 + 422,3 + 62,3 = 10557,6 \text{ kJ/kg,}$$

o bien en tantos por ciento del calor disponible del combustible, conforme a la ecuación (2.2)

$$q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 = 86,2 + 8,4 + 0,8 + 4 + 0,6 = 100\%.$$

Problema 2.2. En el hogar de una caldera se quema mazut bajo en azufre de la siguiente composición: $C^a = 84,65\%$; $H^a = 11,7\%$; $S_{vol}^a = 0,3\%$; $O^a = 0,3\%$; $A^a = 0,05\%$; $W^a = 3,0\%$. Determinar el calor disponible, si la temperatura de precalentamiento del mazut $t_{com} = 93^\circ\text{C}$ y la entalpía del vapor utilizado para pulverizar el combustible mediante los inyectores de vapor, $i_{inj} = 3280 \text{ kJ/kg}$.

Respuesta: $Q_{dis}^a = 40982 \text{ kJ/kg.}$

Problema 2.3. En el hogar de una caldera se quema carbón pardo de la marca B3 de la siguiente composición: $C^a = 37,3\%$; $H^a = 2,8\%$; $S_{vol}^a = 1,0\%$; $N^a = 0,9\%$; $O^a = 40,5\%$; $A^a = 29,5\%$; $W^a = 18\%$. Determinar el calor disponible si la temperatura del combustible a la entrada en el hogar $t_{com} = 20^\circ\text{C}$.

Respuesta: $Q_{dis}^a = 14030 \text{ kJ/kg.}$

Problema 2.4. Determinar el calor aprovechado en una caldera para calentar agua si es sabido que el consumo natural de combustible $B = 1,2 \text{ kg/s}$, el gasto de agua $M_a = 70 \text{ kg/s}$, la temperatura del agua suministrada a la caldera $t_1 = 70^\circ\text{C}$ y la temperatura del agua que sale de la caldera $t_2 = 150^\circ\text{C}$.

Respuesta: $Q_1 = 19\,553 \text{ kJ/kg}$.

Problema 2.5. Determinar el calor aprovechado en una caldera de vapor con una productividad $D = 5,45 \text{ kg/s}$ si el gasto natural de combustible $B = 0,64 \text{ kg/s}$, la presión del vapor recalentado $p_{v,\text{rec}} = 1,3 \text{ MPa}$, la temperatura del vapor recalentado $t_{v,\text{rec}} = 275^\circ\text{C}$, la temperatura del agua de alimentación $t_{a,a} = 100^\circ\text{C}$ y la magnitud del barrido continuo $P = 3\%$.

Respuesta: $Q = 21\,996 \text{ kJ/kg}$.

Problema 2.6. En el hogar de un equipo de caldera con una capacidad de producción de vapor $D = 5,6 \text{ kg/s}$ se quema carbón pardo de la marca B2 de la siguiente composición: $C^a = 41,5\%$; $H^a = 2,9\%$; $S_{\text{vol}}^a = 0,4\%$; $N^a = 0,6\%$; $O^a = 13,1\%$; $A^a = 8,0\%$; $W^a = 33,5\%$. Determinar en tantos por ciento el calor aprovechado en el equipo de caldera si es sabido que el gasto natural de combustible $B = 1,12 \text{ kg/s}$, la presión del vapor recalentado $p_{v,\text{rec}} = 4 \text{ MPa}$, la temperatura del vapor recalentado $t_{v,\text{rec}} = 400^\circ\text{C}$, la temperatura del agua de alimentación $t_{a,a} = 130^\circ\text{C}$, el valor del barrido continuo $P = 3\%$ y la temperatura del combustible a la entrada en el hogar $t_{\text{com}} = 20^\circ\text{C}$.

Respuesta: $q_1 = 91\%$.

Problema 2.7. En el hogar de un equipo de caldera con una capacidad de producción de vapor $D = 7,22 \text{ kg/s}$ se quema mazut alto en azufre de la composición: $C^a = 83,0\%$; $H^a = 10,4\%$; $S_{\text{vol}}^a = 2,8\%$; $O^a = 0,7\%$; $A^a = 0,1\%$; $W^a = 3,0\%$. Determinar el calor disponible en kJ/kg y el calor aprovechado en el equipo de caldera, en tantos por ciento, si es sabido que la temperatura de precalentamiento del mazut $t_{\text{com}} = 90^\circ\text{C}$, el gasto natural de combustible $B = 0,527 \text{ kg/s}$, la presión del vapor recalentado $p_{v,\text{rec}} = 1,3 \text{ MPa}$, la temperatura del vapor recalentado $t_{v,\text{rec}} = 250^\circ\text{C}$, la temperatura del agua de alimentación $t_{a,a} = 100^\circ\text{C}$ y el valor del barrido continuo $P = 4\%$.

Respuesta: $Q_{\text{dis}}^a = 39\,044 \text{ kJ/kg}$; $q_1 = 89,5\%$.

Problema 2.8. En el hogar de un equipo de caldera con una capacidad de producción de vapor $D = 4,2 \text{ kg/s}$ se quema gas natural cuyo poder calorífico inferior $Q_{\text{in}}^s = 35\,700 \text{ kJ/m}^3$. Determinar en kJ/m^3 y en tantos por ciento el calor aprovechado en el equipo de caldera si se conoce el gasto natural de combustible $B = 0,32 \text{ m}^3/\text{s}$, el volumen teórico de aire necesario para quemar 1 m^3 de combustible, $V^t = 9,5 \text{ m}^3/\text{m}^3$, la presión del vapor recalentado $p_{v,\text{rec}} = 4 \text{ MPa}$, la temperatura del vapor recalentado $t_{v,\text{rec}} = 400^\circ\text{C}$, la temperatura del agua de alimentación $t_{a,a} = 130^\circ\text{C}$, la temperatura del aire en la sala de calderas $t_a = 30^\circ\text{C}$, la temperatura del aire que entra

en la caldera $t_a = 230^\circ\text{C}$ y el coeficiente de exceso de aire en el hogar $\alpha_h = 1,1$.

Respuesta: $Q_1 = 35\,568 \text{ kJ/m}^3$; $q_1 = 92,4\%$.

Problema 2.9. En el hogar de una caldera se quema mazut bajo en azufre de la composición: $C^a = 84,65\%$; $H^a = 11,7\%$; $S_{\text{vol}}^a = 0,3\%$; $O^a = 0,3\%$; $A^a = 0,05$; $W^a = 3,0\%$. Determinar las pérdidas de calor, en kJ/kg y en tantos por ciento, arrastrado por los gases de escape procedentes del equipo de caldera, si es sabido que el coeficiente de exceso de aire fuera de éste $\alpha_{g.e.} = 1,35$, la temperatura de los gases de escape a la salida del último conducto de gases $\theta_{g.e.} = 160^\circ\text{C}$, la temperatura del aire en la sala de calderas $t_a = 30^\circ\text{C}$, la capacidad calorífica volumétrica media a presión constante $c_p^a = 1,297 \text{ kJ}/(\text{m}^3 \cdot \text{K})$ y la temperatura de precalentamiento del mazut $t_{\text{com}} = 90^\circ\text{C}$.

Solución: Determinamos el poder calorífico inferior de la masa aprovechable usando la fórmula (1.42):

$$\begin{aligned} Q_{\text{in}}^a &= 338C^a + 1025H^a - 108,5(O^a - S_{\text{vol}}^a) - 25W^a = \\ &= 338 \cdot 84,65 + 1025 \cdot 11,7 - 108,5(0,3 - 0,3) - 25 \cdot 3,0 = \\ &= 40\,529 \text{ kJ/kg}. \end{aligned}$$

La capacidad calorífica del mazut se determina según la fórmula (2.6):

$$\begin{aligned} c_{\text{com}}^a &= 1,74 + 0,0025t_{\text{com}} = 1,74 + 0,0025 \cdot 90 = \\ &= 1,97 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K}). \end{aligned}$$

El calor físico del combustible se determina de acuerdo con la fórmula (2.4):

$$Q_{\text{com}} = c_{\text{com}}^a t_{\text{com}} = 1,97 \cdot 90 = 177 \text{ kJ/kg}.$$

Hallamos el calor disponible con ayuda de la fórmula (2.3):

$$Q_{\text{dis}}^a = Q_{\text{in}}^a + Q_{\text{com}} = 40\,529 + 177 = 40\,706 \text{ kJ/kg}.$$

El volumen teórico de aire necesario para quemar 1 kg de combustible se determina según la fórmula (1.27):

$$\begin{aligned} V^a &= 0,089C^a + 0,266H^a + 0,033(S_{\text{vol}}^a - O^a) = \\ &= 0,089 \cdot 84,65 + 0,266 \cdot 11,7 + 0,033(0,3 - 0,3) = 10,62 \text{ m}^3/\text{kg}. \end{aligned}$$

Determinamos el volumen de los gases triatómicos según la fórmula (1.33):

$$\begin{aligned} V_{\text{RO}_2} &= 0,0187(C^a + 0,375S_{\text{vol}}^a) = \\ &= 0,0187(84,65 + 0,375 \cdot 0,3) = 1,58 \text{ m}^3/\text{kg}. \end{aligned}$$

El volumen teórico de nitrógeno se determina a base de la fórmula (1.32):

$$V_{\text{N}_2} = 0,79V^a + 0,8N^a/100 = 0,79 \cdot 10,62 = 8,39 \text{ m}^3/\text{kg}.$$

Hallamos el volumen teórico de los vapores de agua con ayuda de la fórmula (1.35):

$$V_{H_2O}^0 = 0,0124 (9H^a + W^a) + 0,0161 V^0 = \\ = 0,0124 (9 \cdot 11,7 + 3,0) + 0,0161 \cdot 10,62 = 1,51 \text{ m}^3/\text{kg}.$$

La entalpía de los productos de combustión cuando $\alpha_h = 1$ y $\vartheta_{g.e} = 160^\circ\text{C}$, se determina según la fórmula (1.61):

$$I_g^0 = V_{CO_2} (c\vartheta)_{CO_2} + V_{N_2}^0 (c\vartheta)_{N_2} + V_{H_2O}^0 (c\vartheta)_{H_2O} = \\ = 1,58 \cdot 280 + 8,39 \cdot 208 + 1,51 \cdot 242 = 2553 \text{ kJ/kg}.$$

Los valores de $(c\vartheta)_{CO_2}$, $(c\vartheta)_{N_2}$ y $(c\vartheta)_{H_2O}$ se toman de la tabla 1 (ver el Apéndice).

Determinamos la entalpía del aire para $\alpha_h = 1$ y $\vartheta_{g.e} = 160^\circ\text{C}$ con ayuda de la fórmula (1.62):

$$I_a^0 = V^0 (c\vartheta)_a = 10,62 \cdot 212 = 2251 \text{ kJ/kg}.$$

El valor de $(c\vartheta)_a$ se toma de la tabla 1 (ver el Apéndice).

La entalpía de los productos de combustión para $\vartheta_{g.e} = 160^\circ\text{C}$ se determina a base de (1.60):

$$I_{g.e} = I_g^0 + (\alpha_{g.e} - 1) I_a^0 = 2553 + (1,35 - 1) 2251 = \\ = 3341 \text{ kJ/kg}.$$

La entalpia del aire frio

$$I_{a.t}^0 = V^0 c'_{p.a} t_a = 10,62 \cdot 1,297 \cdot 30 = 413 \text{ kJ/kg}.$$

Las pérdidas de calor arrastrado por los gases de escape se determinan a partir de la fórmula (2.12):

$$Q_2 = (I_{g.e} - \alpha_{g.e} I_{a.t}^0) \frac{100 - q_4}{100} = \\ = (3341 - 1,35 \cdot 413) \frac{100 - 0}{100} = 2783 \text{ kJ/kg};$$

para hallar el porcentaje se emplea la fórmula (2.13):

$$q_2 = (Q_2 / Q_{dis}^0) 100 = (2783 / 40706) 100 = 6,8\%.$$

Problema 2.10. En el hogar de un equipo de caldera se quema carbón de piedra de la marca K de la siguiente composición: $C^a = 54,7\%$; $H^a = 3,3\%$; $S_{vo}^a = 0,8\%$; $N^a = 0,8\%$; $O^a = 4,8\%$; $A^a = 27,6\%$; $W^a = 8,0\%$. Determinar las pérdidas de calor arrastrado por los gases de escape si es sabido que el coeficiente de exceso de aire fuera del equipo de caldera $\alpha_{g.e} = 1,43$, el volumen de los gases de escape a la salida del último conducto de gases $V_{g.e} = 8,62 \text{ m}^3/\text{kg}$, la temperatura de los gases de escape a la salida del último conducto de gases $\vartheta_{g.e} = 150^\circ\text{C}$, la capacidad calorífica volumétrica media de los gases a presión constante $c'_{p.g.e} = 1,4 \text{ kJ}/$

$/(m^3 \cdot K)$, la temperatura del aire en la sala de calderas $t_a = 30^\circ C$, la capacidad calorífica volumétrica media del aire a presión constante $c_{p,a}^* = 1,297 \text{ kJ}/(m^3 \cdot K)$ y las pérdidas de calor debidas a la combustión mecánicamente incompleta del combustible $q_4 = 3\%$.

Respuesta: $Q_2 = 1454 \text{ kJ/kg}$.

Problema 2.11. En el hogar de un equipo de caldera se quema carbón de piedra cuyo poder calorífico inferior $Q_{in}^n = 27\,600 \text{ kJ/kg}$. Determinar las pérdidas de calor, en porcentaje, arrastrado por los gases de escape del equipo de caldera, si es sabido que el coeficiente de exceso de aire fuera del equipo de caldera $\alpha_{g,e} = 1,4$, el volumen de los gases de escape a la salida del último conducto de gases $V_{g,e} = 10,5 \text{ m}^3/\text{kg}$, la temperatura de los gases de escape a la salida del último conducto de gases $\vartheta_{g,e} = 160^\circ C$, la capacidad calorífica volumétrica media de los gases cuando $p = \text{const}$ $c_{p,g,e}^* = 1,415 \text{ kJ}/(m^3 \cdot K)$, el volumen teórico de aire necesario para quemar 1 kg de combustible $V^0 = 7,2 \text{ m}^3/\text{kg}$, la temperatura del aire en la sala de calderas $t_a = 30^\circ C$, la temperatura del aire que entra en el hogar, $t_e = 180^\circ C$, el coeficiente de exceso de aire en el hogar $\alpha_h = 1,2$; la capacidad calorífica volumétrica media a presión constante $c_{p,h}^* = 1,297 \text{ kJ}/(m^3 \cdot K)$ y las pérdidas de calor debidas a la combustión mecánicamente incompleta del combustible $q_4 = 4\%$.

Respuesta: $q_2 = 6,5\%$.

Problema 2.12. Determinar en tantos por ciento cuánto se incrementarán las pérdidas de calor arrastrado por los gases de escape de un equipo de caldera, si la temperatura de los mismos $\vartheta_{g,e}$ sube de 160 a $180^\circ C$ y si es sabido que el coeficiente de exceso de aire fuera del equipo de caldera $\alpha_{g,e} = 1,48$, el volumen de los gases de escape a la salida del último conducto de gases $V_{g,e} = 4,6 \text{ m}^3/\text{kg}$, la capacidad calorífica volumétrica media de los gases a presión constante $c_{p,g,e}^* = 1,415 \text{ kJ}/(m^3 \cdot K)$, el volumen teórico de aire necesario para quemar 1 kg de combustible $V^0 = 2,5 \text{ m}^3/\text{kg}$, la temperatura del aire en la sala de calderas $t_a = 30^\circ C$, la capacidad calorífica volumétrica media del aire a presión constante $c_{p,a}^* = 1,297 \text{ kJ}/(m^3 \cdot K)$ y las pérdidas de calor debidas a la combustión mecánicamente incompleta del combustible $Q_4 = 340 \text{ kJ/kg}$? El equipo de caldera funciona a base de turba fresada cuyo poder calorífico inferior $Q_{in}^n = 8500 \text{ kJ/kg}$.

Respuesta: $\Delta q_2 = 1,5\%$.

Problema 2.13. Determinar en tantos por ciento las pérdidas de calor arrastrado por los gases de escape de un equipo de caldera, si es sabido que el coeficiente de exceso de aire fuera del equipo de caldera $\alpha_{g,e} = 1,5$, la temperatura de los gases de escape a la salida del último conducto de gases $\vartheta_{g,e} = 150^\circ C$, la temperatura del aire en la sala de calderas $t_a = 30^\circ C$, la capacidad calorífica volumétrica media del aire a presión constante $c_{p,a}^* = 1,297 \text{ kJ}/(m^3 \cdot K)$, la temperatura del combustible a la entrada en el hogar $t_{com} = 20^\circ C$ y las pérdidas de calor debidas a la combustión mecánicamente in-

completa del combustible $q_4 = 3,5\%$. El equipo de caldera funciona a base de carbón pardo de la marca B2 de la composición: $C^a = 41,5\%$; $H^a = 2,9\%$; $S_{vol}^a = 0,4\%$; $N^a = 0,6\%$; $O^a = 13,1\%$; $A^a = 8,0\%$; $W^a = 33,5\%$.

Respuesta: $q_2 = 8,0\%$.

Problema 2.14. Determinar en tantos por ciento cuánto disminuirán las pérdidas de calor arrastrado por los gases de escape procedentes de un equipo de caldera, al bajar la temperatura de los mismos $\theta_{g.e}$ de 145 a 130 °C, si es sabido que el coeficiente de exceso de aire fuera del equipo de caldera $\alpha_{g.e} = 1,43$, el volumen de los gases de escape a la salida del último conducto de gases $V_{g.e} = 8,62 \text{ m}^3/\text{kg}$, la capacidad calorífica volumétrica media de los gases a presión constante $c'_{p,g.e} = 1,415 \text{ kJ}/(\text{m}^3 \cdot \text{K})$, el volumen teórico de aire necesario para quemar 1 kg de combustible, $V^0 = 5,845 \text{ m}^3/\text{kg}$, la temperatura del aire en la sala de calderas $t_a = 30$ °C, la capacidad calorífica volumétrica media del aire a presión constante $c'_{p,a} = 1,297 \text{ kJ}/(\text{m}^3 \cdot \text{K})$ y las pérdidas de calor debidas a la combustión mecánicamente incompleta del combustible $q_4 = 3\%$? El equipo de caldera funciona a base de carbón de piedra cuyo poder calorífico inferior $Q_{in}^a = 22\,290 \text{ kJ/kg}$.

Respuesta: $\Delta q = 0,8\%$.

Problema 2.15. En el hogar de un equipo de caldera se quema carbón pardo de la marca B2 de la composición: $C^a = 37,3\%$; $H^a = 2,8\%$; $S_{vol}^a = 1,0\%$; $N^a = 0,9\%$; $O^a = 10,5\%$; $A^a = 29,5\%$; $W^a = 18,0\%$. Determinar en kJ/kg y en tantos por ciento las pérdidas de calor debidas a la combustión químicamente incompleta del combustible, si es sabido que el contenido de monóxido carbónico en los gases de escape $\text{CO} = 0,25\%$, el de los gases triatómicos, $\text{RO}_2 = 17,5\%$ y la temperatura del combustible a la entrada en el hogar $t_{com} = 20$ °C.

Solución: El poder calorífico inferior de la masa aprovechable de combustible se determina según la fórmula (1.12):

$$Q_{in}^a = 338C^a + 1025H^a - 108,5(O^a - S_{vol}^a) - 25W^a = \\ = 338 \cdot 37,3 + 1025 \cdot 2,8 - 108,5(10,5 - 1,0) - 25 \cdot 18,0 = 13\,542 \text{ kJ/kg}.$$

Determinaremos la capacidad calorífica de la masa aprovechable de combustible valiéndonos de la fórmula (2.5):

$$c_{com}^a = c_{com}^a \frac{100 - W^a}{100} - c_{H_2O} \frac{W^a}{100} = \\ = 1,088 \frac{100 - 18}{100} + 4,19 \frac{18}{100} = 1,65 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K}).$$

El calor físico del combustible se determina usando la fórmula (2.4):

$$Q_{com} = c_{com}^a t_{com} = 1,65 \cdot 20 = 33 \text{ kJ/kg}.$$

El calor disponible se determina con ayuda de la fórmula (2.3):

$$Q_{\text{dis}}^{\text{a}} = Q_{\text{in}}^{\text{a}} + Q_{\text{com}} = 13\,542 + 33 = 13\,575 \text{ kJ/kg.}$$

Las pérdidas de calor debidas a la combustión químicamente incompleta del combustible se determinan según la fórmula (2.14):

$$\begin{aligned} Q_3 &= 237 (C^{\text{a}} + 0,375 S_{\text{vol}}^{\text{a}}) CO / (RO_2 + CO) = \\ &= 237 (37,3 + 0,375 \cdot 1,0) 0,25 / (17,5 + 0,25) = 125,6 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

o bien en tantos por ciento, a partir de la fórmula (2.15):

$$q_3 = (Q_3 / Q_{\text{dis}}^{\text{a}}) 100 = (125,6 / 13\,575) 100 = 0,93\%.$$

Problema 2.16. Determinar en kJ/kg y en tantos por ciento las pérdidas de calor debidas a la combustión químicamente incompleta del combustible, si es sabido a partir de los datos del análisis que el contenido de monóxido carbónico en los gases de escape $CO = 0,28\%$ y el contenido de los gases triatómicos $RO_2 = 19\%$. El equipo de caldera funciona a base de carbón de piedra cuyo poder calorífico inferior $Q_{\text{in}}^{\text{a}} = 22\,825 \text{ kJ/kg}$, el contenido de carbono en el combustible $C^{\text{a}} = 58,7\%$ y el de azufre, $S_{\text{vol}}^{\text{a}} = 0,3\%$.

Respuesta: $Q_3 = 202 \text{ kJ/kg}$; $q_3 = 0,89\%$.

Problema 2.17. En el hogar de un equipo de caldera se quema carbón de piedra de la marca D de la composición: $C^{\text{a}} = 58,7\%$; $H^{\text{a}} = 4,2\%$; $S_{\text{vol}}^{\text{a}} = 0,3\%$; $N^{\text{a}} = 1,9\%$; $O^{\text{a}} = 9,7\%$; $A^{\text{a}} = 13,2\%$; $W^{\text{a}} = 12,0\%$. Determinar en tantos por ciento y en kJ/kg las pérdidas de calor debidas a la combustión mecánicamente incompleta del combustible, si se conoce la temperatura del combustible a la entrada en el hogar $t_{\text{com}} = 20^\circ\text{C}$, la porción de cenizas en la escoria y en la masa caída a través de la parrilla $a_{\text{es+p}} = 80\%$ del contenido de las mismas en el combustible, la porción de cenizas en el polvo volante respecto a su contenido en el combustible $a_{\text{arr}} = 20\%$; el contenido de carburantes en la escoria y la masa caída a través de la parrilla $C_{\text{es+p}} = 25\%$ y el contenido de carburantes en el polvo volante $C_{\text{arr}} = 30\%$.

Solución: Determinamos el poder calorífico inferior de la masa aprovechable del combustible usando la fórmula (1.12):

$$\begin{aligned} Q_{\text{in}}^{\text{a}} &= 338 C^{\text{a}} + 1025 H^{\text{a}} - 108,5 (O^{\text{a}} - S_{\text{vol}}^{\text{a}}) - 25 W^{\text{a}} = \\ &= 338 \cdot 58,7 + 1025 \cdot 4,2 - 108,5 (9,7 - 0,3) - 25 \cdot 12,0 = \\ &= 22\,825 \text{ kJ/kg.} \end{aligned}$$

Determinamos la capacidad calorífica de la masa aprovechable del combustible según la fórmula (2.5):

$$\begin{aligned} c_{\text{com}}^{\text{s}} &= c_{\text{com}}^{\text{s}} \frac{100 - W^{\text{a}}}{100} + c_{\text{H}_2\text{O}} \frac{W^{\text{a}}}{100} = \\ &= 0,962 \frac{100 - 12,0}{100} + 4,19 \frac{12,0}{100} = 1,349 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K).} \end{aligned}$$

El calor del combustible se determina a base de la fórmula (2.4):

$$Q_{\text{com}} = c_{\text{com}}^a t_{\text{com}} = 1,349 \cdot 20 = 27 \text{ kJ/kg}.$$

El calor disponible se determina según la fórmula (2.3):

$$Q_{\text{dis}}^a = Q_{\text{in}}^a + Q_{\text{com}} = 22\,825 + 27 = 22\,852 \text{ kJ/kg}.$$

Las pérdidas de calor debidas a la combustión mecánicamente incompleta del combustible en tantos por ciento se determinan de acuerdo con la fórmula (2.17):

$$\begin{aligned} q_4 &= \frac{327 A^a}{Q_{\text{dis}}^a} \left(a_{\text{es}+\text{p}} \frac{C_{\text{es}+\text{p}}}{100 - C_{\text{es}+\text{p}}} + a_{\text{arr}} \frac{C_{\text{arr}}}{100 - C_{\text{arr}}} \right) = \\ &= \frac{327 \cdot 13,2}{22\,852} \left(80 \frac{25}{100 - 25} + 20 \frac{30}{100 - 30} \right) = 6,7\%. \end{aligned}$$

Las pérdidas de calor debidas a la combustión mecánicamente incompleta en kJ/kg:

$$Q_4 = q_4 Q_{\text{dis}}^a / 100 = 0,7 \cdot 22\,852 / 100 = 1531 \text{ kJ/kg}.$$

Problema 2.18. Determinar en kJ/kg y en tantos por ciento las pérdidas de calor debidas a la combustión mecánicamente incompleta del combustible si los datos obtenidos durante las pruebas confirman que las pérdidas de calor con la escoria $Q_5^{\text{es}} = 600 \text{ kJ/kg}$, las pérdidas de calor con la parte de combustible caída a través de la parrilla del hogar $Q_6^{\text{p}} = 100 \text{ kJ/kg}$ y las pérdidas de calor con las partículas de combustible arrastradas por los gases de escape $Q_4^{\text{arr}} = 760 \text{ kJ/kg}$. El grupo de caldera funciona a base del carbón de piedra de la marca T de la siguiente composición: $C^a = 62,7\%$; $H^a = 3,1\%$; $S_{\text{vol}}^a = 2,8\%$; $N^a = 0,9\%$; $O^a = 1,7\%$; $A^a = 23,8\%$; $W^a = 5,0\%$.

Respuesta: $Q_4 = 1460 \text{ kJ/kg}$; $q_4 = 6\%$.

Problema 2.19. Determinar en tantos por ciento y en kJ/kg las pérdidas de calor al medio ambiente si se conocen la temperatura del combustible a la entrada en el hogar $t_{\text{com}} = 20^\circ\text{C}$, el calor aprovechado en el grupo de caldera, $q_1 = 84\%$, las pérdidas de calor con los gases de escape $q_2 = 11\%$, las pérdidas de calor debidas a la combustión químicamente incompleta del combustible $q_3 = 0,5\%$, las pérdidas de calor debidas a la combustión mecánicamente incompleta del combustible $q_4 = 4\%$. El grupo de caldera funciona a base del carbón pardo de la marca B2, cuyo poder calorífico inferior $Q_{\text{in}}^a = 10\,516 \text{ kJ/kg}$, el contenido de humedad en el combustible $W^a = 32,0\%$. Se puede despreciar las pérdidas de calor con el calor de la escoria.

Respuesta: $q_5 = 0,5\%$; $Q_6 = 52,8 \text{ kJ/kg}$.

Problema 2.20. En el hogar de un equipo de caldera se quema carbón de piedra de la marca A de la composición: $C^a = 63,8\%$; $H^a = 1,2\%$; $S_{\text{vol}}^a = 1,7\%$; $N^a = 0,6\%$; $O^a = 1,3\%$; $A^a = 22,9\%$; $W^a = 8,5\%$. Determinar en kJ/kg y en tantos por ciento las pérdidas

de calor con el calor de la escoria si es sabido que la parte de cenizas del combustible contenida en la escoria $a_{es} = 0,8$; la capacidad calorífica de la escoria $c_{es} = 0,934 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)}$ y la temperatura de la escoria $t_{es} = 600^\circ\text{C}$.

Respuesta: $Q_6 = 102,6 \text{ kJ/kg}$; $q_6 = 0,5\%$.

Problema 2.21. Determinar en tanto por ciento las pérdidas de calor al medio ambiente si se conocen el calor aprovechado en el grupo de caldera, $q_1 = 87\%$, las pérdidas de calor con los gases de escape $q_2 = 8\%$, las pérdidas de calor debidas a la combustión químicamente incompleta del combustible $q_3 = 0,5\%$, las pérdidas de calor debidas a la combustión mecánicamente incompleta del combustible $q_4 = 3,5\%$; la parte de cenizas de combustible contenida en la escoria $a_{es} = 0,8$, la capacidad calorífica de la escoria $c_{es} = 0,934 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)}$, la temperatura de la escoria $t_{es} = 600^\circ\text{C}$, la temperatura del aire en la sala de calderas $t_a = 30^\circ\text{C}$, la temperatura del aire que entra en el hogar $t'_a = 169^\circ\text{C}$ y el coeficiente de exceso de aire en el hogar $\alpha_h = 1,4$. El grupo de caldera funciona a base del carbón de piedra de la marca T de la composición: $C^a = 62,7\%$; $H^a = 3,1\%$; $S_{vol}^a = 2,8\%$; $N^a = 0,9\%$; $O^a = 1,7\%$; $A^a = 23,8\%$; $W^a = 5,0\%$.

Solución: El poder calorífico inferior de la masa aprovechable del combustible se determina de acuerdo con la fórmula (1.12):

$$\begin{aligned} Q_{in}^a &= 338 C^a + 1025 H^a - 108,5 (O^a - S_{vol}^a) - 25 W^a = \\ &= 338 \cdot 62,7 + 1025 \cdot 3,1 - 108,5 (1,7 - 2,8) - 25 \cdot 5,0 = \\ &= 24\,365 \text{ kJ/kg}. \end{aligned}$$

Determinamos el volumen teórico de aire según la fórmula (1.27):

$$\begin{aligned} V^0 &= 0,089 C^a + 0,266 H^a + 0,033 (S_{vol}^a - O^a) = \\ &= 0,089 \cdot 62,7 + 0,266 \cdot 3,1 + 0,033 (2,8 - 1,7) = 6,44 \text{ m}^3/\text{kg}. \end{aligned}$$

El calor introducido al hogar con el aire, se determina con ayuda de la fórmula (2.7):

$$Q_{a.int} = \alpha_h V^0 c_p' a \Delta t_a = 1,4 \cdot 6,44 \cdot 1,33 \cdot 139 = 1668 \text{ kJ/kg}.$$

Determinamos el calor disponible usando la fórmula (2.3):

$$Q_{dis}^a = Q_{in}^a + Q_{a.int} = 24\,365 + 1668 = 26\,033 \text{ kJ/kg}.$$

Las pérdidas de calor con el calor de la escoria se determinan según la fórmula (2.21):

$$q_6 = \frac{a_{es} c_{es} A^a}{Q_{dis}^a} = \frac{0,8 \cdot 0,934 \cdot 600 \cdot 23,8}{26\,033} = 0,4\%.$$

Las pérdidas de calor al medio ambiente se determinan de acuerdo con la fórmula (2.19):

$$q_5 = 100 - (q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_6) = 100 - \\ - (87 + 8 + 0,5 + 3,5 + 0,4) = 0,6\%.$$

Problema 2.22. En el hogar de polvo de carbón de un equipo de caldera con una productividad de vapor $D = 5,56 \text{ kg/s}$, se combusted lignito cuyo poder calorífico inferior $Q_{in}^a = 15\,000 \text{ kJ/kg}$. Determinar el rendimiento del equipo de caldera (bruto) y el gasto de combustible natural y convencional si es sabido que la presión del vapor recalentado $p_{v,rec} = 4 \text{ MPa}$, la temperatura del vapor recalentado $t_{v,rec} = 450^\circ\text{C}$, la temperatura del agua de alimentación $t_{a,a} = 150^\circ\text{C}$, el valor del barro continuo $P = 3\%$, las pérdidas de calor con los gases de escape $q_2 = 7\%$, las pérdidas de calor debidas a la combustión químicamente incompleta $q_3 = 0,5\%$, las pérdidas de calor debidas a la combustión mecánicamente incompleta $q_4 = 1\%$, las pérdidas de calor al medio ambiente $q_5 = 1,3\%$ y las pérdidas de calor con el calor de la escoria $q_6 = 0,4\%$.

Solución: El rendimiento del equipo de caldera (bruto) se determina según la fórmula (2.23):

$$\eta_{e,c}^{br} = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6) = 100 - \\ - (7 + 0,5 + 1 + 1,3 + 0,4) = 89,8\%.$$

Determinamos el gasto de combustible natural empleando la fórmula (2.25):

$$B = \frac{D_{rec} [(i_{v,rec} - i_{a,a}) + (P/100)(i_{a,c} - i_{a,a})]}{Q_{dis}^a \eta_{e,c}^{br}} 100 = \\ = \frac{5,56 [(3330 - 632) + (3/100)(1087,5 - 632)]}{15\,000 \cdot 89,8} 100 = 1,12 \text{ kg/s}.$$

$D_{rec} = D$, ya que no se deriva vapor saturado.

El calor disponible $Q_{dis}^a = Q_{in}^a = 15\,000 \text{ kJ/kg}$. La entalpía del vapor $i_{v,rec}$ se determina según el diagrama is y es igual a $i_{v,rec} = 3330 \text{ kJ/kg}$, la entalpía del agua de alimentación y de caldera se determina valiéndose de la tabla 2.3 (ver el Apéndice): $i_{a,a} = 632 \text{ kJ/kg}$; $i_{a,c} = 1087,5 \text{ kJ/kg}$.

Hallamos el gasto de combustible convencional empleando la fórmula (1.22):

$$B_c = BE = BQ_{in}^a / 29\,300 = 1,12 \cdot 15\,000 / 29\,300 = 0,57 \text{ kg/s}.$$

Problema 2.23. Determinar el rendimiento bruto y neto de una instalación de calderas que funciona a base del carbón de piedra de la marca D de la composición: $C^a = 58,7\%$; $H^a = 4,2\%$; $S_{vol}^a = 0,3\%$; $N^a = 1,9\%$; $O^a = 9,7\%$; $A^a = 13,2\%$; $W^a = 12,0\%$, si es sabido que el gasto natural de combustible $B = 0,24 \text{ kg/s}$, la

productividad de vapor del equipo de caldera $D = 1,8 \text{ kg/s}$, la presión del vapor recalentado $p_{v, \text{rec}} = 4 \text{ MPa}$, la temperatura del vapor recalentado $t_{v, \text{rec}} = 450^\circ\text{C}$, la temperatura del agua de alimentación $t_{a,a} = 140^\circ\text{C}$, el valor del barido continuo $P = 3\%$; la presión del vapor utilizado para las necesidades propias en la sala de calderas $p_{n,pr} = 0,5 \text{ MPa}$ y su gasto $D_{n,pr} = 0,01 \text{ kg/s}$.

Solución: El poder calorífico inferior de la masa aprovechable del combustible se determina según la fórmula (1.12):

$$Q_{in}^a = Q_{dis}^a = 338C^a + 1025H^a - 108,5(O^a - S_{vol}^a) - \\ - 25W^a = 338 \cdot 58,7 + 1025 \cdot 4,2 - 108,5(9,7 - 0,3) - 25 \cdot 12,0 = \\ = 22\,825 \text{ kJ/kg.}$$

Determinamos el calor aprovechado en el equipo de caldera empleando la fórmula (2.9):

$$Q_1 = \frac{D_{\text{rec}}}{B} \left[(i_{v, \text{rec}} - i_{a,a}) + \frac{P}{100} (i_{a,c} - i_{a,a}) \right] = \\ = \frac{1,8}{0,24} \left[(3330 - 589) + \frac{3}{100} (1087,5 - 589) \right] = 20\,670 \text{ kJ/kg.}$$

$D_{\text{rec}} = D$, ya que no se toma vapor saturado.

El rendimiento del equipo de caldera (bruto) se determina a base de la fórmula (2.22):

$$\eta_{e,c}^{\text{br}} = (Q_1/Q_{\text{dis}}^a) 100 = (20\,670/22\,825) 100 = 90,6\%.$$

El calor utilizado para las necesidades propias:

$$Q_{n,p} = \frac{D_{n,pr}}{B} (i_{n,p} - i_{a,a}) = \frac{0,01}{0,24} (2748,8 - 589) = 90 \text{ kJ/kg.}$$

Determinamos el rendimiento de la instalación de calderas (neto) según la fórmula (2.24):

$$\eta_{i,c}^n = \eta_{e,c}^{\text{br}} - \frac{Q_{n,p}}{BQ_{\text{dis}}^a} 100 = 90,6 - \frac{90}{22\,825 \cdot 0,24} = 89\%.$$

Problema 2.24. En el hogar de un equipo de caldera se quema carbón de piedra cuya composición de la masa combustible es como sigue: $C^c = 88,5\%$; $H^c = 4,5\%$; $S_{vol}^c = 0,5\%$; $N^c = 1,8\%$; $O^c = 4,7\%$; el contenido de cenizas de la masa seca $A^s = 13,0\%$ y la humedad aprovechable $W^a = 7,0\%$. Determinar el rendimiento del equipo de caldera (bruto) si es sabido que la temperatura del aire en la sala de calderas $t_a = 25^\circ\text{C}$, la del aire que entra en el hogar $t'_a = 175^\circ\text{C}$, el coeficiente de exceso de aire en el hogar $\alpha_h = 1,3$, las pérdidas de calor con los gases de escape $Q_2 = 2360 \text{ kJ/kg}$, las pérdidas debidas a la combustión químicamente incompleta $Q_3 = 147,5 \text{ kJ/kg}$, las pérdidas de calor debidas a la combustión mecánicamente incompleta $Q_4 = 1180 \text{ kJ/kg}$, las pérdidas al ambiente $Q_5 =$

= 147,5 kJ/kg y las pérdidas de calor con el calor de la escoria $Q_6 = 88,5$ kJ/kg.

Respuesta: $\eta_{e,c}^{br} = 86,7\%$.

Problema 2.25. Determinar el rendimiento de una instalación de calderas (neto) si es sabido que el rendimiento del equipo de caldera (bruto) $\eta_{e,c}^{br} = 89,6\%$, el gasto de combustible $B = 0,334$ kg/s, el gasto de vapor para las necesidades propias de la sala de calderas $D_{n,p} = 0,012$ kg/s, la presión del vapor utilizado para las necesidades propias $p_{n,p} = 0,5$ MPa y la temperatura del agua de alimentación $t_{a,a} = 120$ °C. El equipo de caldera funciona a base de mazut alto en azufre, con un poder calorífico inferior de la masa combustible $Q_{in}^c = 40\,090$ kJ/kg, un contenido de cenizas en el combustible $A^a = 0,1\%$ y de humedad $W^a = 3,0\%$. El mazut está calentado hasta $t_{com} = 90$ °C.

Respuesta: $\eta_{e,c}^n = 89,0\%$.

Problema 2.26. En el hogar de una caldera para calentar agua se combusciona gas natural cuyo poder calorífico inferior $Q_{in}^n = 35\,799$ kJ/m³. Determinar el gasto de combustible natural y convencional si es sabido que el rendimiento del equipo de caldera (bruto) $\eta_{e,c}^{br} = 89\%$, el gasto de agua $M_a = 75$ kg/s, la temperatura del agua que entra en la caldera, $t_1 = 70$ °C y la temperatura del agua que sale de la misma, $t_2 = 150$ °C.

Respuesta: $B = 0,79$ kg/s; $B_c = 0,965$ kg/s.

Problema 2.27. En el hogar de un equipo de caldera con una productividad de vapor $D = 5,6$ kg/s se quema carbón pardo de la marca B3 cuyo poder calorífico inferior $Q_{in}^a = 13\,997$ kJ/kg. Determinar la cantidad ahorrada de combustible, en tantos por ciento, obtenida mediante el calentamiento previo del condensado utilizado para la alimentación de los equipos de caldera en los calentadores de regeneración, si es sabido que la temperatura del combustible a la entrada en el hogar $t_{com} = 20$ °C, la capacidad calorífica de la masa aprovechable del combustible $c_{com}^a = 2,1$ kJ/(kg·K), el rendimiento del equipo de caldera (bruto) $\eta_{e,c}^{br} = 91,5\%$, la presión del vapor recalentado $p_{v,rec} = 4$ MPa, la temperatura del vapor recalentado $t_{v,rec} = 430$ °C, la temperatura del condensado $t_c = 32$ °C, la temperatura del agua de alimentación después del calentamiento por recuperación $t_{a,a} = 130$ °C y el valor del barrido continuo $P = 3\%$.

Solución: Determinamos el calor del combustible usando la fórmula (2.4):

$$Q_{com} = c_{com}^a t_{com} = 2,1 \cdot 20 = 42 \text{ kJ/kg.}$$

El calor disponible se determina de acuerdo con la fórmula (2.3):

$$Q_{dis}^a = Q_{in}^a + Q_{com} = 13\,997 + 42 = 14\,039 \text{ kJ/kg.}$$

El gasto de combustible sin el calentamiento por recuperación se determina según la fórmula (2.25):

$$B_1 = \frac{D_{\text{rec}}[(t_{v, \text{rec}} - t_c) + (p/100)(t_{a, c} - t_c)]}{Q_{\text{dis}}^a \eta_{e, c}^{\text{br}}} 100 = \\ = \frac{5,6 [(3285 - 134) + (3/100)(1087,5 - 134)]}{14\,039,915} 100 = 1,38 \text{ kg/s.}$$

$D_{\text{rec}} = D$, puesto que no se deriva vapor saturado.

El gasto de combustible con el calentamiento por recuperación

$$B_2 = \frac{D_{\text{rec}}[(t_{v, \text{rec}} - t_{a, a}) + (P/100)(t_{a, c} - t_{a, a})]}{Q_{\text{dis}}^a \eta_{e, c}^{\text{br}}} 100 = \\ = \frac{5,6 [3285 - 546] + (3/100)(1087,5 - 546)}{14\,039,915} 100 = 1,19 \text{ kg/s.}$$

El ahorro de combustible:

$$\Delta B = \frac{B_1 - B_2}{B_1} 100 = \frac{1,38 - 1,19}{1,38} 100 = 14\%.$$

Problema 2.28. En el hogar de un equipo de caldera con una productividad $D = 64 \text{ kg/s}$ de vapor se quema carbón pardo cuyo poder calorífico inferior $Q_{in}^a = 15\,300 \text{ kJ/kg}$. Determinar el gasto de combustible calculado y convencional si es sabido que el rendimiento del equipo de caldera (bruto) $\eta_{e, c}^{\text{br}} = 89,3\%$; la presión del vapor recalentado $p_{v, \text{rec}} = 10 \text{ MPa}$, la temperatura del vapor recalentado $t_{v, \text{rec}} = 510^\circ\text{C}$, la temperatura del agua de alimentación $t_{a, a} = 215^\circ\text{C}$, las pérdidas de calor del combustible con la escoria $Q_{\text{es}}^a = 172 \text{ kJ/kg}$, las pérdidas de calor debidas a la caída de parte de combustible a través de la parrilla $Q_p^a = 250 \text{ kJ/kg}$ y las pérdidas de calor con las partículas de combustible arrastradas por los gases de escape, $Q_{\text{arr}}^a = 190 \text{ kJ/kg}$.

Respuesta: $B_{\text{cal}} = 11,4 \text{ kg/s}$; $B_c = 6,06 \text{ kg/s}$.

Problema 2.29 En el hogar de un equipo de caldera con una productividad $D = 3,9 \text{ kg/s}$ de vapor se quema gas natural cuyo poder calorífico inferior $Q_{in}^a = 35\,675 \text{ kJ/m}^3$. Determinar el ahorro del combustible convencional, en tantos por ciento, obtenido mediante un calentamiento previo del condensado utilizado para la alimentación de los equipos de caldera en los calentadores por regeneración, si se sabe que el rendimiento del equipo de caldera (bruto) $\eta_{e, c}^{\text{br}} = 91\%$, la presión del vapor recalentado $p_{v, \text{rec}} = 1,4 \text{ MPa}$, la temperatura del vapor recalentado $t_{v, \text{rec}} = 280^\circ\text{C}$, la temperatura del condensado $t_c = 32^\circ\text{C}$, la temperatura del agua de alimentación después del caldeo por regeneración $t_{a, a} = 100^\circ\text{C}$ y el valor del barido continuo $P = 3\%$.

Respuesta: $\Delta B_c = 10\%$.

§ 2.2. Características de los hogares

Las características térmicas fundamentales de los hogares con fuego apilado (en capas) son la carga térmica del área de la parrilla del hogar (superficie de combustión), la carga térmica en la caja de fuego, el rendimiento del hogar y, en caso de los hogares de cámara, la carga térmica en la caja de fuego y el rendimiento del hogar.

La carga térmica (kW/m^2) del área de la parrilla

$$Q/R = BQ_{in}^a/R, \quad (2.27)$$

donde B es el gasto natural de combustible, kg/s ; Q_{in}^a , el poder calorífico inferior, kJ/kg ; R , el área de la parrilla, m^2 .

La carga térmica (kW/m^3) del volumen de hogar

$$Q/V_h = BQ_{in}^a/V_h, \quad (2.28)$$

donde V_h es el volumen del espacio de hogar, m^3 .

El rendimiento del hogar

$$\eta_h = 100 - q_3 - q_4, \quad (2.29)$$

donde q_3 son las pérdidas de calor debidas a la combustión químicamente incompleta del combustible, %; q_4 , las pérdidas de calor debidas a la combustión mecánicamente incompleta del combustible, %.

Problema 2.30. Determinar el área de la parrilla que se ha de instalar debajo de una caldera de tubos verticales para calentar agua, con una productividad de vapor $D = 6,1 \text{ kg}/\text{s}$, que funciona a base de carbón pardo de la marca B2 de la composición: $C^a = 28,7\%$; $H^a = 2,2\%$; $S_{vol}^a = 2,7\%$; $N^a = 0,6\%$; $O^a = 8,6\%$; $A^a = 25,2\%$; $W^a = 32,0\%$, si es sabido que la temperatura del combustible a la entrada en el hogar $t_{com} = 20^\circ\text{C}$, la presión del vapor recalentado $p_{v,rec} = 4 \text{ MPa}$, la temperatura del vapor recalentado $t_{v,rec} = 420^\circ\text{C}$, la temperatura del agua de alimentación $t_{a,a} = 180^\circ\text{C}$, el rendimiento del equipo de caldera (bruto) $\eta_{e,c}^{br} = 87\%$, el valor del barrido continuo $P = 4\%$ y la carga térmica del área de la parrilla $Q/R = 1170 \text{ kW}/\text{m}^2$.

Respuesta: $R = 14,8 \text{ m}^2$.

Problema 2.31. Determinar el volumen del espacio de hogar destinado para una caldera de tubos verticales para calentar agua, con una productividad $D = 13,8 \text{ kg}/\text{s}$ de vapor, que funciona a base de mazut bajo en azufre de la composición: $C^a = 84,65\%$; $H^a = 11,7\%$; $S_{vol}^a = 0,3\%$; $O^a = 0,3\%$; $A^a = 0,05\%$; $W^a = 3,0\%$, si es sabido que la temperatura de precalentamiento del mazut $t_{com} = 90^\circ\text{C}$, la presión del vapor recalentado $p_{v,rec} = 1,4 \text{ MPa}$, la temperatura del vapor recalentado $t_{v,rec} = 250^\circ\text{C}$, la temperatura del agua de alimentación $t_{a,a} = 100^\circ\text{C}$, el rendimiento del equipo de caldera (bruto) $\eta_{e,c}^{br} = 88\%$; el valor del barrido continuo $P = 3\%$ y la carga térmica del hogar $Q/V_h = 490 \text{ kW}/\text{m}^3$.

Respuesta: $V_h = 86 \text{ m}^3$.

Problema 2.32. Determinar el área de la parrilla, el volumen del hogar y el rendimiento del mismo en un equipo de caldera con una productividad $D = 5,45 \text{ kg/s}$ de vapor, si se sabe que la presión del vapor recalentado $p_{v,\text{rec}} = 1,4 \text{ MPa}$, la temperatura del vapor recalentado $t_{v,\text{rec}} = 280^\circ\text{C}$, la temperatura del agua de alimentación $t_{a,a} = 100^\circ\text{C}$, el rendimiento del equipo de caldera (bruto) $\eta_{e,c}^{\text{br}} = 86\%$, el valor del barrido continuo $P = 3\%$, la carga térmica del área de la parrilla $Q/R = 1015 \text{ kW/m}^2$, la carga térmica del volumen de hogar $Q/V_h = 350 \text{ kW/m}^3$, las pérdidas de calor debidas a la combustión químicamente incompleta del combustible $q_3 = 0,5\%$ y las pérdidas de calor a causa de la combustión mecánicamente incompleta del combustible $q_4 = 5,5\%$. El equipo de caldera funciona a base de carbón de piedra de la marca T, con un poder calorífico inferior de la masa combustible $Q_{in}^c = 34\,345 \text{ kJ/kg}$, el contenido de cenizas en el combustible $A^a = 16,8\%$ y el de humedad $W^a = 6,5\%$.

Solución: El poder calorífico inferior de la masa aprovechable del combustible se determina a base de la fórmula (1.14):

$$Q_{in}^a = Q_{dis}^a = Q_{in}^c \frac{100 - (A^a + W^a)}{100} - 25W^a = \\ = 34\,345 \frac{100 - (16,8 + 6,5)}{100} - 25 \cdot 6,5 = 26\,180 \text{ kJ/kg.}$$

Determinamos el gasto de combustible según la fórmula (2.25)

$$B = \frac{D_{\text{rec}} [(t_{v,\text{rec}} - t_{a,a}) + (P/100)(i_{a,e} - i_{a,a})]}{Q_{dis}^a \eta_{e,c}^{\text{br}}} 100 = \\ = \frac{5,45 [(3000 - 419) + (3/100)(830 - 419)]}{26\,180 \cdot 86} 100 = 0,62 \text{ kg/s.}$$

$D_{\text{rec}} = D$, puesto que no se toma vapor saturado. El área de la parrilla se determina con arreglo a la fórmula (2.27):

$$R = \frac{BQ_{in}^a}{Q/R} = \frac{0,62 \cdot 26\,180}{1015} = 16 \text{ m}^2.$$

El volumen del hogar se determina a partir de la fórmula (2.28):

$$V_h = \frac{BQ_{in}^a}{Q/V_h} = \frac{0,62 \cdot 26\,180}{350} = 46,4 \text{ m}^3.$$

Hallamos el rendimiento del hogar empleando la fórmula (2.29):

$$\eta_h = 100 - q_3 - q_4 = 100 - 0,5 - 5,5 = 94\%.$$

Problema 2.33. En el hogar de un equipo de caldera con una productividad $D = 7,05 \text{ kg/s}$ de vapor se quema gas natural de la composición: $\text{CO}_2 = 0,8\%$; $\text{CH}_4 = 84,5\%$; $\text{C}_2\text{H}_6 = 3,8\%$; $\text{C}_3\text{H}_8 = 1,9\%$; $\text{C}_4\text{H}_{10} = 0,9\%$; $\text{C}_5\text{H}_{12} = 0,3\%$; $\text{N}_2 = 7,8\%$. Determinar el volumen del hogar y el rendimiento del hogar si es sabido que la presión del vapor recalentado $p_{v,\text{rec}} = 1,4 \text{ MPa}$, la temperatura del

misma $t_{v,rec} = 280^\circ\text{C}$, la temperatura del agua de alimentación $t_{a,a} = 110^\circ\text{C}$, el rendimiento del equipo de caldera (bruto) $\eta_{e,c}^{br} = 91\%$, el valor del barrido continuo $P = 4\%$, la carga térmica del volumen de hogar $Q/V_h = 310 \text{ kW/m}^3$, las pérdidas de calor a causa de la quema químicamente incompleta del combustible $q_3 = 1,2\%$ y las pérdidas de calor debidas a la quema mecánicamente incompleta del combustible $q_4 = 1\%$.

Respuesta: $V_h = 63,6 \text{ m}^3$; $\eta_h = 97,8\%$.

Problema 2.34. Determinar el área de la parrilla y el rendimiento del hogar de un equipo de caldera con una productividad de vapor $D = 5,9 \text{ kg/s}$, si es sabido que la presión del vapor recalentado $p_{v,rec} = 1,4 \text{ MPa}$, la temperatura del vapor recalentado $t_{v,rec} = 250^\circ\text{C}$, la temperatura del agua de alimentación $t_{a,a} = 120^\circ\text{C}$, el rendimiento del equipo de caldera (bruto) $\eta_{e,c}^{br} = 86,5\%$, la carga térmica del área de la parrilla $Q/R = 1260 \text{ kW/m}^2$, las pérdidas de calor a causa de la quema químicamente incompleta del combustible $Q_3 = 107,5 \text{ kJ/kg}$ y las pérdidas de calor debidas a la quema mecánicamente incompleta $Q_4 = 1290 \text{ kJ/kg}$. El equipo de caldera funciona a base de carbón de piedra de la marca G, con un poder calorífico inferior de la masa combustible $Q_{in}^a = 31\,349 \text{ kJ/kg}$, el contenido de cenizas en el combustible $A^a = 31\%$ y de humedad $W^a = 6\%$.

Respuesta: $R = 12,1 \text{ m}^2$; $\eta_h = 93\%$.

Problema 2.35. Determinar la carga térmica del volumen de un hogar de cámara de un equipo de caldera con una productividad de vapor $D = 2,5 \text{ kg/s}$, si se conoce la presión del vapor recalentado $p_{v,rec} = 1,4 \text{ MPa}$, la temperatura del vapor recalentado $t_{v,rec} = 250^\circ\text{C}$, la temperatura del agua de alimentación $t_{a,a} = 100^\circ\text{C}$, el rendimiento del equipo de caldera (bruto) $\eta_{e,c}^{br} = 90\%$, el valor del barrido continuo $P = 4\%$ y el volumen del espacio de hogar $V_h = 24 \text{ m}^3$. El equipo de caldera funciona a base de mazut alto en azufre, con un poder calorífico inferior de la masa combustible $Q_{in}^a = 40\,090 \text{ kJ/kg}$, el contenido de cenizas en el combustible $A^a = 0,1\%$ y de humedad $W^a = 3\%$. La temperatura del mazut recalentado $t_{com} = 90^\circ\text{C}$.

Respuesta: $Q/V_h = 292 \text{ kW/m}^3$.

Problema 2.36. En el hogar de una caldera para calentar agua se combusciona carbón pardo de la marca B3, cuyo poder calorífico inferior $Q_{in}^a = 13\,997 \text{ kJ/kg}$. Determinar la carga térmica del área de la parrilla si se conoce el rendimiento del equipo de caldera (bruto) $\eta_{e,c}^{br} = 85\%$; el gasto de agua $M_a = 65 \text{ kg/s}$, la temperatura del agua que entra en la caldera, $t_1 = 70^\circ\text{C}$ y la temperatura del agua que sale de la misma, $t_2 = 150^\circ\text{C}$ y el área de la parrilla $R = 15 \text{ m}^2$.

Respuesta: $Q/R = 1596 \text{ kW/m}^2$.

Problema 2.37. En un hogar de cuba con molino propio se quema carbón de piedra de la marca G, cuyo poder calorífico inferior $Q_{in}^a =$

= 22 024 kJ/kg. Determinar el área de la parrilla, el volumen del hogar y el rendimiento del mismo si la carga térmica del área de la parrilla $Q/R = 1270 \text{ kW/m}^2$, la carga térmica del volumen de hogar $Q/V_h = 280 \text{ kW/m}^3$ y el gasto de combustible $B = 0,665 \text{ kg/s}$, las pérdidas de calor a causa de la combustión químicamente incompleta $q_3 = 0,6\%$ y las pérdidas de calor debidas a la combustión mecánicamente incompleta $q_4 = 4,4\%$.

Respuesta: $R = 11,5 \text{ m}^2$; $V_h = 52,3 \text{ m}^3$; $\eta_h = 95\%$.

§ 2.3. Cálculo del intercambio de calor en los hogares

Calor transferido a superficies termorreceptoras del hogar. La cantidad de calor (kJ/kg, kJ/m³) transferida a las superficies termorreceptoras del hogar se determina según la fórmula:

$$Q_r = \varphi (Q_h - I_h^r), \quad (2.30)$$

donde Q_h es el desprendimiento útil de calor en el hogar, kJ/kg (kJ/m³); I_h^r , la entalpía de los productos de combustión a la temperatura θ_h^r a la salida del hogar, kJ/kg (kJ/m³); φ , el coeficiente de conservación del calor.

El desprendimiento útil de calor en el hogar (kJ/kg, kJ/m³) al quemar 1 kg de combustible sólido, líquido ó 1 m³ de combustible gaseoso

$$Q_h = Q_{dis}^n \frac{100 - q_3 - q_4 - q_5}{100 - q_4} + Q'_a + Q_{g.r} - Q_{a.int}, \quad (2.31)$$

donde Q_{dis}^n es el calor disponible del combustible, kJ/kg; Q'_a , el calor introducido en el hogar con el aire frío o caliente que entra, kJ/kg; $Q_{g.r}$, el calor de los gases recirculantes, kJ/kg; $Q_{a.int}$, el calor introducido en el hogar con el aire precalentado fuera de la caldera, kJ/kg; q_3 , las pérdidas de calor a causa de la quema químicamente incompleta del combustible, %; q_4 , las pérdidas de calor debidas a la quema mecánicamente incompleta del combustible, %; q_5 , las pérdidas de calor con el calor de la escoria, %.

El calor introducido en el hogar con el aire frío o caliente que entra:

$$Q'_a = (\alpha_h - \Delta\alpha_h - \Delta\alpha_p) V^0 (c\theta)_{a.e} + \\ + (\Delta\alpha_h + \Delta\alpha_p) V^0 (c\theta)_{a.f}, \quad (2.32)$$

donde α_h es el coeficiente de exceso de aire en el hogar; $\Delta\alpha_h$, la infiltración de aire en el hogar; $\Delta\alpha_p$, la infiltración de aire en la instalación de preparación del polvo; V^0 , el volumen de aire teóricamente necesario, m³/kg; $(c\theta)_{a.e}$ y $(c\theta)_{a.f}$, las entalpias del aire frío y caliente, kJ/kg.

El calor de los gases recirculantes

$$Q_{g.r} = V_{g.r} c'_{g.r} \theta_{g.r}, \quad (2.33)$$

donde $V_{g,r}$ es el volumen de los gases recirculantes, m^3/kg ; $c'_{g,r}$, la capacidad calorífica volumétrica media de los gases recirculantes, $\text{kJ}/(\text{m}^3 \cdot \text{K})$; $\vartheta_{g,r}$, la temperatura de los gases recirculantes en el lugar de desviación, $^\circ\text{C}$.

El calor introducido en el hogar con el aire caldeado fuera del equipo de caldera, $Q_{a,int}$ se determina según la fórmula (2.7).

El coeficiente de conservación del calor

$$\varphi = 1 - q_s/100, \quad (2.34)$$

donde q_s son las pérdidas de calor al medio ambiente, %.

La temperatura teórica de ignición del combustible en el hogar (ϑ_h) representa la temperatura a que se hubiesen caldeado los productos de combustión si para calentarlos se hubiese empleado todo el calor ingresado en el hogar, menos las pérdidas de calor habidas a causa de la combustión químicamente incompleta del combustible, así como las pérdidas con el calor de la escoria.

Conociendo el desprendimiento útil de calor Q_h en el hogar, la temperatura teórica de combustión ($^\circ\text{C}$) se determina según la fórmula

$$\vartheta_h = Q_h / [V_{\text{RO}} c'_{\text{CO}_2} + V_{\text{N}_2}^0 c'_{\text{N}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}}^0 c'_{\text{H}_2\text{O}} + (\alpha_h - 1) V^0 c'_{\text{pa}}], \quad (2.35)$$

donde V_{RO} , $V_{\text{N}_2}^0$, $V_{\text{H}_2\text{O}}^0$ son los volúmenes teóricos de los productos de combustión, m^3/kg ; c'_{CO_2} , c'_{N_2} , $c'_{\text{H}_2\text{O}}$, c'_{pa} , respectivamente, las capacidades caloríficas volumétricas medias del anhídrido carbónico, nitrógeno, vapores de agua y aire, $\text{kJ}/(\text{m}^3 \cdot \text{K})$.

En la fórmula (2.35) no se conocen los valores de ϑ_h , c'_{CO_2} , c'_{N_2} , $c'_{\text{H}_2\text{O}}$, c'_{pa} . Por lo tanto, ϑ_h se determinará con ayuda del diagrama $I\vartheta$ para los productos de combustión (ver la fig. 1.1): se determina la temperatura ϑ_h , a la cual la entalpía de los productos de combustión I_h sea igual al desprendimiento útil de calor Q_h .

La temperatura de los gases ($^\circ\text{C}$) a la salida del hogar

$$\vartheta_h^* = \frac{T_h}{M \left(\frac{5,7 \cdot 10^{-11} \zeta H_r a_h T_h^3}{\varphi B_{\text{cal}} V c_p} \right)^{0,6}} + 1 - 273, \quad (2.36)$$

donde T_h es la temperatura teórica absoluta de ignición del combustible en el hogar, K; M , el coeficiente de cálculo, dependiente de la localización relativa del máximo de temperaturas en el hogar; para los carburantes sólidos apilados $M = 0,3 \dots 0,5$, durante la combustión en antorcha de los combustibles líquidos y gaseosos $M = 0,05$; ζ , el coeficiente convencional de contaminación de las superficies termorreceptoras (para las pantallas de tuberías lisas el mismo se adopta igual a 0,6 al quemar combustibles sólidos, a 0,55 al quemar el mazut, a 0,65 al quemar combustibles gaseosos); $a_h = 0,2 \dots 0,9$, el poder emisivo del hogar; H_r , la superficie termorreceptora de caldeo, m^2 ; φ , el coeficiente de conservación del calor; B_{cal} , el gasto calculado del combustible, kg/s ; $V c_p$, la capacidad calorífica sumaria media de los productos de combustión de 1 kg

(1 m³) de combustible en el intervalo de temperaturas $\vartheta_h - \vartheta_h'$, kJ/(kg · K).

La superficie termorreceptora (m²) de caldeo del hogar

$$H_r = \frac{B_{cal} Q_r}{5,7 \cdot 10^{-11} M_{cal} T_h' T_h^3} \sqrt[3]{\frac{1}{M^2} \left(\frac{T_h}{T_h'} - 1 \right)^2}, \quad (2.37)$$

donde T_h' es la temperatura absoluta de los gases a la salida del hogar, K.

Problema 2.38. Determinar el desprendimiento útil de calor en el hogar de un grupo de caldera que funciona a base de carbón pardo de la marca B2 de la composición: C^a = 28,7%; H^a = 2,2%; S_{voi}^a = 2,7%; N^a = 0,6%; O^a = 8,6%; A^a = 25,2%; W^a = 32,0%, si se conocen la temperatura del combustible a la entrada en el hogar $t_{com} = 20$ °C, la temperatura del aire en la sala de calderas $t_a = 30$ °C, la temperatura del aire caliente $t_{a,c} = 300$ °C, el coeficiente de exceso de aire en el hogar $\alpha_h = 1,3$, la infiltración de aire en la cámara de hogar $\Delta\alpha_h = 0,05$, las pérdidas de calor debidas a la combustión químicamente incompleta del carburante $q_3 = 0,5\%$, las pérdidas de calor a causa de la combustión mecánicamente incompleta del carburante $q_4 = 3\%$; el volumen de los gases recirculantes $V_{g,r} = 1,1$ m³/kg, la temperatura de los gases recirculantes $\vartheta_{g,r} = 1000$ °C y la capacidad calorífica volumétrica media de los mismos $c'_{g,r} = 1,415$ kJ/(m³ · K).

Respuesta: $Q_h = 13\,551$ kJ/kg.

Problema 2.39. Determinar en cuánto variará el desprendimiento útil de calor en el hogar de un grupo de caldera al suministrar a los quemadores aire previamente caldeado, si es sabido que la temperatura del aire en la sala de calderas $t_a = 30$ °C, la temperatura del aire caliente $t_{a,c} = 250$ °C, el coeficiente de exceso de aire en el hogar $\alpha_h = 1,15$, la infiltración de aire en la cámara de hogar $\Delta\alpha_h = 0,05$ y las pérdidas de calor habidas a causa de la combustión químicamente incompleta del carburante $q_3 = 1\%$? El grupo de caldera funciona a base de gas natural de la composición: CO₂ = 0,8%; CH₄ = 84,5%; C₂H₆ = 3,8%; C₃H₈ = 1,9%; C₄H₁₀ = 0,9%; C₅H₁₂ = 0,3%; N₂ = 7,8%.

Respuesta: $\Delta Q_h = 3027$ kJ/m³.

Problema 2.40. Determinar la temperatura teórica de combustión del carburante en el hogar de un grupo de caldera que funciona a base de carbón de piedra de la marca D de la composición: C^a = 49,3%; H^a = 3,6%; S_{voi}^a = 3,0%; N^a = 1,0%; O^a = 8,3%; A^a = 21,8%; W^a = 13,0%, si se conocen la temperatura del aire en la sala de calderas $t_a = 30$ °C, la temperatura del aire caliente $t_{a,c} = 295$ °C, el coeficiente de exceso de aire en el hogar $\alpha_h = 1,3$, la infiltración de aire en la cámara de hogar $\Delta\alpha_h = 0,05$, las pérdidas de calor debidas a la quema químicamente incompleta del combustible $q_3 = 0,5\%$, las pérdidas de calor a causa de la quema mecánica-

mente incompleta $q_4 = 3\%$ y las pérdidas de calor con el calor de la escoria $q_8 = 0,5\%$.

Solución: Determinamos el poder calorífico inferior de la masa aprovechable del combustible con ayuda de la fórmula (1.12):

$$\begin{aligned}Q_{in}^a &= 338C^a + 1025H^a - 108,5(O^a \rightarrow S_{vol}^a) - 25W^a = \\&= 338 \cdot 49,3 + 1025 \cdot 3,6 - 108,5(8,3 - 3,0) - 25 \cdot 13,0 = \\&= 19\,453 \text{ kJ/kg.}\end{aligned}$$

Hallamos el volumen de aire teóricamente necesario según la fórmula (1.27):

$$\begin{aligned}V^0 &= 0,089C^a + 0,266H^a + 0,033(S_{vol}^a - O^a) = \\&= 0,089 \cdot 49,3 + 0,266 \cdot 3,6 + 0,033(3,0 - 8,3) = 5,17 \text{ m}^3/\text{kg.}\end{aligned}$$

El calor introducido en el hogar con el aire precalentado fuera del grupo de caldera, se determina con ayuda de la fórmula (2.7):

$$Q_{a, int} = \alpha_h V^0 c'_{pa} \Delta t_a = 1,2 \cdot 5,17 \cdot 1,33 \cdot 265 = 2187 \text{ kJ/kg.}$$

El calor disponible se determina según la fórmula (2.3):

$$Q_{dis}^a = Q_{in}^a + Q_{a, int} = 19\,453 + 2187 = 21\,640 \text{ kJ/kg.}$$

El calor introducido en el hogar con el aire, se determina según la fórmula (2.32):

$$\begin{aligned}Q'_a &= (\alpha_h - \Delta\alpha_h) V^0 (c\vartheta)_{a, c} + \Delta\alpha_h V^0 (c\vartheta)_{a, f} = \\&= (1,2 - 0,05) 5,17 \cdot 396 + 0,05 \cdot 5,17 \cdot 40 = 2364 \text{ kJ/kg.}\end{aligned}$$

Los valores de las entalpias $(c\vartheta)_{a, c}$ y $(c\vartheta)_{a, f}$ se determinan según la tabla 1 (ver el Apéndice).

Determinamos el desprendimiento útil de calor en el hogar empleando la fórmula (2.31):

$$\begin{aligned}Q_h &= Q_{dis}^a \left(\frac{100 - q_3 - q_4 - q_8}{100 - q_4} \right) + Q'_a - Q_{a, int} = \\&= 21\,640 \left(\frac{100 - 0,5 - 3 - 0,5}{100 - 3} \right) + 2364 - 2187 = 21\,601 \text{ kJ/kg.}\end{aligned}$$

Conocido el desprendimiento útil de calor en el hogar, determinamos la temperatura teórica de combustión usando el diagrama $I\vartheta$, para lo cual prefijamos dos valores de temperatura de los gases (1400 y 2000 °C) y calculamos para éstos las entalpias de los productos de combustión.

Hallamos el volumen de los gases triatómicos valiéndonos de la fórmula (1.33):

$$\begin{aligned}V_{RO, 1} &= 0,0187 (C^a + 0,375S_{vol}^a) = \\&= 0,0187 (49,3 + 0,375 \cdot 3,0) = 0,94 \text{ m}^3/\text{kg.}\end{aligned}$$

El volumen teórico del nitrógeno se determina según la fórmula (1.32):

$$V_{N_2}^0 = 0,79V^0 + 0,8N^0/100 = 0,79 \cdot 5,17 + 0,8 \cdot 1,0/100 = 4,09 \text{ m}^3/\text{kg}.$$

El volumen teórico de los vapores de agua se determina con arreglo a la fórmula (1.35):

$$V_{H_2O}^0 = 0,0124(9H^0 + W^0) + 0,0161V^0 =$$

$$= 0,0124(9 \cdot 3,6 + 13,0) + 0,0161 \cdot 5,17 = 0,64 \text{ m}^3/\text{kg}.$$

La entalpía de los productos de combustión para $\alpha_h = 1$ y $\vartheta_g = -1400^\circ\text{C}$ se determina según la fórmula (1.61):

$$I_g^0 = V_{CO_2}(c\vartheta)_{CO_2} + V_{N_2}^0(c\vartheta)_{N_2} + V_{H_2O}^0(c\vartheta)_{H_2O} =$$

$$= 0,94 \cdot 3240 + 4,09 \cdot 2009 + 0,64 \cdot 2558 = 12900 \text{ kJ/kg}.$$

Tomamos los valores de las entalpias $(c\vartheta)_{CO_2}$, $(c\vartheta)_{N_2}$, y $(c\vartheta)_{H_2O}$ de la tabla 1 (ver el Apéndice).

Determinamos la entalpía del aire cuando $\alpha_h = 1$ y $\vartheta_g = -1400^\circ\text{C}$, usando la fórmula (1.62):

$$I_a^0 = V^0(c\vartheta)_a = 5,17 \cdot 2076 = 10733 \text{ kJ/kg}.$$

La entalpía $(c\vartheta)_a$ se toma de la tabla 1 (ver el Apéndice). La entalpía de los productos de combustión se determina según la fórmula (1.60):

para $\vartheta_g = 1400^\circ\text{C}$

$$I_h = I_g^0 + (\alpha_h - 1) I_a^0 = 12900 + (1,3 - 1) 10733 = 16120 \text{ kJ/kg};$$

para $\vartheta_g = 2000^\circ\text{C}$

$$I_h = I_g^0 + (\alpha_h - 1) I_a^0 = V_{CO_2}(c\vartheta)_{CO_2} + V_{N_2}^0(c\vartheta)_{N_2} +$$

$$+ V_{H_2O}^0(c\vartheta)_{H_2O} + (\alpha_h - 1) V^0(c\vartheta)_a =$$

$$= 0,94 \cdot 4843 + 4,09 \cdot 2964 + 0,64 \cdot 3926 + (1,3 - 1) 5,17 \cdot 3064 =$$

$$= 23940 \text{ kJ/kg}.$$

Valiéndonos de los valores determinados de las entalpias de los productos de combustión trazamos el diagrama $I\vartheta$ (fig. 2.1). Con ayuda del diagrama y el desprendimiento útil de calor en el hogar $Q_h = I_h = 21601 \text{ kJ/kg}$ determinamos la temperatura teórica de combustión $\vartheta_h = 1820^\circ\text{C}$.

Problema 2.41. Determinar la temperatura teórica de combustión en el hogar de un grupo de caldera que funciona a base de gas natural de la composición: $\text{CH}_4 = 92,2\%$; $\text{C}_2\text{H}_6 = 0,8\%$; $\text{C}_4\text{H}_{10} = 0,1\%$; $\text{N}_2 = 6,9\%$, si se conocen la temperatura del aire en la sala de calderas $t_a = 30^\circ\text{C}$, la temperatura del aire caliente $t_{a,c} = 250^\circ\text{C}$, el coeficiente de exceso de aire en el hogar $\alpha_h = 1,1$, la infiltración de

aire en la cámara de hogar $\Delta\alpha_h = 0,04$ y las pérdidas de calor debidas a la combustión químicamente incompleta del carburante $q_3 = 1\%$.

Respuesta: $\theta_b = 2020^\circ\text{C}$.

Problema 2.42. Determinar en cuánto variaría la temperatura teórica de combustión en el hogar de un grupo de caldera al suministro

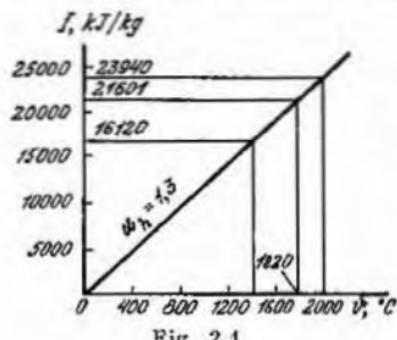


Fig. 2.1

composition: $\text{CO}_2 = 0,2\%$; $\text{CH}_4 = 98,2\%$; $\text{C}_2\text{H}_6 = 0,4\%$; $\text{C}_3\text{H}_8 = 0,1\%$; $\text{C}_4\text{H}_{10} = 0,1\%$; $\text{N}_2 = 1,0\%$

Solución. El poder calorífico inferior de la masa aprovechable se determina según la fórmula (1.13):

$$Q_{in}^3 = 358\text{CH}_4 + 638\text{C}_2\text{H}_6 + 913\text{C}_3\text{H}_8 + 1187\text{C}_4\text{H}_{10} = \\ = 358 \cdot 98,2 + 638 \cdot 0,4 + 913 \cdot 0,1 + 1187 \cdot 0,1 = 35\,621 \text{ kJ/m}^3.$$

Determinamos el volumen de aire teóricamente necesario según la fórmula (1.28):

$$V^0 = 0,0478 [0,5(\text{CO} + \text{H}_2) + 1,5\text{H}_2\text{S} + 2\text{CH}_4 + \\ + \sum (m + n/4) \text{C}_m\text{H}_n - \text{O}_2] = 0,0478 (2 \cdot 98,2 + 3,5 \cdot 0,4 + \\ + 5 \cdot 0,1 + 6,5 \cdot 0,1) = 9,51 \text{ m}^3/\text{m}^3.$$

El calor ingresado en el hogar con el aire precalentado tuera del grupo de caldera, se determina a base de la fórmula (2.7):

$$Q_{\text{g,int}} = \alpha_b V^0 c_{pa} \Delta t_a = 1.15 \cdot 9,51 \cdot 1,33 \cdot 220 = 3200 \text{ kJ/m}^3.$$

El calor disponible se halla según la fórmula (2.3):

$$Q_{\text{dis}}^{\text{a}} = Q_{\text{in}}^{\text{a}} + Q_{\text{ext, int}} = 35\,621 + 3200 = 38\,821 \text{ kJ/m}^3.$$

El calor introducido en el hogar con el aire se halla valiéndose de la fórmula (2.32):

$$Q'_h = (\alpha_h - \Delta\alpha_h) V^0(c\bar{v})_{h,c} + \Delta\alpha_h V^0(c\bar{v})_{h,f} = \\ = (1,15 - 0,05) 9,51 \cdot 334 + 0,05 \cdot 9,51 \cdot 40 = 3513 \text{ kJ/m}^3$$

Los valores de las entalpías $(c_0^{\theta})_{s.e}$ y $(c_0^{\theta})_{s.f}$ se toman de la tabla 1 (ver el Apéndice).

El desprendimiento útil de calor en el hogar al suministrar aire previamente caldeado a los quemadores, se determina según la fórmula (2.31)

$$Q_{h1} = Q_{dis}^a \left(\frac{100 - q_2}{100} \right) + Q_s^a - Q_{a, int} = \\ = 38\,821 \left(\frac{100 - 1}{100} \right) + 3513 - 3200 = 38\,746 \text{ kJ/m}^3.$$

El desprendimiento útil de calor en el hogar al suministrar aire a los quemadores, sin previo calentamiento, se determina según la fórmula (2.31):

$$Q_{h2} = Q_{in}^a \left(\frac{100 - q_2}{100} \right) + \alpha_h V^0 (c\vartheta)_a, t + \Delta \alpha_h V^0 (c\vartheta)_a, t = \\ = 35\,621 \left(\frac{100 - 1}{100} \right) + 1,15 \cdot 9,51 \cdot 40 + 0,05 \cdot 9,51 \cdot 40 = 35\,721 \text{ kJ/m}^3.$$

Conocido el desprendimiento útil de calor en el hogar, determinamos las temperaturas teóricas de combustión empleando el diagrama $I\vartheta$, para lo cual prefijamos dos valores de temperaturas de los gases (1400 y 2000 °C) y calculamos para éstos las entalpias de los productos de combustión.

Hallamos el volumen de los gases triatómicos según la fórmula (1.39):

$$V_{RO} = 0,01 (CO_2 + CO + H_2S + \sum m C_m H_n) = \\ = 0,01 (0,2 + 98,2 + 2 \cdot 0,4 + 3 \cdot 0,1 + 4 \cdot 0,1) = 1,0 \text{ m}^3/\text{m}^3.$$

El volumen teórico del nitrógeno se determina de acuerdo con la fórmula (1.38):

$$V_{N_2}^0 = 0,79 V^0 + N_2 / 100 = 0,79 \cdot 9,51 + 1 / 100 = 7,52 \text{ m}^3/\text{m}^3.$$

Hallamos el volumen teórico de los vapores de agua valiéndonos de la fórmula (1.41):

$$V_{H_2O}^0 + 0,01 \left[H_2S + H_2 + \sum \frac{n}{2} C_m H_n + 0,124 d_g \right] + 0,0161 V^0 = \\ = 0,01 (2 \cdot 98,2 + 3 \cdot 0,4 + 4 \cdot 0,1 + 5 \cdot 0,1) + 0,0161 \cdot 9,51 = 2,13 \text{ m}^3/\text{m}^3.$$

La entalpía de los productos de combustión cuando $\alpha_h = 1$ y $\vartheta_g = 1400$ °C, se determina según la fórmula (1.61):

$$I_g^0 = V_{RO}^a (c\vartheta)_{CO_2} + V_{N_2}^a (c\vartheta)_{N_2} + V_{H_2O}^a (c\vartheta)_{H_2O} = \\ = 1,0 \cdot 3240 + 7,52 \cdot 2009 + 2,13 \cdot 2558 = 23\,786 \text{ kJ/m}^3.$$

La entalpía del aire para $\alpha_h = 1$ y $\vartheta_g = 1400$ °C se halla usando la fórmula (1.62):

$$I_a^0 = V^0 (c\vartheta)_a = 9,51 \cdot 2076 = 19\,743 \text{ kJ/m}^3.$$

La entalpía de los productos de combustión se determina según la fórmula (1.60):

para $\vartheta_g = 1400^\circ\text{C}$

$$I_h = I_g^0 + (\alpha_h - 1) I_a^0 = 23786 + (1,15 - 1) 19743 = 26747 \text{ kJ/m}^3;$$

para $\vartheta_g = 2000^\circ\text{C}$

$$\begin{aligned} I_h &= I_g^0 + (\alpha_h - 1) I_a^0 = V_{\text{RO}_2}(c\vartheta)_{\text{CO}_2} + V_{\text{N}_2}^0(c\vartheta)_{\text{N}_2} + \\ &+ V_{\text{H}_2\text{O}}^0(c\vartheta)_{\text{H}_2\text{O}} + (\alpha_h - 1) V^0(c\vartheta)_a = \\ &= 1,0 \cdot 4843 + 7,52 \cdot 2964 + 2,13 \cdot 3926 + (1,15 - 1) 9,51 \cdot 3064 = \\ &= 39864 \text{ kJ/m}^3. \end{aligned}$$

Valiéndonos de los valores determinados de las entalpías de los productos de combustión trazamos el diagrama $I\vartheta$ (fig. 2.2). Con la

ayuda de éste y partiendo de los desprendimientos útiles de calor en el hogar $Q_{h1} = I_{h1} = 38746 \text{ kJ/m}^3$ y $Q_{h2} = I_{h2} = 35721 \text{ kJ/m}^3$, determinamos las temperaturas teóricas de combustión: $\vartheta_{h1} = 1950^\circ\text{C}$; $\vartheta_{h2} = 1820^\circ\text{C}$.

La temperatura teórica de combustión en el hogar del grupo de caldera al suministrar aire precalentado a los quemadores varía en $\Delta\vartheta_h = \vartheta_{h1} - \vartheta_{h2} = 1950 - 1820 = 130^\circ\text{C}$.

Problema 2.43. Determinar la temperatura de los gases a la salida del hogar de un equipo de caldera con una productividad de vapor $D = 13,9 \text{ kg/s}$, que consume carbón pardo de la marca B2 de la

composición: $C^a = 28,7\%$; $H^a = 2,2\%$; $S_{\text{vol}}^a = 2,7\%$; $N^a = 0,6\%$; $O^a = 8,6\%$; $A^a = 25,2\%$; $W^a = 32,0\%$, si es sabido que la temperatura del combustible a la entrada en el hogar $t_{\text{com}} = 20^\circ\text{C}$, la presión del vapor recalentado $p_{v,\text{rec}} = 4 \text{ MPa}$, la temperatura del vapor recalentado $t_{v,\text{rec}} = 450^\circ\text{C}$, la temperatura del agua de alimentación $t_{a,s} = 150^\circ\text{C}$, el valor del barrido continuo $P = 4\%$, la capacidad calorífica de la masa aprovechable del combustible $c_{\text{com}}^a = 2,1 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)}$, el rendimiento del equipo de caldera (bruto) $\eta_{e,e}^{\text{br}} = 86,8\%$, la temperatura teórica de combustión del carburante en el hogar $\vartheta_h = 1631^\circ\text{C}$, el coeficiente convencional de contaminación $\zeta = 0,6$, el poder emisivo del hogar $a_h = 0,708$, la superficie termorreceptora de calentamiento $H_r = 239 \text{ m}^2$, la capacidad calorífica sumaria media de los productos de combustión $Vc_p = 8,26 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)}$ en el intervalo de temperaturas $\vartheta_h - \vartheta_h$, el coeficiente de cálculo que depende de la localización relativa del máximo de temperaturas en el hogar, $M = 0,45$, las pérdidas de calor debidas a la combustión

mecánicamente incompleta del carburante $q_4 = 2\%$ y las pérdidas de calor al ambiente $q_5 = 0,9\%$.

Solución: El poder calorífico inferior de la masa aprovechable del combustible se determina según la fórmula (1.12):

$$Q_{in}^a = 338C^a + 1025H^a - 108,5(O^a - S_{vol}^a) - 25W^a = \\ = 338 \cdot 28,7 + 1025 \cdot 2,2 - 108,5(8,6 - 2,7) - 25 \cdot 32,0 = 10\,516 \text{ kJ/kg.}$$

El calor físico del combustible se determina según la fórmula (2.4)

$$Q_{com} = c_{com}^a t_{com} = 2,1 \cdot 20 = 42 \text{ kJ/kg.}$$

El calor disponible se halla de acuerdo con la fórmula (2.3):

$$Q_{dis}^a = Q_{in}^a + Q_{com} = 10\,516 + 42 = 10\,558 \text{ kJ/kg.}$$

El gasto natural de combustible se determina según la fórmula (2.25):

$$B = \frac{D_{rec} [(t_{v, rec} - t_{a, a}) + (\rho/100)(t_{a, c} - t_{a, a})]}{Q_{dis}^a \eta_{e, c}^{br}} \cdot 100 = \\ = \frac{13,9 [(3330 - 628) + 0,04(1087,5 - 628)]}{10\,558 \cdot 86,8} \cdot 100 = 4,12 \text{ kg/s.}$$

$D_{rec} = D$, puesto que no se toma vapor saturado.

El gasto calculado de combustible se determina según la fórmula (2.26):

$$B_{cal} = B (1 - q_4/100) = 4,12 (1 - 2/100) = 4,04 \text{ kg/s.}$$

El coeficiente de conservación del calor se halla empleando la fórmula (2.34):

$$\varphi = 1 - q_5/100 = 1 - 0,9/100 = 0,991.$$

Determinamos la temperatura de los gases a la salida del hogar valiéndonos de la fórmula (2.36):

$$\theta_b^c = \frac{T_b}{M \left(\frac{5,7 \cdot 10^{-11} \zeta H_{tran} T_b^2}{\varphi B_{cal} V c_p} \right)^{0,6} + 1} - 273 = \\ = \frac{1904}{0,45 \left(\frac{5,7 \cdot 10^{-11} \cdot 0,6 \cdot 239 \cdot 0,708 \cdot 1904^2}{0,991 \cdot 4,04 \cdot 8,26} \right)^{0,6} + 1} - 273 = 997^\circ\text{C.}$$

Problema 2.44. Determinar la temperatura de los gases a la salida del hogar de un equipo de caldera con una productividad de vapor $D = 13,5 \text{ kg/s}$, que funciona a base de carbón de piedra de la marca PA cuyo poder calorífico inferior $Q_{in}^a = 25\,265 \text{ kJ/kg}$, si es sabido que la temperatura del vapor recalentado $t_{v, rec} = 450^\circ\text{C}$, la presión del vapor recalentado $p_{v, rec} = 4 \text{ MPa}$, la temperatura del agua de alimentación $t_{a, a} = 100^\circ\text{C}$, el valor del barrido continuo $P = 3\%$, el rendimiento del equipo de caldera (bruto) $\eta_{e, c}^{br} = 86,7\%$, la

temperatura teórica de combustión del carburante en el hogar $\vartheta_h = 2035^\circ\text{C}$, el coeficiente convencional de contaminación $\zeta = 0,6$, el poder emisivo del hogar $a_h = 0,546$, la superficie termorreceptora de calentamiento $H_r = 230 \text{ m}^2$, la capacidad calorífica sumaria media de los productos de combustión del carburante $Vc_p = 15,4 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)}$ dentro del intervalo de temperaturas $\vartheta_h - \vartheta_b$, el coeficiente de cálculo que depende de la localización del máximo de temperaturas en el hogar, $M = 0,45$, las pérdidas de calor debidas a la combustión mecánicamente incompleta del carburante $q_4 = 4\%$ y las pérdidas de calor al medio ambiente $q_5 = 0,9\%$.

Respuesta: $\vartheta_b = 1082^\circ\text{C}$.

Problema 2.45. Determinar la temperatura de los gases a la salida del hogar de un equipo de caldera con una productividad de vapor $D_v = 12,6 \text{ kg/s}$, que funciona a base de turba fresada cuyo poder calorífico inferior $Q_{in}^a = 7725 \text{ kJ/kg}$, si es sabido que la temperatura del combustible a la entrada en el hogar $t_{com} = 20^\circ\text{C}$, la presión del vapor recalentado $p_{v, rec} = 4 \text{ MPa}$, la temperatura del mismo $t_{v, rec} = 450^\circ\text{C}$, la temperatura del agua de alimentación $t_{a,a} = 150^\circ\text{C}$, la capacidad calorífica de la masa aprovechable del combustible $c_{com}^a = 2,64 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)}$, el rendimiento del equipo de caldera (bruto) $\eta_{br,c} = 85\%$, la temperatura teórica de combustión del carburante en el hogar $\vartheta_h = 1487^\circ\text{C}$, el coeficiente convencional de contaminación $\zeta = 0,6$, el poder emisivo del hogar $a_h = 0,729$, la superficie termorreceptora de calentamiento $H_r = 240 \text{ m}^2$, en el intervalo de temperaturas $\vartheta_h - \vartheta_b$ la capacidad calorífica sumaria media de los productos de combustión $Vc_p = 7,37 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)}$, el coeficiente de cálculo que depende de la localización relativa del máximo de temperaturas en el hogar, $M = 0,45$, las pérdidas de calor debidas a la combustión mecánicamente incompleta del carburante $q_4 = 2\%$ y las pérdidas de calor al medio ambiente $q_5 = 0,9\%$.

Respuesta: $\vartheta_b = 974^\circ\text{C}$.

Problema 2.46. Determinar la cantidad de calor transferido a las superficies termorreceptoras del hogar de un grupo de caldera que funciona a base de carbón de piedra de la marca T de la composición: $C^a = 62,7\%$; $H^a = 3,4\%$; $S_{vol}^a = 2,8\%$; $N^a = 0,9$; $O^a = 1,7\%$; $A^a = 23,8\%$; $W^a = 5,0\%$, si la temperatura del aire en la sala de calderas $t_a = 30^\circ\text{C}$, la temperatura del aire caliente $t_{a,c} = 300^\circ\text{C}$, el coeficiente de exceso de aire en el hogar $\alpha_h = 1,25$, la infiltración de aire en la cámara de hogar $\Delta\alpha_h = 0,05$, la temperatura de los gases a la salida del hogar $\vartheta_b = 1100^\circ\text{C}$, las pérdidas de calor debidas a la combustión químicamente incompleta del carburante $q_3 = 0,6\%$, las pérdidas de calor debidas a la combustión mecánicamente incompleta $q_4 = 3\%$, las pérdidas de calor al medio ambiente $q_5 = 0,5\%$ y las pérdidas de calor con el calor físico de la escoria $q_6 = 0,4\%$.

Solución: El poder calorífico inferior de la masa aprovechable del

carburante se determina según la fórmula (1.12):

$$Q_{in}^a = 338C^a + 1025H^a - 108,5(O^a - S_{vol}^a) - 25W^a = \\ = 338 \cdot 62,7 + 1025 \cdot 3,1 - 108,5(1,7 - 2,8) - 25 \cdot 5,0 = 24\,365 \text{ kJ/kg.}$$

El volumen de aire teóricamente necesario se determina según la fórmula (1.27):

$$V^0 = 0,089C^a + 0,266H^a + 0,033(S_{vol}^a - O^a) = \\ = 0,089 \cdot 62,7 + 0,266 \cdot 3,1 + 0,033(2,8 - 1,7) = 6,44 \text{ m}^3/\text{kg.}$$

El calor introducido en el hogar con el aire precalentado fuera del grupo de caldera, se determina en base a la fórmula (2.7):

$$Q_{a,int} = \alpha_h V^0 c'_{pa} \Delta t_a = 1,25 \cdot 6,44 \cdot 1,33 \cdot 270 = 2889 \text{ kJ/kg.}$$

Determinamos el calor disponible con arreglo a la fórmula (2.3):

$$Q_{dis}^a = Q_{in}^a + Q_{a,int} = 24\,365 + 2889 = 27\,254 \text{ kJ/kg.}$$

El calor introducido en el hogar con el aire se determina según la fórmula (2.32):

$$Q'_a = (\alpha_h - \Delta\alpha_h)V^0(c\vartheta)_{a,c} + \Delta\alpha_h V^0(c\vartheta)_{a,f} = \\ = (1,25 - 0,05)6,44 \cdot 403 + 0,05 \cdot 6,44 \cdot 40 = 3127 \text{ kJ/kg.}$$

Los valores de las entalpías $(c\vartheta)_{a,c}$ y $(c\vartheta)_{a,f}$ se toman de la tabla 1 (ver el Apéndice).

El desprendimiento útil de calor en el hogar se determina según la fórmula (2.31):

$$Q_h = Q_{dis}^a \left(\frac{100 - q_3 - q_4 - q_6}{100 - q_4} \right) + Q'_a - Q_{a,int} = \\ = 27\,254 \left(\frac{100 - 0,6 - 3 - 0,4}{100 - 3} \right) + 3127 - 2889 = 27\,220 \text{ kJ/kg.}$$

Hallamos el volumen de los gases triatómicos usando la fórmula (1.33):

$$V_{RO} = 0,0187(C^a + 0,375S_{vol}^a) = \\ = 0,0187(62,7 + 0,375 \cdot 2,8) = 1,19 \text{ m}^3/\text{kg.}$$

El volumen teórico de nitrógeno se determina de acuerdo con la fórmula (1.32):

$$V_{N_2} = 0,79V^0 + 0,8N^a/100 = 0,79 \cdot 6,44 + 0,8 \cdot 0,9/100 = 5,09 \text{ m}^3/\text{kg.}$$

El volumen teórico de los vapores de agua se determina haciendo uso de la fórmula (1.35):

$$V_{H_2O}^0 = 0,0124(9H^a + W^a) + 0,0161V^0 = \\ = 0,0124(9 \cdot 3,1 + 5,0) + 0,0161 \cdot 6,44 = 0,51 \text{ m}^3/\text{kg.}$$

La entalpía de los productos de combustión cuando $\alpha_h'' = 1$ y la temperatura de los gases $\vartheta_h'' = 1100^\circ\text{C}$, la hallamos valiéndonos de

la fórmula (1.61):

$$I_g^o = V_{CO_2}^o (c\vartheta)_{CO_2} + V_{N_2}^o (c\vartheta)_{N_2} + V_{H_2O}^o (c\vartheta)_{H_2O} = \\ = 1,19 \cdot 2457 + 5,09 \cdot 1545 + 0,51 \cdot 1926 = 11\,774 \text{ kJ/kg.}$$

Los valores de las entalpias $(c\vartheta)_{CO_2}$, $(c\vartheta)_{N_2}$, y $(c\vartheta)_{H_2O}$ se toman de la tabla 1 (ver el Apéndice).

La entalpía del aire para $\alpha_h = 1$ y la temperatura de los gases $\vartheta_h = 1100^\circ\text{C}$, la determinamos empleando la fórmula (1.62):

$$I_a^o = V^o (c\vartheta)_a = 6,44 \cdot 1595 = 10\,272 \text{ kJ/kg.}$$

El valor de $(c\vartheta)_a$ se toma de la tabla 1 (ver el Apéndice).

La entalpía de los productos de combustión para $\vartheta_h = 1100^\circ\text{C}$ se determina con ayuda de la fórmula (1.60):

$$I_h^o = I_g^o + (\alpha_h - 1) I_a^o = 11\,774 + (1,25 - 1) 10\,272 = 14\,342 \text{ kJ/kg.}$$

Determinamos el coeficiente de conservación del calor según la fórmula (2.34):

$$\varphi = 1 - q_5/100 = 1 - 0,5/100 = 0,995.$$

La cantidad de calor transferida a las superficies termorreceptoras del hogar se determina con arreglo a la fórmula (2.30):

$$Q_r = \varphi (Q_h - I_h^o) = 0,995 (27\,220 - 14\,342) = 12\,814 \text{ kJ/kg.}$$

Problema 2.47. Determinar la cantidad de calor transferido a las superficies termorreceptoras del hogar de un grupo de caldera que funciona a base de carbón de piedra de la marca K de la composición: C^a = 54,7%; H^a = 3,3%; S^a_{vol} = 0,8%; N^a = 0,8%; O^a = 4,8%; A^a = 27,6%; W^a = 8,0%, si se sabe que la temperatura del aire en la sala de calderas $t_a = 30^\circ\text{C}$, la temperatura del aire caliente $t_{a,c} = 350^\circ\text{C}$, el coeficiente de exceso de aire en el hogar $\alpha_h = 1,3$, la infiltración de aire en la cámara de hogar $\Delta\alpha_h = 0,05$, la temperatura de los gases a la salida del hogar $\vartheta_h = 1000^\circ\text{C}$, las pérdidas de calor debidas a la combustión químicamente incompleta del carburante $q_3 = 0,6\%$, las pérdidas de calor debidas a la combustión mecánicamente incompleta del carburante $q_4 = 3,0\%$, las pérdidas de calor al medio ambiente $q_5 = 0,5\%$ y las pérdidas de calor con el calor físico de la escoria $q_6 = 0,4\%$.

Respuesta: $Q_r = 12\,467 \text{ kJ/kg.}$

Problema 2.48. Determinar la cantidad de calor transferido a las superficies termorreceptoras del hogar de un grupo de caldera que funciona a base de gas natural de la composición: CO₂ = 0,2%; CH₄ = 97,9%; C₂H₄ = 0,1%; N₂ = 1,8%, si se sabe que la temperatura en la sala de calderas $t_a = 30^\circ\text{C}$, la temperatura del aire caliente $t_{a,c} = 230^\circ\text{C}$, el coeficiente de exceso de aire en el hogar $\alpha_h = 1,1$, la infiltración de aire en la cámara de hogar $\Delta\alpha_h = 0,05$, la temperatura de los gases a la salida del hogar $\vartheta_h = 1000^\circ\text{C}$, las pérdidas de calor debidas a la combustión químicamente incompleta del carburante $q_3 = 1\%$ y las pérdidas de calor al ambiente $q_5 = 1,0\%$.

Respuesta: $Q_r = 20\ 673 \text{ kJ/kg}$.

Problema 2.49. Determinar la cantidad de calor transferido a las superficies termorreceptoras del hogar de un equipo de caldera que funciona a base de mazut alto en azufre de la composición: $C^a = 83,0\%$; $H^a = 10,4\%$; $S_{vol}^a = 2,8\%$; $O^a = 0,7\%$; $A^a = 0,1\%$; $W^a = 3,0\%$; si es sabido que el desprendimiento útil de calor en el hogar $Q_h = 39\ 100 \text{ kJ/kg}$, el coeficiente de exceso de aire en el hogar $\alpha_h = 1,15$, la temperatura de los gases a la salida del hogar $\vartheta_h = 1100^\circ\text{C}$ y las pérdidas de calor al ambiente $q_5 = 1,0\%$.

Respuesta: $Q_r = 17\ 546 \text{ kJ/kg}$.

Problema 2.50. Determinar la cantidad de calor transferido a las superficies termorreceptoras del hogar de un grupo de caldera que funciona a base de carbón de piedra de la marca D cuyo poder calorífico inferior $Q_{in}^a = 19\ 453 \text{ kJ/kg}$, si es sabido que la temperatura del aire en la sala de calderas $t_a = 30^\circ\text{C}$, la temperatura del aire caliente $t_{a,c} = 295^\circ\text{C}$, el coeficiente de exceso de aire en el hogar $\alpha_h = 1,3$, la infiltración de aire en la cámara del hogar $\Delta\alpha_h = 0,05$, el volumen de aire teóricamente necesario $V^o = 5,17 \text{ m}^3/\text{kg}$, la entalpía de los productos de combustión $I_h' = 12\ 160 \text{ kJ/kg}$, las pérdidas de calor debidas a la combustión químicamente incompleta del carburante $q_3 = 0,7\%$, las pérdidas de calor debidas a la combustión mecánicamente incompleta $q_4 = 3\%$, las pérdidas de calor al medio ambiente $q_5 = 0,5\%$ y las pérdidas de calor con el calor físico de la escoria $q_6 = 0,3\%$.

Respuesta: $Q_r = 9394 \text{ kJ/kg}$.

Problema 2.51. Determinar la superficie termorreceptora de calentamiento del hogar de un equipo de caldera con una productividad de vapor $D = 4,09 \text{ kg/s}$, que funciona a base de gas natural cuyo poder calorífico inferior $Q_{in}^s = 35\ 621 \text{ kJ/m}^3$, si es sabido que la presión del vapor recalentado $p_{v,rec} = 4 \text{ MPa}$, la temperatura del vapor recalentado $t_{v,rec} = 425^\circ\text{C}$, la temperatura del agua de alimentación $t_{a,a} = 130^\circ\text{C}$, el valor del barrido continuo $P = 3\%$, el volumen de aire teóricamente necesario $V^o = 9,51 \text{ m}^3/\text{m}^3$, el rendimiento del equipo de caldera (bruto) $\eta_{c,c}^{br} = 90\%$, la temperatura del aire en la sala de calderas $t_a = 30^\circ\text{C}$, la temperatura del aire caliente $t_{a,c} = 250^\circ\text{C}$, el coeficiente de exceso de aire en el hogar $\alpha_h = 1,15$, la infiltración de aire en la cámara del hogar $\Delta\alpha_h = 0,05$, la temperatura teórica de ignición del carburante en el hogar $\vartheta_h = 2040^\circ\text{C}$, la temperatura de los gases a la salida del hogar $\vartheta_h' = 1000^\circ\text{C}$, la entalpía de los productos de combustión para $\vartheta_h' I_h' = 17\ 500 \text{ kJ/m}^3$, el coeficiente convencional de contaminación $\zeta = 0,65$, el poder emisivo del hogar $a_h = 0,554$, el coeficiente de cálculo que depende de la localización relativa del máximo de temperaturas en el hogar, $M = 0,44$, las pérdidas de calor a causa de la combustión químicamente incompleta del carburante $q_3 = 1\%$ y las pérdidas de calor al medio ambiente $q_5 = 1,0\%$.

Solución: Determinamos el calor ingresado en el hogar con el aire precalentado fuera de la caldera, haciendo uso de la fórmula (2.7):

$$Q_{a, \text{int}} = \alpha_h V^0 c_{pa} \Delta t_a = 1,15 \cdot 9,51 \cdot 1,33 \cdot 220 = 3200 \text{ kJ/m}^3.$$

El calor disponible se determina según la fórmula (2.3):

$$Q_{\text{dis}}^a = Q_{\text{in}}^a + Q_{a, \text{int}} = 35\,621 + 3200 = 38\,821 \text{ kJ/m}^3.$$

El gasto calculado de combustible se determina según la fórmula (2.25):

$$\begin{aligned} B_{\text{ca1}} &= B = \frac{D_{\text{rec}} [(t_{v, \text{rec}} - t_{a, a}) + (P/100) (t_{a, c} - t_{a, a})]}{Q_{\text{dis}}^a \eta_{e, c}^{\text{br}}} \cdot 100 = \\ &= \frac{4,09 [(3280 - 544) + (3/100) (1087,5 - 544)]}{38\,821 \cdot 90} \cdot 100 = 0,32 \text{ m}^3/\text{s}. \end{aligned}$$

El calor introducido en el hogar con el aire lo determinamos empleando la fórmula (2.32):

$$\begin{aligned} Q'_a &= (\alpha_h - \Delta \alpha_h) V^0 (c\theta)_{a, c} + \Delta \alpha_h V^0 (c\theta)_{a, f} = \\ &= (1,15 - 0,05) 9,51 \cdot 334 + 0,05 \cdot 9,51 \cdot 40 = 3513 \text{ kJ/m}^3. \end{aligned}$$

Los valores de las entalpias $(c\theta)_{a, c}$ y $(c\theta)_{a, f}$ los determinamos haciendo uso de la tabla 1 (ver el Apéndice).

Determinamos el desprendimiento útil de calor con ayuda de la fórmula (2.31):

$$\begin{aligned} Q_h &= Q_{\text{dis}}^a \frac{100 - q_3 - q_4 - q_6}{100 - q_4} + Q'_a - Q_{a, \text{int}} = \\ &= 38\,821 \frac{(100 - 1)}{100} + 3513 - 3200 = 38\,746 \text{ kJ/m}^3. \end{aligned}$$

El coeficiente de conservación del calor lo determinamos de acuerdo con la fórmula (2.31):

$$\varphi = 1 - q_5/100 = 1 - 1,0/100 = 0,99.$$

La cantidad de calor transferido a las superficies termorreceptoras del hogar se halla según la fórmula (2.30):

$$Q_r = \varphi (Q_h - I_h) = 0,99 (38\,746 - 17\,500) = 21\,034 \text{ kJ/m}^3.$$

La superficie termorreceptora de calentamiento la determinamos según la fórmula (2.37):

$$\begin{aligned} H_r &= \frac{B_{\text{ca1}} Q_r}{5,7 \cdot 10^{-11} M_{\text{ca}}^2 h T_b^5 T_h^3} \sqrt[3]{\frac{1}{M^2} \left(\frac{T_h}{T_b} - 1 \right)^2} = \\ &= \frac{0,32 \cdot 21\,034}{5,7 \cdot 10^{-11} \cdot 0,44 \cdot 0,65 \cdot 0,554 \cdot 1273 \cdot 2313^3} \sqrt[3]{\frac{1}{0,44^2} \left(\frac{2313}{1273} - 1 \right)^2} = 73,4 \text{ m}^2. \end{aligned}$$

Problema 2.52. Determinar la superficie termorreceptora de calentamiento del hogar de un equipo de calderas con una productividad de vapor $D = 13,9 \text{ kg/s}$, que funciona a base de carbón de piedra

cuyo calor inferior de combustión $Q_{in}^a = 25\,070 \text{ kJ/kg}$, si se conoce la presión del vapor recalentado $p_{v,rec} = 4 \text{ MPa}$, la temperatura del vapor recalentado $t_{v,rec} = 450^\circ\text{C}$, la temperatura del agua de alimentación $t_{a,a} = 150^\circ\text{C}$, el valor del barrido continuo $P = 4\%$, el volumen de aire teóricamente necesario $V^0 = 6,64 \text{ m}^3/\text{m}^3$, el rendimiento del equipo de caldera (bruto) $\eta_{br,c} = 87\%$, la temperatura del aire en la sala de calderas $t_a = 30^\circ\text{C}$, la temperatura del aire caliente $t_{a,c} = 390^\circ\text{C}$, el coeficiente de exceso de aire en el hogar $\alpha_h = 1,25$, la infiltración de aire en la cámara de hogar $\Delta\alpha_h = 0,05$, la temperatura teórica de combustión del carburante en el hogar $\theta_h = 2035^\circ\text{C}$, la temperatura de los gases a la salida del hogar $\theta_h^* = 1080^\circ\text{C}$, el coeficiente convencional de contaminación $\xi = 0,6$, el poder emisivo del hogar $a_h = 0,546$, el coeficiente de cálculo que depende de la localización del máximo de temperaturas en el hogar, $M = 0,45$, las pérdidas de calor a causa de la combustión químicamente incompleta $q_3 = 1,0\%$, las pérdidas de calor debidas a la combustión mecánicamente incompleta $q_4 = 3\%$ y las pérdidas de calor al medio ambiente $q_5 = 1\%$.

Respuesta: $H_r = 200 \text{ m}^2$.

Problema 2.53. Determinar la superficie termorreceptora de calentamiento del hogar de un equipo de caldera con una productividad de vapor $D = 13,8 \text{ kg/s}$, que funciona a base de mazut alto en azufre de la composición: C^a = 83,0%; H^a = 10,4%; S_{vol}^a = 2,8%; O^a = 0,7%; A^a = 0,1%; W^a = 3%, si se conocen la temperatura de calentamiento del mazut $t_{com} = 90^\circ\text{C}$, el rendimiento del equipo de caldera (bruto) $\eta_{br,c} = 86,7\%$, la presión del vapor recalentado $p_{v,rec} = 1,4 \text{ MPa}$, la temperatura del vapor recalentado $t_{v,rec} = 250^\circ\text{C}$, la temperatura del agua de alimentación $t_{a,a} = 100^\circ\text{C}$, el valor del barrido continuo $P = 3\%$, la cantidad de calor transferido a las superficies termorreceptoras $Q_r = 17\,400 \text{ kJ/kg}$, la temperatura teórica de combustión del carburante en el hogar $\theta_h = 2100^\circ\text{C}$, la temperatura de los gases a la salida del hogar $\theta_h^* = 1100^\circ\text{C}$, el coeficiente convencional de contaminación $\xi = 0,55$, el poder emisivo del hogar $a_h = 0,529$ y el coeficiente de cálculo que depende de la localización relativa del máximo de temperaturas en el hogar, $M = 0,44$.

Respuesta: $H_r = 187,5 \text{ m}^2$.

§ 2.4. Cálculo de las superficies de calefacción por convección de un equipo de caldera

Recalcaldadores de vapor. La cantidad de calor (kJ/kg) recibido por el vapor en el recalentador de vapor, se determina por la fórmula

$$Q_{rec} = \varphi [I'_{rec} - I_{rec} + \Delta\alpha_{rec} V^0 (c\bar{\theta})_{a,f}] = \frac{D_{rec}}{B_{cal}} (t_{v,rec} - t_{v,s}), \quad (2.38)$$

donde φ es el coeficiente de conservación del calor; I_{rec} e I_{rec}' , las entalpias de los productos de combustión a la entrada del recalentador de vapor y a la salida del mismo, kJ/kg; $\Delta\alpha_{rec}$, la infiltración de aire en el conducto de gases del recalentador de vapor; V^0 , el volumen de aire teóricamente necesario, m^3/kg ; $(c\theta)_{a,f}$, la entalpia del aire frío, kJ/kg; D_{rec} , el gasto de vapor a través del recalentador de vapor, kg/s; B_{cal} , el gasto calculado de vapor, kg/s; $i_{v,rec}$ e $i_{v,s}$, las entalpias del vapor recalentado a la salida del recalentador de vapor y el vapor saturado a la entrada en el recalentador de vapor, kJ/kg.

La superficie de calefacción por convección (m^2) del recalentador de vapor

$$H_{rec} = \frac{Q_{rec} B_{cal}}{k_{rec} \Delta t_{rec}}, \quad (2.39)$$

donde k_{rec} es el coeficiente de transmisión de calor para el recalentador de vapor, $kW/(m^2 \cdot K)$; Δt_{rec} , la diferencia de temperaturas en el recalentador de vapor, $^{\circ}C$.

La diferencia de temperaturas tanto para la corriente directa como para la contracorriente se determina como la diferencia logarítmica media de las temperaturas:

$$t_{rec} = \frac{\Delta t_{max} - \Delta t_{min}}{2,3 \log(\Delta t_{max}/\Delta t_{min})}, \quad (2.40)$$

donde Δt_{max} es la diferencia de temperaturas entre los productos de combustión y el vapor en aquel extremo de la superficie de calentamiento donde ésta es la máxima, $^{\circ}C$; Δt_{min} , la diferencia de temperaturas entre los productos de combustión y el vapor en aquél extremo de la superficie de calentamiento donde ésta es la mínima, $^{\circ}C$.

Si $\Delta t_{max}/\Delta t_{min} \leq 1,7$, la diferencia de temperaturas se determina según la fórmula

$$\Delta t_{rec} = (\Delta t_{max} + \Delta t_{min})/2. \quad (2.41)$$

Economizadores. La cantidad de calor (kJ/kg) recibido por el agua en un economizador, se determina partiendo de la fórmula

$$Q_e = \varphi [I'_e - I''_e + \Delta\alpha_e V^0 (c\theta)_{a,f}] = \frac{D_e}{B_{cal}} (i''_{a,a} - i'_{a,a}), \quad (2.42)$$

donde I'_e e I''_e son la entalpias de los productos de combustión a la entrada del economizador y a la salida del mismo, kJ/kg; $\Delta\alpha_e$, la infiltración de aire en el conducto de gases del economizador; D_e , los gastos de agua que pasa a través del economizador, kg/s; $i''_{a,a}$ e $i'_{a,a}$, las entalpias del agua (o de la mezcla de agua y vapor) a la salida del economizador y a la entrada del mismo, kJ/kg.

El gasto de agua que pasa a través del economizador

$$D_e = D (1 + P/100), \quad (2.43)$$

donde P es el valor del barrido continuo, %.

La entalpía del agua a la salida del economizador resulta

$$t'_{a,a} = t'_{a,a} + \frac{B_{cal}Q_e}{D_e}. \quad (2.44)$$

La superficie de calefacción por convección (m^2) del economizador resulta

$$H_e = \frac{Q_e B_{cal}}{k_e \Delta t_e}, \quad (2.45)$$

dónde k_e es el coeficiente de transferencia de calor para el economizador, $\text{kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; Δt_e , la diferencia de temperaturas en el economizador, $^\circ\text{C}$, se determina según las fórmulas (2.40) y (2.41).

Precalentadores de aire. La cantidad de calor (kJ/kg) recibido por el aire en un precalentador de aire se determina según la fórmula

$$\begin{aligned} Q_{p.a} &= \varphi [I'_{p.a} - I''_{p.a} + \Delta\alpha_{p.a} V^0 (c\theta)_{m.a}] = \\ &= (\beta_{p.a} + \beta_r + \Delta\alpha_{p.a}/2) (I'_a - I''_a), \end{aligned} \quad (2.46)$$

dónde $I'_{p.a}$ e $I''_{p.a}$ son las entalpías de los productos de combustión a la entrada del calentador de aire y a la salida del mismo, kJ/kg ; $\Delta\alpha_{p.a}$, la infiltración de aire en el precalentador de aire; $(c\theta)_{m.a}$, la entalpía del aire a la temperatura media del aire ($t_{m.a}$), kJ/kg ; $\beta_{p.a}$, la razón del volumen de aire a la salida del precalentador de aire al volumen teóricamente necesario; β_r , la parte de aire recirculante; I'_a e I''_a , las entalpías del volumen de aire teóricamente necesario a la salida del precalentador de aire y a la entrada del mismo, kJ/kg .

La temperatura media del aire valdrá:

$$t_{m.a} = (t'_a + t''_a)/2, \quad (2.47)$$

dónde t'_a y t''_a son la temperatura del aire a la entrada del precalentador de aire y a la salida del mismo, $^\circ\text{C}$.

La razón entre el volumen de aire a la salida del precalentador y el volumen teóricamente requerido es:

$$\beta_{p.a} = \alpha_h - \Delta\alpha_h - \Delta\alpha_{pol}, \quad (2.48)$$

dónde α_h es el coeficiente de exceso de aire en el hogar; $\Delta\alpha_h$, la infiltración de aire en el hogar; $\Delta\alpha_{pol}$, la infiltración de aire en la instalación de preparación del polvo.

La parte de aire recirculante resulta ser

$$\beta_r = (\alpha_h - \Delta\alpha_h + \Delta\alpha_{p.a}) \frac{t'_{p.a} - t_{a.f}}{t_{a.c} - t'_{p.a}},$$

dónde $t'_{p.a}$, $t_{a.f}$, $t_{a.c}$ son, respectivamente, la temperatura del aire después de mezclado el aire frío con el recirculante, la temperatura del aire frío y la temperatura del aire caliente que va para la recirculación, $^\circ\text{C}$.

La superficie de calefacción por convección (m^2) del precalentador

de aire resulta

$$H_{p.a} = Q_{p.a} B_{cal} / (k_{p.a} \Delta t_{p.a}), \quad (2.49)$$

donde $k_{p.a}$ es el coeficiente de transferencia de calor para el precalentador de aire, $\text{kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; $\Delta t_{p.a}$, la diferencia de temperaturas en el precalentador de aire, $^\circ\text{C}$, se determina según las fórmulas (2.40) y (2.41).

Problema 2.54. Determinar la cantidad de calor recibido por el vapor en el recalentador de vapor de un equipo de caldera con una productividad de vapor $D = 13,5 \text{ kg/s}$, que funciona a base de carbón pardo de la marca B2 cuyo calor inferior de combustión $Q_{in}^a = 10\,516 \text{ kJ/kg}$, si se conocen la temperatura del combustible a la entrada del hogar $t_{com} = 20^\circ\text{C}$, la capacidad calorífica de la masa aprovechable del combustible $c_{com}^a = 2,1 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)}$, la presión del vapor saturado $p_{v.s} = 4,5 \text{ MPa}$, la presión del vapor recalentado $p_{v.rec} = 4 \text{ MPa}$, la temperatura del vapor recalentado $t_{v.rec} = 450^\circ\text{C}$, la temperatura del agua de alimentación $t_{a.a} = 150^\circ\text{C}$, el valor del barrido continuo $P = 3\%$, el rendimiento del equipo de caldera (bruto) $\eta_{c.c}^{br} = 88\%$ y las pérdidas de calor debidas a la combustión mecánicamente incompleta $q_4 = 4\%$.

Respuesta: $Q_{rec} = 1906 \text{ kJ/kg}$.

Problema 2.55. Determinar la cantidad de calor recibido por el vapor en el recalentador de un grupo de caldera que funciona a base de carbón de piedra de la marca D de la composición: $C^a = 49,3\%$; $H^a = 3,6\%$; $S_{vol}^a = 3,0\%$; $N^a = 1,0\%$; $O^a = 8,3\%$; $A^a = 21,8\%$; $W^a = 13,0\%$, si se conocen la entalpía de los productos de combustión a la entrada del recalentador de vapor $I_{rec} = 9318 \text{ kJ/kg}$, la temperatura de los gases a la salida del recalentador de vapor $\vartheta_{rec} = 600^\circ\text{C}$, el coeficiente de exceso de aire fuera del recalentador de vapor $\alpha_{rec} = 1,3$, la infiltración de aire en el conducto de gases del recalentador de vapor $\Delta\alpha_{rec} = 0,05$, la temperatura del aire en la sala de calderas $t_a = 30^\circ\text{C}$ y las pérdidas de calor al medio ambiente $q_b = 0,5\%$.

Respuesta: $Q_{rec} = 2855 \text{ kJ/kg}$.

Problema 2.56. Determinar la cantidad de calor recibido por el vapor en el recalentador de vapor de un grupo de caldera cuya productividad es $D = 9,73 \text{ kg/s}$ de vapor, si se conocen la presión del vapor saturado $p_{v.s} = 1,4 \text{ MPa}$, la presión del vapor recalentado $p_{v.rec} = 1,3 \text{ MPa}$, la temperatura del vapor recalentado $t_{v.rec} = 250^\circ\text{C}$, la temperatura del agua de alimentación $t_{a.a} = 100^\circ\text{C}$, el valor del barrido continuo $P = 4\%$, el rendimiento del grupo de caldera (bruto) $\eta_{c.c}^{br} = 90\%$ y las pérdidas de calor debidas a la quema mecánicamente incompleta del combustible $q_4 = 3,5\%$. El equipo de caldera funciona a base de carbón de piedra de la marca T cuyo poder calorífico inferior de la masa combustible $Q_{in}^c = 34\,345 \text{ kJ/kg}$, el contenido de cenizas en el combustible $A^a = 16,8\%$ y el de humedad $W^a = 6,5\%$.

Respuesta: $Q_{rec} = 1474 \text{ kJ/kg}$.

Problema 2.57. Determinar la entalpía de los productos de combustión a la salida del recalentador de vapor de un equipo de caldera con una productividad de vapor $D = 3,89 \text{ kg/s}$, que funciona a base de gas natural cuyo poder calorífico inferior $Q_{in}^b = 35\,799 \text{ kJ/m}^3$, si se conocen la presión del vapor saturado $p_{v.s} = 1,5 \text{ MPa}$, la presión del vapor recalentado $p_{v.r} = 1,4 \text{ MPa}$, la temperatura del vapor recalentado $t_{v.r} = 350^\circ\text{C}$, la temperatura del agua de alimentación $t_{a.a} = 100^\circ\text{C}$, el valor del barrido continuo $P = 4\%$, el rendimiento del equipo de caldera (bruto) $\eta_{e.c}^{br} = 92,0\%$, la entalpía de los productos de combustión a la entrada en el recalentador de vapor $I_{rec} = 17\,220 \text{ kJ/m}^3$, el volumen teórico de aire que se requiere para quemar combustible $V^o = 9,52 \text{ m}^3/\text{m}^3$, la infiltración de aire en el conducto de gases del recalentador de vapor $\Delta\alpha_{rec} = 0,05$, la temperatura del aire en la sala de calderas $t_a = 30^\circ\text{C}$ y las pérdidas de calor al ambiente $g_s = 1\%$.

Solución: El gasto calculado de combustible se determina según la fórmula (2.25):

$$B_{cal} = B = \frac{D_{rec} [(i_{v.r} - i_{a.a}) + (P/100)(t_{a.c} - t_{a.a})]}{Q_{dis}^a \eta_{e.c}^{br}} \cdot 100 = \\ = \frac{3,89 [(316) - 419] + (4/100)(830 - 419)}{35\,799 \cdot 92} \cdot 100 = 0,326 \text{ kg/s.}$$

La cantidad de calor recibido por el vapor en el recalentador de vapor se determina según la fórmula (2.38):

$$Q_{rec} = \frac{D_{rec}}{B_{cal}} = (i_{v.r} - i_{v.s}) = \frac{3,89}{0,326} (3160 - 2791,8) = 4388 \text{ kJ/m}^3.$$

La entalpía del vapor saturado a la presión $p_{v.s} = 1,5 \text{ MPa}$ se localiza en la tabla 2 (ver el Apéndice): $i_{v.s} = i'' = 2791,8 \text{ kJ/kg}$.

El gasto de vapor a través del recalentador de vapor D_{rec} es igual a la productividad de vapor del equipo de caldera D , ya que no se deriva vapor saturado.

El coeficiente de conservación del calor se determina según la fórmula (2.31):

$$\varphi = 1 - g_s/100 = 1 - 1/100 = 0,99.$$

La entalpía de los productos de combustión al salir del recalentador de vapor se determina a base de la fórmula (2.38):

$$I_{rec}' = I_{rec} - \frac{Q_{rec}}{\varphi} + \Delta\alpha_{rec} V^o (c\vartheta)_{a.t} = \\ = 17\,220 - \frac{4388}{0,99} + 0,05 \cdot 9,52 \cdot 40 = 12\,769 \text{ [kJ/m}^3\text{].}$$

Problema 2.58. Determinar la entalpía de los productos de combustión al salir del recalentador de vapor de un equipo de caldera con una productividad de vapor $D = 5,6 \text{ kg/s}$, que funciona a base

de carbón pardo de la marca B3 cuyo poder calorífico inferior $Q_{in}^a = 13\,997 \text{ kJ/kg}$, si se conocen la presión del vapor saturado $p_{v,s} = 4 \text{ MPa}$, la presión del vapor recalentado $p_{v,r} = 4 \text{ MPa}$, la temperatura del vapor recalentado $t_{v,r} = 430^\circ\text{C}$, la temperatura del agua de alimentación $t_{a,a} = 130^\circ\text{C}$, el rendimiento del equipo de caldera (bruto) $\eta_{e,c}^{br} = 89\%$, la entalpía de los productos de combustión al entrar en el recalentador de vapor $I_{rec} = 7800 \text{ kJ/kg}$, el volumen teórico de aire necesario para quemar combustible $V^0 = 3,74 \text{ m}^3/\text{kg}$, la infiltración de aire en el conducto de gases del recalentador de vapor $\Delta\alpha_{rec} = 0,04$, la temperatura del aire en la sala de calderas $t_a = 30^\circ\text{C}$, las pérdidas de calor debidas a la combustión mecánicamente incompleta $q_4 = 3\%$ y las pérdidas de calor al ambiente $q_5 = 1\%$.

Respuesta: $I_{rec} = 5487 \text{ kJ/kg}$.

Problema 2.59. Determinar la entalpía de los productos de combustión a la salida del recalentador de vapor de un grupo de caldera que funciona a base de turba fresada de la composición: $C^a = 24,7\%$; $H^a = 2,6\%$; $S_{vol}^a = 0,1\%$; $N^a = 1,1\%$; $O^a = 15,2\%$; $A^a = 6,3\%$; $W^a = 50,0\%$, si se conocen la temperatura de los gases a la entrada en el recalentador de vapor $\theta_{rec} = 900^\circ\text{C}$, la cantidad de calor recibido por el vapor en el recalentador de vapor, $Q_{rec} = 1200 \text{ kJ/kg}$, el coeficiente de exceso de aire tras el recalentador de vapor $\alpha_{rec} = 1,3$ la infiltración de aire en el conducto de gases del recalentador de vapor $\Delta\alpha_{rec} = 0,05$, la temperatura del aire en la sala de calderas $t_a = 30^\circ\text{C}$ y las pérdidas de calor al ambiente $q_5 = 0,5\%$.

Respuesta: $I_{rec} = 4404 \text{ kJ/kg}$.

Problema 2.60. Determinar la cantidad de calor recibido por el vapor, así como la superficie de caldeo por convección del recalentador de vapor de un equipo de caldera con una productividad de vapor $D = 21 \text{ kg/s}$, que funciona a base de carbón de piedra de la marca T cuyo poder calorífico inferior $Q_{in}^a = 22\,825 \text{ kJ/kg}$, si se conocen la temperatura del combustible al entrar en el hogar $t_{com} = 20^\circ\text{C}$, la capacidad calorífica de la masa aprovechable del combustible $c_{com}^a = 2,1 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)}$, la presión del vapor saturado $p_{v,s} = 4 \text{ MPa}$, la presión del vapor recalentado $p_{v,r} = 3,5 \text{ MPa}$, la temperatura del vapor recalentado $t_{v,r} = 420^\circ\text{C}$, la temperatura del agua de alimentación $t_{a,a} = 150^\circ\text{C}$, el valor del barrido continuo $P = 4\%$, el rendimiento del equipo de caldera (bruto) $\eta_{e,c}^{br} = 88\%$, el coeficiente de transferencia de calor en el recalentador de vapor $k_{rec} = 0,051 \text{ kW}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$, la temperatura de los gases al entrar en el recalentador de vapor $\theta_{rec} = 950^\circ\text{C}$, la temperatura de los gases al salir del recalentador de vapor $\theta_{rec} = 630^\circ\text{C}$, la temperatura del vapor al entrar en el recalentador de vapor $t_{v,s} = 275^\circ\text{C}$ y las pérdidas de calor debidas a la combustión mecánicamente incompleta $q_4 = 4\%$.

Solución: El calor físico del combustible se determina según la fórmula (2.4):

$$Q_{\text{com}} = c_{\text{com}}^{\text{a}} t_{\text{com}} = 2,1 \cdot 20 = 42 \text{ kJ/kg.}$$

El calor disponible se determina según la fórmula (2.3):

$$Q_{\text{dis}}^{\text{a}} = Q_{\text{in}}^{\text{a}} + Q_{\text{com}} = 22825 + 42 = 22867 \text{ kJ/kg.}$$

El gasto natural de combustible se determina usando la fórmula (2.25):

$$B = \frac{D_{\text{rec}} [(i_{v,r} - i_{a,a}) + (P/100)(i_{a,c} - i_{a,a})]}{Q_{\text{dis}}^{\text{a}} \eta_{e,c}^{\text{br}}} \cdot 100 = \\ = \frac{2t [(3268 - 628) + (4/100)(1049,8 - 628)]}{22825 \cdot 88} \cdot 100 = 2,77 \text{ kg/s.}$$

$D_{\text{rec}} = D$, pues no se deriva vapor saturado.

El gasto calculado de combustible se determina según la fórmula (2.26):

$$B_{\text{cal}} = B (1 - q_4/100) = 2,77 (1 - 4/100) = 2,66 \text{ kg/s.}$$

La cantidad de calor recibido por el vapor en el recalentador de vapor se determina según la fórmula (2.38):

$$Q_{\text{rec}} = \frac{D_{\text{rec}}}{B_{\text{cal}}} (i_{v,r} - i_{v,s}) = \frac{2t}{2,66} (3268 - 2800,6) = 3693 \text{ kJ/kg.}$$

La entalpía del vapor saturado a la presión $p_{v,s} = 4 \text{ MPa}$ se toma de la tab. 2 (ver el Apéndice): $i_{v,s} = i'' = 2800,6 \text{ kJ/kg}$; $D_{\text{rec}} = D$, dado que no se deriva vapor saturado.

Determinamos la carga térmica en el recalentador de vapor haciendo uso de la fórmula (2.41):

$$\Delta t_{\text{rec}} = \frac{\Delta t_{\text{máx}} + \Delta t_{\text{mín}}}{2} = \frac{(950 - 420) + (630 - 275)}{2} = 442,5 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

La superficie de calentamiento por convección del recalentador de vapor se determina según la fórmula (2.39):

$$H_{\text{rec}} = \frac{Q_{\text{rec}} B_{\text{cal}}}{k_{\text{rec}} \Delta t_{\text{rec}}} = \frac{3693 \cdot 2,66}{0,051 \cdot 442,5} = 435 \text{ m}^2.$$

Problema 2.64. Determinar la superficie de caldeo por convección del recalentador de vapor de un grupo de caldera cuya productividad de vapor $D = 13,6 \text{ kg/s}$, que funciona a base de carbón de piedra, si se conocen la presión del vapor saturado $p_{v,s} = 4,5 \text{ MPa}$, la presión del vapor recalentado $p_{v,r} = 4 \text{ MPa}$, la temperatura del vapor recalentado $t_{v,r} = 450 \text{ }^{\circ}\text{C}$, el coeficiente de transferencia de calor en el recalentador de vapor $k_{\text{rec}} = 0,045 \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, la temperatura de los gases al entrar en el recalentador de vapor $\vartheta_{\text{rec}} = 1052 \text{ }^{\circ}\text{C}$, la temperatura de los gases al salir del recalentador de vapor $\vartheta_{\text{rec}}'' = 686 \text{ }^{\circ}\text{C}$ y la temperatura del vapor al entrar en el recalentador de vapor $t_{v,s} = 256 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Respuesta: $H_{rec} = 312,1 \text{ m}^2$.

Problema 2.62. Determinar la superficie de caldeo por convección del recalentador de vapor de un equipo de caldera cuya productividad de vapor $D = 7,05 \text{ kg/s}$, que funciona a base de gas natural de la composición: $\text{CO}_2 = 0,8\%$; $\text{CH}_4 = 84,5\%$; $\text{C}_2\text{H}_6 = 3,8\%$; $\text{C}_3\text{H}_8 = 1,9\%$; $\text{C}_4\text{H}_{10} = 0,9\%$; $\text{C}_5\text{H}_{12} = 0,3\%$; $\text{N}_2 = 7,8\%$, si se conocen la presión del vapor recalentado $p_{v,r} = 1,4 \text{ MPa}$, la temperatura del vapor recalentado $t_{v,r} = 280^\circ\text{C}$, la temperatura del agua de alimentación $t_{a,a} = 110^\circ\text{C}$, el valor del barrido continuo $P = 4\%$, el rendimiento del equipo de caldera (bruto) $\eta_{e,c}^{pr} = 91\%$, la entalpía de los productos de combustión al entrar en el recalentador de vapor $I'_{rec} = 17\,320 \text{ kJ/kg}$, la entalpía de los productos de combustión al salir del mismo $I''_{rec} = 12\,070 \text{ kJ/kg}$, la infiltración de aire en el conducto de gases del recalentador de vapor $\Delta\alpha_{rec} = 0,05$, la temperatura del aire en la sala de calderas $t_a = 30^\circ\text{C}$, las pérdidas de calor al ambiente $q_5 = 1\%$, el coeficiente de transferencia de calor en el recalentador de vapor $k_{rec} = 0,05 \text{ kW/m}^2 \cdot \text{K}$) y la carga térmica en el recalentador de vapor $\Delta t_{rec} = 390^\circ\text{C}$.

Respuesta: $H_{rec} = 147 \text{ m}^2$.

Problema 2.63. Determinar la superficie de caldeo por convección del recalentador de vapor de un grupo de caldera que funciona a base de carbón de piedra de la marca A de la composición: $\text{C}^a = 63,8\%$; $\text{H}^a = 1,2\%$; $\text{S}_{vol}^a = 1,7\%$; $\text{N}^a = 0,6\%$; $\text{O}^a = 1,3\%$; $\text{A}^a = 22,9\%$; $W^a = 8,5\%$, si se conocen el gasto calculado de combustible $B_{cal} = 1,1 \text{ kg/s}$, la temperatura del vapor al entrar en el recalentador de vapor $t_{v,s} = 316^\circ\text{C}$, la temperatura del vapor recalentado $t_{v,r} = 510^\circ\text{C}$ la temperatura de los gases al entrar en el recalentador de vapor $\vartheta'_{rec} = 1000^\circ\text{C}$, la temperatura de los gases al salir del mismo $\vartheta''_{rec} = 700^\circ\text{C}$, el coeficiente de exceso de aire tras el recalentador de vapor $\alpha_{rec} = 1,25$, la infiltración de aire en el conducto de gases del recalentador de vapor $\Delta\alpha_{rec} = 0,05$, la temperatura del aire en la sala de calderas $t_a = 30^\circ\text{C}$, el coeficiente de transferencia de calor en el recalentador de vapor $k_{rec} = 0,055 \text{ kW/m}^2 \cdot \text{K}$) y las pérdidas de calor al ambiente $q_5 = 1\%$.

Respuesta: $H_{rec} = 178 \text{ m}^2$.

Problema 2.64. Determinar la cantidad de calor recibido por el agua en el economizador de un grupo de caldera que funciona a base de mazut bajo en azufre, cuya composición es: $\text{C}^a = 84,65\%$; $\text{H}^a = 11,7\%$; $\text{S}_{vol}^a = 0,3\%$; $\text{O}^a = 0,3\%$; $\text{A}^a = 0,05\%$; $W^a = 3,0\%$, si se conocen la temperatura de los gases al entrar en el economizador $\vartheta_e = 330^\circ\text{C}$, la temperatura de los gases al salir del mismo $\vartheta'_e = 180^\circ\text{C}$, el coeficiente de exceso de aire tras el economizador $\alpha_e = 1,3$, la infiltración de aire en el conducto de gases del economizador $\Delta\alpha_e = 0,1$, la temperatura del aire en la sala de calderas $t_a = 30^\circ\text{C}$ y las pérdidas de calor al ambiente $q_5 = 1\%$.

Solución: El volumen de aire teóricamente necesario se determina

según la fórmula (1.27):

$$V^0 = 0,089C^a + 0,266H^a + 0,033(S_{vol}^a - O^a) = \\ = 0,089 \cdot 84,65 + 0,266 \cdot 11,7 + 0,033 (0,3 - 0,3) = 10,62 \text{ m}^3/\text{kg}.$$

Hallamos el volumen de los gases triatómicos valiéndonos de la fórmula (1.33):

$$V_{\text{RO}_2} = 0,0187(C^a + 0,375S_{vol}^a) = 0,0187(84,65 + 0,375 \cdot 0,3) = \\ = 1,58 \text{ m}^3/\text{kg}.$$

Determinamos el volumen teórico de nitrógeno empleando la fórmula (1.32):

$$V_{N_2}^0 = 0,79V^0 + 0,8N^a/100 = 0,79 \cdot 10,62 = 8,39 \text{ m}^3/\text{kg}.$$

El volumen teórico de vapores de agua se determina según la fórmula (1.35):

$$V_{H_2O}^0 = 0,0124(9H^a + W^a) + 0,0161V^0 = \\ = 0,0124(9 \cdot 11,7 + 3,0) + 0,0161 \cdot 10,62 = 1,51 \text{ m}^3/\text{kg}.$$

Determinamos la entalpía de los productos de combustión al entrar en el economizador mediante la fórmula (1.60):

$$I_e^0 = I_g^0 + (\alpha_e - 1) I_a^0 = V_{\text{CO}_2}(c\vartheta_e')_{\text{CO}_2} + V_{N_2}^0(c\vartheta_e')_{N_2} + \\ + V_{H_2O}^0(c\vartheta_e')_{H_2O} + (\alpha_e - 1) V^0(c\vartheta_e')_a = 1,58 \cdot 623 + \\ + 8,39 \cdot 432 + 1,51 \cdot 512 + (1,3 - 1) 10,62 \cdot 445 = 6800 \text{ kJ/kg}.$$

Los valores de las entalpias $(c\vartheta_e')_{\text{CO}_2}$, $(c\vartheta_e')_{N_2}$, $(c\vartheta_e')_{H_2O}$ y $(c\vartheta_e')_a$ se toman de la tabla 1 (ver el Apéndice).

Determinamos la entalpía de los productos de combustión al salir del economizador empleando la fórmula (1.60):

$$I_e^0 = I_g^0 + (\alpha_e - 1) I_a^0 = V_{\text{CO}_2}(c\vartheta_e')_{\text{CO}_2} + \\ + V_{N_2}^0(c\vartheta_e'')_{N_2} + V_{H_2O}^0(c\vartheta_e'')_{H_2O} + (\alpha_e - 1) V^0(c\vartheta_e'')_a = \\ = 1,58 \cdot 320 + 8,39 \cdot 234 + 1,51 \cdot 274 + (1,3 - 1) 10,62 \cdot 239 = \\ = 3644 \text{ kJ/kg}.$$

El coeficiente de conservación del calor se determina según la fórmula (2.31):

$$\varphi = 1 - q_s/100 = 1 - 1/100 = 0,99.$$

Hallamos la cantidad de calor recibido por el agua en el economizador haciendo uso de la fórmula (2.42):

$$Q_e = \varphi [I_e^0 - I_a^0 + \Delta\alpha_e V^0(c\vartheta_e)_{a,t}] = \\ = 0,99 [6800 - 3644 + 0,1 \cdot 10,62 \cdot 40] = 3166 \text{ kJ/kg}.$$

Problema 2.65. Determinar la cantidad de calor recibido por el agua en el economizador de un equipo de calderas con una producti-

vidad de vapor $D = 5,45 \text{ kg/s}$, que funciona a base de carbón de piedra de la marca T cuyo poder calorífico inferior $Q_{in}^a = 26\,180 \text{ kJ/kg}$, si se conocen la presión del vapor recalentado $p_{v,r} = 1,4 \text{ MPa}$, la temperatura del vapor recalentado $t_{v,r} = 280^\circ\text{C}$, la temperatura del agua de alimentación $t_{a,a} = 100^\circ\text{C}$, el rendimiento del equipo de caldera (bruto) $\eta_{e,c}^{br} = 86\%$, el valor del barrido continuo $P = 3\%$, la temperatura del agua al salir del economizador $t_{a,a}'' = 150^\circ\text{C}$ y las pérdidas de calor debidas a la combustión mecánicamente incompleta $q_4 = 4\%$.

Respuesta: $Q_e = 2002 \text{ kJ/kg}$.

Problema 2.66. Determinar la cantidad de calor recibido por el agua en el economizador de un equipo de caldera de una productividad de vapor $D = 7,66 \text{ kg/s}$, que funciona a base de gas natural cuyo poder calorífico inferior $Q_{in}^a = 35\,621 \text{ kJ/kg}$, si se conocen la presión del vapor recalentado $p_{v,r} = 4 \text{ MPa}$, la temperatura del vapor recalentado $t_{v,r} = 425^\circ\text{C}$, la temperatura del agua de alimentación $t_{a,a} = 100^\circ\text{C}$, el rendimiento del equipo de caldera (bruto) $\eta_{e,c}^{br} = 90\%$, el valor del barrido continuo $P = 3\%$ y la temperatura del agua a la salida del economizador $t_{a,a}'' = 168^\circ\text{C}$.

Respuesta: $Q_e = 3313 \text{ kJ/m}^3$.

Problema 2.67. Determinar la entalpía del agua al salir del economizador de un equipo de caldera con una productividad de vapor $D = 5,6 \text{ kg/s}$, que funciona a base de carbón pardo de la marca B2, cuyo poder calorífico inferior $Q_{in}^a = 10\,516 \text{ kJ/kg}$, si se conocen la temperatura del combustible al entrar en el hogar $t_{com} = 20^\circ\text{C}$, la capacidad calorífica de la masa aprovechable del combustible $c_{com}^a = 2,1 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)}$, la presión del vapor recalentado $p_{v,r} = 1,4 \text{ MPa}$, la temperatura del vapor recalentado $t_{v,r} = 350^\circ\text{C}$, la temperatura del agua de alimentación $t_{a,a} = 100^\circ\text{C}$, el rendimiento del equipo de caldera (bruto) $\eta_{e,c}^{br} = 88\%$, el valor del barrido continuo $P = 4\%$, la entalpía de los productos de combustión al entrar en el economizador $I_e' = 3860 \text{ kJ/kg}$, la entalpía de los productos de combustión al salir del mismo $I_e'' = 2050 \text{ kJ/kg}$, el volumen teórico de aire necesario para la combustión del carburante $V^0 = 2,94 \text{ m}^3/\text{kg}$, la infiltración de aire en el conducto de gases del economizador $\Delta\alpha_e = 0,1$, la temperatura del aire en la sala de calderas $t_a = 30^\circ\text{C}$, las pérdidas de calor debidas a la combustión mecánicamente incompleta $q_4 = 4\%$ y las pérdidas de calor al ambiente $q_5 = 1\%$.

Respuesta: $t_{a,a}'' = 896 \text{ kJ/kg}$.

Problema 2.68. Determinar la entalpía del agua a la salida del economizador de un grupo de caldera con una productividad de vapor $D = 9,73 \text{ kg/s}$, que funciona a base de carbón de piedra de la marca T de la composición: $C^a = 68,6\%$; $H^a = 3,1\%$; $S_{vol}^a = 0,4\%$; $N^a = 1,5\%$; $O^a = 3,1\%$; $A^a = 16,8\%$; $W^a = 6,5\%$, si se conocen el gasto calculado de combustible $B_{cal} = 1,1 \text{ kg/s}$, la temperatura del

agua de alimentación $t_{a,a} = 100^\circ\text{C}$, el valor del barrido continuo $P = 4\%$, la temperatura de los gases a la entrada en el economizador $\theta_c = 330^\circ\text{C}$, la temperatura de los gases a la salida del mismo $\theta_e = 150^\circ\text{C}$, el coeficiente de exceso de aire tras el economizador $\alpha_e = 1,45$, la infiltración de aire en el conducto de gases del economizador $\Delta\alpha_e = 0,1$, la temperatura del aire en la sala de calderas $t_s = 30^\circ\text{C}$ y el coeficiente de conservación del calor $\varphi = 0,99$.

Respuesta: $t_{a,a}' = 697 \text{ kJ/kg}$.

Problema 2.69. Determinar la entalpía del agua a la salida del economizador de un equipo de caldera con una productividad de vapor $D = 13,8 \text{ kg/s}$, que funciona a base de mazut alto en azufre de la composición: $C^a = 83\%$; $H^a = 10,4\%$; $S_{vol}^a = 2,8\%$; $O^a = 0,7\%$; $A^a = 0,1\%$; $W^a = 3,0\%$, si se conocen la temperatura de precalentamiento del mazut $t_{com} = 90^\circ\text{C}$, la presión del vapor recalentado $p_{v,r} = 1,4 \text{ MPa}$, la temperatura del vapor recalentado $t_{v,r} = 280^\circ\text{C}$, la temperatura del agua de alimentación $t_{a,a} = 100^\circ\text{C}$, el rendimiento del equipo de caldera (bruto) $\eta_{e,c}^{br} = 88\%$; el valor del barrido continuo $P = 3\%$ y la cantidad de calor recibido por el agua en el economizador, $Q_e = 3100 \text{ kJ/kg}$.

Respuesta: $I_e' = 641 \text{ kJ/kg}$.

Problema 2.70. Determinar la entalpía de los productos de combustión a la salida del economizador de un grupo de caldera que funciona a base de gas natural de la composición: $\text{CO}_2 = 0,8\%$; $\text{CH}_4 = 84,5\%$; $\text{C}_2\text{H}_6 = 3,8\%$; $\text{C}_3\text{H}_8 = 1,9\%$; $\text{C}_4\text{H}_{10} = 0,9\%$; $\text{C}_5\text{H}_{12} = 0,3\%$; $\text{N}_2 = 7,8\%$, si la temperatura de los gases a la entrada en el economizador $\theta_c = 300^\circ\text{C}$, el coeficiente de exceso de aire tras el economizador $\alpha_e = 1,35$, la infiltración de aire en el conducto de gases del economizador $\Delta\alpha_e = 0,1$, la temperatura del aire en la sala de calderas $t_s = 30^\circ\text{C}$, la cantidad de calor recibido por el agua en el economizador, $Q_e = 2600 \text{ kJ/kg}$ y las pérdidas de calor al medio ambiente $q_5 = 1\%$.

Respuesta: $I_e' = 3291 \text{ kJ/kg}$.

Problema 2.71. Determinar la entalpía de los productos de combustión a la salida del economizador de un grupo de caldera de una productividad de vapor $D = 13,8 \text{ kg/s}$, que funciona a base de mazut bajo en azufre de la composición: $C^a = 84,65\%$; $H^a = 11,7\%$; $S_{vol}^a = 0,3\%$; $O^a = 0,3\%$; $A^a = 0,05\%$; $W^a = 3,0\%$, si se conocen el gasto calculado de combustible $B_{cal} = 1,06 \text{ kg/s}$, la temperatura del agua de alimentación $t_{a,a} = 100^\circ\text{C}$, la temperatura del agua a la salida del economizador $t_{a,a}' = 150^\circ\text{C}$, el valor del barrido continuo $P = 4\%$, la temperatura de los gases a la entrada en el economizador $\theta_c = 330^\circ\text{C}$, el coeficiente de exceso de aire tras el economizador $\alpha_e = 1,3$, la infiltración de aire en el conducto de gases del economizador $\Delta\alpha_e = 0,1$, la temperatura del aire en la sala de calderas $t_s = 30^\circ\text{C}$ y las pérdidas de aire al ambiente $q_5 = 1\%$.

Respuesta: $I_e' = 3868 \text{ kJ/kg}$.

Problema 2.72. Determinar la superficie de calentamiento por

convección del economizador de un grupo de caldera de una productividad de vapor $D = 4,0 \text{ kg/s}$, que funciona a base de gas natural, si se conocen la temperatura del agua a la entrada en el economizador $t_{a,a} = 100^\circ\text{C}$, la temperatura del agua a la salida del mismo $t_{a,s} = 152^\circ\text{C}$, el coeficiente de transferencia de calor en el economizador $k_e = 0,02 \text{ kW/(m}^2\cdot\text{K)}$, la temperatura de los gases a la entrada en el economizador $\theta_e = 280^\circ\text{C}$ y la temperatura de los gases a la salida del mismo $\theta_s = 150^\circ\text{C}$.

Respuesta: $H_e = 541 \text{ m}^2$.

Problema 2.73. Determinar la cantidad de calor recibido por el agua, la superficie de calentamiento por convección del economizador de un equipo de caldera con una productividad de vapor $D = 5,45 \text{ kg/s}$, que funciona a base de carbón de piedra de la marca T cuyo poder calorífico inferior $Q_{in}^a = 24\,365 \text{ kJ/kg}$, si se conocen la presión del vapor recalentado $p_{v,r} = 1,4 \text{ MPa}$, la temperatura del vapor recalentado $i_{v,r} = 260^\circ\text{C}$, la temperatura del agua de alimentación $t_{a,a} = 104^\circ\text{C}$, el rendimiento del equipo de caldera (bruto) $\eta_{e,c}^{br} = 88\%$, el valor del barrido continuo $P = 3\%$, la temperatura del agua a la salida del economizador $t_a = 164^\circ\text{C}$, el coeficiente de transferencia de calor en el economizador $k_e = 0,021 \text{ kW/(m}^2\cdot\text{K)}$, la temperatura de los gases a la entrada en el economizador $\theta_e = 290^\circ\text{C}$, la temperatura de los gases a la salida del mismo $\theta_s = 150^\circ\text{C}$ y las pérdidas de calor debidas a la quema mecánicamente incompleta del combustible $q_4 = 4\%$.

Solución: Determinamos el gasto natural de combustible empleando la fórmula (2.25):

$$B = \frac{D_{rec} [(i_{v,r} - i_{a,a}) + (P/100)(t_{a,c} - t_{a,s})]}{Q_{dis}^a \eta_{e,c}^{br}} \cdot 100 = \\ = \frac{5,45 [(2951 - 446) + (3/100)(828 - 436)]}{24\,365 \cdot 88} \cdot 100 = 0,64 \text{ kg/s.}$$

$D_{rec} = D$, puesto que no se desvía vapor saturado.

El gasto calculado de combustible lo determinamos según la fórmula (2.26):

$$B_{cal} = B (1 - q_4/100) = 0,64 (1 - 4/100) = 0,614 \text{ kg/s.}$$

Hallamos el gasto de agua a través del economizador con ayuda de la fórmula (2.43):

$$D_e = D (1 + P/100) = 5,45 (1 + 3/100) = 5,61 \text{ kg/s.}$$

Determinamos la cantidad de calor recibido por el agua en el economizador haciendo uso de la fórmula (2.42):

$$Q_e = \frac{D_e}{B_{cal}} (t_{a,a} - t_{a,s}) = \frac{5,61}{0,614} (687 - 436) = 2293 \text{ kJ/kg.}$$

Determinamos la carga térmica en el economizador según la fórmula (2.40):

$$\Delta t_e = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{2,3 \log (\Delta t_{\max}/\Delta t_{\min})} = \frac{(290 - 164) - (150 - 104)}{2,3 \log [(290 - 164)/(150 - 104)]} = 76 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

La superficie de calentamiento por convección del economizador se determina según la fórmula (2.45):

$$H_e = \frac{Q_e B_{cal}}{k_e \Delta t_e} = \frac{2293 \cdot 0,614}{0,021 \cdot 76} = 882,1 \text{ m}^2.$$

Problema 2.74. Determinar la entalpía del agua a la salida y la superficie de calentamiento por convección del economizador de un grupo de caldera con una productividad de vapor $D = 5,9 \text{ kg/s}$, que funciona a base de carbón de piedra de la marca A, si se conocen el gasto calculado de combustible $B_{cal} = 0,62 \text{ kg/s}$, la cantidad de calor recibido por el agua en el economizador $Q_e = 2520 \text{ kJ/kg}$, la temperatura del agua de alimentación $t_{a,a} = 100 \text{ }^{\circ}\text{C}$, el coeficiente de transferencia de calor en el economizador $k_e = 0,021 \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, el valor del barido continuo $P = 4\%$, la temperatura de los gases a la entrada en el economizador $\vartheta_e = 320 \text{ }^{\circ}\text{C}$ y la temperatura de los gases a la salida del mismo $\vartheta_o = 170 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Respuesta: $i_{a,o}'' = 672 \text{ kJ/kg}$; $H_e = 644 \text{ m}^2$.

Problema 2.75. Determinar la cantidad de calor recibido por el aire en el precalentador de aire de un grupo de caldera que funciona a base de carbón de piedra de la marca T de la composición: $C^a = 62,7\%$; $H^a = 3,1\%$; $S_{vol}^a = 2,8\%$; $N^a = 0,9\%$; $O^a = 1,7\%$; $A^a = 23,8\%$; $W^a = 5,0\%$, si se conocen la temperatura de los gases a la entrada en el calentador de aire $\vartheta_{p,a}' = 400 \text{ }^{\circ}\text{C}$, la temperatura de los gases a la salida del calentador de aire $\vartheta_{p,a}'' = 300 \text{ }^{\circ}\text{C}$, el coeficiente de exceso de aire detrás del precalentador de aire $\alpha_{p,a} = 1,4$, la infiltración de aire en el precalentador de aire $\Delta\alpha_{p,a} = 0,05$, la temperatura del aire a la entrada en el precalentador $t_a' = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$, la temperatura del aire a la salida del mismo $t_a'' = 174 \text{ }^{\circ}\text{C}$ y las pérdidas de calor al ambiente $q_s = 1\%$.

Respuesta: $Q_{p,a} = 1412 \text{ kJ/kg}$.

Problema 2.76. Determinar la cantidad de calor recibido por el aire en el precalentador de aire de un grupo de caldera que funciona a base de carbón de piedra de la marca K, si se conocen la temperatura del aire a la entrada en el precalentador $t_a' = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$, la temperatura del aire a la salida del mismo $t_a'' = 170 \text{ }^{\circ}\text{C}$, el volumen de aire teóricamente necesario $V^o = 5,61 \text{ m}^3/\text{kg}$, el coeficiente de exceso de aire en el hogar $\alpha_h = 1,3$, la infiltración de aire en la cámara de hogar $\Delta\alpha_h = 0,05$ y la infiltración de aire en el precalentador de aire $\Delta\alpha_{p,a} = 0,05$.

Respuesta: $Q_{p,a} = 1331 \text{ kJ/kg}$.

Problema 2.77. Determinar la cantidad de calor recibido por el aire en el precalentador de aire de un grupo de caldera que consume

gas natural de la composición: $\text{CO}_2 = 0,2\%$; $\text{CH}_4 = 98,2\%$; $\text{C}_2\text{H}_6 = 0,4\%$; $\text{C}_3\text{H}_8 = 0,1\%$; $\text{C}_4\text{H}_{10} = 0,1\%$; $\text{N}_2 = 1,0\%$, si se conocen la temperatura del aire a la entrada en el precalentador de aire $t'_a = 30^\circ\text{C}$, la temperatura del aire a la salida del mismo $t''_a = 180^\circ\text{C}$, el coeficiente de exceso de aire en el hogar $\alpha_h = 1,15$, la infiltración de aire en la cámara de hogar $\Delta\alpha_h = 0,05$ y la infiltración de aire en el precalentador $\Delta\alpha_{p.a} = 0,06$.

Respuesta: $Q_{p.a} = 2139 \text{ kJ/kg}$.

Problema 2.78. Determinar la entalpía de los productos de combustión a la salida del precalentador de aire de un grupo de caldera que funciona a base de gas natural, si se conocen la temperatura del aire a la entrada en el precalentador de aire $t'_a = 30^\circ\text{C}$, la temperatura del aire a la salida del mismo $t''_a = 170^\circ\text{C}$, el volumen de aire teóricamente necesario $V^0 = 9,52 \text{ m}^3/\text{m}^3$, el coeficiente de exceso de aire en el hogar $\alpha_h = 1,15$, la infiltración de aire en la cámara de hogar $\Delta\alpha_h = 0,05$, la infiltración de aire en el precalentador de aire $\Delta\alpha_{p.a} = 0,06$, la entalpía de los productos de combustión a la entrada en el precalentador de aire $I'_{p.a} = 7670 \text{ kJ/m}^3$ y las pérdidas de calor al medio ambiente $q_5 = 1\%$.

Respuesta: $I''_{p.a} = 5724 \text{ kJ/m}^3$.

Problema 2.79. Determinar la entalpía de los productos de combustión a la salida del precalentador de aire de un grupo de caldera que consume carbón de piedra de la marca K de la composición: $\text{C}^a = 54,5\%$; $\text{H}^a = 3,3\%$; $\text{S}_{\text{vol}}^a = 0,8\%$; $\text{N}^a = 0,8\%$; $\text{O}^a = 4,8\%$; $\text{A}^a = 27,6\%$; $\text{W}^a = 8,0\%$, si se conocen la temperatura del aire a la entrada en el precalentador de aire $t'_a = 30^\circ\text{C}$, la temperatura del aire a la salida del precalentador de aire $t''_a = 177^\circ\text{C}$, el coeficiente de exceso de aire en el hogar $\alpha_h = 1,3$, la infiltración de aire en la cámara de hogar $\Delta\alpha_h = 0,05$, el coeficiente de exceso de aire detrás del precalentador de aire $\alpha_{p.a} = 1,45$, la infiltración de aire en el precalentador $\Delta\alpha_{p.a} = 0,05$, la temperatura de los gases a la entrada en el mismo $\vartheta'_{p.a} = 450^\circ\text{C}$ y las pérdidas de calor al ambiente $q_5 = 1\%$.

Respuesta: $I''_{p.a} = 4123 \text{ kJ/kg}$.

Problema 2.80. Determinar la superficie de caldeo por convección del precalentador de aire de un grupo de caldera que funciona a base de carbón de piedra de la marca T, si se conocen la temperatura del aire a la entrada en el precalentador de aire $t'_a = 30^\circ\text{C}$, la temperatura del aire a la salida del mismo $t''_a = 175^\circ\text{C}$, el coeficiente de exceso de aire en el hogar $\alpha_h = 1,3$, la infiltración de aire en el hogar $\Delta\alpha_h = 0,05$, la infiltración de aire en el precalentador $\Delta\alpha_{p.a} = 0,05$, el gasto calculado de combustible $B_{\text{cal}} = 0,64 \text{ kg/s}$, el volumen de aire teóricamente necesario $V^0 = 6,44 \text{ m}^3/\text{kg}$, el coeficiente de transmisión de calor en el precalentador de aire $k_{p.a} = 0,0182 \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, la temperatura de los gases a la entrada en el precalentador de aire $\vartheta'_{p.a} = 412^\circ\text{C}$ y la temperatura de los gases a la salida del mismo $\vartheta''_{p.a} = 310^\circ\text{C}$.

Respuesta: $H''_{p.a} = 262 \text{ m}^2$.

Problema 2.81. Determinar la superficie de calentamiento por convección del precalentador de aire de un equipo de caldera con una productividad de vapor $D = 5,9 \text{ kg/s}$, que funciona a base de carbón de piedra de la marca T de la composición: $C^a = 62,7\%$; $H^a = 3,1\%$; $S_{vol}^a = 2,8\%$; $N^a = 0,9\%$; $O^a = 1,7\%$; $A^a = 23,8\%$; $W^a = 5,0\%$, si se conocen la presión del vapor recalentado $p_{v.r.} = 1,4 \text{ MPa}$, la temperatura del vapor recalentado $t_{v.r.} = 275^\circ\text{C}$, la temperatura del agua de alimentación $t_{a.a} = 100^\circ\text{C}$, el rendimiento del equipo de caldera (bruto) $\eta_{e.c}^{br} = 88\%$, el valor del barrido continuo $P = 4\%$, la temperatura del aire a la entrada en el precalentador de aire $t_a = 30^\circ\text{C}$, la temperatura del aire a la salida del mismo $t_a' = 170^\circ\text{C}$, el coeficiente de exceso de aire en el hogar $\alpha_h = 1,3$, la infiltración de aire en el hogar $\Delta\alpha_h = 0,05$, la infiltración de aire en el precalentador de aire $\Delta\alpha_{p.a} = 0,06$, el coeficiente de transferencia de calor en el calentador de aire $k_{p.a} = 0,0178 \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, la temperatura de los gases a la entrada en el precalentador $\vartheta_{p.a}' = 402^\circ\text{C}$, la temperatura de los gases a la salida del mismo $\vartheta_{p.a} = 300^\circ\text{C}$ y las pérdidas de calor debidas a la combustión mecánicamente incompleta $q_4 = 4\%$.

Solución: Determinamos el poder calorífico inferior de la masa aprovechable del combustible usando la fórmula (1.12):

$$\begin{aligned} Q_{in}^a &= 338C^a + 1025H^a - 108,5(O^a - S_{vol}^a) - 25W^a = \\ &= 338 \cdot 62,7 + 1025 \cdot 3,1 - 108,5(1,7 - 2,8) - 25 \cdot 5,0 = \\ &= 24\,365 \text{ kJ/kg}. \end{aligned}$$

Determinamos el gasto natural de combustible haciendo uso de la fórmula (2.25):

$$\begin{aligned} B &= \frac{D_{rec} [(t_{v.r.} - t_{a.a}) + (P/100)(t_{a.c} - t_{a.a})]}{Q_{dis}^a \eta_{e.c}^{br}} \cdot 100 = \\ &= \frac{5,9 [(2980 - 419) + (4/100)(830 - 419)]}{24\,365 \cdot 88} = 100 = 0,713 \text{ kg/s}. \end{aligned}$$

$D_{rec} = D$, ya que no se deriva vapor saturado.

El gasto calculado de combustible se determina según la fórmula (2.26):

$$B_{cal} = B (1 - q_4/100) = 0,713 (1 - 4/100) = 0,684 \text{ kg/s}.$$

Hallamos el volumen teóricamente necesario de aire empleando la fórmula (1.27):

$$\begin{aligned} V^a &= 0,089C^a + 0,266H^a + 0,033(S_{vol}^a - O^a) = \\ &= 0,089 \cdot 62,7 + 0,266 \cdot 3,1 + 0,033(2,8 - 1,7) = 6,44 \text{ m}^3/\text{kg}. \end{aligned}$$

La entalpía del volumen de aire teóricamente necesario a la entrada en el precalentador de aire se determina según la fórmula

la (1.62):

$$I_a' = V^0 (ct'_a) = 6,44 \cdot 40 = 258 \text{ kJ/kg}.$$

La entalpía del volumen de aire teóricamente necesario a la salida del precalentador de aire la determinamos a partir de la fórmula (1.62):

$$I_a'' = V^0 (ct''_a) = 6,44 \cdot 226 = 1455 \text{ kJ/kg}.$$

La relación entre el volumen de aire a la salida del precalentador de aire y el volumen teóricamente necesario se determina según la fórmula (2.48):

$$\beta_{p.a} = \alpha_h - \Delta\alpha_h = 1,3 - 0,05 = 1,25.$$

La cantidad de calor recibido por el aire en el precalentador de aire, se determina según la (2.46):

$$Q_{p.a} = (\beta_{p.a} + \Delta\alpha_{p.a}/2)(I_a'' - I_a') = (1,25 + 0,06/2) \times \\ \times (1455 - 258) = 1532 \text{ kJ/kg}.$$

Determinamos la carga térmica en el precalentador de aire a partir de la fórmula (2.41):

$$\Delta t_{p.a} \frac{\Delta t_{\max} + \Delta t_{\min}}{2} = \frac{(402 - 170) + (300 - 30)}{2} = 251 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

La superficie de caldeo por convección del precalentador de aire se determina según la fórmula (2.49):

$$H_{p.a} = \frac{Q_{p.a} B_{cal}}{k_{p.a} \Delta t_{p.a}} = \frac{1532 \cdot 0,684}{0,0178 \cdot 251} = 235 \text{ m}^3.$$

Problema 2.82. Determinar la superficie de caldeo por convección del precalentador de aire de un equipo de caldera con una productividad de vapor $D = 13,5 \text{ kg/s}$, que funciona a base de carbón pardo de la marca B2 de la composición: $C^a = 28,7\%$; $H^a = 2,2\%$; $S_{vol}^a = 2,7\%$; $N^a = 0,6\%$; $O^a = 8,6\%$; $A^a = 25,2\%$; $W^a = 32,0\%$, si se conocen la temperatura del combustible a la entrada en el hogar $t_{com} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$, la presión del vapor recalentado $p_{v.r} = 4 \text{ MPa}$, la temperatura del vapor recalentado $t_{v.r} = 450 \text{ }^{\circ}\text{C}$, la temperatura del agua de alimentación $t_{a.a} = 150 \text{ }^{\circ}\text{C}$, el rendimiento del equipo de caldera (bruto) $\eta_{le.c}^{br} = 88\%$, el valor del barrido continuo $P = 4\%$, la entalpía de los productos de combustión a la entrada en el precalentador de aire $I_{p.a}' = 3780 \text{ kJ/kg}$, la entalpía de los productos de combustión a la salida del precalentador $I_{p.a}'' = 2770 \text{ kJ/kg}$, la temperatura media del aire $t_{m.a} = 110 \text{ }^{\circ}\text{C}$, la infiltración de aire en el precalentador de aire $\Delta\alpha_{p.a} = 0,05$, el coeficiente de transferencia de calor en el precalentador de aire $k_{p.a} = 0,0174 \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, la carga térmica en el precalentador de aire $\Delta t_{p.a} = 230 \text{ }^{\circ}\text{C}$, las pérdidas de calor debidas a la quema mecánicamente incompleta del combustible $q_4 = 4\%$ y las pérdidas de calor al ambiente $q_5 = 1\%$.

Respuesta: $H_{p.a} = 967 \text{ m}^2$.

§ 2.5. Desgaste por las cenizas y corrosión a bajas temperaturas

Desgaste por las cenizas. El desgaste máximo admisible por las cenizas (m) que sufre la pared del tubo en la sección más peligrosa, se determina según la fórmula

$$h_{\max} = am\eta\beta_c\mu_{cen}(\beta_w w)^3\tau, \quad (2.50)$$

donde a es el coeficiente que considera las propiedades abrasivas de la ceniza, $\text{m} \cdot \text{s}^3 / (\text{kg} \cdot \text{h})$; m , el coeficiente que considera la resistencia del metal al desgaste; $m = 1$ para los tubos de acero al carbono, $m = 0.7$, para los de acero al cromo-molibdeno; η , el coeficiente que considera la probabilidad de impacto de las partículas de cenizas contra la pared del tubo; β_c , el coeficiente de irregularidad de la concentración de las cenizas; μ_{cen} , la concentración de cenizas en los productos de combustión, kg/m^3 ; β_w , el coeficiente de irregularidad de la velocidad de los gases; w , la velocidad media de los gases en los espacios estrechos entre los tubos, m/s ; τ , la duración de trabajo de la superficie de calentamiento, h .

La concentración de cenizas (kg/m^3) en los productos de combustión resulta:

$$\mu_{cen} = \frac{A^a a_{arr}}{100 V_g} \frac{273}{\theta' + 273}, \quad (2.51)$$

donde A^a es el contenido de cenizas en el combustible, %; a_{arr} , la porción de cenizas en el combustible, arrastrada por los productos de combustión; V_g , el volumen de los productos de combustión, m^3/kg ; θ' , la temperatura de los gases a la entrada en el haz, $^{\circ}\text{C}$.

Corrosión a bajas temperaturas. Para evitar la corrosión en las tuberías de los precalentadores de aire es necesario que la temperatura de las paredes de las tuberías sea superior a la del punto de rocío de los productos de combustión.

La temperatura del punto de rocío ($^{\circ}\text{C}$) de los productos de combustión se determina según la fórmula

$$t_{roc} = \frac{125 \sqrt{S_{red}^a}}{1,05 a_{arr} A_{red}^a} + t_{con}, \quad (2.52)$$

donde S_{red}^a es el contenido reducido de azufre en el combustible, $\text{kg} \cdot \% \cdot 10^{-3}/\text{kJ}$; a_{arr} , la porción de cenizas del combustible arrastrada por los productos de combustión desde el hogar, igual para los hornos con fuego apilado a 0,2...0,3, para los hornos de cámara, a 0,85; A_{red}^a , el contenido reducido de cenizas, $\text{kg} \cdot \% \cdot 10^{-3}/\text{kJ}$; t_{con} , la temperatura de condensación de los vapores de agua, $^{\circ}\text{C}$.

Problema 2.83. Determinar el desgaste máximo admisible por las cenizas que sufre la pared de la tubería de acero al cromo-molibdeno del precalentador de aire de un grupo de caldera, si se conocen el coeficiente que considera las propiedades abrasivas de las cenizas

$a = 10 \cdot 10^{-9} \text{ m} \cdot \text{s}^3 / (\text{kg} \cdot \text{h})$, el coeficiente que considera la probabilidad de impactos de las partículas de cenizas contra la superficie de la tubería, $\eta = 0,334$, el coeficiente de irregularidad de la concentración de cenizas $\beta_c = 1,2$, el coeficiente de irregularidad de la velocidad de los gases $\beta_w = 1,25$, la velocidad media de los gases en los espacios estrechos entre las tuberías $w = 10 \text{ m/s}$, la duración de la superficie de calentamiento $\tau = 8160 \text{ h}$, la porción de cenizas del combustible, arrastrada por los productos de combustión desde el hogar $a_{arr} = 0,85$, la temperatura de los gases al entrar en el haz $\vartheta' = 407^\circ\text{C}$, y el coeficiente de exceso de aire en el hogar $\alpha_h = 1,3$. El grupo de caldera funciona a base de carbón de piedra de la marca K de la composición: $C^a = 54,7\%$; $H^a = 3,3\%$; $S_{vol}^a = 0,8\%$; $N^a = 0,8\%$; $O^a = 4,8\%$; $A^a = 27,6\%$; $W^a = 8,0\%$.

Respuesta: $h_{max} = 0,52 \cdot 10^{-3} \text{ m}$.

Problema 2.84. Determinar el desgaste máximo admisible por las cenizas de la pared de la tubería de acero al carbono del precalentador de aire de un grupo de caldera, si se conocen el coeficiente que considera las propiedades abrasivas de las cenizas, $a = 14 \times 10^{-9} \text{ m} \cdot \text{s}^3 / (\text{kg} \cdot \text{h})$, el coeficiente que considera la probabilidad de impactos de las partículas de cenizas en la superficie de la pared de la tubería, $\eta = 0,334$, el coeficiente de irregularidad de la concentración de cenizas $\beta_c = 1,2$, el coeficiente de irregularidad de la velocidad de los gases $\beta_w = 1,25$, la velocidad media de los gases en los espacios estrechos entre las tuberías $w = 12 \text{ m/s}$, la duración de la superficie de calentamiento $\tau = 8160 \text{ h}$, la porción de cenizas del combustible, arrastrada por los productos de combustión desde el hogar, $a_{arr} = 0,85$, el coeficiente de exceso de aire en el hogar $\alpha_h = 1,3$, el volumen de los productos de combustión $V_g = 7,24 \text{ m}^3/\text{kg}$ y la temperatura de los gases al entrar en el haz $\vartheta' = 412^\circ\text{C}$. El grupo de caldera funciona a base de carbón de piedra de la marca "D" con el contenido de cenizas $A^a = 21,8\%$.

Respuesta: $h_{max} = 1,54 \cdot 10^{-3} \text{ m}$.

Problema 2.85. En el hogar de un grupo de caldera se combustiona carbón de piedra de la marca T de la composición: $C^a = 62,7\%$; $H^a = 3,1\%$; $S_{vol}^a = 2,8\%$; $N^a = 0,9\%$; $O^a = 1,7\%$; $A^a = 23,8\%$; $W^a = 5,0\%$. Determinar la temperatura del punto de rocío de los productos de combustión, si se conocen la porción de cenizas del combustible, arrastrada desde el hogar por los productos de combustión, $a_{arr} = 0,85$ y la temperatura de condensación de los vapores de agua $t_c = 50^\circ\text{C}$.

Respuesta: $t_{roc} = 132^\circ\text{C}$.

Problema 2.86. Determinar el desgaste máximo admisible por las cenizas que sufre la pared de la tubería de acero al carbono del precalentador de aire de un grupo de caldera, así como la temperatura del punto de rocío de los productos de combustión, si se conocen el coeficiente que considera las propiedades abrasivas de las cenizas,

$a = 14 \cdot 10^{-9} \text{ m} \cdot \text{s}^3 / (\text{kg} \cdot \text{h})$, el coeficiente que considera la probabilidad de impactos de las partículas de cenizas contra la superficie de la tubería, $\eta = 0,334$, el coeficiente de irregularidad de la concentración de cenizas $\beta_c = 1,2$, el coeficiente de irregularidad de la velocidad de los gases $\beta_w = 1,25$, la velocidad media de los gases en los espacios estrechos entre las tuberías $w = 9 \text{ m/s}$, la duración de la superficie de caldeo $\tau = 8160 \text{ h}$, la porción de cenizas del combustible, arrastrada por los productos de combustión desde el hogar, $a_{arr} = 0,85$, la temperatura de los gases a la entrada en el haz $\vartheta' = 427^\circ\text{C}$, el coeficiente de exceso de aire en el hogar $\alpha_h = 1,4$ y la temperatura de condensación de los vapores de agua $t_{con} = 50^\circ\text{C}$. El grupo de caldera funciona a base de carbón pardo de la marca B2 de la composición: $C^a = 28,7\%$; $H^a = 2,2\%$; $S_{vol}^a = 2,7\%$; $N^a = 0,6\%$; $O^a = 8,6\%$; $A^a = 25,2\%$; $W^a = 32,0\%$.

Solución: El poder calorífico inferior de la masa aprovechable del combustible se determina según la fórmula (1.12):

$$Q_{in}^a = 338C^a + 1025H^a - 108,5(O^a - S_{vol}^a) - 25W^a = \\ = 338 \cdot 28,7 + 1025 \cdot 2,2 - 108,5(8,6 - 2,7) - 25 \cdot 32,0 = 10516 \text{ kJ/kg.}$$

El volumen de aire teóricamente necesario para quemar completamente 1 kg de combustible, se determina a partir de la fórmula (1.27):

$$V^a = 0,089C^a + 0,266H^a + 0,033(S_{vol}^a - O^a) = \\ = 0,089 \cdot 28,7 + 0,266 \cdot 2,2 + 0,033(2,7 - 8,6) = 2,94 \text{ m}^3/\text{kg.}$$

Determinamos el volumen de los gases secos con $\alpha_h = 1,4$ empleando la fórmula (1.43):

$$V_{g,s} = V_{RO} + V_{N_2} + (\alpha_h - 1)V^a = \\ = 0,0187(C^a + 0,375S_{vol}^a) + 0,79V^a + 0,8N^a/100 + (\alpha_h - 1)V^a = \\ = 0,0187(28,7 + 0,375 \cdot 2,7) + 0,79 \cdot 2,94 + 0,8 \cdot 0,6/100 + \\ + (1,4 - 1)2,94 = 4,06 \text{ m}^3/\text{kg.}$$

Determinamos el volumen de los vapores de agua para $\alpha_h = 1,4$ partiendo de la fórmula (1.44):

$$V_{H_2O} = 0,0124(9H^a + W^a) + 0,0161\alpha_h V^a = \\ = 0,0124(9 \cdot 2,2 + 32,0) + 0,0161 \cdot 1,4 \cdot 2,94 = 0,7 \text{ m}^3/\text{kg.}$$

Hallamos el volumen de los productos de combustión completa usando la fórmula (1.31):

$$V_g = V_{g,s} + V_{H_2O} = 4,06 + 0,7 = 4,76 \text{ m}^3/\text{kg.}$$

La concentración de cenizas en los productos de combustión se determina con ayuda de la fórmula (2.51):

$$\mu_{cen} = \frac{A^a a_{arr}}{100 V_g} \cdot \frac{273}{\vartheta' + 273} = \frac{25,2 \cdot 0,85}{100 \cdot 4,76} \cdot \frac{273}{427 + 273} = 0,0175 \text{ kg/m}^3.$$

El contenido reducido de cenizas en el combustible se determina haciendo uso de la fórmula (1.24):

$$A_{\text{red}} = 4190 \frac{A^a}{Q_{\text{in}}^a} = 4190 \frac{25,2}{10516} = 10 \text{ kg.\%}\cdot 10^{-3}/\text{kJ}.$$

El contenido reducido de azufre en el combustible, según la fórmula (1.26):

$$S_{\text{red}} = 4190 \frac{S_{\text{vol}}^a}{Q_{\text{in}}^a} = 4190 \frac{2,7}{10516} = 1,07 \text{ kg.\%}\cdot 10^{-3}/\text{kJ}.$$

El desgaste máximo admisible por las cenizas que sufre la pared de la tubería se determina según la fórmula (2.50):

$$h_{\text{max}} = am\eta\beta_{\text{ul}}\mu_{\text{cen}} (\beta_w w)^3 \tau = \\ = 14 \cdot 10^{-9} \cdot 1 \cdot 0,334 \cdot 1,2 \cdot 0,0175 (1,25 \cdot 9)^3 8160 = 1,13 \cdot 10^{-3} \text{ m.}$$

Determinamos la temperatura del punto de rocío de los productos de combustión empleando la fórmula (2.52):

$$t_{\text{roc}} = \frac{125 \sqrt{\frac{S_{\text{red}}^a}{a}}}{1,05^{a_{\text{arr}} A_{\text{red}}}} + t_{\text{con}} = \frac{125^3 / 1,07}{1,05^{0,85 \cdot 10}} + 50 = 134 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Problema 2.87. En el hogar de un grupo de calderas se combusciona carbón pardo de la marca B3 de la composición: C^a = 37,3%; H_g^a = 2,8%; S_{vol}^a = 1,0%; N^a = 0,9%; O^a = 10,5%; A^a = 29,5%; W^a = 18,0%. Determinar la temperatura del punto de rocío para los productos de combustión, si se conocen la porción de cenizas del combustible, arrastrada por los productos de combustión desde el hogar, a_{arr} = 0,85 y la temperatura de condensación de los vapores de agua t_{con} = 50 °C.

Respuesta: t_{roc} = 112 °C.

§ 2.6. Dispositivos de soplado y de tiro

Los dispositivos de soplado están destinados para suministrar aire a los hogares de calderas, con el objetivo de asegurar la quema del combustible en los mismos. Estos se componen de ventiladores y conductos de aire con sus respectivas válvulas o cierres.

Los dispositivos de tiro aseguran una velocidad determinada de traslación de los gases de humo por los conductos de gases en los grupos de calderas, con la posterior evacuación de los mismos a la atmósfera. Los dispositivos de tiro están compuestos de conductos de gases, chimeneas y aspiradores de humo.

Ventiladores de soplado. La alimentación calculada (m³/s) de un ventilador se determina según la fórmula

$$Q_v = \beta_1 B_{\text{cal}} V^0 (\alpha_h - \Delta\alpha_h + \Delta\alpha'_{p,a} - \Delta\alpha_p) l(t_{a,t} + 273) / 273 \cdot 1,01 \cdot 10^5 / h_b, \quad (2.53)$$

donde β_1 es el coeficiente de reserva de la alimentación (para los grupos de caldera con una productividad de vapor $D > 5,6 \text{ kg/s}$, $\beta_1 = 1,05$ y para $D < 5,6 \text{ kg/s}$, $\beta_1 = 1,1$); $\Delta\alpha'_{p.a.}$, el escape de aire desde el precalentador de aire; α_h , el coeficiente de exceso de aire en el hogar; $\Delta\alpha_h$ y $\Delta\alpha_p$, la infiltración de aire en el hogar y en el dispositivo de preparación de polvo; $t_{a.f.}$, la temperatura del aire frío que entra en el ventilador, $^{\circ}\text{C}$; h_b , la presión barométrica del aire, Pa.

La potencia (kW) del motor eléctrico para el accionamiento del ventilador

$$N_{m.e}^v = (\beta_2 Q_v H_v / \eta_e^v) 100, \quad (2.54)$$

donde $\beta_2 = 1,1$ es el coeficiente de reserva de la potencia del motor eléctrico; H_v , la altura de presión total calculada del ventilador, kPa; η_e^v , el rendimiento de explotación del ventilador, %.

Aspiradores de humo. La alimentación calculada de un aspirador de humo (m^3/s) se determina según la fórmula

$$Q_{as} = \beta_1 B_{cal} [V_g^0 + (\alpha_{as} - 1) V^0] \frac{\theta_{as} + 273}{273} \cdot \frac{1,01 \cdot 10^5}{h_b}, \quad (2.55)$$

donde V_g^0 es el volumen teórico de los productos de combustión completa, m^3/kg (m^3/m^3); α_{as} , el coeficiente de exceso de aire ante el aspirador de humo; θ_{as} , la temperatura de los gases ante el aspirador de humo, $^{\circ}\text{C}$.

La potencia del motor eléctrico (kW) para el accionamiento del aspirador de humo

$$\tilde{N}_{m.e}^{as} = (\beta_2 Q_{as} H_{as} / \eta_e^{as}) 100, \quad (2.56)$$

donde H_{as} es la carga de presión completa calculada del aspirador de humo, kPa; η_e^{as} , el rendimiento de explotación del aspirador de humo, %.

Chimenea. El volumen de los gases de humo (m^3/s), que pasan por la chimenea

$$V_g^{ch} = n B_{cal} [V_g^0 + (\alpha_{ch} - 1) V^0] \frac{\theta_{ch} + 273}{273} \cdot \frac{1,01 \cdot 10^5}{h_b}, \quad (2.57)$$

donde n es el número de grupos de caldera unidos a la chimenea; α_{ch} , el coeficiente de exceso de aire ante la chimenea; θ_{ch} , la temperatura de los gases ante la chimenea, $^{\circ}\text{C}$.

El diámetro de la boca de la chimenea

$$d_{ch} = 1,13 \sqrt{V_g^{ch} / w_{ch}}, \quad (2.58)$$

donde w_{ch} es la velocidad de los gases a la salida de la chimenea, m/s.

La altura de la chimenea (m), con el tiro natural

$$H = S / \left[273 \left(\frac{\rho_a}{273 + t_a} - \frac{\rho_g}{273 + \theta_m} \right) \frac{9,81 h_b}{1,01 \cdot 10^5} \right], \quad (2.59)$$

donde S es el tiro creado en la chimenea, Pa; ρ_g , ρ_a , las densidades de los gases y el aire, referidas a las condiciones normales, kg/m^3 ; ϑ_m , la temperatura media de los gases en la chimenea, $^\circ\text{C}$; t_a , la temperatura del ambiente, $^\circ\text{C}$.

La densidad de los gases, referida a las condiciones normales (kg/m^3)

$$\rho_g = (1 - 0,01A^a + 1,3\alpha_{ch}V^0)/V_g^{ch}. \quad (2.60)$$

Problema 2.88. Determinar la alimentación calculada del ventilador de un equipo de caldera con una productividad de vapor $D = 13,8 \text{ kg/s}$, que funciona a base de gas natural cuyo poder calorífico inferior $Q_{in}^a = 35\,700 \text{ kJ/m}^3$, si la presión del vapor recalentado $p_{v,r} = 4 \text{ MPa}$, la temperatura del vapor recalentado $t_{v,r} = 430 \text{ }^\circ\text{C}$, la temperatura del agua de alimentación $t_{a,a} = 130 \text{ }^\circ\text{C}$, el rendimiento del equipo de caldera (bruto) $\eta_{e,c}^{br} = 91\%$, el volumen de aire teóricamente necesario $V^0 = 9,48 \text{ m}^3/\text{m}^3$, el coeficiente de reserva de la alimentación $\beta_1 = 1,05$, el coeficiente de exceso de aire en el hogar $\alpha_h = 1,15$, la infiltración de aire en la cámara del hogar $\Delta\alpha_h = 0,05$, el escape de aire desde el precalentador de aire $\Delta\alpha_{p,a} = 0,04$, la temperatura del aire frío que entra en el ventilador, $t_{a,t} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ y la presión barométrica del aire $h_b = 98 \cdot 10^3 \text{ Pa}$.

Respuesta: $Q_v = 14,6 \text{ m}^3/\text{s}$.

Problema 2.89. Determinar la alimentación calculada del ventilador de un grupo de caldera que funciona a base de carbón de piedra de la marca T de la composición: $C^a = 62,7\%$; $H^a = 3,1\%$; $S_{vol}^a = 2,8\%$; $N^a = 0,9\%$; $O^a = 1,7\%$; $A^a = 23,8\%$; $W^a = 5,0\%$, si el gasto calculado de combustible $B_{cal} = 3,1 \text{ kg/s}$, el coeficiente de reserva de la alimentación $\beta_1 = 1,05$, el coeficiente de exceso de aire en el hogar $\alpha_h = 1,2$, la infiltración de aire en la cámara del hogar $\Delta\alpha_h = 0,05$, el escape de aire desde el precalentador de aire $\Delta\alpha_{p,a} = 0,035$, la temperatura del aire frío que entra en el ventilador $t_{a,t} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ y la presión barométrica del aire $h_b = 97 \cdot 10^3 \text{ Pa}$.

Respuesta: $Q_v = 28,1 \text{ m}^3/\text{s}$.

Problema 2.90. Determinar la potencia del motor eléctrico para el accionamiento del ventilador de un equipo de caldera cuya productividad de vapor $D = 4,16 \text{ kg/s}$, que funciona a base de gas natural de la composición: $\text{CO}_2 = 0,2\%$; $\text{CH}_4 = 98,9\%$; $\text{C}_2\text{H}_6 = 0,3\%$; $\text{C}_3\text{H}_8 = 0,1\%$; $\text{C}_4\text{H}_{10} = 0,1\%$; $\text{N}_2 = 0,4\%$, si la presión del vapor recalentado $p_{v,r} = 1,4 \text{ MPa}$, la temperatura del vapor recalentado $t_{v,r} = 275 \text{ }^\circ\text{C}$, la temperatura del agua de alimentación $t_{a,a} = 130 \text{ }^\circ\text{C}$, el valor del barrido continuo $P = 3\%$, el rendimiento del equipo de caldera (bruto) $\eta_{e,c}^{br} = 90\%$, el coeficiente de reserva de la alimentación $\beta_1 = 1,1$, el coeficiente de exceso de aire en el hogar $\alpha_h = 1,1$, la infiltración de aire en la cámara del hogar $\Delta\alpha_h = 0,05$, el escape de aire desde el precalentador de aire $\Delta\alpha_{p,a} = 0,04$, la temperatura del aire frío que entra en el ventilador, $t_{a,t} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, la carga de presión total calculada del ventilador $H_v = 2,1 \text{ kPa}$, el coeficiente

de reserva de la potencia del motor eléctrico $\beta_2 = 1,1$, el rendimiento de explotación del ventilador $\eta_e^v = 61\%$ y la presión barométrica del aire $h_b = 98 \cdot 10^3 \text{ Pa}$.

Solución: El poder calorífico inferior de la masa aprovechable del combustible se determina según la fórmula (1.13):

$$Q_{in}^s = 358\text{CH}_4 + 638\text{C}_2\text{H}_6 + 913\text{C}_3\text{H}_8 + 1187\text{C}_4\text{H}_{10} = \\ = 358 \cdot 98,9 + 638 \cdot 0,3 + 913 \cdot 0,1 + 1187 \cdot 0,1 = 35\,807 \text{ kJ/m}^3.$$

Determinamos el gasto calculado de combustible empleando la fórmula (2.25):

$$B_{cal} = B = \frac{D_{rec} [(i_{v,r} - i_{a,a}) + (P/100) (i_{a,c} - i_{a,a})]}{Q_{dis}^a \eta_{e,c}^{br}} \cdot 100 = \\ = \frac{4,16 [(2980 - 544) + (3/100) (830 - 544)]}{35\,807 \cdot 90} \cdot 100 = 0,316 \text{ m}^3/\text{s}.$$

El volumen de aire teóricamente necesario se determina haciendo uso de la fórmula (1.28):

$$V^0 = 0,0478 [0,5 (\text{CO} + \text{H}_2) + 1,5 \text{H}_2\text{S} + 2\text{CH}_4 + \\ + \Sigma (m + n/4) \text{C}_m\text{H}_n - \text{O}_2] = 0,0478 (2 \cdot 98,9 + 3,5 \cdot 0,3 + 5 \cdot 0,1 + \\ + 6,5 \cdot 0,1) = 9,56 \text{ m}^3/\text{m}^3.$$

La alimentación calculada del ventilador se determina según la fórmula (2.53):

$$Q_v = \beta_1 B_{cal} V^0 (\alpha_h - \Delta\alpha_h + \Delta\alpha'_{p,a}) \times \\ \times \frac{t_{a,f} + 273}{273} \cdot \frac{1,01 \cdot 10^5}{h_b} = 1,1 \cdot 0,316 \cdot 9,56 (1,1 - 0,05 + 0,04) \times \\ \times \frac{20 + 273}{273} \cdot \frac{1,01 \cdot 10^5}{98 \cdot 10^3} = 4,1 \text{ m}^3/\text{s}.$$

Determinamos la potencia del motor eléctrico para el accionamiento del ventilador a partir de la fórmula (2.54):

$$N_{m,e}^v = (\beta_2 Q_v H_v / \eta_e^v) 100 = (1,1 \cdot 4,1 \cdot 2,1 / 61) 100 = 15,5 \text{ kW}.$$

Problema 2.91. Determinar la potencia del motor eléctrico para el accionamiento del ventilador de un grupo de caldera que funciona a base de carbón pardo de la composición: C^a = 41,6%; H^a = 2,8%; S^a_{vol} = 0,2%; N^a = 0,7%; O^a = 11,7%; A^a = 10,0%; W^a = 33,0%, si el coeficiente de reserva de la alimentación $\beta_1 = 1,1$, el gasto calculado de combustible $B_{cal} = 2,1 \text{ kg/s}$, el coeficiente de exceso de aire en el hogar $\alpha_h = 1,25$, la infiltración de aire en la cámara del hogar $\Delta\alpha_h = 0,06$, el escape de aire desde el precalentador de aire $\Delta\alpha'_{p,a} = 0,04$, la temperatura del aire frío que entra en el ventilador, $t_{a,f} = 20^\circ\text{C}$, la carga de presión total calculada del ventilador $H_v = 1,9 \text{ kPa}$, el coeficiente de reserva de la potencia del motor eléctrico $\beta_2 = 1,1$, el rendimiento de explotación

del ventilador $\eta_e^v = 62\%$ y la presión barométrica del aire $h_b = 97 \cdot 10^3$ Pa.

Respuesta: $N_{m.e}^v = 43,8$ kW.

Problema 2.92. Determinar la potencia del motor eléctrico para el accionamiento del ventilador de un equipo de caldera con una productividad de vapor $D = 13,9$ kg/s, que funciona a base de carbón pardo cuyo poder calorífico inferior $Q_{in}^a = 10\,636$ kJ/kg, si la temperatura del combustible a la entrada en el hogar $t_{com} = 20^\circ\text{C}$, la capacidad calorífica de la masa aprovechable del combustible $c_{com}^a = 2,1$ kJ/(kg·K), la presión del vapor recalentado $p_{v.r} = 4$ MPa, la temperatura del vapor recalentado $t_{v.r} = 450^\circ\text{C}$, la temperatura del agua de alimentación $t_{a.a} = 150^\circ\text{C}$, el rendimiento del equipo de caldera (bruto) $\eta_{e,c}^{br} = 86\%$, el volumen de aire teóricamente necesario $V^0 = 2,98$ m³/kg, el coeficiente de reserva de la alimentación $\beta_1 = 1,05$, el coeficiente de exceso de aire en el hogar $\alpha_h = 1,25$, la infiltración de aire en la cámara del hogar $\Delta\alpha_h = 0,05$, el escape de aire desde el precalentador de aire $\Delta\alpha_{p.s} = 0,04$, la temperatura del aire frío que entra en el ventilador, $t_{a.f} = 25^\circ\text{C}$, la carga de presión total calculada $H_v = 1,95$ kPa, el coeficiente de reserva de la potencia del motor eléctrico $\beta_2 = 1,1$, el rendimiento de explotación del ventilador $\eta_e^v = 61\%$, la presión barométrica del aire $h_b = 98 \cdot 10^3$ Pa y las pérdidas de calor debidas a la combustión mecánicamente incompleta $q_4 = 4\%$.

Respuesta: $N_{m.e}^v = 60,3$ kW.

Problema 2.93. Determinar la carga de presión total calculada del ventilador de un grupo de caldera que funciona a base de turba fresada de la composición: C^a = 24,7%; H^a = 2,6%; S_{v,01}^a = 0,1%; N^a = 1,1%; O^a = 15,2%; A^a = 6,3%; W^a = 50,0%, si el gasto calculado de combustible $B_{cal} = 4,6$ kg/s, el coeficiente de reserva de la alimentación $\beta_1 = 1,05$, el coeficiente de exceso de aire en el hogar $\alpha_h = 1,25$, la infiltración de aire en la cámara del hogar $\Delta\alpha_h = 0,05$, el escape de aire desde el precalentador de aire $\Delta\alpha_{p.s} = 0,045$, la temperatura del aire frío que entra en el ventilador, $t_{a.f} = 20^\circ\text{C}$, la potencia del motor eléctrico para el accionamiento del ventilador $N_e^v = 60$ kW, el coeficiente de reserva de la potencia del motor eléctrico $\beta_2 = 1,1$, el rendimiento de explotación del ventilador $\eta_e^v = 60\%$ y la presión barométrica del aire $h_b = 97 \cdot 10^3$ Pa.

Respuesta: $H_v = 1,96$ kPa.

Problema 2.94. Determinar la carga total calculada del ventilador de un grupo de caldera que funciona a base de carbón pardo cuyo poder calorífico inferior $Q_{in}^a = 15\,800$ kJ/kg, si el coeficiente de reserva de la alimentación $\beta_1 = 1,05$, el gasto convencional de combustible $B_c = 1,45$ kg/s, el coeficiente de exceso de aire en el hogar $\alpha_h = 1,25$, la infiltración de aire en la cámara del hogar $\Delta\alpha_h =$

= 0,05, el volumen de aire teóricamente necesario $V^0 = 4 \text{ m}^3/\text{kg}$, el escape de aire desde el precalentador de aire $\Delta\alpha_{p,a} = 0,04$, la temperatura del aire frío que entra en el ventilador, $t_{a,f} = 25^\circ\text{C}$, la potencia del motor eléctrico para el accionamiento del ventilador $N_e^v = 54 \text{ kW}$, el coeficiente de reserva de la potencia del motor eléctrico $\beta_2 = 1,1$, el rendimiento de explotación del ventilador $\eta_e^v = 61\%$, la presión barométrica del aire $h_b = 98 \cdot 10^3 \text{ Pa}$ y las pérdidas de calor debidas a la combustión mecánicamente incompleta del combustible $q_4 = 5\%$.

Respuesta: $H_v = 2,06 \text{ kPa}$.

Problema 2.95. Determinar la alimentación calculada del aspirador de humo de un grupo de caldera que funciona a base de gas natural de la composición: $\text{CO}_2 = 0,2\%$; $\text{CH}_4 = 97,9\%$; $\text{C}_2\text{H}_4 = 0,1\%$; $\text{N}_2 = 1,8\%$, si el coeficiente de reserva de la alimentación $\beta_1 = 1,1$, el gasto calculado de combustible $B_{cal} = 0,32 \text{ kg/s}$, el coeficiente de exceso de aire ante el aspirador de humo $\alpha_{as} = 1,45$, la temperatura de los gases ante el aspirador de humo $\vartheta_{as} = 188^\circ\text{C}$ y la presión barométrica del aire $h_b = 97 \cdot 10^3 \text{ Pa}$.

Respuesta: $Q_{as} = 9 \text{ m}^3/\text{s}$.

Problema 2.96. Determinar la alimentación calculada del aspirador de humo de un equipo de caldera con una productividad de vapor $D = 13,9 \text{ kg/s}$, que funciona a base de carbón pardo de la composición: $\text{C}^a = 28,7\%$; $\text{H}^a = 2,2\%$; $\text{S}_{vol}^a = 2,7\%$; $\text{N}^a = 0,6\%$; $\text{O}^a = 8,6\%$; $A^a = 25,2\%$; $W^a = 32,0\%$, si la temperatura del combustible a la entrada en el hogar $t_{com} = 20^\circ\text{C}$, el rendimiento del equipo de caldera (bruto) $\eta_{e,c}^{br} = 88\%$, la presión del vapor recalentado $p_{v,r} = 4 \text{ MPa}$, la temperatura del vapor recalentado $t_{v,r} = 450^\circ\text{C}$, la temperatura del agua de alimentación $t_{a,a} = 140^\circ\text{C}$, el valor del barrido continuo $P = 3\%$, el coeficiente de reserva de la alimentación $\beta_1 = 1,05$, el coeficiente de exceso de aire ante el aspirador de humo $\alpha_{as} = 1,55$, la temperatura de los gases ante el aspirador de humo $\vartheta_{as} = 180^\circ\text{C}$, las pérdidas de calor debidas a la combustión mecánicamente incompleta $q_4 = 4,5\%$ y la presión barométrica $h_b = 98 \cdot 10^3 \text{ Pa}$.

Respuesta: $Q_{as} = 41,5 \text{ m}^3/\text{s}$.

Problema 2.97. Determinar la potencia del motor eléctrico para el accionamiento del aspirador de humo de un equipo de caldera con una productividad de vapor $D = 9,73 \text{ kg/s}$, que funciona a base de carbón pardo de la composición: $\text{C}^a = 37,3\%$; $\text{H}^a = 2,8\%$; $\text{S}_{vol}^a = 1,0\%$; $\text{N}^a = 0,9\%$; $\text{O}^a = 10,5\%$; $A^a = 29,5\%$; $W^a = 18,0\%$, si la temperatura del combustible a la entrada en el hogar $t_{com} = 20^\circ\text{C}$, la presión del vapor recalentado $p_{v,r} = 1,4 \text{ MPa}$, la temperatura del vapor recalentado $t_{v,r} = 275^\circ\text{C}$, la temperatura del agua de alimentación $t_{a,a} = 100^\circ\text{C}$, el rendimiento del equipo de caldera (bruto) $\eta_{e,c}^{br} = 86\%$, el valor del barrido continuo $P = 3\%$, el coeficiente de reserva de la alimentación $\beta_1 = 1,05$, el coeficiente de exceso de

aire ante el aspirador de humo $\alpha_{as} = 1,6$, la temperatura de los gases ante el aspirador de humo $\theta_{as} = 182^\circ\text{C}$, la carga total calculada del aspirador de humo $H_{as} = 2,2 \text{ kPa}$, el coeficiente de reserva de la potencia del motor eléctrico $\beta_2 = 1,1$, el rendimiento de explotación del aspirador de humo $\eta_e^{as} = 65\%$, la presión barométrica del aire $h_b = 97 \cdot 10^3 \text{ Pa}$ y las pérdidas de calor debidas a la combustión mecánicamente incompleta $q_4 = 4\%$.

Solución: El poder calorífico inferior de la masa aprovechable del combustible se determina según la fórmula (1.12):

$$\begin{aligned} Q_{in}^a &= 338C^a + 1025H^a - 108,5(O^a - S_{vol}^a) - 25W^a = \\ &= 338 \cdot 37,3 + 1025 \cdot 2,8 - 108,5(10,5 - 1,0) - 25 \cdot 18,0 = \\ &= 13542 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

La capacidad calorífica de la masa aprovechable del combustible se determina a partir de la fórmula (2.5):

$$\begin{aligned} c_{com}^a &= c_{com}^s \frac{(100 - W^a)}{100} + c_{H_2O} \frac{W^a}{100} = \\ &= 1,088 \frac{100 - 18,0}{100} + 4,19 \frac{18,0}{100} = 1,65 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K}) \end{aligned}$$

Determinamos el calor físico del combustible partiendo de la fórmula (2.4):

$$Q_{com} = c_{com}^a t_{com} + 1,65 \cdot 20 = 33 \text{ kJ/kg}$$

El calor disponible se determina según la fórmula (2.3):

$$Q_{dis}^a = Q_{in}^a + Q_{com} = 13542 + 33 = 13575 \text{ kJ/kg.}$$

El gasto natural de combustible se determina según la fórmula (2.25):

$$\begin{aligned} B &= \frac{D_{rec}[(i_{v,r} - i_{a,a}) + (P/100)(i_{n,c} - i_{a,a})] \cdot 100}{Q_{dis}^a \eta_{e,c}^{br}} = \\ &= \frac{9,73 [(2980 - 419) + (3/100)(830 - 419)]}{13575 \cdot 86} \cdot 100 = 2,06 \text{ kg/s.} \end{aligned}$$

$D_{rec} = D$, ya que no se deriva vapor saturado.

El gasto calculado de combustible se determina a base de la fórmula (2.26):

$$B_{cal} = B(1 - q_4/100) = 2,06(1 - 4/100) = 1,98 \text{ kg/s.}$$

Hallamos el volumen de aire teóricamente necesario usando la fórmula (1.27):

$$\begin{aligned} V^o &= 0,089C^a + 0,266H^a + 0,033(S_{vol}^a - O^a) = \\ &= 0,089 \cdot 37,3 + 0,266 \cdot 2,8 + 0,033(1,0 - 10,5) = 3,75 \text{ m}^3/\text{kg.} \end{aligned}$$

El volumen teórico de los productos de combustión completa se determina según la fórmula (1.36):

$$V_g^0 = 0,0187(C_{vol}^a + 0,375S_{vol}^a) + 0,79V^0 + 0,8N^a/100 + \\ + 0,0124(9H^a + W^a) + 0,0161V^0 = 0,0187(37,3 + 0,375 \cdot 1,0) + \\ + 0,79 \cdot 3,75 + 0,8 \cdot 0,9/100 + 0,0124(9 \cdot 2,8 + 18) + 0,0161 \cdot 3,75 = \\ = 4,26 \text{ m}^3/\text{kg}.$$

La alimentación calculada del aspirador de humo se determina según la fórmula (2.55):

$$Q_{as} = \beta_1 B_{cal} [V_g^0 + (\alpha_{as} - 1)V^0] \frac{\vartheta_{as} + 273}{273} \cdot \frac{1,01 \cdot 10^3}{h_b} = \\ = 1,05 \cdot 1,98 [4,26 + (1,6 - 1)375] \frac{182 + 273}{273} \cdot \frac{1,01 \cdot 10^3}{97 \cdot 10^3} = 23,5 \text{ m}^3/\text{s}.$$

Determinamos la potencia del motor eléctrico para el accionamiento del aspirador de humo empleando la fórmula (2.56):

$$N_{m.e}^{as} = (\beta_2 Q_{as} H_{as} / \eta_e^{as}) 100 = (1,1 \cdot 23,5 \cdot 2,2 / 65) 100 = 88 \text{ kW}.$$

Problema 2.98. Determinar la potencia del motor eléctrico para el accionamiento del aspirador de humo de un grupo de caldera que funciona a base de mazut bajo en azufre cuya composición es: $C^a = 84,65\%$; $H^a = 11,7\%$; $S_{vol}^a = 0,3\%$; $O^a = 0,3\%$; $A^a = 0,05\%$; $W^a = 3,0\%$, si el coeficiente de reserva de la alimentación $\beta_1 = 1,05$, el gasto calculado de combustible $B_{cal} = 1,05 \text{ kg/s}$, el coeficiente de exceso de aire ante el aspirador de humo $\alpha_{as} = 1,5$, la temperatura de los gases ante el aspirador de humo $\vartheta_{as} = 195^\circ\text{C}$, la carga total calculada del aspirador de humo $H_{as} = 2,14 \text{ kPa}$, el coeficiente de reserva de la potencia del motor eléctrico $\beta_2 = 1,1$, el rendimiento de explotación del aspirador de humo $\eta_e^{as} = 63\%$ y la presión barométrica del aire $h_b = 97 \cdot 10^3 \text{ Pa}$.

Respuesta: $N_{m.e}^{as} = 122 \text{ kW}$.

Problema 2.99. Determinar la carga total calculada del aspirador de humo de un grupo de caldera que funciona a base de gas natural de la composición: $\text{CO}_2 = 0,1\%$; $\text{CH}_4 = 98\%$; $\text{C}_2\text{H}_6 = 0,4\%$; $\text{C}_3\text{H}_8 = 0,2\%$; $\text{N}_2 = 1,3\%$, si el coeficiente de reserva de alimentación $\beta_1 = 1,1$, el gasto calculado de combustible $B_{cal} = 1 \text{ kg/s}$, el coeficiente de exceso de aire ante el aspirador de humo $\alpha_{as} = 1,45$, la temperatura de los gases ante el aspirador de humo $\vartheta_{as} = 177^\circ\text{C}$, la potencia del motor eléctrico para el accionamiento del aspirador de humo $N_{m.e}^{as} = 80 \text{ kW}$, el coeficiente de reserva de la potencia del motor eléctrico $\beta_2 = 1,1$, el rendimiento de explotación del aspirador de humo $\eta_e^{as} = 62\%$ y la presión barométrica del aire $h_b = 98 \cdot 10^3 \text{ Pa}$.

Respuesta: $H_{as} = 1,62 \text{ kPa}$.

Problema 2.100. Determinar la carga total calculada del aspirador de humo de un grupo de caldera que funciona a base de mazut alto

en azufre de la composición: $C^a = 83,0\%$; $H^a = 10,4\%$; $S_{vol}^a = 2,8\%$; $O^a = 0,7\%$; $A^a = 0,1\%$; $W^a = 3,0\%$, si el coeficiente de reserva de la alimentación $\beta_1 = 1,05$, el gasto convencional de combustible $B_c = 1,36 \text{ kg/s}$, el coeficiente de exceso de aire ante el aspirador de humo $\alpha_{as} = 1,5$, la temperatura de los gases ante el aspirador de humo $\vartheta_{as} = 192^\circ\text{C}$, la potencia del motor eléctrico para el accionamiento del aspirador de humo $N_{m,e}^{as} = 102 \text{ kW}$, el coeficiente de reserva de la potencia del motor eléctrico $\beta_2 = 1,1$, el rendimiento de explotación del aspirador de humo $\eta_e^{as} = 66\%$ y la presión barométrica del aire $h_b = 97 \cdot 10^3 \text{ Pa}$.

Respuesta: $H_{as} = 2 \text{ kPa}$.

Problema 2.101. Determinar el volumen de los gases de humo que pasan por la chimenea de una sala de calderas en la que están instalados dos grupos de caldera iguales, que funcionan a base de carbón de piedra de la marca D de la composición: $C^a = 49,3\%$; $H^a = 3,6\%$; $S_{vol}^a = 3,0\%$; $N^a = 1,0\%$; $O^a = 8,3\%$; $A^a = 21,8\%$; $W^a = 13,0\%$, si el gasto calculado de combustible $B_{cal} = 1,12 \text{ kg/s}$, la temperatura de los gases ante la chimenea $\vartheta_{ch} = 185^\circ\text{C}$, el coeficiente de exceso de aire ante la chimenea $\alpha_{ch} = 1,5$ y la presión barométrica del aire $h_b = 98 \cdot 10^3 \text{ Pa}$.

Respuesta: $V_g^{ch} = 32,4 \text{ m}^3/\text{s}$.

Problema 2.102. Determinar el diámetro de la boca de la chimenea y el volumen de los gases que pasan por la chimenea de la sala de calderas donde están instalados tres grupos de caldera iguales, que funcionan a base de carbón de piedra de la marca K de la composición: $C^a = 54,7\%$; $H^a = 3,3\%$; $S_{vol}^a = 0,8\%$; $N^a = 0,8\%$; $O^a = 4,8\%$; $A^a = 27,6\%$; $W^a = 8,0\%$, si el gasto calculado de combustible $B_{cal} = 2,1 \text{ kg/s}$, la temperatura de los gases ante la chimenea $\vartheta_{ch} = 187^\circ\text{C}$, el coeficiente de exceso de aire ante la chimenea $\alpha_{ch} = 1,5$, la velocidad de los gases al salir de la chimenea $w_{ch} = 8,8 \text{ m/s}$ y la presión barométrica del aire $h_b = 97 \cdot 10^3 \text{ Pa}$.

Respuesta: $d_{ch} = 3,8 \text{ m}$; $V_g^{ch} = 98,3 \text{ m}^3/\text{s}$.

Problema 2.103. Determinar la altura y el diámetro de la boca de la chimenea de una sala de calderas en donde están instalados dos grupos de caldera que funcionan a base de mazut bajo en azufre de la composición: $C^a = 84,65\%$; $H^a = 11,7\%$; $S_{vol}^a = 0,3\%$; $O^a = 0,3\%$; $A^a = 0,05\%$; $W^a = 3,0\%$, si el tiro creado por la chimenea, $S = 231 \text{ Pa}$, el gasto calculado de combustible $B_{cal} = 1,05 \text{ kg/s}$, la temperatura de los gases ante la chimenea $\vartheta_{ch} = 182^\circ\text{C}$, el coeficiente de exceso de aire ante la chimenea $\alpha_{ch} = 1,5$, la temperatura media de los gases en la chimenea $\vartheta_m = 187^\circ\text{C}$, la temperatura del ambiente $t_a = 20^\circ\text{C}$, la velocidad de los gases a la salida de la chimenea $w_{ch} = 10 \text{ m/s}$, la presión barométrica del aire $h_b = 97 \times 10^3 \text{ Pa}$ y la densidad del aire referida a las condiciones normales, $\rho_a = 1,205 \text{ kg/m}^3$.

Solución: Determinamos el volumen de aire teóricamente necesaria-

rio empleando la fórmula (1.27):

$$V^0 = 0,089C^a + 0,266H^a + 0,033(S_{vol}^a - O^a) = \\ = 0,089 \cdot 84,65 + 0,266 \cdot 11,7 + 0,033(0,3 - 0,3) = 10,62 \text{ m}^3/\text{kg}.$$

El volumen teórico de los productos de combustión completa se determina según la fórmula (1.36):

$$V_g^0 = 0,0187(C^a + 0,375S_{vol}^a) + 0,79V^0 + 0,8N^a/100 + \\ + 0,0124(9H^a + W^a) + 0,0161V^0 = 0,0187(84,65 + 0,375 \cdot 0,3) + \\ + 0,79 \cdot 10,62 + 0,8/100 + 0,0124(9 \cdot 11,7 + 3,0) + \\ + 0,0161 \cdot 10,62 = 11,48 \text{ m}^3/\text{kg}.$$

El volumen de los gases que pasan por la chimenea, se determina con ayuda de la fórmula (2.57):

$$V_g^{ch} = nB_{cal}[V_g^0 + (\alpha_{ch} - 1)V^0] \frac{\vartheta_{ch} + 273}{273} \cdot \frac{1,01 \cdot 10^5}{h_b} = \\ = 2 \cdot 1,05 [11,48 + (1,5 - 1)10,62] \frac{182 + 273}{273} \cdot \frac{1,01 \cdot 10^5}{97 \cdot 10^3} = 62,4 \text{ m}^3/\text{s}.$$

La densidad de los gases referida a las condiciones normales, se determina usando la fórmula (2.60):

$$\rho_g = (1 - 0,01A^a + 1,3\alpha_{ch}V^0)/V_g^{ch} = \\ = (1 - 0,01 \cdot 0,05 + 1,3 \cdot 1,5 \cdot 10,62)/62,4 = 0,33 \text{ kg/m}^3.$$

Determinamos la altura de la chimenea haciendo uso de la fórmula (2.59):

$$H = S / \left[273 \left(\frac{p_a}{273 + t_a} - \frac{\rho_g}{273 + \vartheta_m} \right) \frac{0,81h_b}{1,01 \cdot 10^5} \right] = \\ = 231 / \left[273 \left(\frac{1,205}{273 + 20} - \frac{0,33}{273 + 187} \right) \frac{0,81 \cdot 97 \cdot 10^3}{1,01 \cdot 10^5} \right] = 26,5 \text{ m}.$$

El diámetro de la boca de la chimenea se determina según la fórmula (2.58):

$$d_{ch} = 1,13 \sqrt{V_g^{ch}/w_{ch}} = 1,13 \sqrt{62,4/10} = 2,8 \text{ m}.$$

Problema 2.104. Determinar la altura de la chimenea de una sala de calderas, si el tiro creado por la misma $S = 192 \text{ Pa}$, la temperatura de los gases al entrar en la chimenea $\vartheta_{ch} = 180^\circ\text{C}$, la temperatura de los gases al salir de la misma $\vartheta'_{ch} = 186^\circ\text{C}$, la temperatura del ambiente $t_a = 20^\circ\text{C}$, la densidad del gas referida a las condiciones normales $\rho_g = 0,52 \text{ kg/m}^3$, la densidad del aire referida a las condiciones normales $\rho_a = 1,205 \text{ kg/m}^3$ y la presión barométrica del aire $h_b = 98 \cdot 10^3 \text{ Pa}$.

Respuesta: $H = 25 \text{ m}$.

§ 2.7. Cálculo de una chimenea para la dispersión de sustancias contaminantes en la atmósfera

El cálculo de una chimenea para la dispersión de sustancias contaminantes en la atmósfera consiste en verificar la altura de la chimenea para la dispersión de cenizas, óxidos de nitrógeno y dióxido de azufre SO_2 (IV) en la atmósfera. La altura de la chimenea debe asegurar tal dispersión de las sustancias contaminantes que su concentración junto a la superficie de la tierra sea inferior a la concentración límite admitida por las normas sanitarias. La concentración límite admisible (c.l.a.) de cenizas y dióxido de azufre no debe sobrepasar el valor de $0,5 \cdot 10^{-6} \text{ kg/m}^3$.

Junto a la superficie de la tierra, la concentración de las sustancias contaminantes (kg/m^3) se determina según la fórmula

$$C = 0,001 \frac{AMFm}{H^2 \sqrt{\frac{V_g^{ch}}{V_g^{ch} \Delta t}}} + 2C_f, \quad (2.61)$$

donde A es el coeficiente de estratificación de la atmósfera, $\text{c}^{2/3} \times \times \text{grad}^{1/3}$; M , la masa de las sustancias contaminantes lanzadas a la atmósfera a través de la chimenea, kg/s ; F , el coeficiente que considera la velocidad de precipitación de las sustancias contaminantes en la atmósfera; m , el coeficiente que considera las condiciones de salida de los productos de combustión por la boca de la chimenea; H , la altura de la chimenea, m ; V_g^{ch} , el volumen de los productos de combustión que pasan por la chimenea, m^3/s ; $\Delta t = \theta_{ch}' - t_a$, la diferencia de temperaturas de los gases al salir de la chimenea θ_{ch}' y la temperatura del ambiente t_a , $^{\circ}\text{C}$; C_f , la concentración de fondo de las sustancias contaminantes en la atmósfera, kg/m^3 .

La masa de las cenizas (kg/s), emitidas a la atmósfera por la chimenea

$$M = 0,01nB_{cal}a_{arr}A^a, \quad (2.62)$$

donde n es el número de grupos de caldera unidos a la chimenea; B_{cal} , el gasto calculado de combustible, kg/s ; a_{arr} , la porción de cenizas del combustible, arrastrada por los gases de humo.

La masa del dióxido de azufre (kg/s), emitida a la atmósfera a través de la chimenea

$$M = 0,01nB_{cal}S_{vol}^a \frac{M_{\text{SO}_2}}{M_S}, \quad (2.63)$$

donde $M_{\text{SO}_2} = 64$, $M_S = 32$ son las masas moleculares relativas del dióxido de azufre y el azufre.

Problema 2.105. Determinar la concentración de dióxido de azufre junto a la superficie de la tierra, para una sala de calderas en la cual están instalados dos grupos de calderas iguales, que funcio-

nan a base de mazut alto en azufre, cuya composición es: $C^a = 83\%$; $H^a = 10,4\%$; $S_{vol}^a = 2,8\%$; $O^a = 0,7\%$; $A^a = 0,1\%$; $W^a = 3,0\%$. si se conocen la altura de la chimenea $H = 31$ m, el gasto calculado de combustible $B_{ca1} = 0,525$ kg/s, la temperatura de los gases al entrar en la chimenea $\vartheta_{ch} = 180$ °C, la temperatura de los gases al salir de la misma $\vartheta'_{ch} = 186$ °C, el coeficiente de exceso de aire ante la chimenea $\alpha_{ch} = 1,5$, la temperatura del ambiente $t_a = 20$ °C, la presión barométrica del aire $h_b = 97 \cdot 10^3$ Pa, el coeficiente que considera la velocidad de precipitación del dióxido de azufre en la atmósfera, $F = 1,0$, el coeficiente que considera las condiciones de emisión de los productos de combustión de los gases por la boca de la chimenea $m = 0,9$, el coeficiente de estratificación de la atmósfera $A = 120$ $c^{2/3} \cdot \text{grad}^{1/3}$ y la concentración de fondo de contaminación de la atmósfera con el dióxido de azufre $C_f = 0,03 \cdot 10^{-6}$ kg/m³.

Solución: El volumen de aire teóricamente necesario se determina según la fórmula (1.27):

$$V^0 = 0,089 C^a + 0,266 H^a + 0,033 (S_{vol}^a - O^a) = 0,089 \cdot 83 + \\ + 0,266 \cdot 10,4 + 0,033 (2,8 - 0,7) = 10,2 \text{ m}^3/\text{kg}.$$

El volumen teórico de los productos de combustión completa se determina según la fórmula (1.36):

$$V_g^0 = 0,0187 (C^a + 0,375 S_{vol}^a) + 0,79 V^0 + 0,8 N^a / 100 + \\ + 0,0124 (9H^a + W^a) + 0,0161 V^0 = 0,0187 (83 + 0,375 \cdot 2,8) + \\ + 0,79 \cdot 10,2 + 0,0124 (9 \cdot 10,4 + 3,0) + 0,0161 \cdot 10,2 + 10,99 \text{ m}^3/\text{kg}.$$

Determinamos el volumen de los gases de humo que pasan por la chimenea, haciendo uso de la fórmula (2.57):

$$V_g^{ch} = n B_{ca1} [V_g^0 + (\alpha_{ch} - 1) V^0] \frac{\vartheta_{ch} + 273}{273} \cdot \frac{1,01 \cdot 10^5}{h_b} = \\ = 2 \cdot 0,525 [10,99 + (1,5 - 1) 10,2] \frac{180 + 273}{273} \cdot \frac{1,01 \cdot 10^5}{97 \cdot 10^3} = 29 \text{ m}^3/\text{s}.$$

La masa del dióxido de azufre, emitida a la atmósfera a través de la chimenea, se determina según la fórmula (2.63):

$$M = 0,01 n B_{ca1} S_{vol}^a \frac{M_{SO_2}}{M_S} = \\ = 0,01 \cdot 2 \cdot 0,525 \cdot 2,8 \cdot \frac{64}{32} = 0,059 \text{ kg/s}.$$

La concentración del óxido de azufre junto a la superficie de la tierra se determina con ayuda de la fórmula (2.61):

$$C = 0,001 \frac{AMFm}{H^2 \sqrt[3]{V_g^{ch} \Delta t}} + 2C_f = 0,001 \frac{120 \cdot 0,059 \cdot 1 \cdot 0,9}{31^2 \sqrt[3]{20 \cdot 166}} + \\ + 2 \cdot 0,03 \cdot 10^{-6} = 0,45 \cdot 10^{-6} \text{ kg/m}^3.$$

Problema 2.106. Determinar la concentración del dióxido de azufre junto a la superficie de la tierra, para una sala de calderas en la cual están instalados tres grupos de caldera iguales, que funcionan a base de carbón de piedra de la marca T de la composición: $C^a = 62,7\%$; $H^a = 3,1\%$; $S_{vol}^a = 2,8\%$; $N^a = 0,9\%$; $O^a = 1,7\%$; $A^a = 23,8\%$; $W^a = 5,0\%$, si se conocen la altura de la chimenea $H = 32$ m, el gasto calculado de combustible $B_{cal} = 0,35$ kg/s, la temperatura de los gases al entrar en la chimenea $\vartheta_{ch} = 180$ °C, la temperatura de los gases al salir de la chimenea $\vartheta'_{ch} = 185$ °C, el coeficiente de exceso de aire ante la chimenea $\alpha_{ch} = 1,7$, la temperatura del ambiente $t_a = 20$ °C, la presión barométrica del aire $h_b = 97 \cdot 10^3$ Pa, el coeficiente que considera la velocidad de precipitación del dióxido de azufre en la atmósfera, $F = 1,0$, el coeficiente que considera las condiciones de salida de los productos de combustión por la boca de la chimenea, $m = 0,9$, el coeficiente de estratificación de la atmósfera $A = 120 \text{ c}^{2/3} \cdot \text{grad}^{1/3}$ y la concentración de fondo de contaminación de la atmósfera con dióxido de azufre $C_t = 0,03 \cdot 10^{-6}$ kg/m³.

Respuesta: $C = 0,5 \cdot 10^{-6}$ kg/m³.

Problema 2.107. Determinar la concentración de cenizas junto a la superficie de la tierra para una calderería en la que están instalados dos grupos de caldera iguales, que funcionan a base de carbón de piedra de la marca D de la composición: $C^a = 58,7\%$; $H^a = 4,2\%$; $S_{vol}^a = 0,3\%$; $N^a = 1,9\%$; $O^a = 9,7\%$; $A^a = 13,2\%$; $W^a = 12,0\%$, si se conocen la altura de la chimenea $H = 32$ m, el gasto calculado de combustible $B_{cal} = 0,225$ kg/s, la temperatura de los gases al entrar en la chimenea $\vartheta_{ch} = 182$ °C, la temperatura de los gases al salir de la chimenea $\vartheta'_{ch} = 188$ °C, el coeficiente de exceso de aire ante la chimenea $\alpha_{ch} = 1,75$, la temperatura del ambiente $t_a = 20$ °C, la presión barométrica del aire $h_b = 97 \cdot 10^3$ Pa, la porción de cenizas, llevada por los gases de humo, $a_{arr} = 0,85$, el coeficiente que considera la velocidad de precipitación de las cenizas en la atmósfera, $F = 1,0$, el coeficiente que considera las condiciones de salida de los productos de combustión por la boca de la chimenea, $m = 0,9$, el coeficiente de estratificación de la atmósfera $A = 120 \text{ c}^{2/3} \cdot \text{grad}^{1/3}$ y la concentración de fondo de contaminación de la atmósfera con las cenizas $C_t = 0,02 \cdot 10^{-6}$ kg/m³.

Respuesta: $C = 0,49 \cdot 10^{-6}$ kg/m³.

Problema 2.108. Determinar la altura de la chimenea de una calderería en la que están instalados tres grupos de caldera iguales, que funcionan a base de carbón de piedra de la marca A de la composición: $C^a = 63,8\%$; $H^a = 1,2\%$; $S_{vol}^a = 1,7\%$; $N^a = 0,6\%$; $O^a = 1,3\%$; $A^a = 22,9\%$; $W^a = 8,5\%$, si se conocen el gasto calculado de combustible $B_{cal} = 0,63$ kg/s, la temperatura de los gases al entrar en la chimenea $\vartheta_{ch} = 178$ °C, la temperatura de los gases al salir de la chimenea $\vartheta'_{ch} = 184$ °C, el coeficiente de exceso de aire ante la chimenea $\alpha_{ch} = 1,7$, la temperatura del ambiente $t_a = 20$ °C,

la presión barométrica del aire $h_b = 97 \cdot 10^3$ Pa, el coeficiente que considera la velocidad de precipitación del dióxido de azufre en la atmósfera, $F = 1,0$, el coeficiente que considera las condiciones de emisión de los productos de combustión por la boca de la chimenea, $m = 0,9$, el coeficiente de estratificación de la atmósfera $A = 120 \text{ c}^{2/3} \cdot \text{grad}^{1/3}$, la concentración de fondo de contaminación de la atmósfera con dióxido de azufre $C_f = 0,03 \cdot 10^{-6} \text{ kg/m}^3$ y la c.l.a. del dióxido de azufre junto a la superficie de la tierra $C = 0,5 \times 10^{-6} \text{ kg/m}^3$.

Respuesta: $H = 30 \text{ m}$.

Problema 2.109. Determinar la altura de la chimenea de una sala de calderas con dos grupos de caldera iguales que funcionan a base de carbón pardo de la marca B2 de la composición: $C^a = 39,8\%$; $H^a = 2,0\%$; $S_{\text{vol}}^a = 1,3\%$; $N^a = 0,2\%$; $O^a = 9,1\%$; $A^a = 13,1\%$; $W^a = 34,5\%$, si se conocen el gasto calculado de combustible $B_{\text{cal}} = 0,21 \text{ kg/s}$, la temperatura de los gases al entrar en la chimenea $\theta_{ch} = 179^\circ\text{C}$, la temperatura de los gases al salir de la chimenea $\theta'_{ch} = 183^\circ\text{C}$, el coeficiente de exceso de aire ante la chimenea $\alpha_{ch} = 1,75$, la temperatura del ambiente $t_a = 20^\circ\text{C}$, la presión barométrica del aire $h_b = 97 \cdot 10^3$ Pa, la porción de cenizas del combustible, arrastrada por los gases de humo, $a_{arr} = 0,85$, el coeficiente que considera la velocidad de precipitación de las cenizas en la atmósfera, $F = 1,0$, el coeficiente que considera las condiciones de salida de los productos de combustión por la boca de la chimenea, $m = 0,9$ el coeficiente de estratificación de la atmósfera $A = 120 \text{ c}^{2/3} \times \text{grad}^{1/3}$, la concentración de fondo de contaminación de la atmósfera con cenizas $C_f = 0,02 \cdot 10^{-6} \text{ kg/m}^3$ y la c.l.a. de las cenizas junto a la superficie de la tierra $C = 0,5 \cdot 10^{-6} \text{ kg/m}^3$.

Respuesta: $H = 34 \text{ m}$.

§ 2.8. Intercambiadores de calor

Para calentar el agua de red, basta y químicamente tratada, en las salas de calderas de calentamiento de agua se usan intercambiadores de calor (calentadores) vapor-agua.

Intercambiadores de calor agua-agua. La cantidad de calor (kJ/s), recibido por el agua que se calienta en el intercambiador de calor se determina según la fórmula

$$Q = W_1 c_{p1} (t'_1 - t_1) \eta = W_2 c_{p2} (t'_2 - t_2), \quad (2.64)$$

donde W_1 es el gasto de agua que calienta, kg/s; W_2 , el gasto de agua que se calienta, kg/s; c_{p1} y c_{p2} , las capacidades caloríficas máximas medias del agua que calienta y la calentada a presión constante, kJ/(kg·K), t'_1 y t_1 , las temperaturas del agua que calienta, al entrar y salir, °C; t'_2 y t_2 , las temperaturas del agua que se calienta al entrar y salir, °C; η , el coeficiente que toma en consideración las pérdidas de calor desde el intercambiador de calor al ambiente.

La superficie de calentamiento (m^2) de un intercambiador de calor se determina de la ecuación de transferencia de calor

$$F = Q/(k\Delta t_m), \quad (2.65)$$

donde k es el coeficiente de transferencia de calor, $\text{kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; Δt_m , la carga térmica media en el intercambiador de calor, $^\circ\text{C}$.

La carga térmica media en un intercambiador de calor de corriente directa

$$\Delta t_m = \frac{(t'_1 - t'_2) - (t''_1 - t''_2)}{2,3 \log [(t'_1 - t'_2)/(t''_1 - t''_2)]}. \quad (2.66)$$

La carga térmica media en un cambiador de calor de contracorriente

$$\Delta t_m = \frac{(t'_1 - t'_2) - (t''_1 - t''_2)}{2,3 \log [(t'_1 - t''_2)/(t''_1 - t'_2)]}. \quad (2.67)$$

Si $(t'_1 - t'_2)/(t''_1 - t''_2) \leq 1.7$, entonces la carga térmica media en el cambiador de calor se determina según la fórmula

$$\Delta t_m = \frac{t'_1 + t''_1}{2} - \frac{t'_2 + t''_2}{2}. \quad (2.68)$$

Intercambiadores de calor vapor-agua. La cantidad de calor (kJ/s), recibido por el agua calentada en el intercambiador de calor, se determina según la fórmula

$$Q' = D_1 (i'' - i'_{\text{con}}) \eta_1 = W_2 c_{p2} (t''_2 - t'_2), \quad (2.69)$$

donde D_1 , es el gasto de vapor calentador, kg/s ; i'' , la entalpía del vapor calentador, kJ/kg ; i'_{con} , la entalpía del condensado, kJ/kg .

La superficie de calentamiento (m^2) del intercambiador de calor se determina partiendo de la ecuación de transferencia de calor

$$F = Q'/(k\Delta t_m). \quad (2.70)$$

La carga térmica media en el intercambiador de calor vapor-agua de corriente directa, al igual que en el de contracorriente,

$$\Delta t_m = \frac{t''_2 - t'_2}{2,3 \log [(t_v - t'_2)/(t_v - t''_2)]}, \quad (2.71)$$

donde t_v es la temperatura del vapor calentador, $^\circ\text{C}$.

Problema 2.110. Determinar el gasto de agua a calentar y la superficie de calentamiento de un intercambiador de calor agua-agua de corriente directa, si se conocen el gasto de agua que calienta $W_1 = 15 \text{ kg/s}$, la temperatura del agua calentadora a la entrada en el intercambiador de calor $t'_1 = 120 \text{ }^\circ\text{C}$, la temperatura del agua calentadora a la salida del intercambiador de calor $t''_1 = 80 \text{ }^\circ\text{C}$, la temperatura del agua a calentar al entrar en el intercambiador de calor $t'_2 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$, la temperatura del agua calentada al salir del intercambiador de calor $t''_2 = 60 \text{ }^\circ\text{C}$, el coeficiente de transferencia de calor $k = 1,9 \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ y el coeficiente que toma en consideración las

pérdidas de calor desde el intercambiador de calor al ambiente, $\eta = 0,98$.

Solución: La cantidad de calor recibido por el agua calentada en el intercambiador de calor, se determina con arreglo a la fórmula (2.64):

$$Q = W_1 c_{p1} (t'_1 - t_1) \eta = 15 \cdot 4,19 (120 - 80) 0,98 = 2463,7 \text{ kJ/s.}$$

El gasto de agua a calentar en el intercambiador de calor se determina según la fórmula (2.64):

$$W_2 = \frac{Q}{c_{p2} (t'_2 - t_2)} = \frac{2463,7}{4,19 (60 - 10)} = 11,8 \text{ kg/s.}$$

Determinamos la carga térmica media en el intercambiador de calor de corriente directa empleando la fórmula (2.66):

$$\begin{aligned} \Delta t_m &= \frac{(t'_1 - t'_2) - (t''_1 - t''_2)}{2,3 \log \frac{t'_1 - t'_2}{t''_1 - t''_2}} = \\ &= \frac{(120 - 10) - (80 - 60)}{2,3 \log \frac{120 - 10}{80 - 60}} = \frac{90}{2,3 \log \frac{110}{20}} = 52^\circ\text{C}. \end{aligned}$$

Hallamos la superficie de calentamiento del intercambiador de calor haciendo uso de la fórmula (2.65):

$$F = Q / (k \Delta t_m) = 2463,7 / (1,9 \cdot 52) = 24,5 \text{ m}^2.$$

Problema 2.111. Determinar la superficie de calentamiento de un cambiador de calor agua-agua de corriente directa, si se conocen el gasto de agua a calentar $W_2 = 5 \text{ kg/s}$, la temperatura del agua que calienta al entrar en el cambiador de calor $t'_1 = 97^\circ\text{C}$, la temperatura del agua que calienta al salir del cambiador de calor $t''_1 = 63^\circ\text{C}$, la temperatura del agua a calentar al entrar en el cambiador de calor $t'_2 = 17^\circ\text{C}$, la temperatura del agua calentada al salir del cambiador de calor $t''_2 = 47^\circ\text{C}$, y el coeficiente de transferencia de calor $k = 1,1 \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$.

Respuesta: $F = 11,8 \text{ m}^2$.

Problema 2.112. Determinar el gasto de vapor calentador y la superficie de calentamiento de un cambiador de calor vapor-agua de contracorriente, si se conocen el gasto de agua a calentar $W_2 = 5,6 \text{ kg/s}$, la presión del vapor calentador $p_v = 0,12 \text{ MPa}$, la temperatura del vapor calentador $t_v = 104^\circ\text{C}$, la entalpía del condensado $i'_{con} = 436 \text{ kJ/kg}$, la temperatura del agua a calentar al entrar en el cambiador de calor $t'_2 = 12^\circ\text{C}$, la temperatura del agua calentada al salir del cambiador de calor $t''_2 = 42^\circ\text{C}$, el coeficiente de transferencia de calor $k = 1,05 \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ y el coeficiente que considera las pérdidas de calor desde el cambiador de calor al ambiente, $\eta = 0,97$.

Respuesta: $D_1 = 0,32 \text{ kg/s}$; $F = 20,3 \text{ m}^2$.

Problema 2.113. Determinar el gasto de agua a calentar y la carga térmica media en un cambiador de calor vapor-agua de corriente directa, si se conocen el gasto de vapor calentador $D_1 = 1 \text{ kg/s}$, la presión del vapor calentador $p_v = 0,118 \text{ MPa}$, la temperatura del vapor calentador $t_v = 104^\circ\text{C}$, la entalpía del condensado $i_{\text{con}}' = 436 \text{ kJ/kg}$, la temperatura del agua a calentar al entrar en el cambiador de calor $t_2' = 10^\circ\text{C}$, la temperatura del agua calentada al salir del cambiador de calor $t_2'' = 36^\circ\text{C}$ y el coeficiente que toma en consideración las pérdidas de calor desde el cambiador de calor al ambiente, $\eta = 0,98$.

Respuesta: $W_2 = 20,2 \text{ kg/s}$; $\Delta t_m = 80^\circ\text{C}$.

Problema 2.114. Determinar la superficie de calentamiento de un intercambiador de calor agua-agua de corriente directa, si se conocen el gasto de agua calentadora $W_1 = 2 \text{ kg/s}$, el gasto de agua a calentar $W_2 = 2,28 \text{ kg/s}$, la temperatura del agua calentadora a la entrada en el intercambiador de calor $t_1' = 97^\circ\text{C}$, la temperatura del agua a calentar al entrar en el intercambiador de calor $t_2' = 17^\circ\text{C}$, la temperatura del agua calentada a la salida del intercambiador de calor $t_2'' = 47^\circ\text{C}$, el coeficiente de transferencia de calor $k = 0,95 \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ y el coeficiente que toma en consideración las pérdidas de calor en el intercambiador de calor al ambiente, $\eta = 0,97$.

Respuesta: $F = 7,6 \text{ m}^2$.

§ 2.9. Dispositivos de alimentación

Los dispositivos de alimentación están destinados a suministrar agua a las calderas, así como a hacerla circular por las tuberías. Los dispositivos de alimentación consisten en bombas, tanques de alimentación y de condensación y tuberías.

Bombas de alimentación. El rendimiento calculado de una bomba de alimentación (m^3/s) se determina según la fórmula

$$Q_{b,a} = \beta_1 D_{\max} / \rho, \quad (2.72)$$

donde D_{\max} es la máxima productividad de vapor de la sala de calderas, kg/s ; ρ , la densidad del agua, kg/m^3 ; β_1 , el coeficiente de reserva de productividad de vapor de la sala de calderas.

La presión calculada (Pa) de la bomba de alimentación

$$H_{b,a} = \beta_2 (p_c + H_{red}), \quad (2.73)$$

donde p_c es la presión en la cúpula de la caldera, igual a la presión, para la cual está regulada la válvula de seguridad, Pa; H_{red} , la resistencia de las tuberías de succión y de impulsión, Pa; β_2 , el coeficiente de reserva de la presión.

La potencia (kW) del motor eléctrico para el accionamiento de la bomba de alimentación resulta

$$N_{m,e}^{b,a} = (Q_{b,a} H_{b,a} / \eta_{b,a}) 10^{-3}, \quad (2.74)$$

donde $\eta_{b,a}$ es el rendimiento de la bomba de alimentación.

Problema 2.115. Determinar el rendimiento y presión calculados de la bomba de alimentación de una sala de calderas cuya productividad máxima de vapor $D_{\max} = 5,56 \text{ kg/s}$, si se conocen la presión en la cúpula de la caldera $p_c = 1,4 \text{ MPa}$, la densidad del agua $\rho = 958 \text{ kg/m}^3$, la resistencia de las tuberías aspiradora e impulsora $H_{\text{red}} = 0,2 \text{ MPa}$, el coeficiente de reserva de la productividad de vapor de la sala de calderas $\beta_1 = 1,2$ y el coeficiente de reserva de la presión $\beta_2 = 1,1$.

Respuesta: $Q_{\text{b.a}} = 7 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$; $H_{\text{b.a}} = 1,76 \text{ MPa}$.

Problema 2.116. Determinar la potencia del motor eléctrico para el accionamiento de la bomba de alimentación de una sala de calderas cuya productividad máxima de vapor $D_{\max} = 8,34 \text{ kg/s}$, si se conocen la presión en la cúpula de la caldera $p_c = 2,4 \text{ MPa}$, la temperatura del agua bombeada $t_{\text{a.b}} = 100^\circ\text{C}$, la resistencia de las tuberías aspiradora e impulsora $H_{\text{red}} = 0,2 \text{ MPa}$, el coeficiente de reserva de la productividad de la sala de calderas $\beta_1 = 1,2$, el coeficiente de reserva de la presión $\beta_2 = 1,1$ y el rendimiento de la bomba de alimentación $\eta_{\text{b.a}} = 0,8$.

Solución: El rendimiento calculado de la bomba de alimentación se determina según la fórmula (2.72):

$$Q_{\text{b.a}} = \beta_2 D_{\max} / \rho = 1,2 \cdot 8,34 / 958 = 10,4 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}.$$

La presión calculada de la bomba de alimentación se determina usando la fórmula (2.73):

$$H_{\text{b.a}} = \beta_2 (p_c + H_{\text{red}}) = 1,1 (2,4 + 0,2) = 2,86 \text{ MPa}.$$

La potencia del motor eléctrico para el accionamiento de la bomba de alimentación se determina empleando la fórmula (2.74):

$$N_{\text{m.e}} = \frac{Q_{\text{b.a}} H_{\text{b.a}}}{\eta_{\text{b.a}}} \cdot 10^{-3} = \frac{10,4 \cdot 10^{-3} \cdot 2,86 \cdot 10^6}{0,8} \cdot 10^{-3} = 37,2 \text{ kW}.$$

Problema 2.117. Determinar el rendimiento y presión calculados de la bomba de alimentación de una sala de calderas, si se conocen la presión en la cúpula de la caldera $p_c = 3,6 \text{ MPa}$, la resistencia de las tuberías aspiradora e impulsora $H_{\text{red}} = 0,2 \text{ MPa}$, el coeficiente de reserva de la presión $\beta_2 = 1,1$, la potencia del motor eléctrico para el accionamiento de la bomba de alimentación $N_{\text{m.e}}^{\text{b.a}} = 100 \text{ kW}$ y el rendimiento de la bomba de alimentación $\eta_{\text{b.a}} = 0,75$.

Respuesta: $Q_{\text{b.a}} = 4,8 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$; $H_{\text{b.a}} = 4,2 \text{ MPa}$.

Problema 2.118. Determinar la potencia del motor eléctrico para el accionamiento de la bomba de alimentación de una sala de calderas, con la productividad de vapor máxima $D_{\max} = 1,8 \text{ kg/s}$, si se conocen la presión en la cúpula de la caldera $p_c = 2,4 \text{ MPa}$, la densidad del agua $\rho = 958 \text{ kg/m}^3$, la resistencia de las tuberías aspiradora e impulsora $H_{\text{red}} = 0,15 \text{ MPa}$, el coeficiente de reserva de la productividad de vapor de la sala de calderas $\beta_1 = 1,2$, el coeficiente de reserva de la presión $\beta_2 = 1,1$, el rendimiento de la bomba de alimentación $\eta_{\text{b.a}} = 0,74$.

Respuesta: $N_{\text{m.e}}^{\text{b.a}} = 8,5 \text{ kW}$.

§ 2.10. Determinación del valor del barrido y cálculo del expansor (separador) de barrido continuo

El barrido (purga) continuo de los grupos de caldera de vapor se realiza con el objetivo de mantener dentro de límites permisibles la concentración de sales en el agua de caldera, así como para obtener vapor de pureza correspondiente.

El valor del barrido continuo es expresado en tantos por ciento de la productividad de vapor del grupo de caldera, o sea,

$$P = (W_b/D) 100, \quad (2.75)$$

donde D es la productividad de vapor del grupo de caldera, kg/s; W_b , la cantidad del agua de barrido, kg/s.

La cantidad (kg/s) de agua de barrido se determina partiendo del balance salino del grupo de caldera según la fórmula

$$W_b = D \frac{S_{a,a}}{S_b - S_{a,a}}, \quad (2.76)$$

donde $S_{a,a}$, S_b , es el contenido de sales en el agua de alimentación y de barrido, respectivamente, kg/kg.

La cantidad de vapor (kg/s), que se desprende del agua de barrido, se determina partiendo de la ecuación del balance térmico del expansor, según la fórmula

$$D_{ex} = \frac{W_b (i'_1 - i'_2)}{x (i'_v - i'_2)}, \quad (2.77)$$

donde i'_1 , es la entalpía del agua de barrido a la presión que hay en la caldera, kJ/kg; i'_2 , la entalpía del agua a la presión que hay en el expansor, kJ/kg; i'_v , la entalpía del vapor a la presión que hay en el expansor, kJ/kg; x , el grado de sequedad del vapor que sale del expansor.

El gasto de agua (kg/s) a la salida del expansor resulta

$$W_{ex} = W_b - D_{ex}. \quad (2.78)$$

Problema 2.119. Determinar el valor del barrido continuo y el gasto de agua a la salida del expansor de barrido continuo de un grupo de caldera, cuya productividad de vapor $D = 5,56$ kg/s, si la presión en la caldera $p_1 = 1,37$ MPa, la presión en el expansor $p_2 = 0,118$ MPa, el grado de sequedad del vapor que sale del expansor $x = 0,98$, el contenido de sales en el agua de alimentación $S_{a,a} = 8,75 \cdot 10^{-5}$ kg/kg y el contenido de sales en el agua de barrido $S_b = 3 \cdot 10^{-3}$ kg/kg.

Solución: La cantidad de agua de barrido se determina empleando la fórmula (2.76):

$$W_b = D \frac{S_{a,a}}{S_b - S_{a,a}} = 5,56 \frac{8,75 \cdot 10^{-5}}{3 \cdot 10^{-3} - 8,75 \cdot 10^{-5}} = 0,167 \text{ kg/s.}$$

El valor del barrido continuo se determina según la fórmula (2.75):

$$P = (W_b/D) 100 = (0,167/5,56) 100 = 3\%.$$

Valiéndonos de la tabla 2 (ver el Apéndice), determinamos la entalpía del agua de barrido $i'_1 = 825 \text{ kJ/kg}$, la entalpía del agua $i'_2 = 436 \text{ kJ/kg}$ y la entalpía del vapor $i'_v = 2680 \text{ kJ/kg}$.

La cantidad de vapor que se desprende del agua de barrido, se determina según la fórmula (2.77):

$$D_{ex} = \frac{W_b (i'_1 - i'_2)}{x (i'_v - i'_2)} = \frac{0,167 (825 - 436)}{0,98 (2680 - 436)} = 0,03 \text{ kg/s}.$$

El gasto de agua a la salida del expansor de barrido continuo se determina según la fórmula (2.78):

$$W_{ex} = W_b - D_{ex} = 0,167 - 0,03 = 0,137 \text{ kg/s}.$$

Problema 2.120. Determinar el valor del barrido continuo y la cantidad de vapor desprendido del agua de barrido en el expansor de barrido continuo de un grupo de caldera, cuya productividad de vapor $D = 4,16 \text{ kg/s}$, si la presión en la caldera $p_1 = 1,37 \text{ MPa}$, la presión en el expansor $p_2 = 0,12 \text{ MPa}$, el grado de sequedad del vapor que sale del expansor, $x = 0,98$, el contenido de sales en el agua de alimentación $S_{a.a} = 9 \cdot 10^{-5} \text{ kg/kg}$ y el contenido de sales en el agua de barrido $S_b = 3,1 \cdot 10^{-3} \text{ kg/kg}$.

Respuesta: $P = 3\%$; $D_{ex} = 0,02 \text{ kg/s}$.

Problema 2.121. Determinar la cantidad de agua de barrido y el gasto de agua a la salida del expansor de barrido continuo de un grupo de caldera, cuya productividad de vapor $D = 6,9 \text{ kg/s}$, si el valor del barrido continuo $P = 4\%$, la entalpía del agua de barrido $i'_1 = 836 \text{ kJ/kg}$, la presión en el expansor $p_2 = 0,12 \text{ MPa}$ y el grado de sequedad del vapor que sale del expansor, $x = 0,98$.

Respuesta: $W_b = 0,276 \text{ kg/s}$; $W_{ex} = 0,226 \text{ kg/s}$.

Capítulo 3

TURBINAS DE VAPOR

§ 3.1. Proceso de trabajo en una etapa de turbina

La turbina de vapor es un motor donde la energía potencial del vapor se convierte en energía cinética que, a su vez, se transforma en energía mecánica de rotación del eje.

Según la acción del vapor sobre las paletas de rotor (móviles, impulsoras) las etapas de turbina se subdividen en etapas de acción y etapas de reacción.

Llámase de acción la etapa de turbina en la que la expansión del vapor tiene lugar sólo entre las toberas fijas, antes de incidir éste sobre las paletas de rotor.

Llámase de reacción la etapa de turbina en la que la expansión del vapor se efectúa no sólo entre las toberas fijas sino también dentro de los canales entre las paletas de rotor.

La velocidad real (m/s) de salida del vapor de las toberas se determina mediante la fórmula

$$c_t = 44,7 \varphi \sqrt{(i_0 - i_1)(1 - \rho)} + c_0^2 / 2000, \quad (3.1)$$

donde $\varphi = 0,93 \dots 0,98$ es el coeficiente de velocidad de la tobera; i_1 e i_1 , la entalpía del vapor en la entrada y en la salida de la tobera kJ/kg; ρ , el grado de reactividad de la etapa; c_0 , la velocidad inicial del vapor delante de la tobera, m/s.

Si la velocidad inicial del vapor delante de la tobera (c_0) no es grande, se puede despreciarla y entonces la velocidad real (m/s) del vapor en la salida de las toberas es:

$$c_t = 44,7 \varphi \sqrt{(i_0 - i_1)(1 - \rho)}. \quad (3.2)$$

Llámase grado de reactividad de la etapa la relación entre la variación disponible de entalpía en las paletas de rotor h_2 y variación disponible de entalpía de la etapa $h_0 = h_1 + h_2$ (donde h_1 es la variación disponible de entalpía en las toberas), es decir:

$$\rho = h_2 / (h_1 + h_2). \quad (3.3)$$

La velocidad circunferencial (m/s) en el centro de la paleta es:

$$u = \pi d n / 60, \quad (3.4)$$

donde d es el diámetro medio de la etapa, m; n , la frecuencia de rotación del árbol de la turbina, r.p.m.

La velocidad relativa (m/s) del vapor en la entrada de las paletas es:

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2c_1 u \cos \alpha_1}, \quad (3.5)$$

donde α_1 es el ángulo de inclinación de la tobera respecto del plano del disco o el ángulo entre el vector velocidad c_1 y el plano del mismo.

La velocidad relativa (m/s) del vapor en la salida del canal entre las paletas de rotor en la etapa de acción (impulsión), cuando $\rho = 0$ se determina por la fórmula

$$w_2 = \psi w_1, \quad (3.6)$$

donde ψ es el coeficiente que considera el cambio de velocidad en las paletas ($\psi = 0,86 \dots 0,95$).

La velocidad relativa (m/s) del vapor en la salida del canal entre las paletas de rotor en las etapas de reacción y de acción, cuando $\rho > 0$ se determina por la fórmula

$$\begin{aligned} w_2 &= 44,7 \psi \sqrt{\rho h_0 + (w_1/44,7)^2} = \\ &= 44,7 \psi \sqrt{\rho (i_0 - i_1) + (w_1/44,7)^2}. \end{aligned} \quad (3.7)$$

La velocidad absoluta (m/s) del vapor al salir del canal entre las paletas de rotor es:

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2w_2 u \cos \beta_2}, \quad (3.8)$$

donde β_2 es el ángulo de salida del vapor de la paleta de rotor cuyo valor se determina normalmente utilizando la relación $\beta_2 = \beta_1 - (2 \dots 10^\circ)$.

El ángulo β_1 de entrada del vapor en la paleta de rotor se determina por la relación que se deduce del triángulo de velocidades: $\operatorname{tg} \beta_1 = c_1 \operatorname{sen} \alpha_1 / (c_1 \operatorname{cos} \alpha_1 - u)$. (3.9)

El ángulo α_2 de inclinación de la velocidad absoluta del vapor al salir éste del canal entre las paletas de rotor se determina por la relación que se deduce del triángulo de velocidades

$$\operatorname{cos} \alpha_2 = (w_2 \operatorname{cos} \beta_2 - u) / c_2. \quad (3.10)$$

El trabajo de 1 kg de vapor en las paletas de la etapa (kJ/kg) es:

$$\begin{aligned} L &= u (c_1 \operatorname{cos} \alpha_1 - c_2 \operatorname{cos} \alpha_2) = \\ &= u (w_1 \operatorname{cos} \beta_1 + w_2 \operatorname{cos} \beta_2). \end{aligned} \quad (3.11)$$

Problema 3.1. En la etapa de acción (impulsión) el vapor se expande teniendo la presión inicial $p_0 = 3 \text{ MPa}$ y la temperatura inicial $t_0 = 450^\circ\text{C}$. Determinar la presión, temperatura y velocidad real del vapor en la salida de la tobera, si el coeficiente de velocidad de la tobera $\psi = 0,95$ y la entalpía del vapor en la salida de la tobera $i_1 = 3150 \text{ kJ/kg}$.

Solución: En el diagrama *is* (fig. 3.1)¹ hallamos el punto *O* que caracteriza el estado inicial del vapor. Partiendo de los parámetros iniciales dados del vapor p_0 y t_0 la entalpía del vapor $i_0 = 3350 \text{ kJ/kg}$. Al trazar desde el punto *O* la adiabática hasta la intersección con la entalpía $i_1 = 3150 \text{ kJ/kg}$ determinamos la presión $p_1 = 1,6 \text{ MPa}$ y la temperatura $t_1 = 350^\circ\text{C}$.

La velocidad real del vapor en la salida de la tobera la hallamos a base de la fórmula (3.2):

$$c_1 = 44,7\varphi \sqrt{(i_0 - i_1)} = 44,7 \cdot 0,95 \sqrt{(3350 - 3150)} = 600 \text{ m/s.}$$

Problema 3.2. En la etapa de reacción el vapor que tiene la presión inicial $p_0 = 1,9 \text{ MPa}$ y la temperatura inicial $t_0 = 380^\circ\text{C}$,

$i, \text{ kJ/kg}$

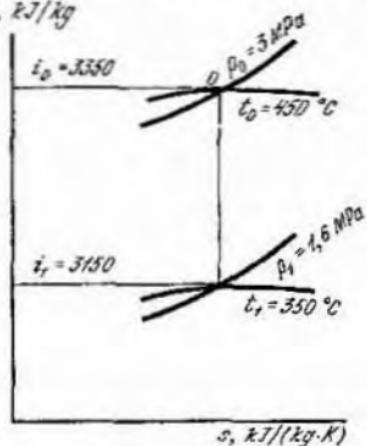


Fig. 3.1

se expande hasta $p_2 = 1,3 \text{ MPa}$. Determinar el grado de reactividad de la etapa, si la variación disponible de entalpía en las paletas impulsoras $h_2 = 48 \text{ kJ/kg}$.

Respuesta: $\rho = 0,48$.

Problema 3.3. Determinar el grado de reactividad de la etapa, si la variación disponible de entalpía en la etapa $h_0 = 120 \text{ kJ/kg}$, el coeficiente de velocidad de la tobera $\varphi = 0,96$ y la velocidad real del vapor en la salida de las toberas $c_1 = 335 \text{ m/s}$.

Respuesta: $\rho = 0,49$.

Problema 3.4. En la etapa de impulsión el vapor que tiene la presión inicial $p_0 = 2,8 \text{ MPa}$ y la temperatura inicial $t_0 = 400^\circ\text{C}$, se expande hasta $p_1 = 1,7 \text{ MPa}$.

Determinar la velocidad real del vapor en la salida de las toberas si el coeficiente de velocidad de la tobera $\varphi = 0,97$.

Respuesta: $c_1 = 522 \text{ m/s.}$

Problema 3.5. En la etapa de impulsión el vapor que tiene la presión inicial $p_0 = 1,2 \text{ MPa}$ y la temperatura inicial $t_0 = 300^\circ\text{C}$, se expande hasta $p_1 = 0,7 \text{ MPa}$. Determinar la velocidad real del vapor en la salida de las toberas, si el coeficiente de velocidad de la tobera $\varphi = 0,96$ y la velocidad inicial del vapor delante de la tobera $c_0 = 150 \text{ m/s.}$

Respuesta: $c_1 = 515 \text{ m/s.}$

Problema 3.6. En la etapa de impulsión el vapor que tiene la presión inicial $p_0 = 2 \text{ MPa}$ y la temperatura inicial $t_0 = 350^\circ\text{C}$, se expande hasta $p_1 = 1,5 \text{ MPa}$. Determinar la velocidad real del vapor en la salida de las toberas, si el coeficiente de velocidad de la

¹ El diagrama completo se aduce en el suplemento.

tobera $\varphi = 0,95$, la velocidad inicial del vapor delante de la tobera $c_0 = 140 \text{ m/s}$ y el grado de reactividad de la etapa $\rho = 0,15$.

Respuesta: $c_1 = 375 \text{ m/s}$.

Problema 3.7. En la etapa de reacción el vapor que tiene la presión inicial $p_0 = 1,6 \text{ MPa}$ y la temperatura inicial $t_0 = 450^\circ\text{C}$, se expande hasta $p_1 = 1 \text{ MPa}$. Determinar la velocidad real del vapor en la salida de las toberas, si el coeficiente de velocidad de la tobera $\varphi = 0,95$ y el grado de reactividad de la etapa $\rho = 0,5$.

Respuesta: $c_1 = 368 \text{ m/s}$.

Problema 3.8. En la etapa de impulsión el vapor que tiene la presión inicial $p_0 = 2,4 \text{ MPa}$ y la temperatura inicial $t_0 = 400^\circ\text{C}$, se expande hasta $p_1 = 1,7 \text{ MPa}$. Determinar la velocidad circunferencial en el centro de la paleta, si el coeficiente de velocidad de la tobera $\varphi = 0,965$ y la relación de la velocidad circunferencial en el centro de la paleta a la velocidad real del vapor en la salida de las toberas $u/c_1 = 0,445$.

Respuesta: $u = 192 \text{ m/s}$.

Problema 3.9. En la etapa de impulsión el vapor que tiene la presión inicial $p_0 = 2,8 \text{ MPa}$ y la temperatura inicial $t_0 = 380^\circ\text{C}$, se expande hasta $p_1 = 1,6 \text{ MPa}$. Determinar la velocidad real del vapor en la salida de las toberas y la velocidad circunferencial en el centro de la paleta, si el coeficiente de velocidad de la tobera $\varphi = 0,96$, el diámetro medio de la etapa $d = 1 \text{ m}$ y la frecuencia de rotación del árbol de la turbina $n = 50 \text{ r.p.s.}$

Respuesta: $c_1 = 532 \text{ m/s}$; $u = 157 \text{ m/s}$.

Problema 3.10. En la etapa de reacción el vapor que tiene la presión inicial $p_0 = 3 \text{ MPa}$ y la temperatura inicial $t_0 = 390^\circ\text{C}$, se expande hasta $p_1 = 1,7 \text{ MPa}$. Determinar la velocidad real del vapor en la salida de las toberas y la velocidad circunferencial en el centro de la paleta, si el coeficiente de velocidad de la tobera $\varphi = 0,965$, el grado de reactividad de la etapa $\rho = 0,5$ y la relación de la velocidad circunferencial en el centro de la paleta a la velocidad real del vapor en la salida de las toberas $u/c_1 = 0,45$.

Respuesta: $c_1 = 371 \text{ m/s}$; $u = 167 \text{ m/s}$.

Problema 3.11. En la etapa de impulsión el vapor que tiene la presión inicial $p_0 = 3 \text{ MPa}$ y la temperatura inicial $t_0 = 450^\circ\text{C}$, se expande hasta $p_1 = 1,6 \text{ MPa}$. Determinar la velocidad real del vapor en la salida de las toberas, la velocidad circunferencial en el centro de la paleta y la velocidad relativa del vapor en la entrada de las paletas, si el coeficiente de velocidad de la tobera $\varphi = 0,96$, el ángulo de inclinación de la tobera respecto del plano del disco $\alpha_1 = 16^\circ$, el diámetro medio de la etapa $d = 0,9 \text{ m}$, la frecuencia de rotación del eje de la turbina $n = 3000 \text{ r.p.m.}$, la velocidad inicial del vapor delante de la tobera $c_0 = 150 \text{ m/s}$ y el grado de reactividad de la etapa $\rho = 0,12$.

Solución: En el diagrama $i-s$ (fig. 3.2) hallamos la entalpía inicial del vapor i_0 y la entalpía del vapor i_1 al final de la expansión adiabática. Partiendo de los parámetros iniciales dados del vapor p_0 ,

y t_0 la entalpía del vapor $i_0 = 3350 \text{ kJ/kg}$ y la entalpía del vapor después de la expansión adiabática del vapor hasta $p_1 = 1,6 \text{ MPa}$, $i_1 = 3150 \text{ kJ/kg}$.

La velocidad real del vapor en la salida de las toberas la determinamos por la fórmula (3.1):

$$c_1 = 44,7 \varphi \sqrt{(i_0 - i_1)(1 - \rho)} + c_0^2 / 2000 = \\ = 44,7 \cdot 0,96 \sqrt{(3350 - 3150)(1 - 0,12) + 150^2 / 2000} = 588 \text{ m/s.}$$

La velocidad circunferencial en el centro de la paleta se determina por la fórmula (3.4):

$$u = \pi d n / 60 = 3,14 \cdot 0,9 \cdot 3000 / 60 = 141 \text{ m/s.}$$

La velocidad relativa del vapor en la entrada de las paletas la hallamos por la fórmula (3.5):

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2c_1 u \cos \alpha_1} = \\ = \sqrt{588^2 + 141^2 - 2 \cdot 588 \cdot 141 \cdot 0,961} = 454 \text{ m/s.}$$

Problema 3.12. En la etapa de reacción el vapor que tiene la presión inicial $p_0 = 1,6 \text{ MPa}$ y la temperatura inicial $t_0 = 300^\circ\text{C}$, se

$i_0, \text{ kJ/kg}$

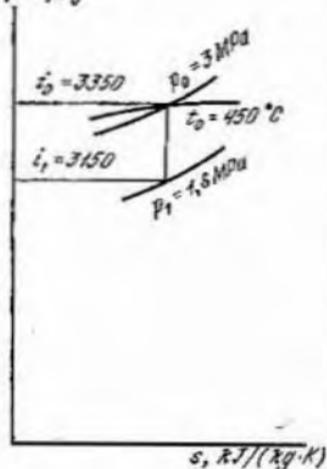


Fig. 3.2

expansiona hasta $p_2 = 1 \text{ MPa}$. Determinar la velocidad real del vapor en la salida de las toberas, la velocidad circunferencial en el centro de la paleta y la velocidad relativa del vapor en la entrada de las paletas, si el coeficiente de velocidad de la tobera $\varphi = 0,94$, el ángulo de inclinación de la tobera respecto del plano del disco $\alpha_1 = 18^\circ$, el diámetro medio de la etapa $d = 0,95 \text{ m}$, la frecuencia de rotación del eje de la turbina $n = 3600 \text{ r.p.m.}$ y el grado de reactividad de la etapa $\rho = 0,5$.

Respuesta: $c_1 = 312 \text{ m/s}$; $u = 179 \text{ m/s}$; $w_1 = 152 \text{ m/s}$.

Problema 3.13. En la etapa de impulsión el vapor que tiene la presión inicial $p_0 = 2,8 \text{ MPa}$ y la temperatura inicial $t_0 = 400^\circ\text{C}$, se expansiona hasta $p_1 = 1,7 \text{ MPa}$. Determinar la velocidad relativa del vapor en la salida del canal entre las paletas impulsoras, si el coeficiente de velocidad de la tobera $\varphi = 0,955$, el coeficiente que considera el cambio de velocidad en las paletas $\psi = 0,87$, el ángulo de inclinación de la tobera respecto del plano del disco $\alpha_1 = 18^\circ$ y la relación de la velocidad circunferencial en el centro de la paleta a la velocidad real del vapor en la salida de las toberas $u/c_1 = 0,44$.

ciente de velocidad de la tobera $\varphi = 0,955$, el coeficiente que considera el cambio de velocidad en las paletas $\psi = 0,87$, el ángulo de inclinación de la tobera respecto del plano del disco $\alpha_1 = 18^\circ$ y la relación de la velocidad circunferencial en el centro de la paleta a la velocidad real del vapor en la salida de las toberas $u/c_1 = 0,44$.

Respuesta: $w_2 = 265$ m/s.

Problema 3.14. En la etapa de reacción el vapor que tiene la presión inicial $p_0 = 2$ MPa y la temperatura inicial $t_0 = 350^\circ\text{C}$, se expande hasta $p_2 = 1,4$ MPa. Determinar la velocidad relativa del vapor en la salida del canal entre las paletas impulsoras, si el coeficiente de velocidad de la tobera $\varphi = 0,96$, la velocidad circunferencial en el centro de la paleta $u = 170$ m/s, el ángulo de inclinación de la tobera respecto del plano del disco $\alpha_1 = 17^\circ$, el coeficiente que considera el cambio de velocidad en las paletas $\psi = 0,88$ y el grado de reactividad de la etapa $\rho = 0,45$.

Respuesta: $w_2 = 294$ m/s.

Problema 3.15. En la etapa de impulsión el vapor que tiene la presión inicial $p_0 = 1,6$ MPa y la temperatura inicial $t_0 = 450^\circ\text{C}$, se expande hasta $p_1 = 1$ MPa. Determinar la velocidad absoluta del vapor al salir del canal entre las paletas móviles, si el coeficiente de velocidad de la tobera $\varphi = 0,945$, el coeficiente que considera el cambio de velocidad en las paletas $\psi = 0,87$, el ángulo de inclinación de la tobera respecto del plano del disco $\alpha_1 = 18^\circ$, el ángulo de salida del vapor de la paleta impulsora $\beta_2 = 23^\circ$ y la relación de la velocidad circunferencial en el centro de la paleta a la velocidad real del vapor en la salida de las toberas $u/c_1 = 0,45$.

Respuesta: $c_2 = 104,5$ m/s.

Problema 3.16. En la etapa de impulsión el vapor que tiene la presión inicial $p_0 = 3$ MPa y la temperatura inicial $t_0 = 450^\circ\text{C}$, se expande hasta $p_1 = 1,8$ MPa. Determinar la velocidad absoluta del vapor en la salida del canal entre las paletas impulsoras, si el coeficiente de velocidad de la tobera $\varphi = 0,95$, el ángulo de inclinación de la tobera respecto del plano del disco $\alpha_1 = 17^\circ$, el coeficiente que considera el cambio de velocidad en las paletas $\psi = 0,88$, el diámetro medio de la etapa $d = 0,95$ m, la frecuencia de rotación del eje de la turbina $n = 50$ r.p.s., el ángulo de salida del vapor de la paleta impulsora $\beta_2 = \beta_1 = 3^\circ$ y la velocidad inicial del vapor delante de la tobera $c_0 = 150$ m/s.

Respuesta: $c_2 = 235$ m/s.

Problema 3.17. En la etapa de reacción el vapor que tiene la presión inicial $p_0 = 2,4$ MPa y la temperatura inicial $t_0 = 360^\circ\text{C}$, se expande hasta $p_2 = 1,6$ MPa. Determinar la velocidad absoluta del vapor en la salida del canal entre las paletas móviles, si el coeficiente de velocidad de la tobera $\varphi = 0,96$, la relación de la velocidad circunferencial en el centro de la paleta a la velocidad real del vapor en la salida de las toberas $u/c_1 = 0,45$, la velocidad relativa del vapor en la salida del canal entre las paletas móviles $w_2 = 350$ m/s, el ángulo de salida del vapor de la paleta móvil $\beta_2 = 21^\circ 30'$ y el grado de reactividad de la etapa $\rho = 0,48$.

Respuesta: $c_2 = 221$ m/s.

Problema 3.18. En la etapa de impulsión (de acción) el vapor que tiene la presión inicial $p_0 = 3$ MPa y la temperatura inicial $t_0 = 400^\circ\text{C}$, se expande hasta $p_1 = 1,7$ MPa. Determinar la velocid-

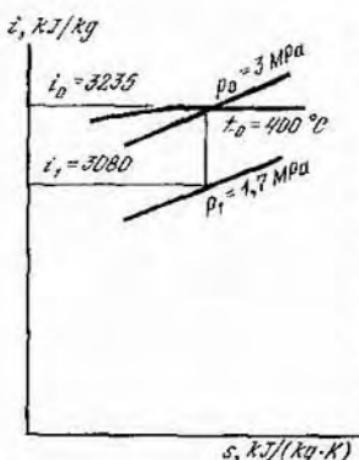


Fig. 3.3

dad relativa y la velocidad absoluta del vapor en la salida del canal entre las paletas de rotor, si el coeficiente de velocidad de la tobera $\varphi = 0,94$, el coeficiente que considera el cambio de velocidad en las paletas $\psi = 0,88$, el ángulo de inclinación de la tobera respecto del plano del disco $\alpha_1 = 16^\circ$, el diámetro medio de la etapa $d = 1$ m, la frecuencia de rotación del eje de la turbina $n = 3000$ r.p.m., el ángulo de salida del vapor de la paleta de rotor β_2 es igual al ángulo de entrada del vapor en la paleta de rotor β_1 y la velocidad inicial del vapor delante de la tobera $c_0 = 155$ m/s.

Solución: En el diagrama *is* (fig. 3.3) hallamos la entalpía inicial del vapor $i_0 = 3235$ kJ/kg y la entalpía del vapor al final de la expansión adiabática $i_1 = 3080$ kJ/kg.

La velocidad real del vapor en la salida de las toberas la determinamos por la fórmula (3.1):

$$c_1 = 44,7 \varphi \sqrt{(i_0 - i_1) + c_0^2/2000} = \\ = 44,7 \cdot 0,94 \sqrt{(3235 - 3080) + 155^2/2000} = 543 \text{ m/s.}$$

La velocidad circunferencial en el centro de la paleta se determina por la fórmula (3.4):

$$u = \pi d n / 60 = 3,14 \cdot 1 \cdot 3000 / 60 = 157 \text{ m/s.}$$

La velocidad relativa del vapor en la entrada de las paletas la determinamos por la fórmula (3.5):

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2c_1u \cos \alpha_1} = \\ = \sqrt{543^2 + 157^2 - 2 \cdot 543 \cdot 157 \cdot 0,961} = 395 \text{ m/s.}$$

La velocidad relativa del vapor en la salida del canal entre las paletas de rotor se determina por la fórmula (3.6):

$$w_2 = \psi w_1 = 0,88 \cdot 395 = 348 \text{ m/s.}$$

El ángulo de entrada del vapor en la paleta de rotor lo determinamos partiendo de la relación (3.9):

$$\operatorname{tg} \beta_1 = c_1 \operatorname{sen} \alpha_1 / (c_1 \operatorname{cos} \alpha_1 - u) = \\ = 543 \cdot 0,276 / (543 \cdot 0,961 - 157) = 0,411, \quad \beta_1 = 22^\circ 20'.$$

El ángulo de salida del vapor de la paleta de rotor $\beta_2 = \beta_1 = 22^\circ 20'$.

La velocidad absoluta del vapor en la salida del canal entre las paletas de rotor se determina por la fórmula (3.8):

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2w_2 u \cos \beta_2} = \\ = \sqrt{348^2 + 157^2 - 2 \cdot 348 \cdot 157 \cdot 0,925} = 212 \text{ m/s.}$$

Problema 3.19. En la etapa de impulsión el vapor que tiene la presión inicial $p_0 = 2 \text{ MPa}$ y la temperatura inicial $t_0 = 350^\circ\text{C}$, se expande hasta $p_1 = 1,5 \text{ MPa}$. Determinar la velocidad relativa y la velocidad absoluta del vapor en la salida del canal entre las paletas de rotor, si el coeficiente de velocidad de la tobera $\varphi = 0,945$, el coeficiente que considera el cambio de velocidad en las paletas $\psi = 0,9$, el ángulo de inclinación de la tobera respecto del plano del disco $\alpha_1 = 16^\circ$, la relación de la velocidad circunferencial en el centro de la paleta a la velocidad real del vapor en la salida de las toberas $u/c_1 = 0,45$, el ángulo de entrada del vapor en la paleta de rotor $\beta_1 = 23^\circ$ y el ángulo de salida del vapor de la paleta de rotor $\beta_2 = \beta_1 - 3^\circ$.

Respuesta: $w_2 = 188 \text{ m/s}$; $c_2 = 66,5 \text{ m/s}$.

Problema 3.20. En la etapa de impulsión el vapor que tiene la presión inicial $p_0 = 3,5 \text{ MPa}$ y la temperatura inicial $t_0 = 410^\circ\text{C}$, se expande hasta $p_1 = 2,2 \text{ MPa}$. Construir el triángulo de velocidades, si el coeficiente de velocidad de la tobera $\varphi = 0,95$, el coeficiente que considera el cambio de velocidad en las paletas $\psi = 0,87$, el ángulo de inclinación de la tobera respecto del plano del disco $\alpha_1 = 15^\circ$, la relación de la velocidad circunferencial en el centro de la paleta a la velocidad real del vapor en la salida de las toberas $u/c_1 = 0,43$ y el ángulo de salida del vapor de la paleta impulsora $\beta_2 = \beta_1 - 2^\circ 30'$.

Solución: En el diagrama is (fig. 3.4) hallamos la entalpía inicial del vapor $i_0 = 3250 \text{ kJ/kg}$ y la entalpía del vapor al final de la expansión adiabática $i_1 = 3115 \text{ kJ/kg}$.

La velocidad real del vapor en la salida de las toberas la determinamos por la fórmula (3.2):

$$c_1 = 44,7\varphi \sqrt{i_0 - i_1} = 44,7 \cdot 0,95 \sqrt{3250 - 3115} = 493 \text{ m/s.}$$

La velocidad circunferencial en el centro de la paleta la hallamos partiendo de la relación $u/c_1 = 0,43$:

$$u = 0,43 c_1 = 0,43 \cdot 493 = 212 \text{ m/s.}$$

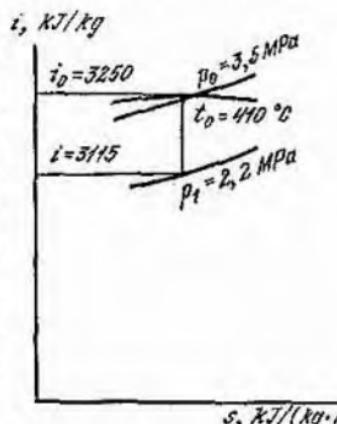


Fig. 3.4

$s, \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)}$

La velocidad relativa del vapor en la entrada en las paletas se determina por la fórmula (3.5):

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2c_1 u \cos \alpha_1} = \\ = \sqrt{493^2 + 212^2 - 2 \cdot 493 \cdot 212 \cdot 0,966} = 293 \text{ m/s.}$$

La velocidad relativa del vapor en la salida del canal entre las paletas impulsoras la hallamos por la fórmula (3.6):

$$w_2 = \psi w_1 = 0,87 \cdot 293 = 255 \text{ m/s.}$$

El ángulo de entrada del vapor en la paleta de rotor se determina por la relación (3.9):

$$\operatorname{tg} \beta_1 = c_1 \operatorname{sen} \alpha_1 / (c_1 \operatorname{cos} \alpha_1 - u) = \\ = 493 \cdot 0,259 / (493 \cdot 0,966 - 212) = 0,481, \quad \beta_1 = 25^\circ 40'.$$

El ángulo de salida del vapor de la paleta

$$\beta_2 = \beta_1 - 2^\circ 30' = 25^\circ 40' - 2^\circ 30' = 23^\circ 10'.$$

La velocidad absoluta del vapor en la salida del canal entre las paletas impulsoras la determinamos por la fórmula (3.8):

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2w_2 u \cos \beta_2} = \\ = \sqrt{255^2 + 212^2 - 2 \cdot 255 \cdot 212 \cdot 0,919} = 103 \text{ m/s.}$$

El ángulo de inclinación de la velocidad absoluta del vapor en la salida del canal entre las paletas impulsoras lo hallamos valiéndonos de la relación (3.10):

$$\cos \alpha_2 = (w_2 \cos \beta_2 - u) / c_2 = (255 \cdot 0,919 - 212) / 103 = 0,243; \\ \alpha_2 = 77^\circ 40'.$$

Los triángulos de velocidades construidos a base de estos cálculos se aducen en la fig. 3.5.

Problema 3.21. En la etapa de impulsión el vapor que tiene la presión inicial $p_0 = 2,4 \text{ MPa}$ y la temperatura inicial $t_0 = 390^\circ\text{C}$,

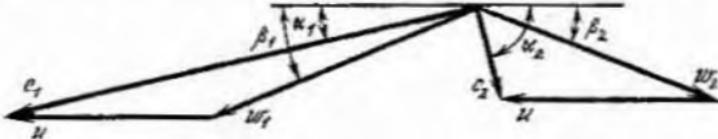


Fig. 3.5

se expande hasta $p_1 = 1,3 \text{ MPa}$. Construir los triángulos de velocidades y determinar la velocidad relativa y la velocidad absoluta del vapor en la salida del canal entre las paletas de rotor, si el coeficiente de velocidad de la tobera $\varphi = 0,96$, el coeficiente que considera el cambio de velocidad en las paletas $\psi = 0,88$, el ángulo de

inclinación de la tobera respecto del plano del disco $\alpha_1 = 16^\circ$, el diámetro medio de la etapa $d = 1 \text{ m}$, la frecuencia de rotación del eje de la turbina $n = 3600 \text{ r.p.m.}$, el ángulo de entrada del vapor en la paleta de rotor $\beta_1 = 22^\circ$ y el ángulo de salida del vapor de la paleta de rotor $\beta_2 = \beta_1 - 2^\circ$.

Respuesta: $w_2 = 352 \text{ m/s}$; $c_2 = 186 \text{ m/s}$.

Problema 3.22. En la etapa de reacción el vapor que tiene la presión inicial $p_0 = 2,6 \text{ MPa}$ y la temperatura inicial $t_0 = 470^\circ\text{C}$, se expande hasta $p_2 = 1,9 \text{ MPa}$. Construir los triángulos de velocidades, si el coeficiente de velocidad de la tobera $\varphi = 0,965$, el coeficiente que considera el cambio de velocidad en las paletas $\psi = 0,88$, el ángulo de inclinación de la tobera respecto del plano del disco $\alpha_1 = 16^\circ$, la relación de la velocidad circunferencial en el centro de la paleta a la velocidad real del vapor en la salida de las toberas $u/c_1 = 0,44$, el ángulo de salida del vapor de la paleta de rotor $\beta_2 = \beta_1 - 2^\circ 30'$ y el grado de reactividad de la etapa $\rho = 0,5$.

Solución: En el diagrama *is* (fig. 3.6) hallamos la entalpía inicial del vapor $i_0 = 3400 \text{ kJ/kg}$ y la entalpía del vapor al final de la expansión adiabática $i_1 = 3290 \text{ kJ/kg}$.

La velocidad real del vapor en la salida de las toberas la determinamos por la fórmula (3.2):

$$c_1 = 44,7 \varphi \sqrt{(i_0 - i_1)(1 - \rho)} = \\ = 44,7 \cdot 0,965 \sqrt{(3400 - 3290)(1 - 0,5)} = 320 \text{ m/s.}$$

La velocidad circunferencial en el centro de la paleta la determinamos partiendo de la relación $u/c_1 = 0,44$:
 $u = 0,44c_1 = 0,44 \cdot 320 = 144 \text{ m/s.}$

La velocidad relativa del vapor en la entrada en las paletas la hallamos valiéndonos de la fórmula (3.5):

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2c_1 u \cos \alpha_1} = \\ = \sqrt{320^2 + 144^2 - 2 \cdot 320 \cdot 144 \cdot 0,961} = 188 \text{ m/s.}$$

La velocidad relativa del vapor en la salida del canal entre las paletas se determina por la fórmula (3.7):

$$w_2 = 44,7 \psi \sqrt{\rho(i_0 - i_1)(w_1/44,7)^2} = \\ = 44,7 \cdot 0,88 \sqrt{0,5(3400 - 3290) + (188/44,7)^2} = 335 \text{ m/s.}$$

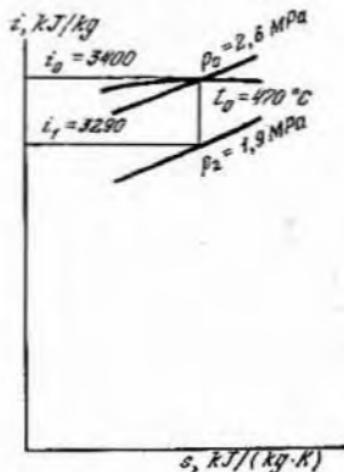


Fig. 3.6

El ángulo de entrada del vapor en la paleta de rotor lo determinamos partiendo de la relación (3.9):

$$\operatorname{tg} \beta_1 = c_1 \operatorname{sen} \alpha_1 / (c_1 \cos \alpha_1 - u) =$$

$$= 320 \cdot 0,276 / (320 \cdot 0,961 - 141) = 0,530; \quad \beta_1 = 27^{\circ}50'.$$

El ángulo de salida del vapor de la paleta de rotor

$$\beta_2 = \beta_1 - 2^{\circ}30' = 27^{\circ}50' - 2^{\circ}30' = 25^{\circ}20'.$$

La velocidad absoluta del vapor en la salida del canal entre las paletas la hallamos por la fórmula (3.8):

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2w_2 u \cos \beta_2} =$$

$$= \sqrt{335^2 + 141^2 - 2 \cdot 335 \cdot 141 \cdot 0,904} = 216 \text{ m/s.}$$

El ángulo de inclinación de la velocidad absoluta del vapor en la salida del canal entre las paletas de rotor lo hallamos por la fórmula (3.10):

$$\cos \alpha_2 = (w_2 \cos \beta_2 - u) / c_2 = (335 \cdot 0,904 - 141) / 216 =$$

$$= 0,749; \quad \alpha_2 = 41^{\circ}30'.$$

Los triángulos de velocidades construidos a base de estos cálculos se aducen en la fig. 3.7.

Problema 3.23. Determinar el trabajo efectuado por 1 kg de vapor, al incidir sobre las paletas móviles en la etapa de impulsión, si

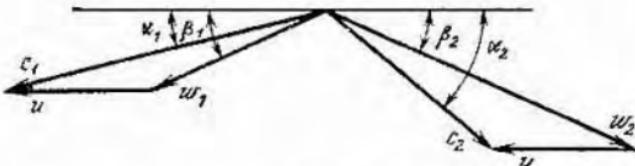


Fig. 3.7

el ángulo de inclinación de la tobera respecto del plano del disco $\alpha_1 = 14^{\circ}$, el diámetro medio de la etapa $d = 0,9 \text{ m}$, la frecuencia de rotación del eje de la turbina $n = 3600 \text{ r.p.m.}$, la relación de la velocidad circunferencial en el centro de la paleta a la velocidad real del vapor en la salida de las toberas $u/c_1 = 0,44$, la velocidad relativa del vapor en la salida del canal entre las paletas móviles $w_2 = 210 \text{ m/s}$ el ángulo de salida del vapor de la paleta $\beta_2 = 21^{\circ}$ y el ángulo de inclinación de la velocidad absoluta del vapor en la salida del canal entre las paletas $\alpha_2 = 72^{\circ}$.

Respuesta: $L = 68 \text{ kJ/kg.}$

Problema 3.24. En la etapa de impulsión el vapor que tiene la presión inicial $p_0 = 1,6 \text{ MPa}$ y la temperatura inicial $t_0 = 450^{\circ}\text{C}$, se expande hasta $p_1 = 1 \text{ MPa}$. Determinar el trabajo efectuado por 1 kg de vapor al incidir sobre las paletas, si el coeficiente de ve-

locidad de la tobera $\varphi = 0,955$, el coeficiente que considera el cambio de velocidad en las paletas $\psi = 0,9$, el ángulo de inclinación de la tobera respecto del plano del disco $\alpha_1 = 17^\circ$, la relación de la velocidad circunferencial en el centro de la paleta a la velocidad real del vapor en la salida de las toberas $u/c_1 = 0,435$, el ángulo de entrada del vapor en la paleta $\beta_1 = 24^\circ$ y el ángulo de salida del vapor de la paleta $\beta_2 = \beta_1 - 2^\circ 30'$.

Respuesta: $L = 122,3 \text{ kJ/kg}$.

Problema 3.25. Determinar el trabajo efectuado por 1 kg de vapor al incidir sobre las paletas en la etapa de reacción, si la variación disponible de entalpía de la etapa $h_0 = 256 \text{ kJ/kg}$, el coeficiente de velocidad de la tobera $\varphi = 0,95$, el coeficiente que considera el cambio de velocidad en las paletas $\psi = 0,88$, el ángulo de inclinación de la tobera respecto del plano del disco $\alpha_1 = 16^\circ$, el diámetro medio de la etapa $d = 1 \text{ m}$, la frecuencia de rotación del eje de la turbina $n = 3600 \text{ r.p.m.}$, el ángulo de salida del vapor de la paleta $\beta_2 = 20^\circ$ y el grado de reactividad de la etapa $\rho = 0,5$.

Respuesta: $L = 128,4 \text{ kJ/kg}$.

Problema 3.26. Determinar el trabajo efectuado por 1 kg de vapor al incidir sobre las paletas en la etapa de reacción, si la variación disponible de entalpía de la etapa $h_0 = 240 \text{ kJ/kg}$, el coeficiente de velocidad de la tobera $\varphi = 0,96$, el coeficiente que considera el cambio de velocidad en las paletas $\psi = 0,9$, el ángulo de inclinación de la tobera respecto del plano del disco $\alpha_1 = 16^\circ$, la relación de la velocidad circunferencial en el centro de la paleta a la velocidad real del vapor en la salida de las toberas $u/c_1 = 0,44$, la velocidad relativa de entrada del vapor en las paletas $w_1 = 260 \text{ m/s}$, el ángulo de salida del vapor de la paleta de rotor $\beta_2 = \beta_1 - 2^\circ$ y el grado de reactividad de la etapa $\rho = 0,48$.

Solución: La velocidad real del vapor en la salida de las toberas la determinamos por la fórmula (3.2):

$$c_1 = 44,7\varphi \sqrt{h_0(1-\rho)} = 44,7 \cdot 0,96 \sqrt{240(1-0,48)} = 478 \text{ m/s.}$$

La velocidad circunferencial en el centro de la paleta la hallamos partiendo de la relación $u/c_1 = 0,44$:

$$u = 0,44c_1 = 0,44 \cdot 478 = 210 \text{ m/s.}$$

La velocidad relativa del vapor en la salida del canal entre las paletas de rotor se determina por la fórmula (3.7):

$$\begin{aligned} w_2 &= 44,7\psi \sqrt{\rho h_0 + (w_1/44,7)^2} = \\ &= 44,7 \cdot 0,9 \sqrt{0,48 \cdot 240 + (260/44,7)^2} = 491 \text{ m/s.} \end{aligned}$$

El ángulo de entrada del vapor en la paleta de rotor se halla por la relación (3.9):

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \beta_1 &= c_1 \operatorname{sen} \alpha_1 / (c_1 \cos \alpha_1 - u) = \\ &= 478 \cdot 0,276 / (478 \cdot 0,961 - 210) = 0,529; \quad \beta_1 = 27^\circ 45'. \end{aligned}$$

El ángulo de salida del vapor de la paleta de rotor

$$\beta_2 = \beta_1 - 2^\circ = 27^\circ 45' - 2^\circ = 25^\circ 45'.$$

El trabajo efectuado por 1 kg de vapor al incidir sobre las paletas se determina por la fórmula (3.11):

$$L = u(w_1 \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2) = \\ = 210 (260 \cdot 0,885 + 491 \cdot 0,901) = 141,2 \text{ kJ/kg}.$$

§ 3.2. Pérdidas en las etapas de turbina.

Rendimientos de las etapas de turbina

Pérdidas en una etapa de turbina. El proceso de trabajo en una etapa de turbina va acompañado de las pérdidas de energía calorífica del vapor; en general a éstas se refieren:

pérdidas de energía calorífica (kJ/kg) en las toberas de turbina a consecuencia del rozamiento y de los movimientos vortiginosos del vapor

$$h_{tob} = (1/\varphi^2 - 1) c_1^2 / 2000; \quad (3.12)$$

pérdidas de energía calorífica (kJ/kg) en las paletas en la etapa de acción (impulsión)

$$h_p = (1 - \psi^2) w_1^2 / 2000; \quad (3.13)$$

pérdidas de energía calorífica (kJ/kg) en las paletas en la etapa de reacción

$$h_p = (1/\psi^2 - 1) w_2^2 / 2000; \quad (3.14)$$

pérdidas de energía calorífica (kJ/kg) debidas a la velocidad absoluta de salida

$$h_{sal} = c_2^2 / 2000; \quad (3.15)$$

pérdidas de energía calorífica (kJ/kg) a consecuencia del rozamiento y la ventilación, cuando el disco de la turbina gira en vapor (se determinan por la fórmula de E. Stodola)

$$h_{r.v} = \lambda [1,07d^2 + 0,61z(1-e)dl_2^{1.5}] (1/v) (w^3/10^6) (1/M), \quad (3.16)$$

donde λ es el coeficiente igual a 1,1 . . . 1,2 para el vapor recalentado y a 1,3 para el vapor saturado; d , el diámetro medio de la etapa, m; z , el número de etapas de velocidad en el rodamiento; e , el grado de parcialidad de la entrada del vapor; l_2 , la altura de salida de las paletas de rotor, cm; v , el volumen específico del vapor en la cámara de la etapa, m^3/kg ; M , el gasto de vapor en la etapa, kg/s ;

pérdidas de energía calorífica (kJ/kg) debidas a las fugas de fluido activo, a través de huelgos en las juntas de empaque, y al escape de una parte del mismo, eludiendo las toberas y las paletas, son

iguales a

$$h_t = M_t h_0 / M, \quad (3.17)$$

donde M_t es el gasto de vapor que compensa las fugas de fluido activo, kg/s.

Rendimientos de las etapas de turbina. Las pérdidas de energía calorífica en las toberas, en las paletas y las que se deben a la velocidad absoluta de salida en una etapa de turbina se valoran por el rendimiento relativo en las paletas $\eta_{r.p}$, que representa la relación del trabajo mecánico L de 1 kg de vapor al incidir sobre las paletas de una etapa, a la variación disponible de entalpía h_0 en la etapa, es decir,

$$\eta_{r.p} = (h_0 - h_{tob} - h_p - h_{sal})/h_0 = L/h_0. \quad (3.18)$$

Como el valor más apropiado del rendimiento relativo en las paletas depende de la relación de la velocidad circunferencial en el centro de la paleta a la velocidad real del vapor en la salida de las toberas, es decir, de la relación u/c_1 , para la etapa de acción (impulsión) el rendimiento relativo en las paletas es

$$\eta_{r.p} = 2\varphi^2 (u/c_1) (1 + \psi \cos \beta_2 / \cos \beta_1) (\cos \alpha_1 - u/c_1). \quad (3.19)$$

Para la etapa de reacción cuyo grado de reactividad ρ es igual a 0,5, el rendimiento relativo en las paletas es

$$\eta_{r.p} = (u/c_1) (2 \cos \alpha_1 - u/c_1) / [(1/\varphi^2 - 1) + (u/c_1) (2 \cos \alpha_1 - u/c_1)]. \quad (3.20)$$

Las pérdidas de calor en una etapa se valoran por el rendimiento relativo interno de la etapa η_{ri}^{et} que representa la relación de la variación utilizada de entalpía h_i a la variación disponible de entalpía en la etapa h_0 , a saber:

$$\eta_{ri}^{et} = h_i/h_0 = (h_0 - h_{tob} - h_p - h_{sal} - h_{r.v} - h_t)/h_0. \quad (3.21)$$

El rendimiento relativo interno de la etapa de acción (impulsión) es

$$\eta_{ri}^{et} = \eta_{r.p} - \zeta_{r.v} - \zeta_t = 2\varphi^2 (u/c_1) (1 + \psi \cos \beta_2 / \cos \beta_1) (\cos \alpha_1 - u/c_1) - \zeta_{r.v} - \zeta_t. \quad (3.22)$$

donde $\zeta_{r.v} = h_{r.v}/h_0$ son las pérdidas relativas de energía calorífica a consecuencia del rozamiento y la ventilación, cuando el disco de la turbina gira en vapor; $\zeta_t = h_t/h_0$, las pérdidas relativas de energía calorífica debidas a las fugas de fluido activo a través de huecos en las juntas de empaque y al escape de una parte del mismo, estudiando las toberas y las paletas.

El rendimiento relativo interno de la etapa de reacción, siendo el grado de reactividad ρ igual a 0,5,

$$\eta_{ri}^{et} = \frac{u/c_1 (2 \cos \alpha_1 - u/c_1)}{(1/\varphi^2 - 1) + (u/c_1) (2 \cos \alpha_1 - u/c_1)} - \zeta_{r.v} - \zeta_t. \quad (3.23)$$

Si en la etapa se aprovecha la energía de la velocidad de salida de la etapa anterior, el rendimiento relativo interno de dicha etapa se halla viniéndose de la fórmula siguiente

$$\eta_{ri}^{\text{et}} = [\mu h_{\text{sal}}^{\text{ant}} + h_0 - (h_{\text{tob}} + h_p + h_{\text{sal}} + h_{\text{r.v}} + h_t)] / (\mu h_{\text{sal}}^{\text{ant}} + h_0), \quad (3.24)$$

donde $h_{\text{sal}}^{\text{ant}} = C_{\text{ant}}^2 / 2000$ es la energía calorífica debida a la velocidad de salida de la etapa anterior, kJ/kg; $\mu = 0,8 \dots 1,0$, el coeficiente de utilización de la energía de la velocidad de salida de las paletas de rotor.

Problema 3.27. En la etapa de acción (impulsión) el vapor que tiene la presión inicial $p_0 = 3,5 \text{ MPa}$ y la temperatura inicial $t_0 = 410^\circ\text{C}$, se expande hasta $p_1 = 2,2 \text{ MPa}$. Determinar las pérdidas de energía calorífica en las toberas y en las paletas, si el coeficiente de velocidad de la tobera $\varphi = 0,95$, el coeficiente que considera el cambio de velocidad en las paletas $\psi = 0,87$, el ángulo de inclinación de la tobera respecto del plano del disco $\alpha_1 = 15^\circ$, la relación de la velocidad circunferencial en el centro de la paleta a la velocidad real del vapor en la salida de las toberas $u/c_1 = 0,43$.

Respuesta: $h_{\text{tob}} = 13,1 \text{ kJ/kg}$; $h_p = 10,4 \text{ kJ/kg}$.

Problema 3.28. En la etapa de reacción el vapor que tiene la presión inicial $p_0 = 1,6 \text{ MPa}$ y la temperatura inicial $t_0 = 300^\circ\text{C}$, se expande hasta $p_2 = 1 \text{ MPa}$. Determinar las pérdidas de energía calorífica en las toberas y en las paletas, si el coeficiente de velocidad de la tobera $\varphi = 0,94$, el coeficiente que considera el cambio de velocidad en las paletas $\psi = 0,89$, el ángulo de inclinación de la tobera respecto del plano del disco $\alpha_1 = 16^\circ$, la relación de la velocidad circunferencial en el centro de la paleta a la velocidad real del vapor en la salida de las toberas $u/c_1 = 0,44$ y el grado de reactividad de la etapa $\rho = 0,5$.

Respuesta: $h_{\text{tob}} = 6,4 \text{ kJ/kg}$; $h_p = 4,4 \text{ kJ/kg}$.

Problema 3.29. Determinar las pérdidas de energía calorífica debidas a la velocidad absoluta de salida en la etapa de acción, si la velocidad real del vapor en la salida de las toberas $c_1 = 375 \text{ m/s}$, el coeficiente que considera el cambio de velocidad en las paletas $\psi = 0,87$, el ángulo de inclinación de la tobera respecto del plano del disco $\alpha_1 = 13^\circ$, la relación de la velocidad circunferencial en el centro de la paleta a la velocidad real del vapor en la salida de las toberas $u/c_1 = 0,45$ y el ángulo de salida del vapor de la paleta $\beta_2 = 23^\circ 15'$.

Respuesta: $h_{\text{sal}} = 2,6 \text{ kJ/kg}$.

Problema 3.30. Determinar las pérdidas de energía calorífica en las toberas, en las paletas y a consecuencia de la velocidad absoluta de salida en la etapa de acción, si el coeficiente de velocidad de la tobera $\varphi = 0,97$, el coeficiente que considera el cambio de velocidad en las paletas $\psi = 0,86$, el ángulo de inclinación de la tobera respecto del plano del disco $\alpha_1 = 14^\circ$, el diámetro medio de la etapa $d = 0,8 \text{ m}$, la frecuencia de rotación del eje de la turbina $n = 3600$

r.p.m., la relación de la velocidad circunferencial en el centro de la paleta a la velocidad real del vapor en la salida de las toberas $u/c_1 = 0,44$ y el ángulo de salida del vapor de la paleta $\beta_2 = 22^\circ$.

Solución: La velocidad circunferencial en el centro de la paleta se determina por la fórmula (3.4):

$$u = \pi d n / 60 = 3,14 \cdot 0,8 \cdot 3600 / 60 = 151 \text{ m/s.}$$

Al utilizar la relación $u/c_1 = 0,44$ determinamos la velocidad real del vapor en la salida de las toberas:

$$c_1 = u / 0,44 = 151 / 0,44 = 343 \text{ m/s.}$$

Hallamos las pérdidas de energía calorífica en las toberas por la fórmula (3.12):

$$h_{\text{tob}} = (1/\varphi^2 - 1) c_1^2 / 2000 = (1/0,97^2 - 1) 343^2 / 2000 = 3,7 \text{ kJ/kg.}$$

La velocidad relativa del vapor en la entrada en las paletas se determina por la fórmula (3.5):

$$\begin{aligned} w_1 &= \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2c_1 u \cos \alpha_1} = \\ &= \sqrt{343^2 + 151^2 - 2 \cdot 343 \cdot 151 \cdot 0,97} = 200 \text{ m/s.} \end{aligned}$$

Las pérdidas de energía calorífica en las paletas las hallamos utilizando la fórmula (3.13):

$$h_p = (1 - \psi^2) w_1^2 / 2000 = (1 - 0,86^2) 200^2 / 2000 = 5,2 \text{ kJ/kg.}$$

La velocidad relativa del vapor en la salida del canal entre las paletas la hallamos de la fórmula (3.6):

$$w_2 = \psi w_1 = 0,86 \cdot 200 = 172 \text{ m/s.}$$

La velocidad absoluta del vapor en la salida del canal entre las paletas se determina por la fórmula (3.8):

$$\begin{aligned} c_2 &= \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2w_2 u \cos \beta_2} = \\ &= \sqrt{172^2 + 151^2 - 2 \cdot 172 \cdot 151 \cdot 0,927} = 65 \text{ m/s.} \end{aligned}$$

Al utilizar la fórmula (3.15) se hallan las pérdidas de energía calorífica debidas a la velocidad absoluta de salida:

$$h_{\text{sal}} = c_2^2 / 2000 = 65^2 / 2000 = 2,1 \text{ kJ/kg}$$

Problema 3.31. Determinar las pérdidas de energía calorífica en las toberas, en las paletas y a consecuencia de la velocidad absoluta de salida en la etapa de reacción, si la entalpía del vapor en la entrada de la tobera $i_0 = 3400 \text{ kJ/kg}$, la entalpía del vapor en la salida de la tobera $i_1 = 3250 \text{ kJ/kg}$, el coeficiente de velocidad de la tobera $\varphi = 0,96$, el coeficiente que considera el cambio de velocidad en las paletas $\psi = 0,9$, el ángulo de inclinación de la tobera respecto del plano del disco $\alpha_1 = 15^\circ$, la relación de la velocidad circunferencial en el centro de la paleta a la velocidad real del vapor en la sali-

da de las toberas $u/c_1 = 0,49$, el ángulo de salida del vapor desde la paleta $\beta_2 = 24^\circ$ y el grado de reactividad de la etapa $\rho = 0,48$.

Respuesta: $h_{tob} = 6,1 \text{ kJ/kg}$; $h_v = 4,2 \text{ kJ/kg}$; $h_{sal} = 27,6 \text{ kJ/kg}$.

Problema 3.32. Determinar el rendimiento relativo en las paletas en la etapa de acción, si la variación disponible de entalpía en la etapa $h_0 = 160 \text{ kJ/kg}$, el coeficiente de velocidad de la tobera $\varphi = 0,96$, el coeficiente que considera el cambio de velocidad en las paletas $\psi = 0,88$, el ángulo de inclinación de la tobera respecto del plano del disco $\alpha_1 = 16^\circ$, la velocidad circunferencial en el centro de la paleta $u = 188 \text{ m/s}$ y el ángulo de salida del vapor de la paleta $\beta_2 = \beta_1 - 1^\circ 20'$.

Respuesta: $\eta_{r,p} = 0,746$.

Problema 3.33. Determinar el rendimiento relativo en las paletas de una etapa de reacción, si la variación disponible de entalpía en la etapa $h_0 = 130 \text{ kJ/kg}$, el coeficiente de velocidad de la tobera $\varphi = 0,96$, el coeficiente que considera el cambio de velocidad en las paletas $\psi = 0,91$, el ángulo de inclinación de la tobera respecto del plano del disco $\alpha_1 = 13^\circ$, la relación de la velocidad circunferencial en el centro de la paleta a la velocidad real del vapor en la salida de las toberas $u/c_1 = 0,5$, el ángulo de salida del vapor de la paleta $\beta_2 = 20^\circ$ y el grado de reactividad de la etapa $\rho = 0,42$.

Solución: La velocidad real del vapor en la salida de las toberas se determina por la fórmula (3.2):

$$c_1 = 44,7\varphi \sqrt{h_0(1-\rho)} = \\ = 44,7 \cdot 0,96 \sqrt{130(1-0,42)} = 373 \text{ m/s.}$$

Las pérdidas de energía calorífica en las toberas se halla usando la fórmula (3.12):

$$h_{tob} = (1/\varphi^2 - 1)c_1^2/2000 = (1/0,96^2 - 1)373^2/2000 = 6 \text{ kJ/kg.}$$

La velocidad circunferencial en el centro de la paleta se determina partiendo de la relación $u/c_1 = 0,5$:

$$u = 0,5c_1 = 0,5 \cdot 373 = 186,5 \text{ m/s.}$$

La velocidad relativa del vapor en la entrada en las paletas se determina por la fórmula (3.5):

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2c_1u \cos \alpha} = \\ = \sqrt{373^2 + 186,5^2 - 2 \cdot 373 \cdot 186,5 \cdot 0,974} = 196 \text{ m/s.}$$

La velocidad relativa del vapor en la salida del canal entre las paletas se halla por la fórmula (3.7):

$$w_2 = 44,7\psi \sqrt{\rho h_0 + (w_1/44,7)^2} = \\ = 44,7 \cdot 0,91 \sqrt{0,42 \cdot 130 + (196/44,7)^2} = 349 \text{ m/s.}$$

Las pérdidas de energía calorífica en las paletas se determinan por la fórmula (3.14):

$$h_p = (1/\psi^2 - 1) w_2^2/2000 = (1/0,91^2 - 1) 349^2/2000 = 12,6 \text{ kJ/kg}.$$

La velocidad absoluta del vapor en la salida del canal entre las paletas se determina por la fórmula (3.8):

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2w_2 u \cos \beta_2} =$$

$$= \sqrt{349^2 + 186,5^2 - 2 \cdot 349 \cdot 186,5 \cdot 0,94} = 185 \text{ m/s.}$$

Las pérdidas de energía calorífica debidas a la velocidad absoluta de salida se determinan por la fórmula (3.15):

$$h_{sal} = c_s^2/2000 = 185^2/2000 = 17,1 \text{ kJ/kg.}$$

El rendimiento relativo en las paletas lo hallamos valiéndonos de la fórmula (3.18):

$$\eta_{r,p} = (h_0 - h_{tob} - h_p - h_{sal})/h_0 = \\ = (130 - 6,0 - 12,6 - 17,1)/130 = 0,725.$$

Problema 3.34. En la etapa de acción el vapor que tiene la presión inicial $p_0 = 3,5 \text{ MPa}$ y la temperatura inicial $t_0 = 450^\circ\text{C}$, se expande hasta $p_1 = 2 \text{ MPa}$. Determinar el rendimiento relativo en las paletas, si el coeficiente de velocidad de la tobera $\varphi = 0,95$, el coeficiente que considera el cambio de velocidad en las paletas $\psi = 0,9$, el ángulo de inclinación de la tobera respecto del plano del disco $\alpha_1 = 14^\circ$, la relación de la velocidad circunferencial en el centro de la paleta a la velocidad real del vapor en la salida de las toberas $u/c_1 = 0,44$ y el ángulo de salida del vapor de la paleta $\beta_2 = \beta_1 - 2^\circ$.

Respuesta: $\eta_{r,p} = 0,803$.

Problema 3.35. Determinar ξ en cuánto se disminuye el rendimiento relativo en las paletas de una etapa de acción al reducir la relación de la velocidad circunferencial en el centro de la paleta a la velocidad real del vapor en la salida de las toberas u/c_1 de 0,45 a 0,4, si el coeficiente de velocidad de la tobera $\varphi = 0,95$, el coeficiente que considera el cambio de velocidad en las paletas $\psi = 0,87$, el ángulo de inclinación de la tobera respecto del plano del disco $\alpha_1 = 13^\circ$, el ángulo de entrada del vapor en la paleta $\beta_1 = \beta_2 + 1^\circ$.

Solución: El ángulo de entrada del vapor en la paleta, para $u/c_1 = 0,45$, se determina por la fórmula (3.9):

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \beta_1 &= \operatorname{sen} \alpha_1 / (\operatorname{cos} \alpha_1 - u/c_1) = \\ &= 0,225/(0,974 - 0,45) = 0,429; \quad \beta_1 = 23^\circ 12'. \end{aligned}$$

El ángulo de salida del vapor de la paleta, para $u/c_1 = 0,45$, constituye:

$$\beta_2 = \beta_1 - 1^\circ = 23^\circ 12' - 1^\circ = 22^\circ 12'.$$

El ángulo de entrada del vapor en la paleta, siendo $u/c_1 = 0,4$, lo determinamos por la fórmula (3.9):

$$\begin{aligned}\operatorname{tg} \beta_1 &= \operatorname{sen} \alpha_1 / (\cos \alpha_1 - u/c_1) = 0,225 / (0,974 - 0,4) = \\&= 0,392; \quad \beta_1 = 21^\circ 24' .\end{aligned}$$

El ángulo de salida del vapor de la paleta, siendo $u/c_1 = 0,4$, es $\beta_2 = \beta_1 - 1^\circ = 21^\circ 24' - 1^\circ = 20^\circ 24'$

El rendimiento relativo en las paletas se determina por la fórmula (3.19):

para $u/c_1 = 0,45$

$$\begin{aligned}\eta_{r,p1} &= 2\varphi^2 (u/c_1) (1 + \psi \cos \beta_2 / \cos \beta_1) (\cos \alpha_1 - u/c_1) = \\&= 2 \cdot 0,95^2 \cdot 0,45 (1 + 0,87 \cdot 0,9259 / 0,9191) (0,974 - 0,45) = 0,798;\end{aligned}$$

para $u/c_1 = 0,4$

$$\begin{aligned}\eta_{r,p2} &= 2\varphi^2 (u/c_1) (1 + \psi \cos \beta_2 / \cos \beta_1) (\cos \alpha_1 - u/c_1) = \\&= 2 \cdot 0,95^2 \cdot 0,4 (1 + 0,87 \cdot 0,9373 / 0,9311) (0,974 - 0,4) = 0,777.\end{aligned}$$

Determinemos la disminución del rendimiento relativo en las paletas:

$$[(\eta_{r,p1} - \eta_{r,p2}) / \eta_{r,p1}] 100 = [(0,798 - 0,777) / 0,798] 100 = 2,6\%.$$

Problema 3.36. Determinar las pérdidas de energía calorífica debidas al rozamiento, la ventilación y las fugas de fluido activo en la etapa de acción, si la variación disponible de entalpía en la etapa $h_0 = 100 \text{ kJ/kg}$, en la cámara en que gira el disco, el vapor tiene la presión $p = 1 \text{ MPa}$ y la temperatura $t = 300^\circ\text{C}$, el diámetro medio de la etapa $d = 1,1 \text{ m}$, la frecuencia de rotación del eje de la turbina $n = 50 \text{ r.p.s.}$, la altura de salida de las paletas $l_2 = 0,03 \text{ m}$, el grado de parcialidad de la entrada del vapor $\varepsilon = 0,4$, el coeficiente $\lambda = 1,1$, el gasto de vapor $M = 25 \text{ kg/s}$ y el gasto de vapor para las fugas de fluido activo $M_f = 0,8 \text{ kg/s}$.

Respuesta: $h_{r,v} = 2,8 \text{ kJ/kg}$; $h_t = 3,2 \text{ kJ/kg}$.

Problema 3.37. Determinar el rendimiento relativo interno en la etapa de reacción, si la variación disponible de entalpía en la etapa $h_0 = 100 \text{ kJ/kg}$, el coeficiente de velocidad de la tobera $\varphi = 0,94$, el coeficiente que considera el cambio de velocidad en las paletas $\psi = 0,88$, el ángulo de inclinación de la tobera respecto del plano del disco $\alpha_1 = 18^\circ$, el diámetro medio de la etapa $d = 0,95 \text{ m}$, la frecuencia de rotación del eje de la turbina $n = 3600 \text{ r.p.m.}$, el ángulo de salida del vapor de la paleta $\beta_2 = 20^\circ 20'$, el grado de reactividad de la etapa $\rho = 0,45$, el gasto de vapor $M = 22 \text{ kg/s}$ y el gasto de vapor para las fugas de fluido activo $M_f = 0,4 \text{ kg/s}$. Despréciense las pérdidas de energía calorífica a consecuencia del rozamiento y la ventilación.

Respuesta: $\eta_{ri}^{et} = 0,7$.

Problema 3.38. Determinar el rendimiento relativo interno de la etapa de acción, si la variación disponible de entalpía en la etapa $h_0 = 80 \text{ kJ/kg}$, el coeficiente de velocidad de la tobera $\varphi = 0,95$, el coeficiente que considera el cambio de velocidad en las paletas $\psi = 0,88$, el ángulo de inclinación de la tobera respecto del plano del disco $\alpha_1 = 14^\circ$, el ángulo de salida del vapor de la paleta $\beta_2 = 23^\circ$, el diámetro medio de la etapa $d = 1,1 \text{ m}$, la frecuencia de rotación del eje de la turbina $n = 3000 \text{ r.p.m.}$, la relación de la velocidad circunferencial en el centro de la paleta a la velocidad real del vapor en la salida de las toberas $u/c_1 = 0,455$, la altura de salida de las paletas móviles $l_2 = 0,03 \text{ m}$, el grado de parcialidad de la entrada del vapor $\epsilon = 0,4$, el coeficiente $\lambda = 1,2$, el gasto de vapor $M = 30 \text{ kg/s}$, el gasto de vapor para las fugas de fluido activo $M_f = 1 \text{ kg/s}$ y los parámetros del vapor en la cámara en que gira el rodamiento son: la presión $p = 1,1 \text{ MPa}$, la temperatura $t = 320^\circ\text{C}$.

Solución: La velocidad circunferencial en el centro de la paleta se determina por la fórmula (3.4):

$$u = \pi d n / 60 = 3,14 \cdot 1,1 \cdot 3000 / 60 = 173 \text{ m/s.}$$

La velocidad real del vapor en la salida de las toberas la determinamos partiendo de la relación $u/c_1 = 0,455$:

$$c_1 = u / 0,455 = 173 / 0,455 = 380 \text{ m/s.}$$

Según la fórmula (3.12) hallamos las pérdidas de energía calorífica en las toberas:

$$h_{\text{tob}} = (1/\varphi^2 - 1)c_1^2 / 2000 = (1/0,95^2 - 1)380^2 / 2000 = 7,8 \text{ kJ/kg.}$$

La velocidad relativa del vapor en la entrada en las paletas se determina por la fórmula (3.5):

$$\begin{aligned} w_1 &= \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2c_1 u \cos \alpha_1} = \\ &= \sqrt{380^2 + 173^2 - 2 \cdot 380 \cdot 173 \cdot 0,97} = 216 \text{ m/s.} \end{aligned}$$

Las pérdidas de energía calorífica en las paletas se determinan por la fórmula (3.13):

$$h_p = (1 - \psi^2)w_1^2 / 2000 = (1 - 0,88^2)216^2 / 2000 = 5,3 \text{ kJ/kg.}$$

La velocidad relativa del vapor en la salida del canal entre las paletas la determinamos por la fórmula (3.6):

$$w_2 = \psi w_1 = 0,88 \cdot 216 = 190 \text{ m/s.}$$

La velocidad absoluta del vapor en la salida del canal entre las paletas móviles se determina por la fórmula (3.8):

$$\begin{aligned} c_2 &= \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2w_2 u \cos \beta_2} = \\ &= \sqrt{190^2 + 173^2 - 2 \cdot 190 \cdot 173 \cdot 0,92} = 74 \text{ m/s.} \end{aligned}$$

Las pérdidas de energía calorífica a consecuencia de la velocidad absoluta de salida se determinan por la fórmula (3.15):

$$h_{\text{sal}} = c_i^2 / 2000 = 74^2 / 2000 = 2,7 \text{ kJ/kg}$$

El volumen específico del vapor en la cámara de la etapa, siendo $p = 1,1 \text{ MPa}$ y $t = 320^\circ\text{C}$, lo determinamos valiéndonos del diagrama is : $v = 0,25 \text{ m}^3/\text{kg}$.

Las pérdidas de energía calorífica debidas al rozamiento y la ventilación, al girar en vapor el disco de la turbina, se determinan por la fórmula (3.16):

$$\begin{aligned} h_{r,v} &= \lambda [1,07d^2 + 0,61z(1-e)dl^{1,5}] (1/v) (u^3/10^6) (1/M) = \\ &= 1,2 [1,07 \cdot 1,1^2 + 0,61 \cdot 1 (1 - 0,4) 1,1 \cdot 3^{1,5}] (1/0,25) \times \\ &\quad \times (173^3/10^6) (1/30) = 2,7 \text{ kJ/kg}. \end{aligned}$$

Las pérdidas de energía calorífica debidas a las fugas de fluido activo a través de huecos en las juntas de empaque y al escape del mismo, eludiendo las toberas y las paletas, se determinan por la fórmula (3.17):

$$h_t = M_t h_0 / M = 1 \cdot 80/30 = 2,7 \text{ kJ/kg}.$$

El rendimiento relativo interno de la etapa lo hallamos usando la fórmula (3.21):

$$\begin{aligned} \eta_{i,\text{rel}} &= (h_0 - h_{\text{tob}} - h_p - h_{\text{sal}} - h_{r,v} - h_t) / h_0 = \\ &= (80 - 7,8 - 5,3 - 2,7 - 2,7 - 2,7) / 80 = 0,735. \end{aligned}$$

Problema 3.39. Determinar el rendimiento relativo interno de la etapa de acción, si la variación disponible de entalpía de la etapa $h_0 = 100 \text{ kJ/kg}$, el coeficiente de velocidad de la tobera $\varphi = 0,95$, el coeficiente que considera el cambio de velocidad en las paletas $\psi = 0,87$, el ángulo de inclinación de la tobera respecto del plano del disco $\alpha_1 = 13^\circ$, la relación de la velocidad circumferencial en el centro de la paleta a la velocidad real del vapor en la salida de las toberas $u/c_1 = 0,5$, el ángulo de salida del vapor de la paleta $\beta_2 = \beta_1 - 1^\circ$, las pérdidas de energía calorífica a consecuencia del rozamiento y la ventilación $h_{r,v} = 1,3 \text{ kJ/kg}$, el gasto de vapor $M = 30 \text{ kg/s}$ y el gasto de vapor para las fugas $M_t = 0,36 \text{ kg/s}$.

Solución: El ángulo de entrada del vapor en la paleta se determina por la fórmula (3.9):

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \beta_1 &= \operatorname{sen} \alpha_1 / (\operatorname{cos} \alpha_1 - u/c_1) = \\ &= 0,225 / (0,974 - 0,5) = 0,475; \quad \beta_1 = 25^\circ 24'. \end{aligned}$$

El ángulo de salida del vapor de la paleta es:

$$\beta_2 = \beta_1 - 1^\circ = 25^\circ 24' - 1^\circ = 24^\circ 24'.$$

Las pérdidas relativas de energía calorífica debidas al rozamiento y la ventilación son

$$\xi_{r.v} = h_{r.v}/h_0 = 1,3/100 = 0,013.$$

Las pérdidas de energía calorífica debidas a la fuga de fluido activo a través de huecos en las juntas de empaque y al escape del mismo estudiando las toberas y las paletas, se hallan mediante la fórmula (3.17):

$$h_f = M_f h_0 / M = 0,36 \cdot 100 / 30 = 1,2 \text{ kJ/kg.}$$

Las pérdidas relativas de energía calorífica a consecuencia de la fuga de fluido activo son

$$\xi_f = h_f / h_0 = 1,2 / 100 = 0,012.$$

El rendimiento relativo interno lo determinamos por la fórmula (3.22):

$$\begin{aligned}\eta_{ri}^{\text{et}} &= 2\varphi^2 (u/c_1) (1 + \psi \cos \beta_2 / \cos \beta_1) (\cos \alpha_1 - u/c_1) - \xi_{r.v} - \xi_f = \\ &= 2 \cdot 0,95^2 \cdot 0,5 (1 + 0,87 \cdot 0,9107 / 0,9033) (0,974 - 0,5) - \\ &- 0,013 - 0,012 = 0,7.\end{aligned}$$

Problema 3.40. Determinar el rendimiento relativo interno de la etapa de reacción que tiene el grado de reactividad $\rho = 0,5$, si el coeficiente de velocidad de la tobera $\varphi = 0,94$, el ángulo de inclinación de la tobera respecto del plano del disco $\alpha_1 = 14^\circ$, la relación de la velocidad circunferencial en el centro de la paleta a la velocidad real del vapor en la salida de las toberas $u/c_1 = 0,43$, las pérdidas relativas de energía calorífica debidas al rozamiento y la ventilación $\xi_{r.v} = 0,03$ y las pérdidas relativas de energía calorífica a consecuencia de la fuga de fluido activo $\xi_f = 0,025$.

Respuesta: $\eta_{ri}^{\text{et}} = 0,776$.

Problema 3.41. En la etapa intermedia de acción el vapor que tiene la presión inicial $p_0 = 2,4 \text{ MPa}$ y la temperatura inicial $t_0 = 360^\circ\text{C}$, se expande hasta $p_1 = 1,4 \text{ MPa}$. Determinar el rendimiento relativo interno de la etapa si el coeficiente de velocidad de la tobera $\varphi = 0,96$, el coeficiente que considera el cambio de velocidad en las paletas $\psi = 0,9$, el ángulo de inclinación de la tobera respecto del plano del disco $\alpha_1 = 16^\circ$, la velocidad circunferencial en el centro de la paleta $u = 245 \text{ m/s}$, el ángulo de salida del vapor de la pa-

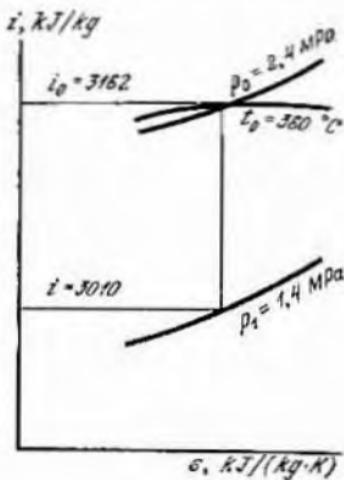


Fig. 3.8

leta $\beta_2 = 18^\circ 48'$, la energía calorífica debida a la velocidad de salida de la etapa anterior $h_{\text{sal}}^{\text{ant}} = 8 \text{ kJ/kg}$, el coeficiente de utilización de la energía de la velocidad de salida $\mu = 1$, las pérdidas de energía calorífica debidas al rozamiento y la ventilación $h_{r.v} = 2,6 \text{ kJ/kg}$ y las pérdidas de energía calorífica a consecuencia de las fugas de fluido activo $h_f = 2,4 \text{ kJ/kg}$.

Solución: En el diagrama *is* (fig. 3.8) hallamos la entalpía inicial del vapor $i_0 = 3162 \text{ kJ/kg}$ y la entalpía del vapor al final de la expansión adiabática $i_1 = 3010 \text{ kJ/kg}$.

La velocidad real del vapor en la salida de las toberas la determinamos por la fórmula (3.2):

$$c_1 = 44,7 \varphi \sqrt{(i_0 - i_1) + h_{\text{sal}}^{\text{ant}}} = \\ = 44,7 \cdot 0,96 \sqrt{(3162 - 3010) + 8} = 543 \text{ m/s.}$$

Las pérdidas de energía calorífica en las toberas se determinan por la fórmula (3.12):

$$h_{\text{tob}} = (1/\varphi^2 - 1) c_1^2 / 2000 = (1/0,96^2 - 1) 543^2 / 2000 = 12,5 \text{ kJ/kg.}$$

La velocidad relativa del vapor en la entrada en las paletas se determina por la fórmula (3.5):

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2c_1 u \cos \alpha_1} = \\ = \sqrt{543^2 + 245^2 - 2 \cdot 543 \cdot 245 \cdot 0,961} = 315 \text{ m/s.}$$

Las pérdidas de energía calorífica en las paletas se determinan por la fórmula (3.13):

$$h_p = (1 - \psi^2) w_1^2 / 2000 = (1 - 0,9^2) 315^2 / 2000 = 9,4 \text{ kJ/kg.}$$

La velocidad relativa del vapor en la salida del canal entre las paletas la determinamos por la fórmula (3.6):

$$w_2 = \psi w_1 = 0,9 \cdot 315 = 283,5 \text{ m/s.}$$

La velocidad absoluta del vapor en la salida de los canales entre las paletas se determina por la fórmula (3.7):

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2w_2 u \cos \beta_2} = \\ = \sqrt{283,5^2 + 245^2 - 2 \cdot 283,5 \cdot 245 \cdot 0,95} = 93 \text{ m/s.}$$

Las pérdidas de energía calorífica a consecuencia de la velocidad absoluta de salida las hallamos por la fórmula (3.15):

$$h_{\text{sal}} = c_2^2 / 2000 = 93^2 / 2000 = 4,3 \text{ kJ/kg.}$$

El rendimiento relativo interno de la etapa se determina por la fórmula (3.24):

$$\eta_{\text{ri}}^{\text{st}} = [\mu h_{\text{sal}}^{\text{ant}} + h_0 - (h_{\text{tob}} + h_p + h_{\text{sal}} + h_{r.v} + h_f)] / (\mu h_{\text{sal}}^{\text{ant}} + h_0) = [1 \cdot 8 + \\ + 152 - (12,5 + 9,4 + 4,3 + 2,6 + 2,4)] / (1 \cdot 8 + 152) = 0,805.$$

§ 3.3. Determinación de las dimensiones de las toberas y las paletas

Dimensiones de las toberas. El área (m^2) de la sección de salida de una tobera divergente se determina por la fórmula:

$$f_1 = Mv_1/(\mu_1 c_1), \quad (3.25)$$

donde M es el gasto de vapor a través de la tobera, kg/s ; v_1 , el volumen específico del vapor en la sección calculada, m^3/kg ; $\mu_1 = 0,92 \dots 0,97$, el coeficiente de gasto de la tobera.

El área (m^2) de la sección mínima de la tobera divergente es:

$$f_{\min}^2 = Mv_{cr}/(\mu_1 c_{cr}), \quad (3.26)$$

donde v_{cr} es el volumen específico del vapor en la sección mínima de la tobera para la presión crítica p_{cr} ; c_{cr} , la velocidad crítica de salida del vapor de la tobera, m/s , que se determina por la fórmula (3.1) o por la fórmula (3.2) al sustituir en éstas t_1 por la magnitud t_{cr} .

La presión crítica (Pa) del vapor en la salida de la tobera se determina por la fórmula:

$$p_{cr} = \beta_{cr} p_0, \quad (3.27)$$

donde β_{cr} es la relación crítica de las presiones; para el vapor recalentado $\beta_{cr} = 0,546$ y para el vapor seco y saturado $\beta_{cr} = 0,577$; p_0 , la presión del vapor delante de la tobera, Pa.

El área de la sección de salida de una tobera de estrangulación para el régimen precrítico de salida se halla por la fórmula (3.25) y para el régimen crítico de salida, por la fórmula (3.26).

Dimensiones de las paletas móviles. El área (m^2) de la sección de salida de las paletas móviles se determina por la fórmula:

$$f_2 = Mv_2/(\mu_2 w_2), \quad (3.28)$$

donde v_2 es el volumen específico del vapor en la salida de las paletas, m^3/kg ; $\mu_2 = 0,92 \dots 0,97$ es el coeficiente de gasto para la paleta.

La altura de salida (m) de las paletas móviles se halla por la fórmula:

$$l_2 = f_2/(\pi d e \operatorname{sen} \beta_2). \quad (3.29)$$

Problema 3.42. En la etapa de acción el vapor recalentado que tiene la presión inicial $p_0 = 1,2 \text{ MPa}$ y la temperatura inicial $t_0 = 300^\circ\text{C}$, se expande hasta $p_1 = 0,7 \text{ MPa}$. Determinar el área de la sección de salida de la tobera de estrangulación, si el coeficiente de velocidad de la tobera $\varphi = 0,96$, el gasto de vapor a través de la tobera $M = 2 \text{ kg/s}$ y el coeficiente de gasto de la tobera $\mu_1 = 0,95$.

Respuesta: $f_1 = 1,38 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$.

Problema 3.43. En la etapa de reacción el vapor recalentado que tiene la presión inicial $p_0 = 2 \text{ MPa}$ y la temperatura inicial $t_0 =$

$= 350^{\circ}\text{C}$, se expande hasta $p_2 = 1,4 \text{ MPa}$. Determinar el área de la sección de salida de la tobera de estrangulación, si el coeficiente de velocidad de la tobera $\varphi = 0,95$, el gasto de vapor a través de la tobera $M = 1,2 \text{ kg/s}$, el coeficiente de gasto de la tobera $\mu_1 = 0,95$ y el grado de reactividad de la etapa $\rho = 0,5$.

Respuesta: $f_1 = 0,73 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$.

Problema 3.44. En la etapa de acción el vapor recalentado que tiene la presión inicial $p_0 = 3,5 \text{ MPa}$ y la temperatura inicial $t_0 = 435^{\circ}\text{C}$, se expande hasta $p_1 = 1,2 \text{ MPa}$. Determinar el área de la sección de salida de la tobera de estrangulación, si el coeficiente de velocidad de la tobera $\varphi = 0,95$, el gasto de vapor a través de la tobera $M = 1,2 \text{ kg/s}$, el coeficiente de gasto de la tobera $\mu_1 = 0,95$ y el grado de reactividad de la etapa $\rho = 0,5$.

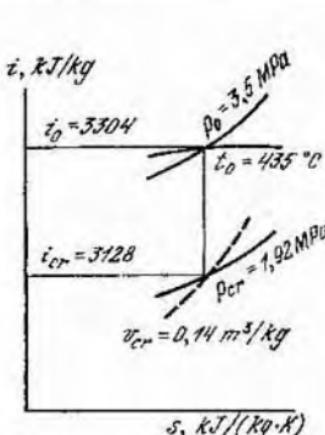


Fig. 3.9

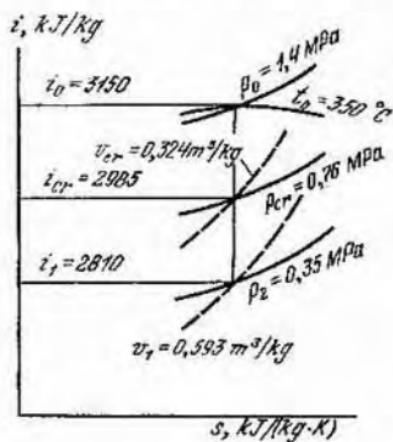


Fig. 3.10

ciente de velocidad de la tobera $\varphi = 0,95$, el gasto de vapor a través de la tobera $M = 2,1 \text{ kg/s}$ y el coeficiente de gasto de la tobera $\mu_1 = 0,96$.

* Solución: La presión crítica del vapor al salir éste de la tobera se determina por la fórmula (3.27):

$$p_{cr} = \beta_{cr} p_0 = 0,546 \cdot 3,5 = 1,92 \text{ MPa.}$$

Como la presión p_1 es menor que la presión p_{cr} , en la sección de salida de la tobera se establece la presión crítica y el vapor se expande en la tobera desde la presión p_0 hasta la presión p_{cr} .

En el diagrama ts (fig. 3.9) hallamos la entalpía inicial del vapor $i_0 = 3304 \text{ kJ/kg}$ y la entalpía del vapor al final de la expansión adiabática $i_{cr} = 3128 \text{ kJ/kg}$.

La velocidad crítica del vapor en la salida de las toberas la hallamos ateniéndonos a la fórmula (3.2):

$$c_{cr} = 44,7\varphi \sqrt{i_0 - i_{cr}} = 44,7 \cdot 0,95 \sqrt{3304 - 3128} = 564 \text{ m/s.}$$

El volumen específico del vapor en la salida de la tobera para la presión crítica lo determinamos por el diagrama *is* (fig. 3.9):

$$v_{cr} = 0,14 \text{ m}^3/\text{kg}.$$

El área de la sección de salida de la tobera de estrangulación se halla por la fórmula (3.26):

$$f_1 = M v_{cr} / (\mu_1 c_{cr}) = 2,1 \cdot 0,14 / (0,96 \cdot 564) = 0,54 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2.$$

Problema 3.45. En la etapa de impulsión el vapor recalentado que tiene la presión inicial $p_0 = 1 \text{ MPa}$ y la temperatura inicial $t_0 = 320^\circ\text{C}$, se expande hasta $p_1 = 0,3 \text{ MPa}$. Determinar el área de la sección de salida y de la sección mínima de la tobera divergente, si el coeficiente de velocidad de la tobera $\varphi = 0,97$, el gasto de vapor a través de la tobera $M = 1,2 \text{ kg/s}$ y el coeficiente de gasto de la tobera $\mu_1 = 0,97$.

Respuesta: $f_1 = 1,18 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$; $f_{min} = 0,98 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$.

Problema 3.46. En la etapa de reacción el vapor recalentado que tiene la presión inicial $p_0 = 1,4 \text{ MPa}$ y la temperatura inicial $t_0 = 350^\circ\text{C}$, se expande hasta $p_2 = 0,35 \text{ MPa}$. Determinar el área de la sección de salida y de la sección mínima de la tobera divergente, si el coeficiente de velocidad de la tobera $\varphi = 0,96$, el gasto de vapor a través de la tobera $M = 1,8 \text{ kg/s}$, el coeficiente de gasto de la tobera $\mu_1 = 0,96$ y el grado de reactividad de la etapa $\rho = 0,5$.

Solución: La presión crítica del vapor en la salida de la tobera la determinamos por la fórmula (3.27):

$$p_{cr} = \beta_{cr} p_0 = 0,546 \cdot 1,4 = 0,76 \text{ MPa}.$$

En el diagrama *is* (fig. 3.10) hallamos las entalías del vapor $i_0 = 3150 \text{ kJ/kg}$, $i_{cr} = 2985 \text{ kJ/kg}$, $i_1 = 2810 \text{ kJ/kg}$ y los volúmenes específicos del vapor $v_{cr} = 0,324 \text{ m}^3/\text{kg}$; $v_1 = 0,593 \text{ m}^3/\text{kg}$.

La velocidad real del vapor en la salida de las toberas la determinamos por la fórmula (3.2):

$$c_1 = 44,7 \varphi \sqrt{(i_0 - i_1)(1 - \rho)} =$$

$$= 44,7 \cdot 0,96 \sqrt{(3150 - 2810)(1 - 0,5)} = 560 \text{ m/s.}$$

El área de la sección de salida de la tobera divergente se halla por la fórmula (3.25):

$$f_1 = M v_1 / (\mu_1 c_1) = 1,8 \cdot 0,593 / (0,96 \cdot 560) = 1,99 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2.$$

La velocidad crítica del vapor en la salida de las toberas se determina por la fórmula (3.2):

$$c_{cr} = 44,7 \varphi \sqrt{(i_0 - i_{cr})(1 - \rho)} =$$

$$= 44,7 \cdot 0,96 \sqrt{(3150 - 2985)(1 - 0,5)} = 389 \text{ m/s.}$$

El área de la sección mínima de la tobera divergente la hallamos por la fórmula (3.26):

$$f_{min} = M v_{cr} / (\mu_1 c_{cr}) = 1,8 \cdot 0,324 / (0,96 \cdot 389) = 1,56 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2.$$

Problema 3.47. Determinar el área de la sección de salida y la altura de salida de las paletas móviles de la etapa de acción, si los parámetros del vapor antes de entrar en la etapa $p_0 = 2 \text{ MPa}$ y $t_0 = 350^\circ\text{C}$, la presión del vapor después de salir de la etapa $p_2 = 1.5 \text{ MPa}$, el coeficiente de velocidad de la tobera $\varphi = 0.95$, el coeficiente que considera el cambio de velocidad en las paletas $\psi = 0.87$, el

ángulo de inclinación de la tobera respecto del plano del disco $\alpha_1 = 13^\circ$, la relación de la velocidad circunferencial en el centro de la paleta a la velocidad real del vapor en la salida de las toberas $u/c_1 = 0.45$, el ángulo de salida del vapor de la paleta móvil $\beta_2 = 22^\circ$, el volumen específico del vapor en la salida de las paletas móviles $v_2 = 0.143 \text{ m}^3/\text{kg}$, el diámetro medio de la etapa $d = 1 \text{ m}$, el gasto de vapor $M = 30 \text{ kg/s}$, el coeficiente de gasto de la paleta $\mu_2 = 0.95$ y el grado de parcialidad de la entrada del vapor $\epsilon = 0.4$.

Respuesta: $f_2 = 2.428 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$; $l_2 = 5.11 \cdot 10^{-2} \text{ m}$.

Problema 3.48. Determinar el área de la sección de salida y la altura de salida de las paletas móviles de la etapa de reacción, si los

parámetros del vapor antes de entrar en la etapa $p_0 = 2 \text{ MPa}$ y $t_0 = 390^\circ\text{C}$, la presión del vapor después de salir de la etapa $p_2 = 1.5 \text{ MPa}$, el coeficiente de velocidad de la tobera $\varphi = 0.95$, el coeficiente que considera el cambio de velocidad en las paletas $\psi = 0.87$, el ángulo de inclinación de la tobera respecto del plano del disco $\alpha_1 = 13^\circ$, la relación de la velocidad circunferencial en el centro de la paleta a la velocidad real del vapor en la salida de las toberas $u/c_1 = 0.5$, el ángulo de salida del vapor de la paleta $\beta_2 = 20^\circ$, el diámetro medio de la etapa $d = 0.85 \text{ m}$, el grado de reactividad $\rho = 0.5$, el gasto de vapor $M = 24 \text{ kg/s}$, el coeficiente de gasto de la paleta $\mu_2 = 0.96$ y el grado de parcialidad de la entrada del vapor $\epsilon = 0.4$.

Solución: En el diagrama is (fig. 3.11) hallamos la entalpía del vapor antes de la etapa $i_0 = 3230 \text{ kJ/kg}$ y la entalpía del vapor después de la etapa en el caso de la expansión adiabática $i_2 = 3150 \text{ kJ/kg}$.

La velocidad real del vapor en la salida de las toberas la determinamos por la fórmula (3.2):

$$c_1 = 44.7 \varphi \sqrt{(i_0 - i_2)(1 - \rho)} = \\ = 44.7 \cdot 0.95 \sqrt{(3230 - 3150)(1 - 0.5)} = 268 \text{ m/s.}$$

Las pérdidas de energía calorífica en las toberas las hallamos ateniéndonos a la fórmula (3.12):

$$h_{tob} = (1/\varphi^2 - 1) c_1^2 / 2000 = (1/0,95^2 - 1) 268^2 / 2000 = 3,9 \text{ kJ/kg.}$$

La velocidad circunferencial en el centro de la paleta se determina partiendo de la relación $u/c_1 = 0,5$:

$$u = 0,5c_1 = 0,5 \cdot 268 = 134 \text{ m/s.}$$

La velocidad relativa del vapor en la entrada en las paletas se halla valiéndose de la fórmula (3.5):

$$\begin{aligned} w_1 &= \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2c_1 u \cos \alpha_1} = \\ &= \sqrt{268^2 + 134^2 - 2 \cdot 268 \cdot 134 \cdot 0,974} = 99 \text{ m/s.} \end{aligned}$$

La velocidad relativa del vapor en la salida del canal entre las paletas móviles se determina por la fórmula (3.7):

$$\begin{aligned} w_2 &= 44,7 \varphi \sqrt{\rho h_g + (w_1/44,7)^2} = \\ &= 44,7 \cdot 0,87 \sqrt{0,5 \cdot 80 + (99/44,7)^2} = 259 \text{ m/s.} \end{aligned}$$

Al construir el proceso en el diagrama *is* (fig. 3.11) hallamos el volumen específico del vapor en la salida de las paletas $v_2 = 0,192 \text{ m}^3/\text{kg}$.

El área de la sección de salida de las paletas la determinamos por la fórmula (3.28):

$$f_2 = M v_2 / (\mu_2 w_2) = 24 \cdot 0,192 / (0,96 \cdot 259) = 1,853 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2.$$

La altura de salida de las paletas se halla por la fórmula (3.29):

$$l_2 = f_2 / (\pi d e \operatorname{sen} \beta_2) = 1,853 \cdot 10^{-2} / (3,14 \cdot 0,85 \cdot 0,4 \cdot 0,342) = 5 \cdot 10^{-2} \text{ m.}$$

§ 3.4. Rendimientos, potencias y gasto de vapor en una turbina

Rendimiento de una turbina. Las pérdidas de energía calorífica dentro de una turbina de vapor se valoran por el rendimiento relativo interno de la turbina, que representa la relación de la variación utilizada de entalpía H_i a la variación disponible de entalpía H_0 en la turbina, a saber:

$$\eta_{rt} = H_i / H_0 = (i_0 - i_c) / (i_0 - i_{c,a}), \quad (3.30)$$

donde i_0 es la entalpía del vapor para los parámetros iniciales del vapor, kJ/kg ; $i_{c,a}$, la entalpía del vapor para la expansión adiabática del vapor desde su estado inicial hasta el estado final, kJ/kg ; i_c , la entalpía del vapor para los parámetros finales del vapor, kJ/kg .

Los valores del rendimiento relativo interno de las turbinas de vapor están dentro de los límites de $0,7 \dots 0,88$.

Las pérdidas de calor por rozamiento en los cojinetes y para el accionamiento de mecanismos auxiliares (pérdidas mecánicas) se va-

loran por el rendimiento mecánico η_m que representa la relación de la potencia efectiva N_e a la potencia interna N_i , a saber:

$$\eta_m = N_e/N_i. \quad (3.31)$$

Los valores del rendimiento mecánico de las turbinas están dentro de los límites de 0,97 . . . 0,99.

Las pérdidas de calor dentro de una turbina y las pérdidas mecánicas se valoran por el rendimiento relativo efectivo de la turbina, que es igual al rendimiento relativo interno de turbina multiplicado por el rendimiento mecánico, o sea,

$$\eta_{r.e} = \eta_{r.i} \eta_m. \quad (3.32)$$

Los valores de $\eta_{r.e}$ de turbinas, según sea la potencia de éstas, están dentro de los límites de 0,68 . . . 0,87.

Si una turbina de vapor está directamente conectada con un generador eléctrico, la potencia eléctrica es menor que la potencia efectiva a consecuencia de las pérdidas dentro del generador que se valoran por el rendimiento del generador η_g .

El rendimiento de un generador eléctrico representa la relación de la potencia eléctrica N_{el} a la potencia efectiva N_e , es decir,

$$\eta_g = N_{el}/N_e. \quad (3.33)$$

Los valores del rendimiento del generador están dentro de los límites de 0,96 . . . 0,99.

El rendimiento relativo eléctrico de un turbogenerador es:

$$\eta_{r.el} = \eta_{r.e} \eta_g = \eta_{r.i} \eta_m \eta_g. \quad (3.34)$$

Coeficiente de recuperación de calor de la turbina. El coeficiente de recuperación de calor α caracteriza el aumento relativo de la variación disponible de entalpía a cuenta de la recuperación parcial de las pérdidas de calor y se determina por la fórmula

$$\alpha = (\Sigma h_0/H_0) - 1, \quad (3.35)$$

donde Σh_0 es el total de las variaciones disponibles de entalpía en todas las etapas de la turbina, kJ/kg .

De ser iguales los rendimientos relativos internos de cada una de las etapas, el coeficiente de recuperación de calor se halla por la fórmula

$$\alpha = (\eta_{r.i}/\eta_{r.i}^{\text{et}}) - 1. \quad (3.36)$$

Según sea el número de etapas, los valores del coeficiente de recuperación de calor de la turbina están dentro de los límites de 0,04 . . . 0,06.

Coeficiente característico de la turbina. El coeficiente característico de la turbina $Y [\text{kg} \cdot \text{m}^2/(\text{kJ} \cdot \text{s}^2)]$, al igual que la relación u/c_1 para las etapas, caracteriza el rendimiento general de turbina y se de-

termina por la fórmula

$$Y = \sum u^2 / [(1 + \alpha) H_0] = z u_m^2 / [(1 + \alpha) H_0], \quad (3.37)$$

donde z es el número de etapas en la turbina; u_m , la velocidad circunferencial media en el centro de la paleta, m/s.

Potencias de la turbina. Llámase potencia efectiva N_e (kW) la potencia transmitida por el eje o por el manguito de conexión de la turbina:

$$N_e = D H_0 \eta_{r.e.} \quad (3.38)$$

La potencia efectiva N_e es menor que la potencia interna (indicada) N_i en la magnitud de la potencia de las pérdidas mecánicas N_m , es decir,

$$N_e = N_i - N_m. \quad (3.39)$$

La potencia interna (indicada) N_i (kW) se halla por la fórmula (3.31).

La potencia eléctrica N_{el} (kW) se determina por la fórmula (3.33).

Gasto de vapor en la turbina. La economicidad de una turbina de vapor se valora tanto por el rendimiento, como por el gasto específico de vapor.

El gasto específico efectivo de vapor [kg/(kW·h)] representa la relación del gasto de vapor por segundo D a la potencia efectiva N_e , o sea,

$$d_e = D/N_e = 3600 / (\eta_{r.e.} H_0). \quad (3.40)$$

El gasto específico efectivo de vapor en las turbinas de condensación potentes para la carga completa constituye 3...4 kg/(kW·h).

El gasto de vapor (kg/s) para una turbina con toma de vapor se halla por la fórmula

$$D = N_{el} / [(i_0 - i_c) \eta_m \eta_g] + D_v (i_v - i_c) / (i_0 - i_c), \quad (3.41)$$

donde D_v es la toma de vapor, kg/s; i_0 , la entalpía del vapor para los parámetros iniciales del mismo, kJ/kg; i_v , la entalpía del vapor procedente de la toma, kJ/kg; i_c , la entalpía del vapor en el condensador, kJ/kg.

La entalpía del vapor procedente de la toma es

$$i_v = i_0 - (i_0 - i_{v.a}) \eta'_{ri}, \quad (3.42)$$

donde $i_{v.a}$ es la entalpía del vapor para la expansión adiabática del vapor desde el estado inicial hasta la presión con que se cumple la toma, kJ/kg; η'_{ri} , el rendimiento relativo interno de la parte de alta presión (antes de la toma).

La entalpía del vapor en el condensador es

$$i_c = i_v - (i_v - i_{c.a}) \eta''_{ri}, \quad (3.43)$$

donde $i_{c.a}$ es la entalpía del vapor para la expansión adiabática de vapor desde la presión de la toma hasta la presión en el condensador

kJ/kg ; η_{ri} , el rendimiento relativo interno de la parte de baja presión (después de la toma).

Presión y gasto de vapor en las etapas de turbina para el régimen variable. El cambio del gasto de vapor a través de la turbina causa la redistribución de las presiones y las variaciones de entalpía en las etapas de turbina. La dependencia entre el gasto y la presión del vapor en las etapas de la turbina para las velocidades del vapor en las toberas inferiores a las velocidades críticas se expresa por la ecuación

$$D/D_0 = \sqrt{(p_{01}^2 - p_{02}^2)/(p_0^2 - p_2^2)}, \quad (3.44)$$

donde D_0 y D son los gastos de vapor a través de la turbina, para el régimen calculado y el régimen considerado, respectivamente, kg/s ; p_0 y p_{01} , las presiones del vapor delante de las toberas de la primera o cualquier otra etapa, para el régimen calculado y el régimen considerado, respectivamente, Pa ; p_2 y p_{02} , las presiones del vapor detrás de las paletas móviles de la última o cualquier otra etapa, para el régimen calculado y el régimen considerado, respectivamente, Pa .

De acuerdo con el gasto de vapor, el cambio de la presión en una etapa de la turbina de condensación es

$$p_{01} = p_0 D/D_0. \quad (3.45)$$

Según sea el gasto de vapor, el cambio de presión en una etapa de la turbina de contrapresión es

$$p_{01} = \sqrt{(D/D_0)^2 (p_0^2 - p_2^2) + p_2^2}. \quad (3.46)$$

Problema 3.49. Determinar el rendimiento relativo interno y el rendimiento relativo efectivo de una turbina, si los parámetros de vapor antes de entrar en la turbina son: $p_0 = 3,4 \text{ MPa}$, $t_0 = 440^\circ\text{C}$, después de salir de la turbina: $p_2 = 0,4 \text{ MPa}$, $t_2 = 220^\circ\text{C}$ y el rendimiento mecánico de la turbina $\eta_m = 0,98$.

Respuesta: $\eta_{ri} = 0,77$; $\eta_{re} = 0,755$.

Problema 3.50. Determinar el rendimiento relativo eléctrico de un turbogenerador, si los parámetros del vapor antes de entrar en la turbina son: $p_0 = 4 \text{ MPa}$, $t_0 = 390^\circ\text{C}$; después de salir de la turbina: $p_2 = 1 \text{ MPa}$, $t_2 = 240^\circ\text{C}$, el rendimiento mecánico de la turbina $\eta_m = 0,97$ y el rendimiento del generador eléctrico $\eta_g = 0,95$.

Respuesta: $\eta_{re} = 0,71$.

Problema 3.51. Durante las pruebas de una turbina se han medido los parámetros del vapor antes de entrar en la misma, que son: $p_0 = 3,5 \text{ MPa}$, $t_0 = 410^\circ\text{C}$ y después de salir de la turbina: $p_2 = 1,2 \text{ MPa}$ y $t_2 = 290^\circ\text{C}$. Determinar el coeficiente de recuperación del calor, si la turbina tiene siete etapas de igual rendimiento relativo interno $\eta_{ri}^{\text{et}} = 0,73$.

Respuesta: $\alpha = 0,057$.

Problema 3.52. Determinar el coeficiente de recuperación del calor de una turbina que tiene los parámetros iniciales del vapor $p_0 =$

$= 9 \text{ MPa}$, $t_0 = 500^\circ\text{C}$ y la contrapresión $p_2 = 1,5 \text{ MPa}$, si la variación utilizada de entalpía de la etapa de regulación $h_1^r = 102 \text{ kJ/kg}$ y el rendimiento relativo interno de la etapa de regulación $\eta_{ri}^{ot} = 0,68$. La turbina tiene seis etapas no reguladas de iguales variaciones disponibles de entalpía $h_0 = 62 \text{ kJ/kg}$.

Respuesta: $\alpha = 0,053$.

Problema 3.53. Una turbina de condensación funciona con los parámetros iniciales del vapor $p_0 = 9 \text{ MPa}$, $t_0 = 500^\circ\text{C}$ y la presión del vapor en el condensador $p_c = 4 \cdot 10^3 \text{ Pa}$. Determinar el coeficiente característico de la turbina, si el coeficiente de recuperación del calor $\alpha = 0,05$ y la velocidad circunferencial media en el centro de la paleta $u_m = 220 \text{ m/s}$. La turbina tiene diez etapas.

Respuesta: $Y = 334 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 / (\text{kJ} \cdot \text{s}^2)$.

Problema 3.54. Una turbina trabaja con los parámetros iniciales $p_0 = 4 \text{ MPa}$, $t_0 = 440^\circ\text{C}$ y la presión del vapor en el condensador $p_c = 4 \cdot 10^3 \text{ Pa}$. Determinar la potencia efectiva de la turbina, si el gasto de vapor $D = 5,2 \text{ kg/s}$ y el rendimiento relativo efectivo de la turbina $\eta_{r.e} = 0,71$.

Respuesta: $N_e = 4560 \text{ kW}$.

Problema 3.55. Una turbina trabaja con los parámetros iniciales del vapor $p_0 = 8 \text{ MPa}$, $t_0 = 480^\circ\text{C}$ y la presión del vapor en el condensador $p_c = 3,5 \cdot 10^3 \text{ Pa}$. Determinar la potencia interna (indicada) de la turbina y la potencia de las pérdidas mecánicas, si el gasto de vapor $D = 5,4 \text{ kg/s}$, el rendimiento relativo efectivo de la turbina $\eta_{r.e} = 0,73$ y el rendimiento mecánico de la turbina $\eta_m = 0,97$.

Respuesta: $N_i = 5527 \text{ kW}$; $N_m = 166 \text{ kW}$.

Problema 3.56. Una turbina funciona con los parámetros iniciales del vapor $p_0 = 3,5 \text{ MPa}$, $t_0 = 435^\circ\text{C}$ y la presión del vapor en el condensador $p_c = 4 \cdot 10^3 \text{ Pa}$. Determinar la potencia efectiva de la turbina y el gasto específico efectivo de vapor, si el gasto de vapor $D = 5 \text{ kg/s}$ y el rendimiento relativo efectivo de la turbina $\eta_{r.e} = 0,72$.

Solución: Al utilizar el diagrama is (fig. 3.12), hallamos la variación disponible de entalpía $H_0 = i_0 - i_{c.a}$. Para los parámetros iniciales dados p_0 y t_0 la entalpía del vapor es $i_0 = 3315 \text{ kJ/kg}$ y la entalpía del vapor después de la expansión adiabática del vapor hasta $p_c = 4 \cdot 10^3 \text{ Pa}$ constituye $i_{c.a} = 2095 \text{ kJ/kg}$.

$$H_0 = i_0 - i_{c.a} = 3315 - 2095 = 1220 \text{ kJ/kg.}$$

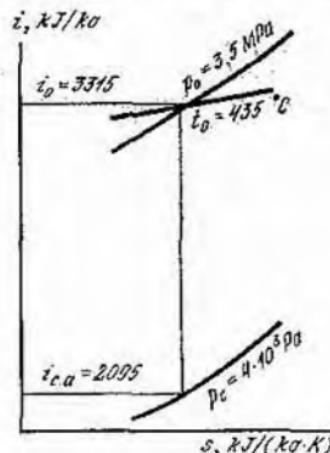


Fig. 3.12

La potencia efectiva de la turbina la determinamos por la fórmula (3.38):

$$N_e = DH_0 \eta_{r.e} = 5 \cdot 1220 \cdot 0,72 = 4392 \text{ kW.}$$

El gasto específico efectivo de vapor se determina por la fórmula (3.40):

$$d_e = 3600 / (\eta_{r.e} H_0) = 3600 / (0,72 \cdot 1220) = 4,1 \text{ kg/(kW} \cdot \text{h}).$$

Problema 3.57. Una turbina que tiene los parámetros iniciales del vapor $p_0 = 1,6 \text{ MPa}$, $t_0 = 350^\circ\text{C}$ y la presión del vapor en el condensador $p_c = 5 \cdot 10^3 \text{ Pa}$ se ha puesto a trabajar con la presión del vapor en el condensador $p'_c = 9 \cdot 10^3 \text{ Pa}$. ¿En cuánto se reduce la potencia efectiva de la turbina, si sin cambiar el gasto de vapor ($D = 5,5 \text{ kg/s}$) el rendimiento relativo efectivo se disminuye de $\eta_{r.e} = 0,66$ a $\eta'_{r.e} = 0,61$?

Respuesta: $\Delta N_e = 489 \text{ kW.}$

Problema 3.58. Una turbina funciona con los parámetros iniciales del vapor $p_0 = 2,6 \text{ MPa}$, $t_0 = 360^\circ\text{C}$ y la presión del vapor en el condensador $p_c = 4,5 \cdot 10^3 \text{ Pa}$. El rendimiento relativo efectivo de la turbina $\eta_{r.e} = 0,68$. ¿En cuánto aumenta el gasto específico efectivo de vapor, si la presión en el condensador crece hasta $p'_c = 8 \cdot 10^3 \text{ Pa}$ y el rendimiento relativo efectivo se disminuye hasta $\eta'_{r.e} = 0,63$.

Respuesta: $\Delta d_e = 0,74 \text{ kg/(kW} \cdot \text{h}).$

Problema 3.59. Una turbina de condensación de una potencia efectiva $N_e = 12\,000 \text{ kW}$ trabaja teniendo los parámetros iniciales del vapor $p_0 = 2,8 \text{ MPa}$, $t_0 = 400^\circ\text{C}$ y la presión del vapor en el condensador $p_c = 4,5 \cdot 10^3 \text{ Pa}$. Determinar el gasto específico efectivo del vapor y el rendimiento relativo efectivo de la turbina, si el gasto de vapor $D = 15 \text{ kg/s}$.

Respuesta: $d_e = 4,5 \text{ kg/(kW} \cdot \text{h})$; $\eta_{r.e} = 0,708$.

Problema 3.60. Una turbina de condensación trabaja con los parámetros iniciales del vapor $p_0 = 3,5 \text{ MPa}$, $t_0 = 435^\circ\text{C}$ y la presión del vapor en el condensador $p_c = 4 \cdot 10^3 \text{ Pa}$. Determinar el gasto específico y el gasto por segundo de vapor en la turbina, si la potencia eléctrica del turbogenerador $N_{el} = 24\,000 \text{ kW}$, el rendimiento relativo efectivo de la turbina $\eta_{r.e} = 0,76$ y el rendimiento del generador eléctrico $\eta_g = 0,96$.

Respuesta: $D = 27,1 \text{ kg/s}$; $d_e = 3,9 \text{ kg/(kW} \cdot \text{h})$.

Problema 3.61. Una turbina con toma de vapor industrial regulada, que trabaja con los parámetros iniciales del vapor $p_0 = 3,5 \text{ MPa}$, $t_0 = 435^\circ\text{C}$ y la presión del vapor en el condensador $p_c = 4 \cdot 10^3 \text{ Pa}$, asegura $D_v = 5 \text{ kg/s}$ de vapor siendo la presión $p_v = 0,2 \text{ MPa}$. Determinar el gasto de vapor en la turbina, si la potencia eléctrica del turbogenerador $N_{el} = 4\,000 \text{ kW}$, el rendimiento relativo interno de la parte de alta presión (antes de la toma) $\eta'_{r.i} = 0,74$, el rendimiento relativo interno de la parte de baja presión (después de la toma)

$\eta_{rt} = 0,76$, el rendimiento mecánico $\eta_m = 0,98$ y el rendimiento del generador eléctrico $\eta_g = 0,96$.

Solución: En el diagrama *is* (fig. 3.13) hallamos la entalpía del vapor i_0 para los parámetros iniciales dados p_0 y t_0 : $i_0 = 3315 \text{ kJ/kg}$. Las entalpias del vapor $i_{v,a}$ e $i_{c,a}$ obtenidas durante la expansión adiabática desde el estado p_0 , t_0 a p_v y desde p_v , i_v a p_c las hallamos al construir el proceso de expansión adiabática del vapor en el diagrama *is* (fig. 3.13), es decir,

$$i_{v,a} = 2640 \text{ kJ/kg}; i_{c,a} = 2240 \text{ kJ/kg}.$$

La entalpía del vapor procedente de la toma la determinamos por la fórmula (3.42):

$$\begin{aligned} i_v &= i_0 - (i_0 - i_{v,a}) \eta_{ri} = 3315 - (3315 - 2640) 0,74 = \\ &= 2815 \text{ kJ/kg}. \end{aligned}$$

La entalpía del vapor en el condensador se determina por la fórmula (3.43):

$$i_c = i_v - (i_v - i_{c,a}) \eta_{rc} = 2815 - (2815 - 2240) 0,76 = 2378 \text{ kJ/kg}.$$

El gasto de vapor en la turbina se halla usando la fórmula (3.41):

$$\begin{aligned} D &= N_e / [(i_0 - i_c) \eta_m \eta_g] + D_v (i_v - i_c) / (i_0 - i_c) = 4000 / [(3315 - \\ &- 2378) 0,98 \cdot 0,96] + 5 (2815 - 2378) / (3315 - 2378) = 6,87 \text{ kg/s}. \end{aligned}$$

Problema 3.62. Una turbina con toma de vapor industrial regulada que trabaja con los parámetros iniciales del vapor $p_0 = 3,5 \text{ MPa}$, $t_0 = 435^\circ\text{C}$ y la presión del vapor en el condensador $p_c = 5 \cdot 10^3 \text{ Pa}$, asegura $D_v = 11,1 \text{ kg/s}$ de vapor siendo la presión $p_v = 0,5 \text{ MPa}$. Determinar el gasto específico efectivo de vapor, si la potencia eléctrica del turbogenerador $N_e = 6000 \text{ kW}$, el rendimiento relativo interno de la parte de alta presión (antes de la toma) $\eta_{ri} = 0,78$, el rendimiento relativo interno de la parte de baja presión (después de la toma) $\eta_{rc} = 0,65$, el rendimiento mecánico $\eta_m = 0,98$ y el rendimiento del generador eléctrico $\eta_g = 0,95$.

Respuesta: $d_e = 7,12 \text{ kg/(kW}\cdot\text{h)}$.

Problema 3.63. Una turbina con toma de vapor industrial regulada, que trabaja con los parámetros iniciales del vapor $p_0 = 3,5 \text{ MPa}$, $t_0 = 350^\circ\text{C}$ y la presión del vapor en el condensador $p_c = 4 \cdot 10^3 \text{ Pa}$, asegura $D_v = 4 \text{ kg/s}$ de vapor, siendo la presión $p_v = 0,4 \text{ MPa}$. Determinar la potencia eléctrica del turbogenerador, si el gasto de vapor en la turbina $D = 8 \text{ kg/s}$, el rendimiento relativo interno de la parte de alta presión (antes de la toma) $\eta_{ri} = 0,75$, el rendimiento relativo interno de la parte de baja presión (después de la toma) $\eta_{rc} = 0,77$, el rendimiento mecánico $\eta_m = 0,97$ y el rendimiento del generador eléctrico $\eta_g = 0,97$.

Solución: En el diagrama *is* (fig. 3.14) hallamos la entalpía del vapor i_0 : $i_0 = 3110 \text{ kJ/kg}$. Las entalpias del vapor $i_{v,a}$ e $i_{c,a}$ las

hallamos al construir en el diagrama $i-s$ (fig. 3.14) el proceso de expansión adiabática del vapor desde el estado inicial al estado final, a saber,

$$i_{v,a} = 2645 \text{ kJ/kg}; \quad i_{c,a} = 2095 \text{ kJ/kg}.$$

La entalpía del vapor procedente de la toma la determinamos empleando la fórmula (3.42):

$$i_v = i_0 - (i_0 - i_{v,a}) \eta'_{ri} = 3110 - (3110 - 2645) 0,75 = 2761 \text{ kJ/kg}.$$

La entalpía del vapor en el condensador la hallamos por la fórmula (3.43):

$$i_c = i_v - (i_v - i_{c,a}) \eta'_{ri} = 2761 - (2761 - 2095) 0,77 = 2248 \text{ kJ/kg}.$$

La potencia eléctrica de la turbina se determina por la fórmula (3.41):

$$N_{el} = [D(i_0 - i_c) - D_v(i_v - i_c)] \eta_m \eta_g = \\ = [8(3110 - 2248) - 4(2761 - 2248)] 0,97 \cdot 0,97 = 4553 \text{ kW.}$$

Problema 3.64. Una turbina con toma de vapor industrial, que funciona con los parámetros iniciales del vapor $p_0 = 3,5 \text{ MPa}$, $t_0 =$

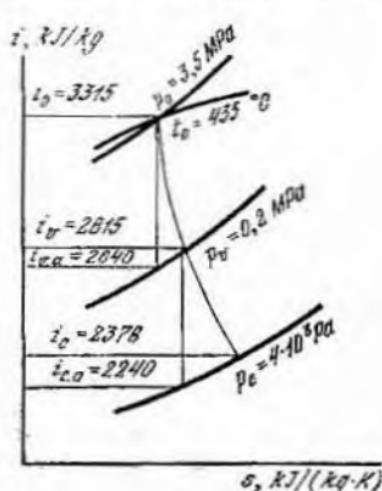


Fig. 3.13

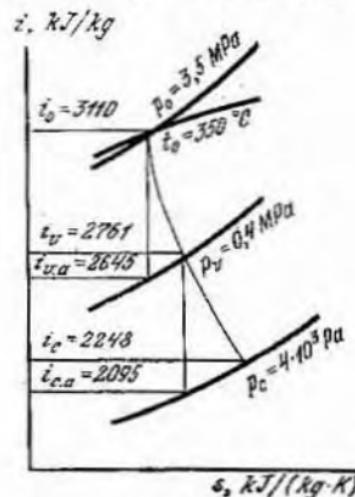


Fig. 3.14

$= 350^\circ\text{C}$ y la presión del vapor en el condensador $p_c = 5 \cdot 10^3 \text{ Pa}$. asegura $D_v = 5 \text{ kg/s}$ de vapor, siendo la presión $p_v = 0,4 \text{ MPa}$. Determinar la potencia efectiva de la turbina, si el gasto de vapor en la turbina $D = 10 \text{ kg/s}$, el rendimiento relativo interno de la parte de alta presión (antes de la toma) $\eta'_{ri} = 0,75$, el rendimiento relativo interno de la parte de baja presión (después de la toma) $\eta'_{ri} = 0,78$ y el rendimiento mecánico $\eta_m = 0,98$.

Respuesta: $N_e = 5792 \text{ kW}$.

Problema 3.65. Una turbina de condensación trabaja con los parámetros iniciales del vapor $p_0 = 3 \text{ MPa}$ y $t_0 = 380^\circ\text{C}$; la presión del vapor en el condensador $p_c = 4 \cdot 10^3 \text{ Pa}$; la turbina tiene una toma de vapor intermedia para la presión $p_v = 0,4 \text{ MPa}$. Determinar el gasto de vapor por segundo y el gasto específico efectivo de vapor para la turbina, si la potencia eléctrica del turbogenerador $N_{el} = 2500 \text{ kW}$, el rendimiento relativo interno de la parte de alta presión (antes de la toma) $\eta'_{ri} = 0,74$, el rendimiento relativo interno de la parte de baja presión (después de la toma) $\eta''_{ri} = 0,76$, el rendimiento mecánico de la turbina $\eta_m = 0,97$, el rendimiento del generador eléctrico $\eta_g = 0,97$ y la parte del gasto de vapor que se extrae de la toma intermedia para la producción $\alpha_v = D_v / D = 0,5$.

Solución: En el diagrama is (fig. 3.15) hallamos la entalpía del vapor $i_0 = 3190 \text{ kJ/kg}$.

Al construir el proceso de expansión adiabática del vapor en el diagrama is desde el estado inicial del vapor hasta el estado final, hallamos las entalpias $i_{v,a}$ e $i_{c,a}$, es decir, $i_{v,a} = 2720 \text{ kJ/kg}$, $i_{c,a} = 2145 \text{ kJ/kg}$.

Determinamos la entalpía del vapor procedente de la toma empleando la fórmula (3.42):

$$i_v = i_0 - (i_0 - i_{v,a}) \eta'_{ri} = 3190 - (3190 - 2720) 0,74 = 2842 \text{ kJ/kg}.$$

La entalpía del vapor en el condensador la hallamos por la fórmula (3.43):

$$i_c = i_v - (i_v - i_{c,a}) \eta''_{ri} = 2842 - (2842 - 2145) 0,76 = 2312 \text{ kJ/kg}.$$

La potencia efectiva de la turbina se determina por la fórmula (3.33):

$$N_e = N_{el} / \eta_g = 2500 / 0,97 = 2577 \text{ kW}.$$

El gasto de vapor en la turbina lo determinamos por la fórmula (3.41):

$$D = N_e / [(i_0 - i_c) - \alpha_v (i_v - i_c)] \eta_m \eta_g = \\ = 2500 / [(3190 - 2312) - 0,5 (2842 - 2312)] 0,97 \cdot 0,97 = 4,34 \text{ kg/s}.$$

$i, \text{ kJ/kg}$

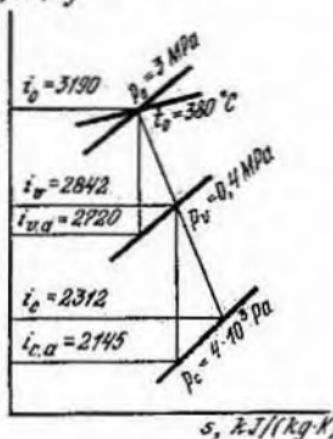


Fig. 3.15

El gasto específico de vapor en la turbina se halla por la fórmula (3.40):

$$d_e = D/N_c = 4,34 \cdot 3600 / 2577 = 6,06 \text{ kg/(kW} \cdot \text{h)}$$

Problema 3.66. Una turbina de condensación funciona con los parámetros iniciales del vapor $p_0 = 3 \text{ MPa}$, $t_0 = 380^\circ\text{C}$; la presión del vapor en el condensador $p_c = 3 \cdot 10^3 \text{ Pa}$; en la toma intermedia de vapor la presión $p_v = 0,5 \text{ MPa}$. Determinar la potencia efectiva de la turbina si el gasto de vapor $D = 4,56 \text{ kg/s}$, el rendimiento relativo interno de la parte de alta presión (antes de la toma) $\eta_{ri} = 0,73$, el rendimiento relativo interno de la parte de baja presión (después de la toma) $\eta'_{ri} = 0,75$, el rendimiento mecánico de la turbina $\eta_m = 0,96$, el rendimiento del generador eléctrico $\eta_g = 0,97$ y la parte del gasto del vapor que se extrae de la toma intermedia para la producción $\alpha_v = 0,5$.

Respuesta: $N_c = 2700 \text{ kW}$.

Problema 3.67. Una turbina de alta presión, provista de una toma de vapor para la calefacción con la presión $p_v = 0,14 \text{ MPa}$, trabaja con los parámetros iniciales del vapor $p_0 = 8 \text{ MPa}$, $t_0 = 500^\circ\text{C}$ y tiene en uno de los regímenes de trabajo el rendimiento relativo interno de la parte de alta presión $\eta'_{ri} = 0,8$. Al cambiar el paso del vapor a través de la turbina, sin variar la presión de la derivación, el rendimiento relativo interno de la parte de alta presión se reduce hasta $\eta'_{ri} = 0,74$. ¿En cuánto cambia la variación disponible de entalpía de la parte de baja presión, si la presión del vapor en el condensador no se cambia y es igual a $p_c = 6 \cdot 10^3 \text{ Pa}$?

Respuesta: $\Delta H = 10 \text{ kJ/kg}$.

Problema 3.68. Determinar la presión del vapor delante de las toberas de la primera etapa de una turbina de contrapresión de baja potencia, con la distribución del vapor por válvulas de estrangulación, si se deja pasar la mitad de la cantidad de vapor. La presión del vapor delante de las toberas de la primera etapa para toda la cantidad de vapor $p_0 = 1,5 \text{ MPa}$ y la contrapresión $p_2 = 0,3 \text{ MPa}$.

Respuesta: $p_{01} = 0,794 \text{ MPa}$.

Problema 3.69. Determinar la presión del vapor delante de las toberas de la etapa de regulación de una turbina de contrapresión en caso del gasto de vapor $D = 82 \text{ kg/s}$, si para el gasto de vapor $D_0 = 102 \text{ kg/s}$ la presión del vapor delante de las toberas de la etapa de regulación $p_0 = 7 \text{ MPa}$ y la contrapresión $p_2 = 3 \text{ MPa}$. La presión del vapor después de salir de la turbina no se altera.

Respuesta: $p_{01} = 6,45 \text{ MPa}$.

Problema 3.70. Una turbina de condensación donde el vapor se distribuye por válvulas de estrangulación, funciona con la presión inicial del vapor $p_0 = 2,9 \text{ MPa}$ y el gasto calculado de vapor $D_0 = 28 \text{ kg/s}$. Determinar el gasto de vapor a través de la válvula de sobrecarga, si después de abrirla el gasto total de vapor aumenta hasta $D_1 = 32,2 \text{ kg/s}$. La presión del vapor tras la válvula de sobrecar-

ga al abrir la $p_1 = 2$ MPa. La sobrecarga de la turbina se efectúa por la válvula de derivación.

Solución: Determinamos la presión del vapor en la cámara de sobrecarga de la turbina valiéndonos de la fórmula (3.45):

$$p_{11} = p_1 D_1 / D_0 = 2 \cdot 32,2 / 28 = 2,3 \text{ MPa.}$$

Como las áreas de paso del vapor en el grupo de las etapas de derivación no varían y para las relaciones dadas de presiones en estas etapas no surge la velocidad crítica, hallamos el gasto de vapor a través del grupo de las etapas de derivación ateniéndonos a la fórmula (3.44):

$$D = D_0 \sqrt{(p_0^2 - p_{11}^2) / (p_0^2 - p_1^2)} = \\ = 28 \sqrt{(2,9^2 - 2,3^2) / (2,9^2 - 2^2)} = 20 \text{ kg/s.}$$

El gasto de vapor a través de la válvula de sobrecarga es:

$$D_v = D_1 - D = 32,2 - 20 = 12,2 \text{ kg/s.}$$

§ 3.5. Condensadores de las turbinas de vapor

El gasto de agua refrigerante (kg/s) para el condensador se determina valiéndose del balance térmico del condensador:

$$W = D_c (i_e - i'_c) / [(t''_a - t'_a) c_a], \quad (3.47)$$

donde D_c es el gasto del vapor que se condensa, kg/s; i'_c , la entalpía del vapor en el condensador, kJ/kg; i'_c , la entalpía del condensado, kJ/kg; c_a , la capacidad calorífica del agua refrigerante, kJ/(kg · K); t''_a y t'_a , las temperaturas del agua refrigerante al salir del condensador y al entrar en él, °C.

La razón de enfriamiento (kg/kg) para el condensador

$$m = W / D_c = (i_e - i'_c) / [(t''_a - t'_a) c_a]. \quad (3.48)$$

La cantidad de calor (kJ/s) que se transmite por segundo por el vapor que se condensa en el condensador

$$Q = D_c (i_e - i'_c). \quad (3.49)$$

La cantidad de calor (kJ/s) absorbido por segundo por el agua refrigerante en el condensador

$$Q = W (t''_a - t'_a) c_a. \quad (3.50)$$

La superficie de enfriamiento del condensador se determina por la ecuación de la transmisión de calor:

$$F_c = Q / (k \Delta t_m), \quad (3.51)$$

donde k es el coeficiente de transmisión de calor, kW/(m² · K); Δt_m , la carga térmica media en el condensador, °C, que se determina por

la fórmula:

$$\Delta t_m = t_{v,s} - (t_a' + t_a)/2, \quad (3.52)$$

donde $t_{v,s}$ es la temperatura del vapor saturado, °C.

Problema 3.71. Determinar el gasto de agua refrigerante para el condensador de una turbina de vapor, si el gasto del vapor que se condensa $D_c = 16,8$ kg/s, la entalpía del vapor en el condensador $i_c = 2300$ kJ/kg, la presión del vapor en el condensador $p_c = 3 \cdot 10^3$ Pa, la temperatura del agua refrigerante al entrar en el condensador $t_a' = 10$ °C y la temperatura del agua refrigerante al salir del mismo es en 5 °C menor que la temperatura del vapor saturado contenido en el condensador.

Respuesta: $W = 1010$ kg/s.

Problema 3.72. Determinar el gasto de agua refrigerante y la razón de enfriamiento para el condensador de una turbina de vapor, si el gasto del vapor que se condensa $D_c = 10$ kg/s, la entalpía del vapor contenido en el condensador $i_c = 2360$ kJ/kg, la presión del vapor en el condensador $p_c = 3,5 \cdot 10^3$ Pa, la temperatura del agua refrigerante al entrar en el condensador $t_a' = 13$ °C y la temperatura del agua refrigerante al salir del mismo es en 4 °C menor que la temperatura del vapor saturado contenido en el condensador.

Solución: De ser la presión $p_c = 3,5 \cdot 10^3$ Pa, la temperatura del vapor saturado la determinamos guiándonos por la tabla 2 (ver el Apéndice): $t_{v,s} = 26,7$ °C.

La temperatura del agua refrigerante al salir del condensado $t_a = t_{v,s} - 4 = 26,7 - 4 = 22,7$ °C.

Hallamos la entalpía del condensado para la presión $p_c = 3,5 \times 10^3$ Pa también valiéndonos de la tabla 2 (ver el Apéndice): $i_c = 111,8$ kJ/kg.

Determinamos el gasto de agua refrigerante para el condensador usando la fórmula (3.47):

$$W = D_c (i_c - i_a') / [(t_a' - t_a) c_p] = \\ = 10 (2360 - 111,8) / [(22,7 - 13) 4,19] = 553 \text{ kg/s}$$

La razón de enfriamiento para el condensador se halla por la fórmula (3.48):

$$m = W/D_c = 553/10 = 55,3 \text{ kg/kg}$$

Problema 3.73. Determinar la razón de enfriamiento para el condensador de una turbina de vapor, si el vapor entra en el condensador a la presión $p_c = 3,5 \cdot 10^3$ Pa, teniendo el grado de sequedad $x = 0,91$. La temperatura del agua refrigerante al entrar en el condensador $t_a' = 11$ °C y la temperatura del agua refrigerante al salir del condensador es en 5 °C menor que la temperatura del vapor saturado contenido en el condensador.

Respuesta: $m = 49,6$ kg/kg.

Problema 3.74. Una turbina de condensación con una toma de vapor intermedia que tiene la presión $p_v = 0,4 \text{ MPa}$, trabaja con los parámetros iniciales del vapor $p_a = 4 \text{ MPa}$, $t_a = 425^\circ\text{C}$ y la presión del vapor en el condensador $p_c = 3,5 \cdot 10^3 \text{ Pa}$. Determinar el gasto de agua refrigerante y la razón de enfriamiento para el condensador de la turbina de vapor, si el gasto del vapor que se condensa $D_c = 6,5 \text{ kg/s}$, la temperatura del agua refrigerante al entrar en el condensador $t_a' = 10^\circ\text{C}$, la temperatura del agua refrigerante al salir del mismo es en 5°C menor que la temperatura del vapor saturado contenido en el condensador, y los rendimientos relativos internos de la parte de alta presión y de la parte de baja presión $\eta_{r1} = \eta_{r2} = 0,8$.

Solución: En el diagrama is (fig. 3.16) hallamos la entalpía del vapor $i_0 = 3280 \text{ kJ/kg}$.

Las entalpias del vapor $i_{v,a}$ e $i_{c,a}$ las determinamos construyendo en el diagrama is el proceso de expansión adiabática del vapor desde el estado inicial del vapor hasta el estado final: $i_{v,a} = 2725 \text{ kJ/kg}$; $i_{c,a} = 2130 \text{ kJ/kg}$.

La entalpía del vapor procedente de la toma la determinamos por la fórmula (3.42):

$$i_v = i_0 - (i_0 - i_{v,a}) \eta_{r1} = \\ = 3280 - (3280 - 2725) 0,8 = 2836 \text{ kJ/kg}.$$

La entalpía del vapor en el condensador se halla usando la fórmula (3.43):

$$i_c = i_v - (i_v - i_{c,a}) \eta_{r2} = \\ = 2836 - (2836 - 2130) 0,8 = 2271 \text{ kJ/kg}.$$

La entalpía del condensado y la temperatura del vapor saturado para la presión $p_c = 3,5 \cdot 10^3 \text{ Pa}$ las hallamos haciendo uso de la tabla 2 (ver el Apéndice):

$$i_e = 111,8 \text{ kJ/kg}; t_{v,s} = 26,7^\circ\text{C}.$$

La temperatura del agua refrigerante al salir del condensador $t_a' = t_{v,s} - 5 = 26,7 - 5 = 21,7^\circ\text{C}$.

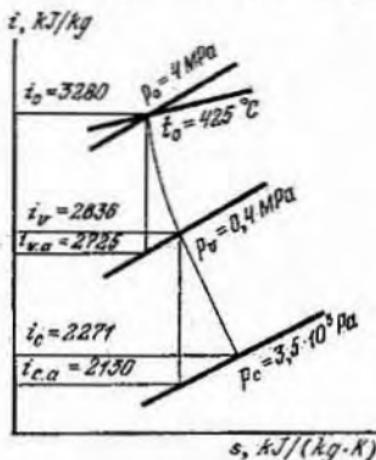


Fig. 3.16

Determinamos el gasto de agua refrigerante para el condensador empleando la fórmula (3.47):

$$W = D_c (i_e - i_c) / [t_a'' - t_a'] c_a = \\ = 6,5 (2271 - 111,8) / [(21,7 - 10) \cdot 4,19] = 286,4 \text{ kg/s}.$$

La razón de enfriamiento para el condensador se determina por la fórmula (3.48):

$$m = W/D_c = 286,4 / 6,5 = 44 \text{ kg/kg}.$$

Problema 3.75. Una turbina de condensación con una toma de vapor intermedia que tiene la presión $p_v = 0,4 \text{ MPa}$, trabaja con los parámetros iniciales del vapor $p_0 = 3 \text{ MPa}$, $t_0 = 380^\circ\text{C}$; la presión del vapor contenido en el condensador $p_c = 4 \cdot 10^3 \text{ Pa}$. Determinar el gasto de agua refrigerante y la razón de enfriamiento para el condensador de la turbina de vapor, si el gasto del vapor que se condensa $D_c = 8,5 \text{ kg/s}$, la temperatura del agua refrigerante a la entrada del condensador $t_a' = 11^\circ\text{C}$, la temperatura del agua refrigerante a la salida del condensador $t_a'' = 21^\circ\text{C}$, el rendimiento relativo interno de la parte de alta tensión $\eta_{rl} = 0,74$ y el rendimiento relativo interno de la parte de baja tensión $\eta_{lr} = 0,76$.

Respuesta: $W = 444,5 \text{ kg/s}$; $m = 52,3 \text{ kg/kg}$.

Problema 3.76. Una turbina de condensación funciona con los parámetros iniciales del vapor $p_0 = 3,5 \text{ MPa}$, $t_0 = 435^\circ\text{C}$ y la presión del vapor en el condensador $p_c = 4 \cdot 10^3 \text{ Pa}$. Determinar la cantidad de calor transmitido por el vapor que se condensa en el condensador de la turbina, si el gasto del vapor que se condensa $D_c = 12 \text{ kg/s}$ y el rendimiento relativo interno de la turbina $\eta_{rl} = 0,76$.

Respuesta: $Q = 27\,348 \text{ kJ/s}$.

Problema 3.77. Determinar la cantidad de calor recibido por el agua refrigerante en el condensador de una turbina de vapor, si el gasto del vapor que se condensa $D_c = 8,5 \text{ kg/s}$, la razón de enfriamiento $m = 54 \text{ kg/kg}$, la presión del vapor en el condensador $p_c = 3 \cdot 10^3 \text{ Pa}$, la temperatura del agua refrigerante al entrar en el condensador $t_a' = 12^\circ\text{C}$ y la temperatura del agua refrigerante al salir del condensador es en 4°C menor que la temperatura del vapor saturado en el condensador.

Respuesta: $Q = 15\,386 \text{ kJ/s}$.

Problema 3.78. Determinar la cantidad de calor recibido por el agua refrigerante en el condensador de una turbina de vapor de potencia efectiva $N_e = 2600 \text{ kW}$, que tiene el gasto específico de vapor $d_e = 6,5 \text{ kg/(kW}\cdot\text{h)}$, si la razón de enfriamiento $m = 55 \text{ kg/kg}$, la temperatura del agua refrigerante al entrar en el condensador $t_a' = 10,5^\circ\text{C}$ y la temperatura del agua refrigerante al salir del condensador $t_a'' = 21^\circ\text{C}$.

Respuesta: $Q = 11\,374 \text{ kJ/s}$.

Problema 3.79. Determinar la superficie de enfriamiento del condensador de una turbina de vapor de potencia efectiva $N_e = 2000$ kW, que tiene el gasto específico de vapor $d_e = 5,5 \text{ kg/(kW}\cdot\text{h)}$, si la entalpía del vapor contenido en el condensador $i_c = 2350 \text{ kJ/kg}$, la presión del vapor en el condensador $p_c = 5 \cdot 10^3 \text{ Pa}$, el coeficiente de transmisión de calor $k = 3,9 \text{ kW/(m}^2\cdot\text{K)}$ y la carga térmica media en el condensador $\Delta t_m = 10^\circ\text{C}$.

Respuesta: $F_c = 173,3 \text{ m}^2$.

Problema 3.80. Una turbina de condensación de potencia efectiva $N_e = 5000$ kW tiene el gasto específico de vapor $d_e = 5,8 \text{ kg/(kW}\cdot\text{h)}$. Determinar la superficie de enfriamiento del condensador de la turbina si ésta trabaja con los parámetros iniciales del vapor $p_0 = 3,5 \text{ MPa}$, $t_0 = 435^\circ\text{C}$, la presión del vapor en el condensador $p_c = 4 \cdot 10^3 \text{ Pa}$ y la temperatura del agua refrigerante al entrar en el condensador $t_a = 14^\circ\text{C}$, la temperatura del agua refrigerante al salir del condensador $t_a' = 24^\circ\text{C}$, el coeficiente de transmisión de calor $k = 4 \text{ kW/(m}^2\cdot\text{K)}$ y el rendimiento relativo interno de la turbina $\eta_{rt} = 0,75$.

Solución: El gasto del vapor que se condensa se determina por la fórmula (3.40):

$$D = D_e = d_e N_e / 3600 = 5,8 \cdot 5000 / 3600 = 8,06 \text{ kg/s.}$$

La entalpía del vapor i_0 se determina por el diagrama is (fig. 3.17): $i_0 = 3320 \text{ kJ/kg}$.

Al construir el proceso de expansión adiabática del vapor, en el diagrama is hallamos la entalpía del vapor $i_{e,a}$: $i_{e,a} = 2120 \text{ kJ/kg}$.

La entalpía del vapor contenido en el condensador

$$i_c = i_0 - (i_0 - i_{e,a}) \eta_{rt} = 3320 - (3320 - 2120) 0,75 = 2420 \text{ kJ/kg.}$$

Al valernos de la tabla 2 (ver el Apéndice), hallamos la entalpía del condensado para la presión $p_c = 4 \cdot 10^3 \text{ Pa}$: $i_c' = 121 \text{ kJ/kg}$.

La cantidad de calor cedido por segundo por el vapor que se condensa en el condensador, se determina por la fórmula (3.49):

$$Q = D_c (i_c - i_c') = 8,06 (2420 - 121) = 18530 \text{ kJ/s.}$$

La temperatura del vapor saturado para la presión $p_c = 4 \cdot 10^3 \text{ Pa}$ se halla partiendo de la tabla 2 (ver el Apéndice): $t_{v,s} = 29^\circ\text{C}$.

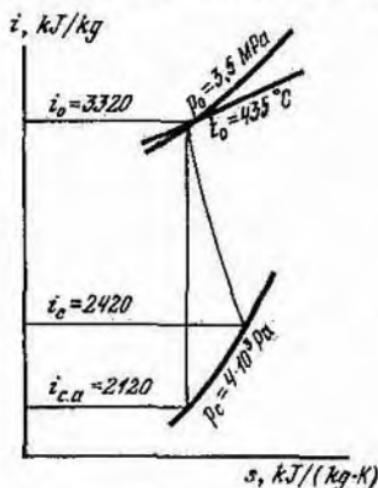


Fig. 3.17

La carga térmica media en el condensador se determina por la fórmula (3.52):

$$\Delta t_m = t_{v,s} - (t_a' + t_a)/2 = 29 - (14 + 24)/2 = 10 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

La superficie de enfriamiento del condensador se determina por la fórmula (3.51):

$$F_c = Q/(k\Delta t_m) = 18530/(4 \cdot 10) = 463,2 \text{ m}^2.$$

Problema 3.81. Determinar la superficie de enfriamiento del condensador de una turbina si el gasto de agua refrigerante para el condensador $W = 450 \text{ kg/s}$, la razón de enfriamiento $m = 55 \text{ kg/kg}$, la entalpía del vapor en el condensador $t_v = 2400 \text{ kJ/kg}$, la presión del vapor en el condensador $p_c = 4 \cdot 10^3 \text{ Pa}$, la temperatura del agua refrigerante al entrar en el condensador $t_a = 12 \text{ } ^\circ\text{C}$, la temperatura del agua refrigerante al salir del condensador $t_a' = 22 \text{ } ^\circ\text{C}$ y el coeficiente de transmisión de calor $k = 3,7 \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$.

Respuesta: $F_c = 420,9 \text{ m}^2$.

Problema 3.82. Determinar la carga térmica media en el condensador de una turbina si el gasto de vapor que se condensa $D_c = 7,6 \text{ kg/s}$, la entalpía del vapor en el condensador $t_v = 2330 \text{ kJ/kg}$, la presión del vapor en el condensador $p_c = 3,5 \cdot 10^3 \text{ Pa}$, el área de la superficie de enfriamiento del condensador $F_c = 410 \text{ m}^2$ y el coeficiente de transmisión de calor $k = 3,65 \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$.

Respuesta: $t_m = 11,3 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Problema 3.83. Determinar la carga térmica media en el condensador de una turbina si el gasto de vapor que se condensa $D_c = 7,8 \text{ kg/s}$, la razón de enfriamiento $m = 55 \text{ kg/kg}$, la presión del vapor en el condensador $p_c = 4 \cdot 10^3 \text{ Pa}$, la temperatura del agua refrigerante al entrar en el condensador $t_a = 12 \text{ } ^\circ\text{C}$, la temperatura del agua refrigerante al salir del condensador es en $6 \text{ } ^\circ\text{C}$ menor que la temperatura del vapor saturado contenido en el condensador, la superficie de enfriamiento del condensador $F_c = 430 \text{ m}^2$ y el coeficiente de transmisión de calor $k = 4 \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$.

Respuesta: $\Delta t_m = 11,5 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Capítulo 4

TURBINAS DE GASES E INSTALACIONES DE TURBINA DE GASES

§ 4.1. Turbinas de gases

Características del proceso de trabajo en la etapa de turbina. La cantidad de calor total disponible (variación de entalpía) kJ/kg en una etapa de turbina de gas se determina por la fórmula:

$$h_0 = [k/(k-1)] RT_0 \{1 - (p_2/p_0)^{(k-1)/k}\}, \quad (4.1)$$

donde k es el índice adiabático; R , la constante de los gases perfectos de 1 kg de gas, J/(kg·K); p_0 y T_0 , los parámetros iniciales [presión (Pa) y temperatura absoluta (K)] del gas antes de entrar en la etapa de turbina, considerando la velocidad inicial; p_2 , la presión del gas después de salir de la etapa de turbina, Pa.

La velocidad real (m/s) del gas en la salida de las toberas es:

$$c_1 = 44,7 \varphi \sqrt{h_0(1-\rho)} = \\ = 44,7 \varphi \sqrt{[k/(k-1)] RT_0 \{1 - (p_2/p_0)^{(k-1)/k}\} (1-\rho)}, \quad (4.2)$$

donde $\varphi = 0,93 \dots 0,98$ es el coeficiente de velocidad de la tobera; $p_2 = p_1$, la presión del gas después de salir de la etapa de turbina, Pa; ρ , el grado de reactividad de la etapa.

El grado de reactividad ρ , la velocidad circunferencial en el centro de la paleta u , la velocidad relativa del gas en la entrada en las paletas w_1 , las velocidades relativas del gas en la salida del canal entre las paletas en la etapa de acción y en la etapa de reacción w_2 , la velocidad absoluta del gas en la salida del canal entre las paletas c_2 , el ángulo de entrada del gas en la paleta β_1 , el ángulo de inclinación de la velocidad absoluta del gas en la salida del canal entre las paletas impulsoras α_2 y el trabajo efectuado por 1 kg de gas se determinan por las fórmulas para las turbinas de vapor (ver el § 3.1).

Pérdidas y rendimientos en las etapas de turbina. El proceso de trabajo en las etapas de turbina va acompañado de ciertas pérdidas de energía calorífica. A las pérdidas principales de energía en las etapas de turbina se refieren las pérdidas de energía en las toberas y en las paletas, las pérdidas que se deben a la velocidad absoluta de salida, al rozamiento y la ventilación, así como a la fuga de fluido activo a través de huelgos en las juntas de empaque.

Las pérdidas de energía en las toberas $h_{r,b}$, en las paletas h_p , las pérdidas debidas a la velocidad absoluta de salida $h_{s,p}$ y el rendimiento relativo en las paletas $\eta_{r,p}$ se determinan por las fórmulas (3.12), (3.13), (3.14), (3.15) y (3.18).

Al girar el disco de la turbina, las pérdidas de energía calorífica a consecuencia del rozamiento y la ventilación (kJ/kg) son:

$$h_{\text{r.v}} = [1,46d^2 + 0,83(1-\epsilon)dl^{1,5}] (1/v)(u^2/10^6)(1/M_g), \quad (4.3)$$

donde d es el diámetro medio de la etapa, m; ϵ , el grado de parcialidad de la etapa; l , la altura de las paletas, cm; v , el volumen específico del gas que rodea el disco, m^3/kg ; M_g , el gasto de gas en la etapa, kg/s .

Las pérdidas de calor (kJ/kg) a consecuencia de la fuga de gas a través de huecos en las juntas de empaque son:

$$h_f = M_f h_b / M_g, \quad (4.4)$$

donde M_f es el gasto de gas a consecuencia de la fuga del mismo, kg/s .

Las pérdidas de calor en una etapa se valoran por el rendimiento relativo interno de la etapa η_{ri} , que representa la relación de la variación utilizada de entalpía h_t a la variación disponible de entalpía en la etapa h_0 , o sea:

$$\eta_{ri}^{\text{et}} = h_t/h_0 = (h_0 - h_{\text{tob}} - h_p - h_{\text{sal}} - h_{\text{r.v}} - h_f)/h_0 \quad (4.5)$$

Rendimientos de la turbina. Las pérdidas de calor dentro de la turbina se valoran por el rendimiento relativo interno que representa la relación de la variación utilizada de entalpía H_i a la variación disponible de entalpía en la turbina H_0 , es decir:

$$\eta_{ti} = H_i/H_0. \quad (4.6)$$

Los valores del rendimiento relativo interno de las turbinas de gas se encuentran dentro de los límites de 0,85 . . . 0,9.

Las pérdidas mecánicas se valoran por el rendimiento mecánico η_m que representa la relación de la potencia efectiva N_e a la potencia interna N_1 , a saber:

$$\eta_m = N_e/N_1. \quad (4.7)$$

Los valores del rendimiento mecánico se hallan dentro de los límites de 0,96 . . . 0,99.

Las pérdidas de calor dentro de la turbina y las pérdidas mecánicas se valoran por el rendimiento relativo efectivo de la turbina:

$$\eta_{r.e} = \eta_{ti}\eta_m \quad (4.8)$$

Los valores de $\eta_{r.e}$ de turbinas, según sea la potencia de las mismas, se encuentran dentro de los límites de 0,8 . . . 0,9.

Potencias de la turbina. Llámase potencia efectiva N_e (kW) la potencia transmitida por el eje de la turbina y determinada por la fórmula siguiente:

$$N_e = G_g H_0 \eta_{r.e} \quad (4.9)$$

La potencia (kW) interna (indicada) se halla por la fórmula (4.7).

Gasto de gas en una turbina. El gasto de gas por segundo en

una turbina (kg/s) se determina por la fórmula siguiente:

$$G_g = N_e / (H_0 \eta_{r.e.}) \quad (4.10)$$

El gasto específico efectivo de gas [kg/(kW · h)] representa la relación del gasto de gas por segundo G_g a la potencia efectiva N_e , o sea:

$$g_e = G_g / N_e = 3600 / (H_0 \eta_{r.e.}) \quad (4.11)$$

Problema 4.1. En una etapa de acción el gas que tiene la presión inicial $p_0 = 18 \text{ MPa}$ y la temperatura inicial $t_0 = 650^\circ\text{C}$, se expande hasta $p_1 = 0,1 \text{ MPa}$. Determinar la velocidad real del gas en la salida de las toberas y la velocidad circunferencial en el centro de la paleta, si el coeficiente de velocidad de la tobera $\varphi = 0,97$, el diámetro medio de la etapa $d = 0,9 \text{ m}$, la frecuencia de rotación del eje de la turbina $n = 60 \text{ r.p.s.}$, el índice adiabático $k = 1,35$ y la constante de los gases perfectos $R = 288 \text{ J/(kg} \cdot \text{K)}$.

Respuesta: $c_1 = 523 \text{ m/s}$; $u = 169,5 \text{ m/s}$.

Problema 4.2. Determinar las velocidades relativas del gas al entrar en las paletas y al salir del canal entre las paletas en una etapa de acción, si la variación disponible de entalpía en la etapa de turbina $h_0 = 200 \text{ kJ/kg}$, el coeficiente de velocidad de la tobera $\varphi = 0,96$, el ángulo de inclinación de la tobera respecto del plano del disco $\alpha_1 = 16^\circ$, el diámetro medio de la etapa $d = 0,9 \text{ m}$, la frecuencia de rotación del eje de la turbina $n = 3000 \text{ r.p.m.}$ y el coeficiente que considera el cambio de velocidad en las paletas $\psi = 0,87$.

Respuesta: $w_1 = 473,5 \text{ m/s}$; $w_2 = 412 \text{ m/s}$.

Problema 4.3. En una etapa de impulsión el gas que tiene la presión inicial $p_0 = 0,29 \text{ MPa}$ y la temperatura inicial $t_0 = 800^\circ\text{C}$, se expande hasta $p_1 = 0,15 \text{ MPa}$. Determinar la velocidad absoluta del gas en la salida del canal entre las paletas y construir el triángulo de velocidades si el coeficiente de velocidad de la tobera $\varphi = 0,95$, el coeficiente que considera el cambio de velocidad en las paletas $\psi = 0,87$, el ángulo de inclinación de la tobera respecto del plano del disco $\alpha_1 = 15^\circ$, la relación de la velocidad circunferencial en el centro de la paleta a la velocidad real del gas en la salida de las toberas $u/c_1 = 0,44$, el ángulo de salida del gas de la paleta $\beta_2 = \beta_1 - 5^\circ$, el índice adiabático $k = 1,34$ y la constante de los gases perfectos $R = 288 \text{ J/(kg} \cdot \text{K)}$.

Respuesta: $c_2 = 108 \text{ m/s}$.

Problema 4.4. En una etapa de reacción el gas que tiene la presión inicial $p_0 = 0,29 \text{ MPa}$ y la temperatura inicial $t_0 = 820^\circ\text{C}$, se expande hasta $p_2 = 0,15 \text{ MPa}$. Construir el triángulo de velocidades si el coeficiente de velocidad de la tobera $\varphi = 0,965$, el ángulo de inclinación de la tobera respecto del plano del disco $\alpha_1 = 17^\circ$, el coeficiente que considera el cambio de velocidad en las paletas $\psi = 0,875$, la relación de la velocidad circunferencial en el centro de la paleta a la velocidad real del gas en la salida de las toberas $u/c_1 =$

= 0,5, el ángulo de salida del gas de la paleta impulsora $\beta_2 = 20^\circ$, el grado de reactividad de la etapa $\rho = 0,48$, el índice adiabático $k = 1,34$ y la constante de los gases perfectos $R = 288 \text{ J/(kg}\cdot\text{K)}$.

Solución: Determinamos la velocidad real del gas en la salida de las toberas ateniéndonos a la fórmula (4.2):

$$c_1 = 44,7 \psi \sqrt{k/(k-1) RT_0 [1 - (p_2/p_0)^{(k-1)/k}] (1-\rho)} = \\ = 44,7 \cdot 0,965 \sqrt{[1,34/(1,34-1)] 0,288} \times \\ \times 1093 [1 - (0,15/0,29)^{(1,34-1)/1,34}] (1 - 0,48) = 431 \text{ m/s.}$$

La velocidad circunferencial en el centro de la paleta se determina partiendo de la relación $u/c_1 = 0,5$:

$$u = 0,5c_1 = 0,5 \cdot 431 = 215,5 \text{ m/s.}$$

La velocidad relativa del gas al entrar en las paletas se halla por la fórmula (3.5):

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2c_1 u \cos \alpha_1} = \\ = \sqrt{431^2 + 215,5^2 - 2 \cdot 431 \cdot 215,5 \cdot 0,956} = 234 \text{ m/s.}$$

La velocidad relativa del gas en la salida del canal entre las paletas se determina por la fórmula (3.7):

$$w_2 = 44,7 \psi \sqrt{\rho [k/(k-1)] RT_0 [1 - (p_2/p_0)^{(k-1)/k}] + (w_1/44,7)^2} = \\ = 44,7 \cdot 0,875 \sqrt{0,48 [1,34/(1,34-1)] 0,288} \times \\ \times 1093 [1 - (0,15/0,29)^{(1,34-1)/1,34}] + (234/44,7)^2 = 428 \text{ m/s.}$$

Hallamos la velocidad absoluta del gas en la salida del canal entre las paletas valiéndonos de la fórmula (3.8):

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2w_2 u \cos \beta_2} = \\ = \sqrt{428^2 + 215,5^2 - 2 \cdot 428 \cdot 215,5 \cdot 0,94} = 237 \text{ m/s.}$$

Determinamos el ángulo de entrada del gas en la paleta partiendo de la relación (3.9):

$$\operatorname{tg} \beta_1 = c_1 \operatorname{sen} \alpha_1 / (c_1 \cos \alpha_1 - u) = 431 \cdot 0,292 / (431 \cdot 0,956 - 215,5) = 0,64; \\ \beta_1 = 32^\circ 36'.$$

El ángulo de inclinación de la velocidad absoluta del gas en la salida del canal entre las paletas se halla partiendo de la relación

(3.10):

$$\cos \alpha_2 = (w_2 \cos \beta_2 - u) / c_2 = \\ = (428 \cdot 0,94 - 215,5) / 237 = 0,8; \quad \alpha_2 = 36^\circ 48'.$$

Los triángulos de velocidades construidos a base de estos cálculos se aducen en la fig. 4.1.

Problema 4.5. En una etapa de reacción el gas que tiene la presión inicial $p_0 = 0,48 \text{ MPa}$ y la temperatura inicial $t_0 = 800^\circ \text{C}$, se expande hasta $p_2 = 0,26 \text{ MPa}$. Determinar el grado de reactividad

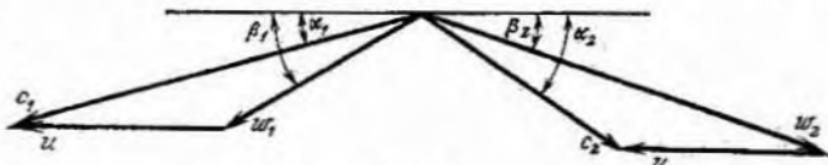


Fig. 4.1

de la etapa si la variación de entalpía en las paletas $h_2 = 86,5 \text{ kJ/kg}$, el índice adiabático $k = 1,4$ y la constante de los gases perfectos $R = 288 \text{ J/(kg}\cdot\text{K)}$.

Respuesta: $\varphi = 0,5$.

Problema 4.6. Determinar el trabajo de 1 kg de gas al incidir sobre las paletas en una etapa de reacción, si la variación disponible de entalpía $h_0 = 110 \text{ kJ/kg}$, el coeficiente de velocidad de la tobera $\varphi = 0,965$, el coeficiente que considera el cambio de velocidad en las paletas $\psi = 0,86$, el ángulo de inclinación de la tobera respecto del plano del disco $\alpha_1 = 16^\circ$, la relación de la velocidad circunferencial en el centro de la paleta a la velocidad real del gas en la salida de las toberas $u/c_1 = 0,44$, el ángulo de salida del gas de la paleta impulsora es igual al ángulo de entrada del gas en la paleta $\beta_2 = \beta_1 = 22^\circ$ y el grado de reactividad de la etapa $\varphi = 0,5$.

Respuesta: $I = 67,4 \text{ kJ/kg}$.

Problema 4.7. En una etapa de impulsión el gas que tiene la presión inicial $p_0 = 0,18 \text{ MPa}$ y la temperatura inicial $t_0 = 650^\circ \text{C}$, se expande hasta $p_1 = 0,1 \text{ MPa}$. Determinar el rendimiento relativo en las paletas, si el coeficiente de velocidad de la tobera $\varphi = 0,97$, el coeficiente que considera el cambio de velocidad en las paletas $\psi = 0,9$, el ángulo de inclinación de la tobera respecto del plano del disco $\alpha_1 = 14^\circ$, la relación de la velocidad circunferencial en el centro de la paleta a la velocidad real del gas en la salida de las toberas $u/c_1 = 0,5$, el ángulo de salida del gas de la paleta impulsora $\beta_2 = 21^\circ$, el índice adiabático $k = 1,35$ y la constante de los gases perfectos $R = 288 \text{ J/(kg}\cdot\text{K)}$.

Respuesta: $\eta_{r.p} = 0,86$.

Problema 4.8. Determinar el rendimiento relativo interno de una etapa de acción, si la variación disponible de entalpía en la etapa

$h_0 = 185 \text{ kJ/kg}$, el coeficiente de velocidad de la tobera $\varphi = 0,95$, el coeficiente que considera el cambio de velocidad en las paletas $\psi = 0,87$, el ángulo de salida del gas de la paleta $\beta_2 = 23^\circ$, el ángulo de inclinación de la tobera respecto del plano del disco $\alpha_1 = 45^\circ$, el diámetro medio de la etapa $d = 1,35 \text{ m}$, la frecuencia de rotación del eje de la turbina $n = 3600 \text{ r.p.m.}$, el grado de parcialidad de la etapa $\epsilon = 1$, la altura de las paletas $l_1 = 0,07 \text{ m}$, el volumen específico del gas $v = 1,51 \text{ m}^3/\text{kg}$, el gasto de gas en la etapa $M_g = 25 \text{ kg/s}$ y el gasto de gas a consecuencia de la fuga del mismo $M_f = 0,4 \text{ kg/s}$.

Respuesta: $\eta_{ri}^{\text{et}} = 0,773$.

Problema 4.9. En una etapa de reacción el gas que tiene la presión inicial $p_0 = 0,48 \text{ MPa}$ y la temperatura inicial $t_0 = 800^\circ\text{C}$, se expande hasta $p_2 = 0,26 \text{ MPa}$. Determinar el rendimiento relativo interno de la etapa, si el coeficiente de velocidad de la tobera $\varphi = 0,96$, el coeficiente que considera el cambio de velocidad en las paletas $\psi = 0,95$, el ángulo de inclinación de la tobera respecto del plano del disco $\alpha_1 = 22^\circ$, el ángulo de salida del gas de la paleta $\beta_2 = 24^\circ$, el diámetro medio de la etapa $d = 0,71 \text{ m}$, la frecuencia de rotación del eje de turbina $n = 6000 \text{ r.p.m.}$, el grado de parcialidad de la etapa $\epsilon = 1$, la altura de las paletas $l_1 = 0,06 \text{ m}$, el volumen específico del gas $v = 1,51 \text{ m}^3/\text{kg}$, el grado de reactividad de la etapa $\rho = 0,35$, el gasto de gas en la etapa $M_g = 20 \text{ kg/s}$, el gasto de gas debido a la fuga $M_f = 0,2 \text{ kg/s}$, el índice adiabático $k = 1,4$ y la constante de los gases perfectos $R = 287 \text{ J/(kg}\cdot\text{K)}$.

Solución: Determinamos la variación disponible de entalpía en la etapa partiendo de la fórmula (4.1):

$$h_0 = [k/(k-1)] RT_0 [1 - (p_2/p_0)^{(k-1)/k}] = \\ = [1,4/(1,4-1)] 0,287 \cdot 1073 [1 - (0,26/0,48)^{(1,4-1)/1,4}] = 172,4 \text{ kJ/kg.}$$

La velocidad real del gas en la salida de las toberas se halla viéndose de la fórmula (4.2):

$$c_1 = 44,7\varphi \sqrt{h_0(1-\rho)} = \\ = 44,7 \cdot 0,96 \sqrt{172,4(1-0,35)} = 455 \text{ m/s.}$$

Las pérdidas de energía en las toberas se determinan por la fórmula (3.12):

$$h_{\text{tob}} = (1/\varphi_2 - 1) c_1^2/2000 = (1/0,96^2 - 1) 455^2/2000 = 8,9 \text{ kJ/kg.}$$

Hallamos la velocidad circunferencial en el centro de la paleta partiendo de la fórmula (3.4):

$$u = \pi d n / 60 = 3,14 \cdot 0,71 \cdot 6000 / 60 = 223 \text{ m/s.}$$

La velocidad relativa del gas en la entrada en las paletas se determina por la fórmula (3.5):

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2c_1 u \cos \alpha_1} = \\ = \sqrt{455^2 + 223^2 - 2 \cdot 455 \cdot 223 \cdot 0,927} = 262 \text{ m/s.}$$

Hallamos la velocidad relativa del gas en la salida del canal entre las paletas partiendo de la fórmula (3.7):

$$w_2 = 44,7 \psi \sqrt{\rho h_0 + (w_1/44,7)^2} = \\ = 44,7 \cdot 0,95 \sqrt{0,35 \cdot 172,4 + (262/44,7)^2} = 414 \text{ m/s.}$$

Las pérdidas de energía en las paletas se hallan por la fórmula (3.14):

$$h_p = (1/\psi^2 - 1) w_2^2/2000 = (1/0,95^2 - 1) 414^2/2000 = 9,4 \text{ kJ/kg.}$$

Determinamos la velocidad absoluta del gas en la salida del canal entre las paletas valiéndonos de la fórmula (3.8):

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2w_2 u \cos \beta_2} = \\ = \sqrt{414^2 + 223^2 - 2 \cdot 414 \cdot 223 \cdot 0,914} = 229 \text{ m/s.}$$

Las pérdidas de energía a consecuencia de la velocidad absoluta de salida se determinan por la fórmula (3.15):

$$h_{sa1} = c_2^2/2000 = 229^2/2000 = 26,2 \text{ kJ/kg.}$$

Las pérdidas de energía debidas al rozamiento y ventilación se hallan por la fórmula (4.3):

$$h_{r.v} = [1,46 d^2 + 0,83 (1-\varepsilon) d l_1^{1,5} (1/v) (u^3/10^6) (1/M_g) = \\ = [1,46 \cdot 0,71^2 + 0,83 (1-1) 0,71 \cdot 6^{1,5} (1/1,51) (223^3/10^6) \times \\ \times (1/20) = 0,27 \text{ kJ/kg.}$$

Determinamos las pérdidas de calor a consecuencia de la fuga de gas a través de huecos en las juntas de empaque ateniéndonos a la fórmula (4.4):

$$h_f = M_f h_0 / M_g = 0,2 \cdot 172,4 / 20 = 1,72 \text{ kJ/kg.}$$

Hallamos el rendimiento relativo interno de la etapa partiendo de la fórmula (4.5):

$$\eta_{ri}^{\text{st}} = (h_0 - h_{tob} - h_p - h_{sa1} - h_{r.v} - h_f) / h_0 = \\ = (172,4 - 8,9 - 9,4 - 26,2 - 0,27 - 1,72) / 172,4 = 0,73.$$

Problema 4.10. Una turbina trabaja con los parámetros iniciales del gas $p_0 = 0,32 \text{ MPa}$, $t_0 = 827^\circ\text{C}$ y la presión del gas tras la turbina $p_2 = 0,15 \text{ MPa}$. Determinar la potencia efectiva de la turbina y el gasto específico efectivo de gas en ella, si el gasto de gas $G_g =$

= 28 kg/s, el rendimiento relativo efectivo de la turbina $\eta_{r.e} = 0,74$, el índice adiabático $k = 1,34$ y la constante de los gases perfectos $R = 288 \text{ J/(kg}\cdot\text{K)}$.

Solución: Determinamos la variación disponible de entalpía en la turbina valiéndonos de la fórmula (4.1):

$$H_0 = [k/(k-1)] RT_0 [1 - (p_2/p_1)^{(k-1)/k}] = \\ = [1,34/(1,34-1)] 0,288 \cdot 1100 [1 - (0,15/0,32)^{(1,34-1)/1,34}] = \\ = 216,7 \text{ kJ/kg.}$$

La potencia efectiva de la turbina se halla por la fórmula (4.9):

$$N_e = G_g H_0 \eta_{r.e} = 28 \cdot 216,7 \cdot 0,74 = 4488 \text{ kW.}$$

Determinamos el gasto específico efectivo de gas partiendo de la fórmula (4.11):

$$g_e = 3600/(H_0 \eta_{r.e}) = 3600/(216,7 \cdot 0,74) = 22,4 \text{ kg/(kW}\cdot\text{h).}$$

Problema 4.11. Una turbina funciona con los parámetros iniciales del gas $p_0 = 0,48 \text{ MPa}$, $t_0 = 727^\circ\text{C}$ y la presión del gas después de salir de la turbina $p_2 = 0,26 \text{ MPa}$. Determinar la potencia interna de la turbina, si el gasto de gas $G_g = 26 \text{ kg/s}$, el rendimiento relativo efectivo de la turbina $\eta_{r.e} = 0,75$, el rendimiento mecánico de la turbina $\eta_m = 0,98$, el índice adiabático $k = 1,4$ y la constante de los gases perfectos $R = 287 \text{ J/(kg}\cdot\text{K)}$.

Respuesta: $N_i = 3197 \text{ kW.}$

Problema 4.12. Una turbina trabaja con los parámetros iniciales del gas $p_0 = 0,292 \text{ MPa}$, $t_0 = 800^\circ\text{C}$ y la presión del gas después de salir de la turbina $p_2 = 0,152 \text{ MPa}$. Determinar la potencia efectiva y el gasto específico efectivo de gas en la turbina, si el gasto de gas $G_g = 28 \text{ kg/s}$, el rendimiento relativo efectivo de la turbina $\eta_{r.e} = 0,79$, el índice adiabático $k = 1,34$ y la constante de los gases perfectos $R = 288 \text{ J/(kg}\cdot\text{K)}$.

Respuesta: $N_e = 4092 \text{ kW; } g_e = 24,6 \text{ kg/(kW}\cdot\text{h).}$

Problema 4.13. Una turbina trabaja con los parámetros iniciales del gas $p_0 = 0,48 \text{ MPa}$, $t_0 = 800^\circ\text{C}$ y la presión del gas después de salir de la turbina $p_2 = 0,26 \text{ MPa}$. Determinar ¿en cuánto se reduce la potencia efectiva de la turbina, si el gasto de gas no varía y es igual a $G_g = 20 \text{ kg/s}$ y el rendimiento relativo efectivo de la turbina disminuye de $\eta_{r.e} = 0,75$ a $\eta'_{r.e} = 0,73$? El fluido activo posee las propiedades del aire.

Respuesta: $\Delta N_e = 70 \text{ kW.}$

Problema 4.14. Determinar el rendimiento relativo efectivo y el rendimiento relativo interno de una turbina, si la potencia efectiva de ésta $N_e = 7000 \text{ kW}$, el gasto de gas $G_g = 28,5 \text{ kg/s}$, la variación disponible de entalpía en la turbina $H_0 = 295 \text{ kJ/kg}$ y la variación utilizada de entalpía $H_i = 253 \text{ kJ/kg.}$

Respuesta: $\eta_{r.e} = 0,832; \eta_{ri} = 0,858.$

Problema 4.15. Determinar el gasto de gas por segundo y el rendimiento mecánico de una turbina, si la potencia efectiva de la misma $N_e = 6400$ kW, la variación disponible de entalpía en la turbina $H_0 = 276$ kJ/kg, el rendimiento relativo efectivo de la turbina $\eta_{re} = 0,79$ y el rendimiento relativo interno de la turbina $\eta_{ri} = 0,81$.

Respuesta: $G_s = 29,4$ kg/s; $\eta_m = 0,975$.

§ 4.2. Instalaciones de turbina de gases (ITG)

Parámetros que caracterizan el trabajo de las instalaciones de turbina de gases. En las instalaciones de turbina de gases, las pérdidas se subdividen en internas, que influyen directamente sobre el cambio del estado del fluido operante (activo), y externas. A las pérdidas internas principales se refieren las pérdidas de calor que tienen lugar en la turbina de gases, el compresor y la cámara de combustión.

En las instalaciones de turbina de gases, las pérdidas internas se valoran por el rendimiento interno de la instalación, que se determina por la fórmula siguiente:

$$\eta_i^{ITG} = \frac{\eta_{ri} \tau (1 - 1/\lambda^m) - (\lambda^m - 1) (1/\eta_c)}{\tau - 1 - (\lambda^m - 1) (1/\eta_c)} \eta_{c.c.}, \quad (4.12)$$

donde η_{ri} es el rendimiento relativo interno de la turbina de gases; $\eta_{c.c.}$, el rendimiento de la cámara de combustión; η_c , el rendimiento interno (adiabático) del compresor; $\tau = T_1/T_3$, la relación entre la temperatura absoluta de los gases (T_1) que salen de la cámara de combustión, y la temperatura absoluta del aire (T_3) aspirado por el compresor; $\lambda = p_2/p_1$, el grado de aumento de la presión en el compresor, p_1 y p_2 , la presión del aire antes de entrar en el compresor y después de salir de él, Pa; $m = (k - 1)/k$, k , el índice adiabático.

Las pérdidas externas (mecánicas) se valoran por el rendimiento mecánico de la instalación (η_m^{ITG}).

Las pérdidas internas y externas se valoran por el rendimiento efectivo de la instalación:

$$\eta_e^{ITG} = \eta_i^{ITG} \eta_m^{ITG}. \quad (4.13)$$

La potencia efectiva (kW) se halla por la fórmula siguiente:
 $N_e^{ITG} = N_{e.t} - N_{e.c.}, \quad (4.14)$

donde $N_{e.t}$ es la potencia efectiva de la turbina, kW; $N_{e.c.}$, la potencia efectiva del accionamiento del compresor, kW.

La potencia interna (kW)

$$N_i^{ITG} = N_e^{ITG} / \eta_m^{ITG}. \quad (4.15)$$

El gasto específico [kg/(kW·h)] de aire

$$d_i^{\text{ITG}} = 3600 G_s / N_i^{\text{ITG}}. \quad (4.16)$$

El gasto específico [kJ/(kW·h)] de calor

$$q_i^{\text{ITG}} = 3600 / \eta_i^{\text{ITG}}. \quad (4.17)$$

El gasto específico efectivo [kg/(kW·h)] de combustible

$$b_e^{\text{ITG}} = 3600 B / N_e^{\text{ITG}} = 3600 / \eta_e^{\text{ITG}} Q_{in}^a, \quad (4.18)$$

donde B es el gasto de combustible en la instalación de turbina de gases (ITG), kg/s.

Procedimientos de elevar el rendimiento económico de las ITG. El rendimiento económico de las ITG se puede elevar recuperando el calor de los gases agotados en la turbina, así como aplicando la compresión escalonada del aire, con el enfriamiento intermedio del mismo.

El rendimiento interno de las ITG con recuperación de calor se halla por la fórmula:

$$\begin{aligned} \eta_i^{\text{ITG}} &= \\ &= \frac{\eta_{rt} \tau (1 - 1/\lambda^m) - (\lambda^m - 1) / \eta_{ce}}{\tau - ((1 - \sigma) [1 + (\lambda^m - 1) / \eta_{ce}] + \sigma \tau [1 - (1 - 1/\lambda^m) \eta_{rt}])} \eta_{c.c.}, \end{aligned} \quad (4.19)$$

donde σ es el grado de recuperación, que se determina por la fórmula:

$$\sigma = (t_a' - t_a) / (t_g' - t_a), \quad (4.20)$$

donde t_a' y t_a son las temperaturas del aire antes de entrar en el recuperador y después de salir de éste, °C; t_g' , la temperatura del gas antes de entrar en el recuperador, °C.

El rendimiento efectivo de las ITG con recuperación de calor

$$\eta_e^{\text{ITG}} = \eta_i^{\text{ITG}} \eta_m^{\text{ITG}}. \quad (4.21)$$

El rendimiento interno de las ITG con la compresión del aire en dos escalones y con recuperación del calor

$$\begin{aligned} \eta_i^{\text{ITG}} &= \\ &= \frac{\left(1 - \frac{1}{\lambda_1^m}\right) \eta_{rt} - \frac{\lambda_1^m - 1}{\tau_1 \eta_{ce1}} - \frac{\lambda_2^m - 1}{\tau_2 \eta_{ce2}}}{1 - \sigma \left[1 - \eta_{rt} \left(1 - \frac{1}{\lambda_1^m}\right)\right] - \frac{1 - \sigma}{\tau_2} \left(1 + \frac{\lambda_2^m - 1}{\eta_{ce2}}\right)} \eta_{c.c.}, \end{aligned} \quad (4.22)$$

donde η_{ce1} y η_{ce2} son los rendimientos internos del primer y del segundo compresores, respectivamente; λ_1 y λ_2 , los grados de elevación de la presión en el primer y el segundo compresores, respectivamente; $\lambda = \lambda_1 \lambda_2$, el grado de elevación de la presión en la instalación; $\tau_1 = T_1 / T_3$, la relación entre la temperatura absoluta de los gases (T_1) que salen de la cámara de combustión, y la temperatura

absoluta del aire (T_3) aspirado por el primer compresor; $\tau_2 = T_1/T_3'$, la relación entre la temperatura absoluta de los gases (T_1) que salen de la cámara de combustión, y la temperatura absoluta del aire (T_3') aspirado por el segundo compresor.

Problema 4.16. Determinar el rendimiento interno de una ITG, si el grado de elevación de la presión en el compresor $\lambda = 4$, la temperatura del aire aspirado por el compresor $t_3 = 20^\circ\text{C}$, la temperatura de los gases en la salida de la cámara de combustión $t_1 = 700^\circ\text{C}$, el rendimiento relativo interno de la turbina $\eta_{rt} = 0,88$, el rendimiento interno del compresor $\eta_c = 0,85$, el rendimiento de la cámara de combustión $\eta_{c.c} = 0,97$ y el índice adiabático $k = 1,4$.

Respuesta: $\eta_i^{\text{ITG}} = 0,175$.

Problema 4.17. Determinar el rendimiento efectivo de una ITG, si el grado de elevación de la presión en el compresor $\lambda = 3,9$, la

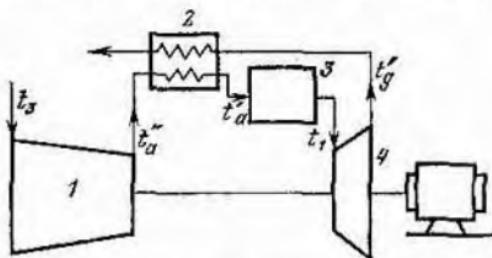


Fig. 4.2

temperatura del aire aspirado por el compresor $t_3 = 22^\circ\text{C}$, la temperatura de los gases en la salida de la cámara de combustión $t_1 = 717^\circ\text{C}$, el rendimiento relativo interno de la turbina $\eta_{rt} = 0,89$, el rendimiento interno del compresor $\eta_c = 0,86$, el rendimiento de la cámara de combustión $\eta_{c.c} = 0,98$, el rendimiento mecánico $\eta_m^{\text{ITG}} = 0,88$ y el índice adiabático $k = 1,4$.

Respuesta: $\eta_i^{\text{ITG}} = 0,167$.

Problema 4.18. Determinar el rendimiento interno de una ITG con recuperación de calor, si el grado de recuperación $\sigma = 0,7$, el grado de elevación de la presión en el compresor $\lambda = 3,16$, la temperatura del aire aspirado por el compresor $t_3 = 27^\circ\text{C}$, la temperatura de los gases en la salida de la cámara de combustión $t_1 = 707^\circ\text{C}$, el rendimiento relativo interno de la turbina $\eta_{rt} = 0,87$, el rendimiento interno del compresor $\eta_c = 0,85$, el rendimiento de la cámara de combustión $\eta_{c.c} = 0,97$ y el índice adiabático $k = 1,4$.

Respuesta: $\eta_i^{\text{ITG}} = 0,31$.

Problema 4.19. Determinar el rendimiento efectivo de una ITG (fig. 4.2) que trabaja con recuperación de calor, quemándose el combustible a presión constante, si el grado de elevación de la presión en el compresor $\lambda = 5$, la temperatura del aire aspirado por el com-

presor 1 $t_3 = 20^\circ\text{C}$, la temperatura de los gases en la salida de la cámara de combustión 3 $t_1 = 702^\circ\text{C}$, la temperatura del aire antes de entrar en el recuperador 2 $t_a = 220^\circ\text{C}$, la temperatura del aire después de salir del recuperador $t_a' = 337^\circ\text{C}$, la temperatura de los gases antes de entrar en el recuperador $t_g = 387^\circ\text{C}$, el rendimiento relativo interno de la turbina 4 $\eta_{t,i} = 0,88$, el rendimiento interno

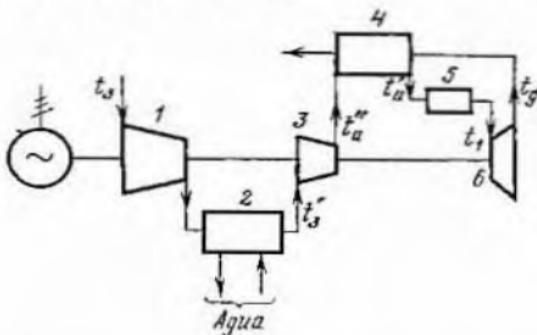


Fig. 4.3

del compresor $\eta_{c.e} = 0.85$, el rendimiento de la cámara de combustión $\eta_{c.c} = 0.98$, el rendimiento mecánico $\eta_m^{ITG} = 0.88$ y el índice adiabático $k = 1.4$.

Solución: El grado de recuperación de la ITG se halla por la fórmula (4.20):

$$\sigma = (t_{\text{u}} - t_{\text{d}}) / (t_{\text{g}} - t_{\text{d}}) = (337 - 220) / (387 - 220) = 0,7.$$

El rendimiento interno de la ITG con recuperación de calor se determina por la fórmula (4.19) en la cual $m = (k - 1)/k = (1.4 - t)/1.4 = 0.286$:

$$\begin{aligned}\eta_i^{\text{TRG}} &= \\ &= \frac{\eta_{\text{eff}} \tau (1 - 1/\lambda^m) - (\lambda^m - 1)/\eta_c}{\tau - \{(1 - \sigma) [1 + (\lambda^m - 1)/\eta_c] + \sigma \tau [1 - (1 - 1/\lambda^m) \eta_{\text{eff}}]\}} \quad \eta_{\text{c.c.}} = \\ &= \frac{0,88 (975/293) (1 - 1/5^{0,286}) -}{975/293 - \{(1 - 0,7) [1 + (5^{0,286} - 1)/0,85] +\}} \rightarrow \\ &\rightarrow \frac{-(5^{0,286} - 1)/0,85}{+0,7 (975/293) [1 - (1 - 1/5^{0,286}) 0,88]} \quad 0,98 = 0,325.\end{aligned}$$

Hallamos el rendimiento efectivo de la ITG con recuperación de calor valiéndonos de la fórmula (4.21):

$$\eta_e^{ITG} = \eta_i^{ITG} \eta_m^{ITG} = 0,325 \cdot 0,88 = 0,286.$$

Problema 4.20. Determinar el rendimiento efectivo, la potencia efectiva y la potencia interna de una ITG con recuperación y compresión del aire en dos escalones (fig. 4.3), si la temperatura del aire

aspirado por el compresor de baja presión $t_3 = 17^\circ\text{C}$, la temperatura del aire después de salir del refrigerador 2 $t'_3 = 20^\circ\text{C}$, la temperatura del gas en la salida de la cámara de combustión 5 $t_1 = 800^\circ\text{C}$, el grado de elevación de la presión en el compresor de baja presión 1 y en el compresor de alta presión 3 $\lambda_1 = \lambda_2 = 3,16$, la temperatura del aire antes de entrar en el recuperador 4 $t'_a = 134^\circ\text{C}$, la temperatura del aire después de salir del recuperador $t_a = 239^\circ\text{C}$, la temperatura de los gases antes de entrar en el recuperador $t'_g = 284^\circ\text{C}$, el rendimiento relativo interno de la turbina 6 $\eta_{t,i} = 0,87$, los rendimientos internos de los compresores de baja y de alta presión $\eta_{c,i} = \eta_{c,a} = 0,86$, el rendimiento de la cámara de combustión $\eta_{c,c} = 0,97$, el rendimiento mecánico $\eta_m^{\text{ITG}} = 0,89$, el índice adiabático $k = 1,4$, el gasto de combustible $B = 0,5 \text{ kg/s}$ y el poder calorífico inferior del combustible $Q_m^{\text{a}} = 42\,000 \text{ kJ/kg}$.

Solución: Determinamos el grado de recuperación de la ITG ateniéndonos a la fórmula (4.20):

$$\sigma = (t'_a - t''_a) / (t'_g - t''_a) = (239 - 134) / (284 - 134) = 0,7.$$

El grado de elevación de la presión en la ITG

$$\lambda = \lambda_1 \lambda_2 = 3,16 \cdot 3,16 = 10.$$

El rendimiento interno de la ITG con la compresión del aire en dos escalones y con recuperación se halla por la fórmula (4.22) en la cual $m = (k - 1)/k = (1,4 - 1)/1,4 = 0,286$:

$$\eta_i^{\text{ITG}} =$$

$$\begin{aligned} &= \frac{\left(1 - \frac{1}{\lambda^m}\right) \eta_{r,i} - \frac{\lambda_1^m - 1}{\tau_1 \eta_{c,i}} - \frac{\lambda_2^m - 1}{\tau_2 \eta_{c,a}}}{1 - \sigma \left[1 - \eta_{r,i} \left(1 - \frac{1}{\lambda^m}\right)\right] - \frac{1 - \sigma}{\tau_2} \left(1 + \frac{\lambda_2^m - 1}{\eta_{c,a}}\right)} \eta_{c,c} = \\ &= \frac{\left(1 - \frac{1}{10^{0,286}}\right) 0,87 - \frac{3,16^{0,286} - 1}{(1073/290) 0,86}}{1 - 0,7 \left[1 - 0,87 \left(1 - \frac{1}{10^{0,286}}\right)\right]} \rightarrow \\ &\rightarrow \frac{\frac{3,16^{0,286} - 1}{(1073/293) 0,86}}{1 - 0,7 \left(1 + \frac{3,16^{0,286} - 1}{0,86}\right)} 0,97 = 0,348. \end{aligned}$$

Determinamos el rendimiento efectivo de la ITG valiéndonos de la fórmula (4.21):

$$\eta_e^{\text{ITG}} = \eta_i^{\text{ITG}} \eta_m^{\text{ITG}} = 0,348 \cdot 0,89 = 0,31.$$

La potencia efectiva de la ITG se halla partiendo de la fórmula (4.18):

$$N_e^{\text{ITG}} = B Q_m^{\text{a}} \eta_e^{\text{ITG}} = 0,5 \cdot 42\,000 \cdot 0,31 = 6510 \text{ kW.}$$

La potencia interna de la ITG se determina por la fórmula (4.15):

$$N_i^{\text{ITG}} = N_e^{\text{ITG}} / \eta_m^{\text{ITG}} = 6510 / 0,89 = 7315 \text{ kW.}$$

Problema 4.21. Determinar la potencia efectiva y el gasto específico de aire en una ITG, si la variación disponible de entalpía en la turbina $H_o = 230 \text{ kJ/kg}$, el gasto de gas $G_g = 120 \text{ kg/s}$, el gasto de aire $G_a = 120 \text{ kg/s}$, el rendimiento relativo efectivo de la turbina $\eta_{r.e} = 0,75$, el rendimiento mecánico de la instalación $\eta_m^{\text{ITG}} = 0,88$ y la potencia efectiva del accionamiento del compresor $N_{e.c} = 8700 \text{ kW}$.

Respuesta: $N_e^{\text{ITG}} = 12000 \text{ kW}$; $d_i^{\text{ITG}} = 32 \text{ kg/(kW·h)}$.

Problema 4.22. Determinar el gasto específico efectivo de combustible en una ITG, si el grado de elevación de la presión en el

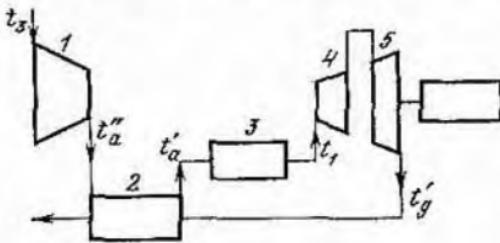


Fig. 4.4

compresor $\lambda = 4$, la temperatura del aire aspirado por el compresor $t_3 = 20^\circ\text{C}$, la temperatura de los gases en la salida de la cámara de combustión $t_1 = 700^\circ\text{C}$, el rendimiento relativo interno de la turbina $\eta_{rt} = 0,88$, el rendimiento interno del compresor $\eta_c = 0,85$, el rendimiento de la cámara de combustión $\eta_{c.c} = 0,97$, el rendimiento mecánico $\eta_m^{\text{ITG}} = 0,89$, el índice adiabático $k = 1,4$ y el poder calorífico inferior del combustible $Q_{in}^a = 42000 \text{ kJ/kg}$.

Respuesta: $b_e^{\text{ITG}} = 0,552 \text{ kg/(kW·h)}$.

Problema 4.23. Determinar el gasto específico de calor y el gasto específico efectivo de combustible por una ITG con recuperación de calor, si el grado de elevación de la presión en el compresor $\lambda = 3,16$, la temperatura del aire aspirado por el compresor $t_3 = 26^\circ\text{C}$, la temperatura de los gases en la salida de la cámara de combustión $t_1 = 704^\circ\text{C}$, la temperatura del aire antes de entrar en el recuperador $t_a'' = 164^\circ\text{C}$, la temperatura del aire después de salir del recuperador $t_a' = 374^\circ\text{C}$, la temperatura de los gases antes de entrar en el recuperador $t_g' = 464^\circ\text{C}$, el rendimiento relativo interno de la turbina $\eta_{rt} = 0,87$, el rendimiento interno del compresor $\eta_c = 0,85$, el rendimiento de la cámara de combustión $\eta_{c.c} = 0,97$,

el rendimiento mecánico $\eta_m^{ITG} = 0,89$, el índice adiabático $k = 1,4$ y el poder calorífico inferior del combustible $Q_{in}^a = 41\ 600\ \text{kJ/kg}$.

Respuesta: $q_i^{ITG} = 11,6 \cdot 10^3\ \text{kJ/(kW}\cdot\text{h)}$; $b_e^{ITG} = 0,313\ \text{kg/(kW}\cdot\text{h)}$.

Problema 4.24. Determinar el gasto específico efectivo de combustible y el gasto específico de aire por una ITG (fig. 4.4) que funciona con recuperación de calor quemándose el combustible a presión constante, si el gasto de aire $G_a = 110\ \text{kg/s}$, el grado de elevación de la presión en el compresor $\lambda = 3,16$, la temperatura del aire aspirado por el compresor 1 $t_a = 26\ ^\circ\text{C}$, la temperatura del aire antes de entrar en el recuperador 2 $t_a' = 210\ ^\circ\text{C}$, la temperatura del aire después de salir del recuperador $t_a'' = 327\ ^\circ\text{C}$, la temperatura de los gases en la salida de la cámara de combustión 3 $t_1 = 704\ ^\circ\text{C}$, la temperatura de los gases antes de entrar en el recuperador 4 $t_g' = 377\ ^\circ\text{C}$, el rendimiento relativo interno de la turbina 4 $\eta_{rt} = 0,87$, el rendimiento interno del compresor $\eta_c = 0,85$, el rendimiento de la cámara de combustión $\eta_{c.c} = 0,97$, el rendimiento mecánico $\eta_m^{ITG} = 0,89$, el índice adiabático $k = 1,4$, el gasto de combustible $B = 0,48\ \text{kg/s}$ y el poder calorífico inferior del combustible $Q_{in}^a = 41\ 800\ \text{kJ/kg}$.

Respuesta: $b_e^{ITG} = 0,324\ \text{kg/(kW}\cdot\text{h)}$; $d_i^{ITG} = 63,7\ \text{kg/(kW}\cdot\text{h)}$.

Capítulo 5

MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA

§ 5.1. Parámetros que caracterizan el trabajo del motor

Presión media indicada y potencia indicada. Bajo la presión media indicada p_i se entiende tal presión convencional constante, la cual, al actuar sobre el émbolo en el transcurso de un recorrido de trabajo, efectúa el trabajo igual al trabajo indicado efectuado por los gases en el cilindro durante un ciclo de trabajo.

Según la definición, la presión media indicada (Pa) es igual a la relación entre el trabajo indicado L_i , realizado por los gases durante un ciclo, y la unidad del volumen de trabajo del cilindro V_h , o sea:

$$p_i = L_i / V_h. \quad (5.1)$$

Al disponer del diagrama de indicador del motor (fig. 5.1), la presión media indicada puede ser determinada por la fórmula que se aduce a continuación:

$$p_i = (F/l) m, \quad (5.2)$$

donde F es el área útil del diagrama de indicador, m^2 ; l , la longitud del diagrama de indicador, m ; m , la escala de presión del diagrama de indicador, Pa/m .

Al funcionar a plena carga un motor de carburador de cuatro tiempos, la presión media indicada es de $8 \cdot 10^5 \dots 12 \cdot 10^5 \text{ Pa}$,

mientras que para los motores Diesel de cuatro tiempos es de $7,5 \cdot 10^5 \dots 10 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ y para los motores Diesel de dos tiempos, de $6 \cdot 10^5 \dots 9 \cdot 10^5 \text{ Pa}$.

Llámase potencia indicada N_i (kW) del motor el trabajo efectuado por los gases en los cilindros del mismo en una unidad de tiempo, es decir:

$$N_i = 2p_i V_h n i / (10^3 \tau), \quad (5.3)$$

donde p_i es la presión media indicada, Pa; V_h , el volumen de trabajo del cilindro, m^3 ; n , la frecuencia de rotación del eje cigüeñal, r.p.s.; τ , el número de tiempos del motor ($\tau = 4$ para los motores de cuatro tiempos y $\tau = 2$ para los de dos tiempos); i , el número de cilindros.

El volumen de trabajo de un cilindro (m^3) es:

$$V_h = \pi D^2 S / 4, \quad (5.4)$$

donde D es el diámetro del cilindro, m; S , el recorrido del émbolo, m.

Si se conocen el grado de compresión e del motor y el volumen V_c de la cámara de combustión, el volumen de trabajo V_h del cilindro puede ser determinado por la fórmula siguiente:

$$V_h = (e - 1) V_c, \quad (5.5)$$

donde e es el grado de compresión, igual a la relación del volumen total V_a del cilindro respecto del volumen V_c de la cámara de combustión, a saber:

$$\varepsilon = V_a / V_c = (V_h + V_c) / V_c = (V_h / V_c) + 1.$$

Potencia efectiva del motor y presión media efectiva. Llámase efectiva la potencia N_e transmitida por el eje cigüeñal del motor para obtener el trabajo útil.

La potencia efectiva es menor que la potencia indicada N_i en la magnitud de la potencia N_m de las pérdidas mecánicas, o sea:

$$N_e = N_i - N_m \quad (5.6)$$

Las pérdidas mecánicas en un motor se valoran por el rendimiento mecánico η_m que constituye la relación entre la potencia efectiva y la potencia indicada:

$$\eta_m = N_e / N_i = (N_i - N_m) / N_i = 1 - (N_m / N_i). \quad (5.7)$$

Para los motores modernos el rendimiento mecánico constituye 0,72 . . . 0,9. Conociendo el rendimiento mecánico, se puede determinar la potencia efectiva, a saber:

$$N_e = \eta_m N_i. \quad (5.8)$$

La potencia efectiva N_e (kW) del motor, al igual que la potencia indicada, puede expresarse por medio de la presión media efectiva, o sea:

$$N_e = 2 p_e V_h n i / (10^3 \cdot \tau). \quad (5.9)$$

La presión media efectiva p_e es igual a la diferencia entre la presión media indicada p_i y la presión media p_m de las pérdidas mecánicas:

$$p_e = p_i - p_m. \quad (5.10)$$

Si se conoce el rendimiento mecánico se puede determinar la presión media efectiva (P_e):

$$P_e = \eta_m P_i. \quad (5.11)$$

Al desarrollar un motor la potencia máxima, la presión media efectiva constituye $6,5 \cdot 10^5 \dots 9,5 \cdot 10^5$ Pa para los motores de carburador de cuatro tiempos, $6 \cdot 10^5 \dots 8 \cdot 10^5$ Pa para los motores Diesel de cuatro tiempos y $5 \cdot 10^5 \dots 7,5 \cdot 10^5$ Pa para los motores Diesel de dos tiempos.

Caballos por litro de cilindrada del motor. Llámase caballos por litro de cilindrada del motor N_1 (kW/m^3) la relación entre la potencia efectiva N_e y la cilindrada del motor iV_h :

$$N_1 = N_e / (iV_h). \quad (5.12)$$

Rendimiento indicado y gasto específico indicado de combustible. El rendimiento económico del ciclo real de trabajo de un motor se valora por el rendimiento indicado η_i y el gasto específico indicado de combustible b_i .

El rendimiento indicado η_i evalúa el grado de utilización del calor en un ciclo real considerando todas las pérdidas de calor y constituye la relación del calor equivalente al trabajo útil indicado a todo el calor consumido, o sea:

$$\eta_i = N_i / (BQ_{in}^a), \quad (5.13)$$

donde N_i es la potencia indicada, kW; B , el consumo de combustible, kg/s ; Q_{in}^a , el poder calorífico inferior del combustible, kJ/kg .

El gasto específico indicado de combustible b_i [$\text{kg}/\text{kW} \cdot \text{h}$] constituye la relación entre el gasto de combustible B y la potencia indicada N_i :

$$b_i = B \cdot 3600 / N_i. \quad (5.14)$$

Los valores de η_i y b_i para los motores que funcionan en el régimen nominal se aducen en la tabla 5.1.

Rendimiento efectivo y gasto específico efectivo de combustible. El rendimiento económico del trabajo de un motor se valora generalmente por el rendimiento efectivo η_e y el gasto específico efectivo de combustible b_e .

El rendimiento efectivo η_e valora el grado de utilización del calor de combustible considerando todos los tipos de pérdidas (tanto térmicas como mecánicas) y constituye la relación entre el calor equivalente al trabajo útil efectivo y todo el calor consumido:

$$\eta_e = N_e / (BQ_{in}^a). \quad (5.15)$$

Si se conocen el rendimiento indicado y el rendimiento mecánico, entonces:

$$\eta_e = \eta_i / \eta_m. \quad (5.16)$$

El gasto específico efectivo de combustible b_e [kg/(kW·h)] constituye la relación entre el gasto de combustible B y la potencia efectiva N_e :

$$b_e = B \cdot 3600 / N_e. \quad (5.17)$$

Los valores de η_e y b_e para los motores que trabajan en el régimen nominal, se aducen en la tabla 5.1.

Tabla 5.1

| Tipo del motor | Rendimiento indicado η_i | Rendimiento efectivo η_e | Gasto específico indicado de combustible b_i , g/(kW·h) | Gasto específico efectivo de combustible b_e , g/(kW·h) |
|-----------------------|-------------------------------|-------------------------------|---|---|
| Motores de carburador | 0,26 ... 0,38 | 0,25 ... 0,32 | 230 ... 300 | 280 ... 325 |
| Motores Diesel | 0,43 ... 0,52 | 0,35 ... 0,45 | 160 ... 200 | 190 ... 240 |

Gasto (kg/s) del aire que pasa a través del motor es:

$$M_a = 2V_h \eta_v n i \rho_a / \tau. \quad (5.18)$$

donde V_h es el volumen de trabajo del cilindro, m³; η_v , el coeficiente de llenado de los cilindros; n , la frecuencia de rotación del eje cigüeñal, r.p.s.; i , el número de cilindros; ρ_a , la densidad del aire, kg/m³; τ , el número de tiempos del motor.

Problema 5.1. Determinar la potencia indicada y la potencia efectiva de un motor de carburador de 8 cilindros y de cuatro tiempos, si la presión media indicada $p_i = 7,5 \cdot 10^5$ Pa, el diámetro del cilindro $D = 0,1$ m, el recorrido del émbolo $S = 0,095$ m, la frecuencia de rotación del eje cigüeñal $n = 3000$ r.p.m. y el rendimiento mecánico $\eta_m = 0,8$.

Respuesta: $N_i = 112,5$ kW; $N_e = 90$ kW.

Problema 5.2. Determinar la potencia efectiva y el gasto específico efectivo de combustible de un motor Diesel de 8 cilindros y de cuatro tiempos, si la presión media indicada $p_i = 7,5 \cdot 10^5$ Pa, el grado de compresión $\epsilon = 16,5$, el volumen de la cámara de combustión $V_c = 12 \cdot 10^{-5}$ m³, la velocidad angular de rotación del eje cigüeñal $\omega = 220$ rad/s, el rendimiento mecánico $\eta_m = 0,8$ y el gasto de combustible $B = 1,02 \cdot 10^{-2}$ kg/s.

Solución: Determinamos la presión media efectiva partiendo de la fórmula (5.11):

$$p_e = p_i \eta_m = 7,5 \cdot 10^5 \cdot 0,8 = 6 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

El volumen de trabajo de un cilindro se halla por la fórmula (5.5):

$$V_h = (\epsilon - 1) V_c = (16,5 - 1) 12 \cdot 10^{-5} = 18,6 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$$

La frecuencia de rotación del eje cigüeñal es:

$$n = \omega/(2\pi) = 220/(2 \cdot 3,14) = 35 \text{ r.p.s.}$$

Determinamos la potencia efectiva del motor ateniéndonos a la fórmula (5.9):

$$N_e = 2 p_e V_n n i / (10^3 \tau) = 2 \cdot 6 \cdot 10^5 \cdot 18,6 \cdot 10^{-4} \cdot 35 \cdot 8 / (10^3 \cdot 4) = 156 \text{ kW.}$$

Hallamos el gasto específico efectivo de combustible partiendo de la fórmula (5.17):

$$b_e = B \cdot 3600 / N_e = 1,02 \cdot 10^{-2} \cdot 3600 / 156 = 0,235 \text{ kg/(kW} \cdot \text{h).}$$

Problema 5.3. Determinar el gasto específico efectivo de combustible en un motor Diesel de 6 cilindros y de cuatro tiempos, si la presión media efectiva $p_e = 7,2 \cdot 10^5 \text{ Pa}$, el volumen total del cilindro $V_a = 7,9 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$, el volumen de la cámara de combustión $V_c = 6,9 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$, la frecuencia de rotación del eje cigüeñal $n = 37 \text{ r.p.s.}$ y el gasto de combustible $B = 3,8 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s.}$

Respuesta: $b_e = 0,238 \text{ kg/(kW} \cdot \text{h).}$

Problema 5.4. Determinar la potencia indicada y la presión media indicada de un motor Diesel de 4 cilindros y de cuatro tiempos, si la potencia efectiva $N_e = 100 \text{ kW}$, la velocidad angular de rotación del eje cigüeñal $\omega = 157 \text{ rad/s}$, el grado de compresión $\epsilon = 15$, el volumen de la cámara de combustión $V_c = 2,5 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$ y el rendimiento mecánico $\eta_m = 0,84$.

Respuesta: $N_i = 119 \text{ kW}$; $p_i = 6,8 \cdot 10^5 \text{ Pa.}$

Problema 5.5. Determinar la potencia indicada y el gasto específico indicado de combustible de un motor Diesel de 6 cilindros y de cuatro tiempos, si la presión media efectiva $p_e = 6,2 \cdot 10^5 \text{ Pa}$, el diámetro del cilindro $D = 0,11 \text{ m}$, el recorrido del émbolo $S = 0,14 \text{ m}$, la velocidad media del émbolo $c_m = 8,4 \text{ m/s}$, el gasto de combustible $B = 5,53 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s}$ y el rendimiento mecánico $\eta_m = 0,82$.

Respuesta: $N_i = 90,5 \text{ kW}$; $b_i = 0,220 \text{ kg/(kW} \cdot \text{h).}$

Problema 5.6. Determinar el diámetro del cilindro y el recorrido del émbolo de un motor Diesel de 4 cilindros y de cuatro tiempos, si la potencia efectiva $N_e = 80 \text{ kW}$, la presión media efectiva $p_e = 6 \cdot 10^5 \text{ Pa}$, la frecuencia de rotación del eje cigüeñal $n = 1800 \text{ r.p.m.}$ y la velocidad media del émbolo $c_m = 9,6 \text{ m/s.}$

Respuesta: $D = 0,135 \text{ m}$; $S = 0,16 \text{ m.}$

Problema 5.7. Determinar la potencia de las pérdidas mecánicas de un motor de carburador de 8 cilindros y de cuatro tiempos, si la presión media indicada $p_i = 7,5 \cdot 10^5 \text{ Pa}$, el diámetro del cilindro $D = 0,1 \text{ m}$, el recorrido del émbolo $S = 0,095 \text{ m}$, la frecuencia de rotación del eje cigüeñal $n = 50 \text{ r.p.s.}$ y el rendimiento mecánico $\eta_m = 0,8$.

Respuesta: $N_m = 22,4 \text{ kW.}$

Problema 5.8. Determinar la potencia indicada y la potencia de las pérdidas mecánicas de un motor Diesel de 6 cilindros y de dos

tiempos, si la presión media efectiva $p_e = 6,36 \cdot 10^6$ Pa, el grado de compresión $\epsilon = 16$, el volumen de la cámara de combustión $V_c = 7,8 \cdot 10^{-6}$ m³, la frecuencia de rotación del eje cigüeñal $n = 35$ r.p.s. y el rendimiento mecánico $\eta_m = 0,84$.

Respuesta: $N_i = 186$ kW; $N_m = 29,8$ kW.

Problema 5.9. Determinar la presión media indicada y la presión media de las pérdidas mecánicas de un motor de carburador de 8 cilindros y de cuatro tiempos, si la potencia efectiva $N_e = 145$ kW, el diámetro del cilindro $D = 0,1$ m, el recorrido del émbolo $S = 0,09$ m, la velocidad media del émbolo $c_m = 12,0$ m/s y el rendimiento mecánico $\eta_m = 0,8$.

Respuesta: $p_i = 9,6 \cdot 10^5$ Pa; $p_m = 1,92 \cdot 10^5$ Pa.

Problema 5.10. Determinar la potencia efectiva y el gasto específico efectivo de combustible de un motor de carburador de 8 cilindros y de cuatro tiempos, si el trabajo indicado de los gases durante un ciclo $L_i = 649$ J, el diámetro del cilindro $D = 0,1$ m, el recorrido del émbolo $S = 0,095$ m, la velocidad media del émbolo $c_m = 9,5$ m/s, el rendimiento mecánico $\eta_m = 0,85$ y el gasto de combustible $B = 9,7 \cdot 10^{-3}$ kg/s.

Respuesta: $N_e = 110,5$ kW; $b_e = 0,316$ kg/(kW·h).

Problema 5.11. Determinar el gasto específico indicado y el gasto específico efectivo de un motor Diesel de 4 cilindros y de cuatro tiempos, si la presión media indicada $p_i = 6,8 \cdot 10^6$ Pa, el grado de compresión $\epsilon = 15$, el volumen total del cilindro $V_a = 37,5 \cdot 10^{-4}$ m³, la velocidad angular de rotación del eje cigüeñal $\omega = 157$ rad/s, el rendimiento mecánico $\eta_m = 0,84$ y el gasto de combustible $B = 5,95 \cdot 10^{-3}$ kg/s.

Respuesta: $b_i = 0,180$ kg/(kW·h); $b_e = 0,214$ kg/(kW·h).

Problema 5.12. Determinar la potencia efectiva y la potencia de las pérdidas mecánicas de un motor Diesel de 6 cilindros y de cuatro tiempos, si la presión media efectiva $p_e = 5,4 \cdot 10^6$ Pa, el diámetro del cilindro $D = 0,108$ m, el recorrido del émbolo $S = 0,12$ m, la velocidad media del émbolo $c_m = 8,4$ m/s y el rendimiento mecánico $\eta_m = 0,78$.

Respuesta: $N_e = 62,4$ kW; $N_m = 17,6$ kW.

Problema 5.13. Determinar la presión media indicada y la potencia indicada de un motor Diesel de 6 cilindros y de cuatro tiempos, si el diámetro del cilindro $D = 0,15$ m, el recorrido del émbolo $S = 0,18$ m, la frecuencia de rotación del eje cigüeñal $n = 1500$ r.p.m. El diagrama de indicador del motor tiene el área útil $F = 1,95 \cdot 10^{-3}$ m² y la longitud $l = 0,15$ m, siendo la escala de presiones $m = 0,6 \cdot 10^8$ Pa/m.

Respuesta: $p_i = 7,8 \cdot 10^5$ Pa; $N_i = 186$ kW.

Problema 5.14. Determinar el gasto específico indicado de combustible de un motor de carburador de 6 cilindros y de cuatro tiempos, si el diámetro del cilindro $D = 0,082$ m, el recorrido del émbolo $S = 0,11$ m, la frecuencia de rotación del eje cigüeñal $n = 2800$ r.p.m., el gasto de combustible $B = 4,5 \cdot 10^{-3}$ kg/s. El

diagrama de indicador del motor tiene el área útil $F = 1,6 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$, la longitud $l = 0,2 \text{ m}$, siendo la escala de presiones $m = 1 \cdot 10^8 \text{ Pa/m}$.

Solución: Determinamos la presión media indicada partiendo de la fórmula (5.2):

$$p_i = Fm/l = 1,6 \cdot 10^{-3} \cdot 1 \cdot 10^8 / 0,2 = 8 \cdot 10^5 \text{ Pa.}$$

El volumen de trabajo del cilindro se halla por la fórmula (5.4):

$$V_h = \pi D^2 S / 4 = 3,14 \cdot 0,082^2 \cdot 0,11 / 4 = 5,8 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3.$$

Hallamos la potencia indicada del motor usando la (5.3):

$$N_i = 2p_i V_h n / (10^3 \tau) = 2 \cdot 8 \cdot 10^5 \cdot 5,8 \cdot 10^{-4} \cdot 2800 \cdot 6 / (4 \cdot 10^3 \cdot 60) = 65 \text{ kW.}$$

El gasto específico indicado de combustible se determina ateniéndose a la fórmula (5.14):

$$b_i = B \cdot 3600 / N_i = 4,5 \cdot 10^{-3} \cdot 3600 / 65 = 0,249 \text{ kg/(kW} \cdot \text{h).}$$

Problema 5.15. Determinar la potencia indicada y la potencia de las pérdidas mecánicas de un motor Diesel de 4 cilindros y de cuatro tiempos, si el grado de compresión $\epsilon = 17$, el volumen total del cilindro $V_a = 11,9 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$, la velocidad angular de rotación del eje cigüeñal $\omega = 157 \text{ rad/s}$ y el rendimiento mecánico $\eta_m = 0,81$. El diagrama de indicador del motor tiene el área útil $F = 1,8 \times 10^{-3} \text{ m}^2$, la longitud $l = 0,2 \text{ m}$, siendo la escala de presiones $m = 0,8 \cdot 10^8 \text{ Pa/m}$.

Respuesta: $N_i = 40,3 \text{ kW}$; $N_m = 7,7 \text{ kW}$.

Problema 5.16. Determinar la presión media efectiva y la presión media de las pérdidas mecánicas de un motor Diesel de 2 cilindros y de cuatro tiempos, si la potencia efectiva $N_e = 18 \text{ kW}$, el diámetro del cilindro $D = 0,105 \text{ m}$, el recorrido del émbolo $S = 0,12 \text{ m}$, la frecuencia de rotación del eje cigüeñal $n = 30 \text{ r.p.s.}$ y el rendimiento mecánico $\eta_m = 0,78$.

Respuesta: $p_e = 5,77 \cdot 10^5 \text{ Pa}$; $p_m = 1,63 \cdot 10^6 \text{ Pa}$.

Problema 5.17. Determinar la potencia efectiva y el rendimiento mecánico de un motor Diesel de 6 cilindros y de cuatro tiempos, si la presión media efectiva $p_e = 7,2 \cdot 10^5 \text{ Pa}$, el volumen total del cilindro $V_a = 7,9 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$, el volumen de la cámara de combustión $V_c = 6,9 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$, la frecuencia de rotación del eje cigüeñal $n = 37 \text{ r.p.s.}$ y la potencia de las pérdidas mecánicas $N_m = 14,4 \text{ kW}$.

Respuesta: $N_e = 57,6 \text{ kW}$; $\eta_m = 0,8$.

Problema 5.18. Determinar la velocidad media del émbolo y el grado de compresión de un motor de carburador de 4 cilindros y de cuatro tiempos, si la potencia efectiva $N_e = 51,5 \text{ kW}$, la presión media efectiva $p_e = 6,45 \cdot 10^5 \text{ Pa}$, el recorrido del émbolo $S = 0,092 \text{ m}$, la frecuencia de rotación del eje cigüeñal $n = 4000 \text{ r.p.m.}$ y el volumen de la cámara de combustión $V_c = 1 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$.

Respuesta: $c_m = 12,3 \text{ m/s}$; $\epsilon = 7,0$.

Problema 5.19. Determinar la velocidad angular de rotación del eje cigüeñal y el grado de compresión de un motor de carburador de

6 cilindros y de cuatro tiempos, si la potencia efectiva $N_e = 66 \text{ kW}$, la presión media efectiva $p_e = 6,5 \cdot 10^6 \text{ Pa}$, la frecuencia de rotación del eje cigüeñal $n = 60 \text{ r.p.s.}$ y el volumen total del cilindro $V_a = 6,63 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$.

- *Respuesta:* $\omega = 377 \text{ rad/s}$; $e = 6,7$.

Problema 5.20. Determinar la potencia indicada y el rendimiento mecánico de un motor de carburador de 8 cilindros y de cuatro tiempos, si la presión media indicada $p_i = 7,5 \cdot 10^6 \text{ Pa}$, el diámetro del cilindro $D = 0,1 \text{ m}$, el recorrido del émbolo $S = 0,095 \text{ m}$, la velocidad media del émbolo $c_m = 9,5 \text{ m/s}$ y la potencia de las pérdidas mecánicas $N_m = 23,5 \text{ kW}$.

- *Respuesta:* $N_i = 111,8 \text{ kW}$; $\eta_m = 0,79$.

Problema 5.21. Determinar la cilindrada y el gasto específico efectivo de combustible en un motor de carburador de 6 cilindros y de cuatro tiempos, si la potencia efectiva $N_e = 52 \text{ kW}$, la presión media efectiva $p_e = 6,4 \cdot 10^6 \text{ Pa}$, la velocidad angular de rotación del eje cigüeñal $\omega = 314 \text{ rad/s}$ y el gasto de combustible $B = 3,8 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$.

- *Respuesta:* $iV_h = 32,5 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$; $b_e = 0,263 \text{ kg/(kW} \cdot \text{h)}$.

Problema 5.22. Determinar el gasto de combustible para un motor Diesel de 4 cilindros y de cuatro tiempos, si la presión media indicada $p_i = 6,8 \cdot 10^6 \text{ Pa}$, la frecuencia de rotación del eje cigüeñal $n = 25 \text{ r.p.s.}$, el grado de compresión $e = 15$, el volumen de la cámara de combustión $V_c = 2,5 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$, el rendimiento mecánico $\eta_m = 0,84$ y el gasto específico efectivo de combustible $b_e = 0,180 \text{ kg/(kW} \cdot \text{h)}$.

- *Respuesta:* $B = 5 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s}$.

Problema 5.23. Determinar el gasto de combustible para un motor de carburador de 6 cilindros y de cuatro tiempos, si la presión media indicada $p_i = 8 \cdot 10^6 \text{ Pa}$, el diámetro del cilindro $D = 0,082 \text{ m}$, el recorrido del émbolo $S = 0,11 \text{ m}$, la velocidad media del émbolo $c_m = 9,9 \text{ m/s}$, el rendimiento mecánico $\eta_m = 0,85$ y el gasto específico efectivo de combustible $b_e = 0,276 \text{ kg/(kW} \cdot \text{h)}$.

- *Respuesta:* $B = 4,08 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s}$.

Problema 5.24. Determinar los caballos por litro de cilindrada y el gasto específico indicado de combustible en un motor de carburador de 8 cilindros y de cuatro tiempos, si la presión media indicada $p_i = 8 \cdot 10^6 \text{ Pa}$, el diámetro del cilindro $D = 0,12 \text{ m}$, el recorrido del émbolo $S = 0,1 \text{ m}$, la velocidad angular de rotación del eje cigüeñal $\omega = 377 \text{ rad/s}$, el rendimiento mecánico $\eta_m = 0,8$ y el gasto de combustible $B = 16 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s}$.

Solución: Determinamos el volumen de trabajo del cilindro valiéndonos de la fórmula (5.4):

$$V_h = \pi D^2 S / 4 = 3,14 \cdot 0,12^2 \cdot 0,1 / 4 = 11,3 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3.$$

La frecuencia de rotación del eje cigüeñal

$$n = \omega / (2\pi) = 377 / (2 \cdot 3,14) = 60 \text{ r.p.s.}$$

Hallamos la potencia indicada del motor partiendo de la fórmula (5.3):

$$N_i = 2p_i V_h n t / (10^3 \tau) = 2 \cdot 8 \cdot 10^5 \cdot 11,3 \cdot 10^{-4} \cdot 60 \cdot 8 / (10^3 \cdot 4) = 217 \text{ kW.}$$

La potencia efectiva del motor se determina por la fórmula (5.8):
 $N_e = N_i \eta_m = 217 \cdot 0,8 = 173,6 \text{ kW.}$

Determinamos los caballos por litro de cilindrada del motor ateniéndonos a la fórmula (5.12):

$$N_1 = N_e / (iV_h) = 173,6 / (8 \cdot 11,3 \cdot 10^{-4}) = 19\,200 \text{ kW/m}^3.$$

Hallamos el gasto específico indicado de combustible partiendo de la fórmula (5.14):

$$b_t = B \cdot 3600 / N_i = 16 \cdot 10^{-3} \cdot 3600 / 217 = 0,265 \text{ kg/(kW} \cdot \text{h)}.$$

Problema 5.25. Determinar los caballos por litro de cilindrada de un motor Diesel de 6 cilindros y de cuatro tiempos, si la presión media efectiva $p_e = 7 \cdot 10^5 \text{ Pa}$, la frecuencia de rotación del eje cigüeñal $n = 35 \text{ r.p.s.}$, el grado de compresión $e = 14,5$ y el volumen de la cámara de combustión $V_c = 22 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$.

Respuesta: $N_1 = 12\,250 \text{ kW/m}^3$.

Problema 5.26. Determinar la potencia indicada y el gasto de combustible en un motor de carburador de 8 cilindros, si la presión media efectiva $p_e = 6,56 \cdot 10^5 \text{ Pa}$, el diámetro del cilindro $D = 0,12 \text{ m}$, el recorrido del émbolo $S = 0,1 \text{ m}$, la frecuencia de rotación del eje cigüeñal $n = 70 \text{ r.p.s.}$, el rendimiento mecánico $\eta_m = 0,82$ y el gasto específico indicado de combustible $b_i = 0,265 \text{ kg/(kW} \cdot \text{h)}$.

Respuesta: $N_i = 253 \text{ kW}$; $B = 18,6 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s}$.

Problema 5.27. Determinar la frecuencia de rotación del eje cigüeñal y el gasto específico efectivo de combustible para un motor Diesel de 4 cilindros y de cuatro tiempos, si la potencia efectiva $N_e = 109 \text{ kW}$, la presión media efectiva $p_e = 5,6 \cdot 10^5 \text{ Pa}$, el grado de compresión $e = 14$, el volumen de la cámara de combustión $V_c = 2,5 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$ y el gasto de combustible $B = 6,5 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s}$.

Respuesta: $n = 30 \text{ r.p.s.}$, $b_e = 0,215 \text{ kg/(kW} \cdot \text{h)}$.

Problema 5.28. Determinar el rendimiento efectivo de un motor de carburador de 6 cilindros y de cuatro tiempos, si la presión media efectiva $p_e = 6,2 \cdot 10^5 \text{ Pa}$, el poder calorífico inferior de combustible $Q_{in}^a = 44\,000 \text{ kJ/kg}$, el diámetro del cilindro $D = 0,092 \text{ m}$, el recorrido del émbolo $S = 0,082 \text{ m}$, la velocidad media del émbolo $c_m = 8,2 \text{ m/s}$ y el gasto de combustible $B = 4,4 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s}$.

Solución: Determinamos el volumen de trabajo del cilindro ateniéndonos a la fórmula (5.4):

$$V_h = \pi D^2 S / 4 = 3,14 \cdot 0,092^2 \cdot 0,082 / 4 = 5,45 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3.$$

La frecuencia de rotación del eje cigüeñal

$$n = c_m / (2S) = 8,2 / (2 \cdot 0,082) = 50 \text{ r.p.s.}$$

Hallamos la potencia efectiva del motor partiendo de la fórmula (5.9):

$$N_e = 2p_e V_h n i / (10^3 \tau) = 2 \cdot 6,2 \cdot 10^5 \cdot 5,45 \cdot 10^{-4} \cdot 50 \cdot 6 / (10^3 \cdot 4) = 50,7 \text{ kW.}$$

El rendimiento efectivo se determina por la fórmula (5.15):

$$\eta_e = N_e / (B Q_{in}^a) = 50,7 / (4,4 \cdot 10^{-3} \cdot 44000) = 0,26.$$

Problema 5.29. Determinar el rendimiento indicado y el rendimiento mecánico de un motor Diesel de 4 cilindros y de cuatro tiempos, si la presión media indicada $p_i = 6,8 \cdot 10^5 \text{ Pa}$, el poder calorífico inferior del combustible $Q_{in}^a = 41800 \text{ kJ/kg}$, la velocidad angular de rotación del eje cigüeñal $\omega = 157 \text{ rad/s}$, el grado de compresión $\epsilon = 15$, el volumen de la cámara de combustión $V_c = 2,5 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$, el gasto de combustible $B = 6 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s}$ y el rendimiento efectivo $\eta_e = 0,4$.

Respuesta: $\eta_i = 0,476$; $\eta_m = 0,84$.

Problema 5.30. Determinar el rendimiento indicado de un motor Diesel de 6 cilindros y de dos tiempos, si la presión media efectiva $p_e = 6,36 \cdot 10^5 \text{ Pa}$, el poder calorífico inferior del combustible $Q_{in}^a = 42000 \text{ kJ/kg}$, el grado de compresión $\epsilon = 16$, el volumen de la cámara de combustión $V_c = 7,8 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$, la frecuencia de rotación del eje cigüeñal $n = 2100 \text{ r.p.m.}$, el gasto de combustible $B = 1,03 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s}$ y la potencia de las pérdidas mecánicas $N_m = 29,8 \text{ kW}$.

Respuesta: $\eta_i = 0,43$.

Problema 5.31. Determinar el rendimiento indicado y el rendimiento efectivo de un motor Diesel de 4 cilindros y de cuatro tiempos, si el grado de compresión $\epsilon = 17$, el volumen total del cilindro $V_a = 11,9 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$, la velocidad angular de rotación del eje cigüeñal $\omega = 157 \text{ rad/s}$, el poder calorífico inferior del combustible $Q_{in}^a = 42600 \text{ kJ/kg}$, el gasto de combustible $B = 2,2 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s}$ y el rendimiento mecánico $\eta_m = 0,81$. El diagrama de indicador tiene el área útil $F = 1,9 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$, la longitud $l = 0,49 \text{ m}$, siendo la escala de presiones $m = 0,72 \cdot 10^8 \text{ Pa/m}$.

Respuesta: $\eta_i = 0,43$; $\eta_e = 0,35$.

Problema 5.32. Determinar el gasto de combustible para un motor de carburador de 8 cilindros y de cuatro tiempos, si la presión media efectiva $p_e = 7 \cdot 10^5 \text{ Pa}$, el volumen total del cilindro $V_a = 7,9 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$, el volumen de la cámara de combustión $V_c = 7,0 \times 10^{-5} \text{ m}^3$, la frecuencia de rotación del eje cigüeñal $n = 53 \text{ r.p.s.}$, el poder calorífico inferior del combustible $Q_{in}^a = 46000 \text{ kJ/kg}$ y el rendimiento efectivo $\eta_e = 0,28$.

Respuesta: $B = 8,3 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s}$.

Problema 5.33. Determinar el gasto de combustible para un motor Diesel de 6 cilindros y de cuatro tiempos, si la presión media indicada $p_i = 9 \cdot 10^5 \text{ Pa}$, el volumen total del cilindro $V_a = 7,9 \times 10^{-4} \text{ m}^3$, el volumen de la cámara de combustión $V_c = 6,9 \times$

$\times 10^{-5} \text{ m}^3$, la frecuencia de rotación del eje cigüeñal $n = 2220 \text{ r.p.m.}$, el poder calorífico inferior del combustible $Q_{in}^a = 42\,800 \text{ kJ/kg}$, el rendimiento efectivo $\eta_e = 0,35$ y el rendimiento mecánico $\eta_m = 0,84$.

Solución: El volumen de trabajo del cilindro

$$V_h = V_a - V_c = 7,9 \cdot 10^{-4} - 6,9 \cdot 10^{-5} = 7,2 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3.$$

Determinamos el rendimiento indicado partiendo de la fórmula (5.16):

$$\eta_i = \eta_e / \eta_m = 0,35 / 0,84 = 0,44.$$

Hallamos la potencia indicada del motor valiéndonos de la fórmula (5.3):

$$N_i = 2p_i V_h n i / (10^3 \tau) = 2 \cdot 9 \cdot 10^5 \cdot 7,2 \cdot 10^{-4} \cdot 2220 \cdot 6 / 10^3 \cdot 4 \cdot 60 = 72 \text{ kW.}$$

El gasto de combustible se determina por la fórmula (5.13):

$$B = N_i / (\eta_i Q_{in}^a) = 72 / (0,44 \cdot 42\,800) = 3,82 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s.}$$

Problema 5.34. Determinar el porcentaje del ahorro de combustible que se obtiene mediante la sustitución de un motor de carburador por un motor Diesel de potencia media indicada $N_i = 148 \text{ kW}$, si el rendimiento indicado del motor de carburador $\eta_{i1} = 0,34$ y el rendimiento indicado del motor Diesel $\eta_{i2} = 0,45$. El poder calorífico inferior de la gasolina $Q_{in1}^a = 43\,500 \text{ kJ/kg}$ y el poder calorífico inferior del combustible para motores Diesel $Q_{in2}^a = 42\,600 \text{ kJ/kg}$.

Respuesta: $\Delta B = 23\%$.

Problema 5.35. Determinar el porcentaje del ahorro de combustible obtenido por la sustitución de un motor de carburador de 8 cilindros y de cuatro tiempos por un motor Diesel, siendo iguales las potencias efectivas de los motores, si el motor de carburador tiene la presión efectiva $p_e = 6,4 \cdot 10^5 \text{ Pa}$, el volumen de trabajo del cilindro $V_h = 11,3 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$, la frecuencia de rotación del eje cigüeñal $n = 60 \text{ r.p.s.}$, el rendimiento efectivo $\eta_{e1} = 0,31$ y el motor Diesel tiene el rendimiento efectivo $\eta_{e2} = 0,38$. El poder calorífico inferior de la gasolina $Q_{in1}^a = 43\,000 \text{ kJ/kg}$ y el del combustible para motores Diesel $Q_{in2}^a = 42\,500 \text{ kJ/kg}$.

Solución: Determinamos la potencia efectiva del motor de carburador partiendo de la fórmula (5.9):

$$N_e = 2p_e V_h n i / (10^3 \tau) = 2 \cdot 6,4 \cdot 10^5 \cdot 11,3 \cdot 10^{-4} \cdot 60 \cdot 8 / (10^3 \cdot 4) = 173,6 \text{ kW.}$$

Hallamos el gasto de combustible ateniéndonos a la fórmula (5.15):

para el motor de carburador:

$$B_1 = N_e / (\eta_{e1} Q_{in1}^a) = 173,6 / (0,31 \cdot 43\,000) = 0,013 \text{ kg/s.}$$

para el motor Diesel:

$$B_2 = N_e / (\eta_{e2} Q_{in2}^n) = 173,6 / (0,38 \cdot 42500) = 0,0108 \text{ kg/s.}$$

El ahorro de combustible

$$\Delta B = (B_1 - B_2) 100 / B_1 = (0,013 - 0,0108) 100 / 0,013 = 16,9\%.$$

Problema 5.36. Determinar el gasto de aire que pasa a través de un motor Diesel de 6 cilindros y de cuatro tiempos, si el diámetro del cilindro $D = 0,15 \text{ m}$, el recorrido del émbolo $S = 0,18 \text{ m}$, la velocidad media del émbolo $c_m = 9 \text{ m/s}$, el coeficiente de llenado de los cilindros $\eta_V = 0,825$ y la densidad del aire $\rho_a = 1,224 \text{ kg/m}^3$.

Solución: Hallamos el volumen de trabajo del cilindro ateniéndonos a la fórmula (5.4):

$$V_h = (\pi D^2 / 4) S = (3,14 \cdot 0,15^2 / 4) 0,18 = 31,8 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3.$$

La frecuencia de rotación del eje cigüeñal

$$n = c_m / 2S = 9 / (2 \cdot 0,18) = 25 \text{ r.p.s.}$$

El gasto de aire se determina por la fórmula (5.18):

$$M_a = 2V_h \eta_V i n \rho_a / \tau = 2 \cdot 31,8 \cdot 10^{-4} \cdot 0,825 \cdot 6 \cdot 25 \cdot 1,224 / 4 = 0,241 \text{ kg/s.}$$

Problema 5.37. Determinar el gasto de aire que pasa a través de un motor de carburador de 8 cilindros y de cuatro tiempos, si el volumen total del cilindro del motor $V_a = 7,9 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$, el volumen de la cámara de combustión $V_c = 7,0 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$, la frecuencia de rotación del eje cigüeñal $n = 53 \text{ r.p.s.}$, el coeficiente de llenado de los cilindros $\eta_V = 0,83$ y la densidad del aire $\rho_a = 1,224 \text{ kg/m}^3$.

Respuesta: $M_a = 0,455 \text{ kg/s.}$

§ 5.2. Balance térmico del motor

Llámase balance térmico la distribución del calor que se obtiene al quemar el combustible introducido en el cilindro y se determina normalmente por vía experimental.

El balance térmico se expresa por la ecuación siguiente:

$$Q = Q_e + Q_{ret} + Q_g + Q_{c.1} + Q_{res}, \quad (5.19)$$

donde Q es el calor aportado por el combustible al motor; Q_e , el calor convertido en trabajo útil (efectivo); Q_{ret} , el calor evacuado por el agua refrigerante; Q_g , el calor evacuado por los gases de escape; $Q_{c.1}$, el calor perdido a consecuencia de la combustión incompleta; Q_{res} , el miembro restante del balance, igual a la suma de todas las pérdidas descontadas.

El balance térmico puede ser expresado en tantos por ciento de la cantidad total del calor aportado:

$$q_e + q_{ret} + q_g + q_{c.1} + q_{res} = 100, \quad (5.20)$$

donde $q_e = (Q_e/Q) 100$; $q_{ret} = (Q_{ret}/Q) 100$; $q_g = (Q_g/Q) 100$, etc.

La cantidad de calor disponible (aportado) por segundo (kJ/s)

$$Q = B Q_{in}^a, \quad (5.21)$$

donde B es el gasto de combustible, kg/s; Q_{in}^a , el poder calorífico inferior del combustible, kJ/kg.

El calor transformado en trabajo útil (kJ/s)

$$Q_e = N_e, \quad (5.22)$$

donde N_e es la potencia efectiva del motor, kW.

El calor evacuado por el agua refrigerante (kJ/s)

$$Q_{ref} = G_a c_a (t_2 - t_1), \quad (5.23)$$

donde G_a es el gasto de agua que pasa a través del sistema, kg/s; c_a , la capacidad calorífica del agua, kJ/(kg·K), $c_a = 4,19 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$; t_2 y t_1 , las temperaturas del agua al entrar en el sistema y al salir de él, °C.

El calor evacuado por los gases de escape (kJ/s)

$$Q_g = B (V_g c'_{pg} t_g - V_a c'_{pa} t_a), \quad (5.24)$$

donde B es el gasto de combustible, kg/s; V_g y V_a , los gastos de gases y de aire, m³/kg; c'_{pg} y c'_{pa} , las capacidades caloríficas medias volumétricas de los gases y del aire, a presión constante, kJ/(m³·K); t_g y t_a , las temperaturas de los gases de escape y del aire, °C.

El calor perdido a consecuencia de la combustión incompleta (kJ/s) se determina por vía experimental.

El miembro restante del balance térmico (kJ/s)

$$Q_{res} = Q - (Q_e + Q_{ref} + Q_g + Q_{c.i.}). \quad (5.25)$$

Problema 5.38. Determinar la cantidad de calor aportado a un motor Diesel de 4 cilindros y de cuatro tiempos, si la presión media efectiva $p_e = 7,25 \cdot 10^5 \text{ Pa}$, el diámetro del cilindro $D = 0,42 \text{ m}$, el recorrido del émbolo $S = 0,12 \text{ m}$, la velocidad media del émbolo $c_m = 8 \text{ m/s}$, el poder calorífico inferior del combustible $Q_{in}^a = 42\,300 \text{ kJ/kg}$ y el gasto específico efectivo de combustible $b_e = 0,252 \text{ kg/(kW}\cdot\text{h)}$.

Solución: Determinamos el volumen de trabajo del cilindro viéndonos de la fórmula (5.4):

$$V_h = (\pi D^2 / 4) S = (3,14 \cdot 0,42^2 / 4) 0,12 = 13,56 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3.$$

La frecuencia de rotación del eje cigüeñal

$$n = c_m / (2S) = 8 / (2 \cdot 0,12) = 33 \text{ r.p.s.}$$

Hallamos la potencia efectiva del motor ateniéndonos a la fórmula (5.9):

$$N_e = (2/\tau 10^3) p_e V_h n i = (2/4 \cdot 10^3) 7,25 \cdot 10^5 \cdot 13,56 \cdot 10^{-4} \cdot 33 \cdot 4 = 64,9 \text{ kW.}$$

El gasto de combustible se determina por la fórmula (5.17):

$$B = b_e N_e / 3600 = 0,252 \cdot 64,9 / 3600 = 4,54 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s.}$$

La cantidad de calor aportado al motor se halla partiendo de la fórmula (5.21):

$$Q = B Q_{in}^a = 4,54 \cdot 10^{-3} \cdot 42\,300 = 192 \text{ kJ/s.}$$

Problema 5.39. Determinar la cantidad de calor introducido en un motor Diesel de 6 cilindros y de cuatro tiempos, si la presión media efectiva $p_e = 6,8 \cdot 10^5 \text{ Pa}$, el grado de compresión $\epsilon = 16,5$, el volumen de la cámara de combustión $V_c = 12 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$; la velocidad angular de rotación del eje cigüeñal $\omega = 220 \text{ rad/s}$, el poder calorífico inferior del combustible $Q_{in}^a = 44\,000 \text{ kJ/kg}$ y el gasto específico efectivo de combustible $b_e = 0,25 \text{ kg/(kW}\cdot\text{s)}$.

Respuesta: $Q = 405,8 \text{ kJ/s.}$

Problema 5.40. Determinar la cantidad de calor aportado a un motor de carburador de 8 cilindros y de cuatro tiempos, si la presión media indicada $p_i = 9,6 \cdot 10^5 \text{ Pa}$, el diámetro del cilindro $D = 0,1 \text{ m}$, el recorrido del émbolo $S = 0,09 \text{ m}$, la velocidad media del émbolo $c_m = 12,0 \text{ m/s}$, el rendimiento mecánico $\eta_m = 0,8$, el poder calorífico inferior del combustible $Q_{in}^a = 44\,400 \text{ kJ/kg}$ y el gasto específico efectivo de combustible $b_e = 0,31 \text{ kg/(kW}\cdot\text{s)}$.

Respuesta: $Q = 554,4 \text{ kJ/s.}$

Problema 5.41. Un motor Diesel de 8 cilindros y de cuatro tiempos tiene la potencia efectiva $N_e = 176 \text{ kW}$ y funciona a base de un combustible cuyo poder calorífico inferior es de $42\,600 \text{ kJ/kg}$, siendo el rendimiento efectivo $\eta_e = 0,38$. Determinar en porcentaje el calor transformado en trabajo útil, las pérdidas de calor evacuado por el agua refrigerante y las pérdidas de calor arrastrado por los gases de escape, si el gasto de agua refrigerante que pasa a través del motor $G_a = 2 \text{ kg/s}$, la diferencia de temperaturas del agua al entrar en el motor y al salir de él $\Delta t = 10^\circ\text{C}$, el volumen de los gases resultantes al quemar 1 kg de combustible $V_g = 16,4 \text{ m}^3/\text{kg}$, el volumen de aire necesario para quemar 1 kg de combustible $V_a = 15,5 \text{ m}^3/\text{kg}$, la temperatura de los gases agotados (de escape) $t_g = 550^\circ\text{C}$, la capacidad calorífica media volumétrica $c_{pg} = 1,44 \text{ kJ/(m}^3\cdot\text{K)}$ y la temperatura del aire $t_a = 20^\circ\text{C}$.

Solución: Determinamos el calor transformado en trabajo útil partiendo de la fórmula (5.22):

$$Q = N_e = 176 \text{ kJ/s.}$$

Hallamos el gasto de combustible por el motor valiéndonos de la fórmula (5.15):

$$B = N_e / (\eta_e Q_{in}^a) = 176 / (0,38 \cdot 42\,600) = 10,9 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s.}$$

El calor transformado en trabajo útil (%)

$$q_e = [Q_e / (B Q_{in}^a)] \cdot 100 = [(176 / (10,9 \cdot 10^{-3} \cdot 42\,600)) \cdot 100] = 38\%.$$

Las pérdidas de calor evacuado por el agua refrigerante se determinan por la fórmula (5.23):

$$Q_{ref} = G_a c_a (t_2 - t_1) = 2 \cdot 4,19 \cdot 10 = 83,8 \text{ kJ/s},$$

o bien en porcentaje:

$$q_{ref} = [Q_{ref}/(BQ_{in}^a)] 100 = [83,8/(10,9 \cdot 10^{-3} \cdot 42600)] 100 = 18\%.$$

Las pérdidas de calor arrastrado por los gases de escape se hallan ateniéndose a la fórmula (5.24):

$$Q_g = B (V_g c'_p g t_g - V_a c'_p a t_a) = 10,9 \cdot 10^{-3} (16,4 \cdot 1,44 \cdot 550 - 15,5 \cdot 1,3 \cdot 20) = 137,2 \text{ kJ/s},$$

o bien en porcentaje:

$$q_g = [Q_g/(BQ_{in}^a)] 100 = [137,2/(10,9 \cdot 10^{-3} \cdot 42600)] 100 = 29,5\%.$$

Problema 5.42. Determinar en porcentaje las pérdidas de calor evacuado por los gases de escape en un motor de carburador de 6 cilindros y de cuatro tiempos, si la presión media efectiva $p_e = 6,1 \cdot 10^5 \text{ Pa}$, la cilindrada del motor $V_h = 32,6 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$, la velocidad angular de rotación del eje cigüeñal $\omega = 314 \text{ rad/s}$, el poder calorífico inferior del combustible $Q_{in}^a = 43900 \text{ kJ/kg}$, el gasto específico efectivo de combustible $b_e = 0,292 \text{ kg/(kW}\cdot\text{h)}$ y la cantidad de calor arrastrado por los gases de escape $Q_g = 70 \text{ kJ/s}$.

Respuesta: $q_g = 40\%$.

Problema 5.43. Un motor Diesel de 4 cilindros y de cuatro tiempos tiene la potencia indicada $N_i = 50,4 \text{ kW}$ y funciona a base de un combustible cuyo poder calorífico inferior es de 42000 kJ/kg , siendo el rendimiento indicado $\eta_i = 0,4$. Determinar en kJ/s y en porcentaje las pérdidas de calor a consecuencia del arrastre por los gases de escape, si el volumen de los gases obtenidos al quemar 1 kg de combustible $V_g = 15,9 \text{ m}^3/\text{kg}$, el volumen de aire que se necesita para quemar 1 kg de combustible $V_a = 15 \text{ m}^3/\text{kg}$, la temperatura de los gases de escape $t_g = 600^\circ\text{C}$, la capacidad calorífica media volumétrica de los gases $c'_{pg} = 1,45 \text{ kJ}/(\text{m}^3 \cdot \text{K})$ y la temperatura del aire $t_a = 20^\circ\text{C}$.

Respuesta: $Q_g = 40,33 \text{ kJ/s}$; $q_g = 32\%$.

Problema 5.44. Determinar en kJ/s y en porcentaje el calor convertido en trabajo útil en un motor de carburador de 6 cilindros y de cuatro tiempos, si los caballos por litro de cilindrada $N_1 = 14000 \text{ kW/m}^3$, el volumen de trabajo del cilindro $V_h = 11,3 \times 10^{-4} \text{ m}^3$, el poder calorífico inferior del combustible $Q_{in}^a = 39300 \text{ kJ/kg}$, el gasto específico indicado de combustible $b_i = 0,264 \text{ kg/(kW}\cdot\text{h)}$ y el rendimiento mecánico $\eta_m = 0,81$.

Respuesta: $Q_e = 94,9 \text{ kJ/s}$; $q_e = 28,1\%$.

Problema 5.45. Determinar en kJ/s y en porcentaje el calor transformado en trabajo útil en un motor de carburador de 8 cilin-

dros y de cuatro tiempos, si la presión media efectiva $p_e = 6 \cdot 10^5$ Pa, el diámetro del cilindro $D = 0,1$ m, el recorrido del émbolo $S = 0,095$ m, la velocidad angular de rotación del eje cigüeñal $\omega = 314$ rad/s, el poder calorífico inferior del combustible $Q_{in}^a = 44\,000$ kJ/kg y el gasto específico efectivo de combustible $b_e = 0,29$ kg/(kW·h).

Respuesta: $Q_e = 89,5$ kJ/s; $q_e = 28,2\%$.

Problema 5.46. Determinar en porcentaje el calor convertido en trabajo útil en un motor Diesel de 8 cilindros y de cuatro tiempos, si la presión media indicada $p_i = 7,5 \cdot 10^5$ Pa, el grado de compresión $\epsilon = 16,5$, el volumen total del cilindro $V_a = 19,8 \cdot 10^{-4}$ m³, la frecuencia de rotación del eje cigüeñal $n = 2100$ r.p.m., el rendimiento mecánico $\eta_m = 0,8$, el poder calorífico inferior del combustible $Q_{in}^a = 42\,800$ kJ/kg y el gasto específico efectivo de combustible $b_e = 0,255$ kg/(kW·h).

Respuesta: $q_e = 33\%$.

Problema 5.47. Un motor de carburador de 4 cilindros y de cuatro tiempos tiene la potencia efectiva $N_e = 58$ kW y funciona a base de un carburante cuyo poder calorífico inferior es de 44 000 kJ/kg, siendo el rendimiento efectivo $\eta_e = 0,29$. Determinar las pérdidas (en kJ/s y en porcentaje) de calor evacuado por el agua refrigerante, si el gasto de agua refrigerante a través del motor constituye $G_a = 0,96$ kg/s y la diferencia de temperaturas del agua en la salida y en la entrada en el motor $\Delta t = 12$ °C.

Respuesta: $Q_{ref} = 48,27$ kJ/s; $q_{ref} = 24,1\%$.

Problema 5.48. Un motor Diesel de 4 cilindros y de cuatro tiempos tiene los caballos por litro de cilindrada $N_1 = 10\,000$ kW/m³ y funciona a base de un combustible cuyo poder calorífico inferior es de 42 900 kJ/kg, siendo el rendimiento efectivo $\eta_e = 0,34$. Determinar en porcentaje las pérdidas de calor arrastrado por el agua refrigerante, si el diámetro del cilindro $D = 0,12$ m, el recorrido del émbolo $S = 0,14$ m, el gasto de agua refrigerante a través del motor $G_a = 0,94$ kg/s y la diferencia de temperaturas del agua al salir del motor y al entrar en él $\Delta t = 11$ °C.

Respuesta: $q_{ref} = 23,4\%$.

Problema 5.49. Determinar en kJ/s y en porcentaje las pérdidas de calor con el agua refrigerante en un motor Diesel de 4 cilindros y de cuatro tiempos, si la presión media indicada $p_i = 7,6 \cdot 10^5$ Pa, el diámetro del cilindro $D = 0,11$ m, el recorrido del émbolo $S = 0,125$ m, la frecuencia de rotación del eje cigüeñal $n = 2200$ r.p.m., el rendimiento mecánico $\eta_m = 0,83$, el poder calorífico inferior del combustible $Q_{in}^a = 42\,600$ kJ/kg, el gasto específico efectivo de combustible $b_e = 0,248$ kg/(kW·h), el gasto de agua refrigerante a través del motor $G_a = 0,92$ kg/s y la diferencia de temperaturas del agua al salir del motor y al entrar en él $\Delta t = 10$ °C.

Respuesta: $Q_{ref} = 38,55$ kJ/s; $q_{ref} = 23,9\%$.

Problema 5.50. Un motor Diesel de 6 cilindros y de cuatro tiem-

pos tiene la potencia indicada $N_i = 100$ kW y funciona a base de un combustible cuyo poder calorífico inferior $Q_{in}^a = 42\,900$ kJ/kg, siendo el rendimiento indicado $\eta_i = 0,45$. Determinar el gasto de agua refrigerante, si las pérdidas de calor arrastrado por el agua refrigerante $q_{ref} = 22\%$ y la diferencia de temperaturas del agua al salir del motor y al entrar en él $\Delta t = 9$ °C.

Respuesta: $G_a = 1,3$ kg/s.

Problema 5.51. Determinar el gasto de agua refrigerante y el gasto de aire para un motor de carburador de 8 cilindros y de cuatro tiempos, si la cantidad de calor disipado en el ambiente refrigerante $Q_{ref} = 85$ kJ/s, la diferencia de temperaturas del agua al salir del motor y al entrar en él $\Delta t = 11$ °C, la cilindrada del motor $iV_a = 59,7 \cdot 10^{-4}$ m³, la frecuencia de rotación del eje cigüeñal $n = 53$ r.p.s., el coeficiente de llenado de los cilindros $\eta_v = 0,8$ y la densidad del aire $\rho_a = 1,224$ kg/m³.

Respuesta: $G_a = 1,84$ kg/s; $M_a = 0,455$ kg/s.

Problema 5.52. Determinar el gasto de combustible y el gasto de agua refrigerante para un motor Diesel de 4 cilindros y de cuatro tiempos, si la presión media efectiva $p_e = 6 \cdot 10^5$ Pa, el diámetro del cilindro $D = 0,135$ m, el recorrido del émbolo $S = 0,16$ m, la velocidad media del émbolo $c_m = 9,6$ m/s, el poder calorífico inferior del combustible $Q_{in}^a = 42\,300$ kJ/kg, el rendimiento efectivo $\eta_e = 0,34$, la cantidad de calor arrastrado por el agua refrigerante $Q_{ref} = 42$ kJ/s y la diferencia de temperaturas del agua al salir del motor y al entrar en él $\Delta t = 10$ °C.

Respuesta: $B = 5,56 \cdot 10^{-3}$ kg/s; $G_a = 1$ kg/s.

Problema 5.53. Determinar en porcentaje las pérdidas de calor debidas a la combustión incompleta en un motor Diesel de 6 cilindros y de cuatro tiempos, si la presión media efectiva $p_e = 7,2 \cdot 10^5$ Pa, el volumen total del cilindro $V_a = 8 \cdot 10^{-4}$ m³, el volumen de la cámara de combustión $V_c = 7,9 \cdot 10^{-6}$ m³, la frecuencia de rotación del eje cigüeñal $n = 37$ r.p.s., el poder calorífico inferior del combustible $Q_{in}^a = 42\,700$ kJ/kg, el gasto específico efectivo de combustible $b_e = 0,250$ kg/(kW·h) y la cantidad de calor perdido a consecuencia de la combustión incompleta $Q_{c,i} = 6,8$ kJ/s.

Respuesta: $q_{c,i} = 4\%$.

Problema 5.54. Determinar en porcentaje las pérdidas de calor causadas por la combustión incompleta en un motor de carburador de 8 cilindros y de cuatro tiempos, si la presión media indicada $p_i = 9,5 \cdot 10^5$ Pa, el diámetro del cilindro $D = 0,092$ m, el recorrido del émbolo $S = 0,08$ m, la velocidad angular de rotación del eje cigüeñal $\omega = 314$ rad/s, el rendimiento mecánico $\eta_m = 0,82$, el poder calorífico inferior del combustible $Q_{in}^a = 44\,000$ kJ/kg, el gasto específico efectivo de combustible $b_e = 0,31$ kg/(kW·h) y las pérdidas de calor debidas a la combustión incompleta $Q_{c,i} = 47,2$ kJ/s.

Respuesta: $q_{c,i} = 15\%$.

Problema 5.55. Determinar en porcentaje los componentes del balance térmico de un motor de carburador de 4 cilindros y de cuatro tiempos, si la presión media efectiva $p_e = 6,45 \cdot 10^5$ Pa, el grado de compresión $\epsilon = 7,0$, el volumen de la cámara de combustión $V_c = 1 \cdot 10^{-4}$ m³, el recorrido del émbolo $S = 0,092$ m, la frecuencia de rotación del eje cigüeñal $n = 4000$ r.p.m., el poder calorífico inferior del combustible $Q_{in}^a = 43\,800$ kJ/kg, el gasto específico efectivo de combustible $b_e = 0,34$ kg/(kW·h), las pérdidas de calor evacuado por el agua refrigerante $Q_{ref} = 46$ kJ/s, las pérdidas de calor arrastrado por los gases de escape $Q_g = 56$ kJ/s, las pérdidas de calor a consecuencia de la combustión incompleta $Q_{c.i} = 39,6$ kJ/s y las pérdidas descontadas $Q_{res} = 19,8$ kJ/s.

Solución: El volumen de trabajo del cilindro

$$V_h = (\epsilon - 1) V_c = (7 - 1) 1 \cdot 10^{-4} = 6 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3.$$

Determinamos la potencia efectiva del motor partiendo de la fórmula (5.9);

$$N_e = 2p_e V_h n / (\tau 10^3) = 2 \cdot 6,45 \cdot 10^5 \cdot 6 \cdot 10^{-4} \times \\ \times 4000 \cdot 4 / (4 \cdot 10^3 \cdot 60) = 51,6 \text{ kW.}$$

Hallamos el calor transformado en trabajo útil ateniéndonos a la fórmula (5.22):

$$Q_e = N_e = 51,6 \text{ kJ/s.}$$

El gasto de combustible se determina por la fórmula (5.17):

$$B = b_e N_e / 3600 = 0,34 \cdot 51,6 / 3600 = 4,87 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s.}$$

El calor (%) transformado en trabajo útil

$$q_e = [Q_e / (B Q_{in}^a)] 100 = [51,6 / (4,87 \cdot 10^{-3} \cdot 43\,800)] 100 = 24,2\%.$$

Las pérdidas de calor (%) arrastrado por el agua refrigerante

$$q_{ref} = [Q_{ref} / (B Q_{in}^a)] 100 = [46 / (4,87 \cdot 10^{-3} \cdot 43\,800)] 100 = 21,6\%.$$

Las pérdidas de calor (%) a consecuencia de los gases de escape

$$q_g = [Q_g / (B Q_{in}^a)] 100 = [56 / (4,87 \cdot 10^{-3} \cdot 43\,800)] 100 = 26,3\%.$$

Las pérdidas de calor (%) causadas por la combustión incompleta

$$q_{c.i} = [Q_{c.i} / (B Q_{in}^a)] 100 = [39,6 / (4,87 \cdot 10^{-3} \cdot 43\,800)] 100 = 18,6\%.$$

Las pérdidas descontadas (%)

$$q_{res} = [Q_{res} / (B Q_{in}^a)] 100 = [19,8 / (4,87 \cdot 10^{-3} \cdot 43\,800)] 100 = 9,3\%.$$

Compongamos el balance térmico en porcentaje de toda la cantidad de calor aportado, según la ecuación (5.20), para comprobar la precisión de los cálculos hechos:

$$q_e + q_{ref} + q_g + q_{c.i} + q_{res} = 24,2 + 21,6 + 26,3 + 18,6 + 9,3 = 100\%.$$

Problema 5.56. Un motor Diesel de 4 cilindros y de cuatro tiempos tiene la potencia efectiva $N_e = 40 \text{ kW}$ y funciona a base de un combustible cuyo poder calorífico inferior $Q_{in}^a = 42\,400 \text{ kJ/kg}$, siendo el rendimiento efectivo $\eta_e = 0,35$. Determinar en kJ/s los componentes del balance térmico, si las pérdidas de calor evacuado por el agua refrigerante $q_{ref} = 26\%$, las pérdidas de calor arrastrado por los gases de escape $q_g = 30\%$ y las pérdidas de calor a consecuencia de la combustión incompleta $q_{e,1} = 5\%$.

Respuesta: $Q_e = 40 \text{ kJ/s}$; $Q_{ref} = 29,7 \text{ kJ/s}$; $Q_g = 34,3 \text{ kJ/s}$, $Q_{e,1} = 5,7 \text{ kJ/s}$; $Q_{res} = 4,6 \text{ kJ/s}$.

Problema 5.57. Determinar en porcentaje las pérdidas descontadas en un motor Diesel de 6 cilindros y de cuatro tiempos, si la presión media efectiva $p_e = 6,2 \cdot 10^5 \text{ Pa}$, el diámetro del cilindro $D = 0,11 \text{ m}$, el recorrido del émbolo $S = 0,14 \text{ m}$, la velocidad media del émbolo $c_m = 8,4 \text{ m/s}$, el poder calorífico inferior del combustible $Q_{in}^a = 42\,600 \text{ kJ/kg}$, el gasto específico efectivo de combustible $b_e = 0,244 \text{ kg/(kW}\cdot\text{h)}$ y las pérdidas descontadas $Q_{res} = 10 \text{ kJ/s}$.

Respuesta: $q_{res} = 4,7\%$.

Problema 5.58. Un motor Diesel de 12 cilindros y de dos tiempos tiene la potencia efectiva $N_e = 300 \text{ kW}$ y funciona a base de un combustible cuyo poder calorífico inferior $Q_{in}^a = 42\,500 \text{ kJ/kg}$, siendo el rendimiento efectivo $\eta_e = 0,35$. Determinar en kJ/s las pérdidas descontadas, si las pérdidas de calor evacuado por el agua refrigerante $Q_{ref} = 190 \text{ kJ/s}$, las pérdidas de calor arrastrado por los gases de escape $Q_g = 284 \text{ kJ/s}$ y las pérdidas de calor debidas a la combustión incompleta $Q_{e,1} = 42 \text{ kJ/s}$.

Respuesta: $Q_{res} = 34 \text{ kJ/s}$.

Problema 5.59. Determinar en porcentaje el calor transformado en trabajo útil y las pérdidas descontadas en un motor Diesel de 8 cilindros y de cuatro tiempos, si la presión media efectiva $p_e = 7,14 \cdot 10^5 \text{ Pa}$, el diámetro del cilindro $D = 0,13 \text{ m}$, la relación $S/D = 1,08$, la velocidad angular de rotación del eje cigüeñal $\omega = 178 \text{ rad/s}$, el poder calorífico inferior del combustible $Q_{in}^a = 43\,000 \text{ kJ/kg}$, el gasto específico efectivo de combustible $b_e = 0,240 \text{ kg/(kW}\cdot\text{h)}$ y las pérdidas descontadas $Q_{res} = 8,6 \text{ kJ/s}$.

Respuesta: $q_e = 34,9\%$; $q_{res} = 2\%$.

Problema 5.60. Un motor de carburador de 6 cilindros y de cuatro tiempos tiene la potencia efectiva $N_e = 50,7 \text{ kW}$ y funciona a base de un carburante cuyo poder calorífico inferior $Q_{in}^a = 44\,000 \text{ kJ/kg}$, siendo el rendimiento efectivo $\eta_e = 0,26$. Determinar el gasto específico efectivo de combustible y el gasto de agua refrigerante, si la cantidad de calor evacuado por el agua refrigerante $Q_{ref} = 62 \text{ kJ/s}$ y la diferencia de temperaturas del agua al salir del motor y al entrar en él $\Delta t = 12^\circ\text{C}$.

Respuesta: $b_e = 0,31 \text{ kg/(kW}\cdot\text{h)}$; $G_a = 1,23 \text{ kg/s}$.

Capítulo 6

COMPRESORES, VENTILADORES E INSTALACIONES FRIGORÍFICAS

§ 6.1. Compresores

Los compresores están destinados para comprimir y desplazar diferentes gases y se subdividen en compresores de émbolo, rotativos, centrífugos y axiales (de flujo axial).

Compresores de émbolo. El proceso de trabajo teórico de un compresor monoetápico de émbolo se representa en forma de un diagrama indicado (de indicador) construido en las coordenadas $p - V$ (fig. 6.1).

Llámase rendimiento volumétrico de una etapa de compresor la relación entre el volumen de aspiración V_{as} y el volumen de trabajo V_h del cilindro:

$$\eta_0 = V_{as}/V_h = 1 - \sigma (\lambda^{1/m} - 1), \quad (6.1)$$

donde $\sigma = V_0/V_h$ es el volumen relativo del espacio muerto; V_0 y V_h , son respectivamente, el espacio muerto volumétrico y el volumen de trabajo del cilindro; λ , el grado de elevación de la presión; m , el exponente politrópico de la expansión del gas que queda en el espacio muerto volumétrico.

Llámase grado de elevación de la presión la relación entre la presión en la salida de la etapa y la presión en la entrada en dicha etapa:

$$\lambda = p_2/p_1. \quad (6.2)$$

El proceso de trabajo real en un compresor monoetápico de émbolo está representado por el diagrama indicado (de indicador) (fig. 6.2) y difiere del proceso de trabajo teórico, generalmente, por las pérdidas de presión en las válvulas de aspiración y de impulsión.

Llámase coeficiente de alimentación de un compresor la relación entre la alimentación real del compresor V y la alimentación teórica del mismo V_t :

$$\eta_V = V/V_t. \quad (6.3)$$

La alimentación teórica de un compresor (m^3/s) se determina por la fórmula:

$$V_t = (\pi D^2/4) (Sn), \quad (6.4)$$

donde D es el diámetro del cilindro, m; S , el recorrido del émbolo, m; n , la frecuencia de rotación del eje, r.p.s.

El coeficiente de alimentación de un compresor puede ser hallado ateniéndose a la fórmula:

$$\eta_V = \eta_0 \eta_p \eta_t \eta_f, \quad (6.5)$$

donde η_p es el coeficiente que considera el descenso de la presión durante la aspiración, debido a la resistencia que opone el sistema

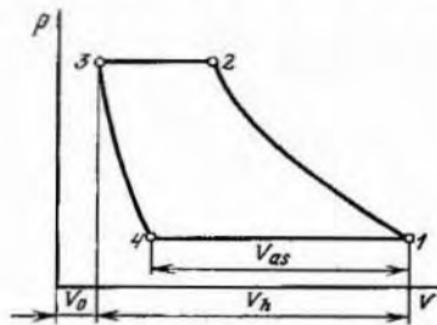


Fig. 6.1

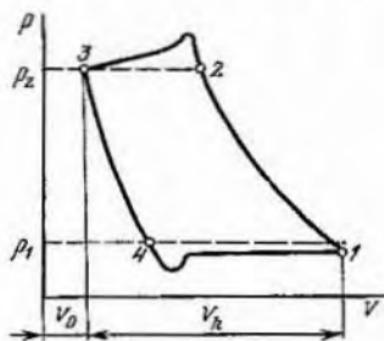


Fig. 6.2

de aspiración; η_t , el coeficiente que considera el aumento de la temperatura del gas a consecuencia de su calentamiento al entrar en contacto con las paredes del cilindro; η_f , el coeficiente que considera las fugas debidas a la falta de estanquicidad en las válvulas de aspiración.

Si la presión y la temperatura del gas que se aspira son p_0 y T_0 y los parámetros del gas al comienzo de la compresión en el cilindro resultan p_1 y T_1 , entonces los coeficientes η_p y η_t se determinan por las fórmulas:

$$\eta_p = p_1/p_0; \quad (6.6)$$

$$\eta_t = T_0/T_1. \quad (6.7)$$

El coeficiente que considera las fugas debidas a la falta de estanquicidad

$$\eta_f = 1 - (G_f/G_{as}), \quad (6.8)$$

donde G_{as} y G_f son, respectivamente, el gasto de gas que se aspira, y el gasto del mismo debido a las fugas durante los procesos de compresión y de impulsión, kg/s.

La alimentación de masa de un compresor (kg/s) se determina por la fórmula:

$$M = p_1 V / (R T_1), \quad (6.9)$$

donde p_1 es la presión de aspiración, Pa; V , la alimentación real del compresor para la presión de aspiración, m^3/s ; R , la constante de los gases perfectos, $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; T_1 , la temperatura absoluta del gas durante la aspiración, K.

La potencia teórica (kW) del accionamiento del compresor en caso de la compresión isotérmica

$$N_{\text{ts}} = p_1 V \ln \lambda / 10^3 = p_1 V \ln (p_2/p_1) / 10^3. \quad (6.10)$$

La potencia teórica (kW) del accionamiento del compresor en caso de la compresión adiabática

$$N_{\text{ad}} = [k/(k-1)] (p_1 V / 10^3) (\lambda^{(k-1)/k} - 1), \quad (6.11)$$

donde k es el índice adiabático.

La potencia teórica (kW) del accionamiento del compresor en caso de la compresión politrópica

$$N_{\text{pol}} = [m/(m-1)] (p_1 V / 10^3) (\lambda^{(m-1)/m} - 1), \quad (6.12)$$

donde m es el índice (exponente) politrópico.

La potencia efectiva (kW) del accionamiento del compresor con refrigeración

$$N_e = N_{\text{ts}} / \eta_{e,\text{ts}}, \quad (6.13)$$

donde $\eta_{e,\text{ts}}$ es el rendimiento efectivo isotérmico del compresor.

La potencia efectiva (kW) del accionamiento del compresor sin refrigeración

$$N_e = N_{\text{ad}} / \eta_{e,\text{ad}}, \quad (6.14)$$

donde $\eta_{e,\text{ad}}$ es el rendimiento efectivo adiabático del compresor.

El rendimiento efectivo del compresor

$$\eta_{e,\text{ts}} = \eta_{\text{ts}} \eta_m; \quad \eta_{e,\text{ad}} = \eta_{\text{ad}} \eta_m, \quad (6.15)$$

donde η_{ts} y η_{ad} son, respectivamente, el rendimiento indicado isotérmico y el rendimiento indicado adiabático del compresor; η_m , el rendimiento mecánico del compresor ($\eta_m = 0,85 \dots 0,95$).

La potencia indicada o interna (kW) de un compresor de émbolo

$$N_i = p_i V_h n / 10^3, \quad (6.16)$$

donde p_i es la presión media indicada, Pa; V_h , el volumen de trabajo del cilindro, m^3 ; n , la frecuencia de rotación del árbol (eje), r.p.s.

La potencia efectiva del compresor (kW)

$$N_e = N_i / \eta_m. \quad (6.17)$$

El grado de elevación de la presión en cada etapa de un compresor multietápico puede ser determinado por la fórmula:

$$\lambda = \psi \sqrt[p]{p_z/p_1}, \quad (6.18)$$

donde z es el número de etapas en el compresor; p_z , la presión del gas al salir de la última etapa, Pa; p_1 , la presión del gas al entrar en la primera etapa, Pa; $\psi = 1,1 \dots 1,15$, el coeficiente que considera las pérdidas de presión entre las etapas.

Compresores rotativos de paletas deslizantes. La alimentación teórica de un compresor (m^3/s) se determina por la fórmula:

$$V_t = 2el(\pi D - z\delta) n, \quad (6.19)$$

donde e es la excentricidad, m; l , la longitud del rotor, m; D , el diámetro interior del cuerpo, m; z , el número de paletas deslizantes; δ , el espesor de una paleta, m; n , la frecuencia de rotación del árbol, r.p.s.

La alimentación real del compresor (m^3/s) se halla por la fórmula:

$$V = 2\eta_v el(\pi D - z\delta) n, \quad (6.20)$$

donde η_v es el coeficiente de alimentación del compresor.

La potencia teórica y la potencia efectiva del accionamiento de un compresor con refrigeración se determinan valiéndose de las fórmulas (6.10), (6.13), mientras que las mismas de un compresor sin refrigeración se hallan ateniéndose a las fórmulas (6.11) y (6.14).

Compresores centrífugos. El rendimiento adiabático de un compresor se determina por la fórmula:

$$\eta_{ad} = (\lambda^{(k-1)/k} - 1) / (\lambda^{(k-1)/k} \eta_{pol} - 1), \quad (6.21)$$

donde η_{pol} es el rendimiento politrópico del compresor, que caractériza la perfección de la parte de flujo de gases del compresor tanto con refrigeración como sin la misma ($\eta_{pol} = 0,78 \dots 0,82$).

La potencia efectiva (kW) del accionamiento del compresor

$$N_e = M(i_2 - i_1) / (\eta_{ad} \eta_m), \quad (6.22)$$

donde i_2 e i_1 son, respectivamente, la entalpía del gas al final de la compresión adiabática en el compresor y la entalpía del gas al entrar en las paletas del rodet de la primera etapa, kJ/kg; M , la alimentación de masa del compresor, kg/s.

Problema 6.1. Un compresor monoetápico de émbolo funciona con un grado de elevación de la presión $\lambda = 10$ y con un exponente politrópico de la expansión del gas que queda en el espacio muerto volumétrico, $m = 1,3$. Determinar el coeficiente de alimentación del compresor, si el volumen relativo del espacio muerto volumétrico $\sigma = 0,04$, el coeficiente que considera el descenso de la presión del gas durante la aspiración, $\eta_p = 0,975$, el coeficiente que considera el aumento de la temperatura debido al calentamiento del gas al entrar en contacto con las paredes del cilindro, $\eta_t = 0,96$ y el coeficiente que considera las fugas de gas debidas a la falta de estanquicidad, $\eta_f = 0,98$.

Respuesta: $\eta_v = 0,74$.

Problema 6.2. Un compresor monoetápico de émbolo funciona con un grado de elevación de la presión $\lambda = 3,5$ y con un exponente politrópico de la expansión del aire que queda en el espacio muerto volumétrico, $m = 1,1$. Determinar el rendimiento volumétrico y el coeficiente de alimentación del compresor, si el volumen relativo del espacio muerto volumétrico $\sigma = 0,045$, los parámetros del aire que se aspira, $p_0 = 1 \cdot 10^5$ Pa y $t_0 = 25^\circ\text{C}$, los parámetros del comienzo de la compresión $p_1 = 0,98 \cdot 10^5$ Pa y $t_1 = 36^\circ\text{C}$, el gasto de aire aspirado $G_{as} = 0,12 \text{ kg/s}$ y el gasto de aire para las fugas $G_f = 0,0024 \text{ kg/s}$.

Respuesta: $\eta_v = 0,905$; $\eta_p = 0,839$.

Problema 6.3. Un compresor monoetápico de émbolo funciona con un grado de elevación de la presión $\lambda = 7$ y con un exponente politrópico de la expansión del gas que queda en el espacio muerto volumétrico, $m = 1,3$. Determinar la alimentación real del compresor, si el diámetro del cilindro $D = 0,2 \text{ m}$, el recorrido del émbolo $S = 0,18 \text{ m}$, la frecuencia de rotación del árbol $n = 900 \text{ r.p.m.}$, el volumen relativo del espacio muerto volumétrico $\sigma = 0,05$ y el coeficiente que considera el descenso de la presión del gas durante la aspiración, $\eta_p = 0,92$.

Respuesta: $V = 0,064 \text{ m}^3/\text{s}$.

Problema 6.4. Un compresor monoetápico monocilíndrico de émbolo comprime aire desde la presión $p_1 = 1 \cdot 10^5$ Pa hasta la presión $p_2 = 3,5 \cdot 10^5$ Pa. Determinar la alimentación real del compresor, si el diámetro del cilindro $D = 0,2 \text{ m}$, el recorrido del émbolo $S = 0,15 \text{ m}$, la frecuencia de rotación del árbol $n = 16 \text{ r.p.s.}$, el volumen relativo del espacio muerto volumétrico $\sigma = 0,045$, el exponente politrópico de la expansión del gas que queda en el espacio muerto, $m = 1,1$ y el coeficiente que considera el descenso de la presión del gas durante la aspiración, $\eta_p = 0,95$.

Solución: Determinamos el grado de elevación de la presión ateniéndonos a la fórmula (6.2):

$$\lambda = p_2/p_1 = 3,5 \cdot 10^5 / (1 \cdot 10^5) = 3,5.$$

Hallamos el rendimiento volumétrico del compresor partiendo de la fórmula (6.1):

$$\eta_v = 1 - \sigma (\lambda^{1/m} - 1) = 1 - 0,045 (3,5^{1/1,1} - 1) = 0,905.$$

El coeficiente de alimentación del compresor se determina por la fórmula (6.5):

$$\eta_p = \eta_v \eta_p = 0,905 \cdot 0,95 = 0,86.$$

La alimentación teórica del compresor se halla valiéndose de la fórmula (6.4):

$$V_t = (\pi D^2/4) Sn = (3,14 \cdot 0,2^2/4) 0,15 \cdot 16 = 0,075 \text{ m}^3/\text{s}.$$

Determinamos la alimentación real del compresor ateniéndonos a la fórmula (6.3):

$$V = V_t \eta_p = 0,075 \cdot 0,86 = 0,0645 \text{ m}^3/\text{s}.$$

Problema 6.5. Un compresor monoetápico de émbolo aspira $V = 0,05 \text{ m}^3/\text{s}$ de aire a la presión $p_1 = 1 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ comprimiéndolo hasta la presión $p_2 = 8 \cdot 10^5 \text{ Pa}$. Determinar la potencia teórica del accionamiento del compresor en caso de la compresión isotérmica, adiabática y politrópica, siendo el exponente politrópico $m = 1,2$.

Respuesta: $N_{ls} = 10,4 \text{ kW}$; $N_{ad} = 14 \text{ kW}$; $N_{pol} = 12,3 \text{ kW}$.

Problema 6.6. Un compresor monoetápico de émbolo aspira aire a la presión $p_1 = 1 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ y la temperatura $t_1 = 17^\circ\text{C}$, comprimiéndolo hasta la presión $p_2 = 7 \cdot 10^5 \text{ Pa}$. Determinar la potencia teórica del accionamiento del compresor en caso de la compresión isotérmica, adiabática y politrópica, si la alimentación de masa del compresor $M = 0,12 \text{ kg/s}$ y el exponente politrópico $m = 1,3$.

Solución: Hallamos el grado de elevación de la presión partiendo de la fórmula (6.2):

$$\lambda = p_2/p_1 = 7 \cdot 10^5/(1 \cdot 10^5) = 7.$$

La alimentación real del compresor durante la aspiración se determina por la fórmula (6.9):

$$V = MRT_1/p_1 = 0,12 \cdot 287 \cdot 290/(1 \cdot 10^5) = 0,1 \text{ m}^3/\text{s}.$$

Determinamos la potencia teórica del accionamiento del compresor en caso de la compresión isotérmica ateniéndonos a la fórmula (6.10):

$$N_{ls} = p_1 V \ln(p_2/p_1)/10^3 = 1 \cdot 10^5 \cdot 0,1 \ln 7/10^3 = \\ = 1 \cdot 10^5 \cdot 0,1 \cdot 2,3 \cdot \log 7/10^3 = 19,4 \text{ kW}.$$

La potencia teórica del accionamiento del compresor en caso de la compresión adiabática se halla valiéndose de la fórmula (6.11):

$$N_{ad} = [k/(k-1)](p_1 V/10^3)(\lambda^{(k-1)/k} - 1) = \\ = [1,4/(1,4-1)](1 \cdot 10^5 \cdot 0,1/10^3)(7^{(1,4-1)/1,4} - 1) = 25,9 \text{ kW}.$$

Determinamos la potencia teórica del accionamiento del compresor en caso de la compresión politrópica partiendo de la fórmula (6.12)

$$N_{pol} = [m/(m-1)](p_1 V/10^3)(\lambda^{(m-1)/m} - 1) = \\ = [1,3/(1,3-1)](1 \cdot 10^5 \cdot 0,1/10^3)(7^{(1,3-1)/1,3} - 1) = 24,2 \text{ kW}.$$

Problema 6.7. Un compresor monoetápico de émbolo con una alimentación de masa $M = 0,18 \text{ kg/s}$ aspira aire a la presión $p_1 = 1 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ y la temperatura $t_1 = 20^\circ\text{C}$, comprimiéndolo hasta la presión $p_2 = 6 \cdot 10^5 \text{ Pa}$. Determinar ¿en cuánto aumenta la potencia teórica del accionamiento del compresor, si la compresión isotérmica del aire en el compresor se sustituye por la compresión adiabática?

Respuesta: $\Delta N = N_{ad} - N_{ls} = 35,3 - 27 = 8,3 \text{ kW}$.

Problema 6.8. Un compresor monoetápico de émbolo con una alimentación de masa $M = 0,24 \text{ kg/s}$ comprime aire hasta la presión $p_2 = 8 \cdot 10^5 \text{ Pa}$. Determinar la potencia efectiva del accionamiento

miento del compresor, si los parámetros de la aspiración son $p_1 = 1 \cdot 10^5$ Pa y $t_1 = 20^\circ\text{C}$ y el rendimiento efectivo isotérmico del compresor $\eta_{e.ts} = 0,68$.

Respuesta: $N_e = 54,4$ kW.

Problema 6.9. Un compresor monoetápico monocilíndrico de émbolo comprime aire desde la presión $p_1 = 1 \cdot 10^5$ Pa hasta la presión $p_2 = 7 \cdot 10^6$ Pa. Determinar la potencia efectiva del accionamiento del compresor y la potencia necesaria del motor eléctrico que tiene la reserva de sobrecarga igual al 10%, si el diámetro del cilindro $D = 0,3$ m, el recorrido del émbolo $S = 0,3$ m, la frecuencia de rotación del árbol $n = 12$ r.p.s., el volumen relativo del espacio muerto volumétrico $\sigma = 0,05$, el exponente polítrópico de la expansión del gas que queda en el espacio muerto volumétrico $m = 1,3$, el coeficiente que considera el descenso de la presión del gas durante la aspiración, $\eta_p = 0,94$ y el rendimiento efectivo adiabático del compresor $\eta_{e.ad} = 0,75$.

Solución: Determinamos el grado de elevación de la presión ateniéndonos a la fórmula (6.2):

$$\lambda = p_2/p_1 = 7 \cdot 10^6 / 1 \cdot 10^5 = 7.$$

El rendimiento volumétrico del compresor se halla partiendo de la fórmula (6.1):

$$\eta_v = 1 - \sigma (\lambda^{1/m} - 1) = 1 - 0,05 (7^{1/1,3} - 1) = 0,827.$$

Hallamos el coeficiente de alimentación del compresor valiéndonos de la fórmula (6.5):

$$\eta_V = \eta_v \eta_p = 0,827 \cdot 0,94 = 0,777.$$

La alimentación teórica del compresor se determina por la fórmula (6.4):

$$V_t = (\pi D^2/4) Sn = (3,14 \cdot 0,3^2/4) 0,3 \cdot 12 = 0,254 \text{ m}^3/\text{s}.$$

Determinamos la alimentación real del compresor ateniéndonos a la fórmula (6.3):

$$V = V_t \eta_V = 0,254 \cdot 0,777 = 0,197 \text{ m}^3/\text{s}.$$

Hallamos la potencia teórica del accionamiento del compresor en caso de la compresión adiabática partiendo de la fórmula (6.11):

$$\begin{aligned} N_{ad} &= [k/(k-1)] (p_1 V / 10^3) (\lambda^{(k-1)/k} - 1) = \\ &= [1,4/(1,4-1)] (1 \cdot 10^5 \cdot 0,197 / 10^3) (7^{(1,4-1)/1,4} - 1) = 51 \text{ kW}. \end{aligned}$$

La potencia efectiva del accionamiento del compresor se determina por la fórmula (6.14):

$$N_e = N_{ad} / \eta_{e.ad} = 51 / 0,75 = 68 \text{ kW}.$$

La potencia necesaria del motor eléctrico con la reserva de sobrecarga del 10%

$$N_{m,el} = 1,1 \cdot 68 = 74,8 \text{ kW.}$$

Problema 6.10. Un compresor monoetápico bicilíndrico de émbolo comprime aire desde la presión $p_1 = 1 \cdot 10^5$ Pa hasta la presión $p_2 = 6 \cdot 10^5$ Pa. Determinar la potencia efectiva del accionamiento del compresor, si el diámetro del cilindro $D = 0,2$ m, el recorrido del émbolo $S = 0,22$ m, la frecuencia de rotación del árbol $n = 440$ r.p.m., el coeficiente de alimentación del compresor $\eta_v = 0,82$ y el rendimiento efectivo isotérmico del compresor $\eta_{e,is} = 0,72$.

Respuesta: $N_e = 20,3$ kW.

Problema 6.11. Un compresor bietápico bicilíndrico de émbolo comprime aire desde la presión $p_1 = 1 \cdot 10^5$ Pa hasta la presión $p_2 = 13 \cdot 10^5$ Pa. Determinar la alimentación real del compresor, si el diámetro del cilindro $D = 0,3$ m, el recorrido del émbolo $S = 0,2$ m, la frecuencia de rotación del árbol $n = 14$ r.p.s., el volumen relativo del espacio muerto volumétrico $\sigma = 0,05$, el exponente politrópico de la expansión del gas que queda en el espacio muerto, $m = 1,25$, el coeficiente que considera las pérdidas de presión entre las etapas, $\psi = 1,1$ y el coeficiente que considera el descenso de la presión del gas durante la aspiración, $\eta_p = 0,94$.

Solución: Determinamos el grado de elevación de la presión en cada etapa partiendo de la fórmula (6.18):

$$\lambda = \psi \sqrt[p]{p_2/p_1} = 1,1 \sqrt[13 \cdot 10^5 / (1 \cdot 10^5)] = 3,9.$$

Hallamos el rendimiento volumétrico valiéndonos de la fórmula (6.1):

$$\eta_0 = 1 - \sigma (\lambda^{1/m} - 1) = 1 - 0,05 (3,9^{1/1,25} - 1) = 0,901.$$

El coeficiente de alimentación se determina por la fórmula (6.5):

$$\eta_v = \eta_0 \eta_p = 0,901 \cdot 0,94 = 0,847.$$

Hallamos la alimentación teórica de una etapa del compresor ateniéndonos a la fórmula (6.4):

$$V_t = (\pi D^2/4) Sn = (3,14 \cdot 0,3^2/4) 0,2 \cdot 14 = 0,198 \text{ m}^3/\text{s.}$$

Determinamos la alimentación real del compresor partiendo de la fórmula (6.3):

$$V = 2V_t \eta_v = 2 \cdot 0,198 \cdot 0,847 = 0,335 \text{ m}^3/\text{s.}$$

Problema 6.12. Determinar en cuánto por ciento se reduce la potencia consumida por un compresor de émbolo al cambiar la compresión monoetápica por la bietápica durante la compresión adiabática de aire desde la presión $p_1 = 1 \cdot 10^5$ Pa hasta la presión $p_2 = 8 \cdot 10^5$ Pa?

Respuesta: En 14,7%.

Problema 6.13. Un compresor bietápico con una alimentación $V = 0,2 \text{ m}^3/\text{s}$ comprime aire desde la presión $p_1 = 1 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ hasta la presión $p_2 = 30 \cdot 10^5 \text{ Pa}$. Determinar la potencia efectiva del accionamiento del compresor, si el rendimiento efectivo adiabático del compresor $\eta_{e,ad} = 0,69$ y el coeficiente que considera las pérdidas de presión entre las etapas, $\psi = 1,1$.

Respuesta: $N_e = 136 \text{ kW}$.

Problema 6.14. Un compresor trietápico con una alimentación de masa $M = 0,238 \text{ kg/s}$ comprime aire hasta la presión $p_2 = 112,5 \cdot 10^5 \text{ Pa}$. Determinar la potencia efectiva del accionamiento del compresor, si los parámetros de aspiración del aire son $p_1 = 0,9 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ y $t_1 = 17^\circ\text{C}$, el coeficiente que considera las pérdidas de presión entre las etapas, $\psi = 1,11$, el rendimiento mecánico del compresor $\eta_m = 0,94$ y el rendimiento isotérmico del compresor $\eta_{is} = 0,7$.

Respuesta: $N_e = 156 \text{ kW}$.

Problema 6.15. Determinar la potencia indicada de un compresor bietápico de dos cilindros. Los diámetros de los cilindros son: $D_1 = 0,35 \text{ m}$ y $D_2 = 0,2 \text{ m}$, el recorrido de los émbolos $S = 0,2 \text{ m}$. La frecuencia de rotación del árbol $n = 12 \text{ r.p.s.}$, la presión media indicada de la primera etapa $p_{i1} = 1,2 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ y de la segunda etapa $p_{i2} = 3,4 \cdot 10^5 \text{ Pa}$.

Respuesta: $N_i = 53,3 \text{ kW}$.

Problema 6.16. Determinar la potencia efectiva de un compresor bietápico de tres cilindros que tiene los diámetros de los cilindros, $D_1 = 0,2 \text{ m}$ y $D_2 = 0,15 \text{ m}$, el recorrido de los émbolos $S = 0,15 \text{ m}$, la frecuencia de rotación del árbol $n = 840 \text{ r.p.m.}$, el rendimiento mecánico del compresor $\eta_m = 0,87$, la presión media indicada de la primera etapa $p_{i1} = 1,7 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ y de la segunda etapa $p_{i2} = 3,5 \times 10^5 \text{ Pa}$.

Solución: Determinamos la potencia indicada del cilindro de la primera etapa de compresión N_{i1} y de la segunda etapa de compresión N_{i2} ateniéndonos a la fórmula (6.16):

$$\begin{aligned} N_{i1} &= p_{i1} V_{h1} n / 10^3 = p_{i1} \pi D_1^2 S n / (10^3 \cdot 4) = \\ &= 1,7 \cdot 10^5 \cdot 3,14 \cdot 0,2^2 \cdot 0,15 \cdot 14 / (1000 \cdot 4) = 11,2 \text{ kW}; \\ N_{i2} &= p_{i2} V_{h2} n / 10^3 = p_{i2} \pi D_2^2 S n / (10^3 \cdot 4) = \\ &= 3,5 \cdot 10^5 \cdot 3,14 \cdot 0,15^2 \cdot 0,15 \cdot 14 / (1000 \cdot 4) = 13 \text{ kW}. \end{aligned}$$

La potencia indicada del compresor

$$N_t = N_{i1} + N_{i2} = 2 \cdot 11,2 + 13 = 35,4 \text{ kW}.$$

Hallamos la potencia efectiva del compresor partiendo de la fórmula (6.17):

$$N_e = N_t / \eta_m = 35,4 / 0,87 = 40,7 \text{ kW}.$$

Problema 6.17. Determinar la presión media indicada en las etapas de un compresor bietápico de dos cilindros, si los diámetros de éstos son: $D_1 = 0,3$ m y $D_2 = 0,18$ m, el recorrido de los émbolos $S = 0,15$ m, la frecuencia de rotación del árbol $n = 13$ r.p.s., la potencia indicada del cilindro de la primera etapa $N_{t1} = 25$ kW y la del cilindro de la segunda etapa $N_{t2} = 26$ kW.

Respuesta: $p_{t1} = 1,82 \cdot 10^5$ Pa; $p_{t2} = 5,24 \cdot 10^5$ Pa.

Problema 6.18. Determinar el rendimiento mecánico de un compresor bietápico de dos cilindros, si los diámetros de los mismos son: $D_1 = 0,198$ m y $D_2 = 0,155$ m, el recorrido de los émbolos $S = 0,145$ m, la frecuencia de rotación del árbol $n = 900$ r.p.m., la potencia efectiva $N_e = 28,4$ kW, la presión media indicada en la primera etapa $p_{t1} = 1,7 \cdot 10^5$ Pa y en la segunda etapa $p_{t2} = 3,3 \cdot 10^5$ Pa.

Respuesta: $\eta_m = 0,88$.

Problema 6.19. Un compresor aspira aire a la presión $p_1 = 1 \cdot 10^5$ Pa y la temperatura $t_1 = 20^\circ\text{C}$ durante la compresión isotérmica, comprimiéndolo hasta la presión $p_2 = 10 \cdot 10^5$ Pa. Determinar el rendimiento efectivo isotérmico del compresor, si la potencia efectiva del accionamiento del compresor $N_e = 57,6$ kW y la alimentación de masa del compresor $M = 0,2$ kg/s.

Respuesta: $\eta_{e, is} = 0,67$.

Problema 6.20. Determinar la alimentación teórica y la alimentación real de un compresor rotativo de paletas deslizantes monoetápico, si el diámetro interior del cuerpo $D = 0,25$ m, el diámetro del rotor $d = 0,22$ m, la longitud de los rotores $l = 0,45$ m, el número de paletas deslizantes $z = 15$, el espesor de una paleta $\delta = 0,002$ m, la excentricidad $e = 0,015$ m, la velocidad circunférica de rotación del árbol $u = 14,5$ m/s y el coeficiente de alimentación del compresor $\eta_V = 0,75$.

Respuesta: $V_t = 0,214 \text{ m}^3/\text{s}$; $V = 0,16 \text{ m}^3/\text{s}$.

Problema 6.21. Un compresor rotativo de paletas deslizantes y de dos etapas, con una alimentación $V = 1,67 \text{ m}^3/\text{s}$ comprime aire desde la presión $p_1 = 1 \cdot 10^5$ Pa hasta la presión $p_2 = 9 \cdot 10^5$ Pa. Determinar la potencia efectiva del accionamiento del compresor, si el grado de elevación de la presión en ambas etapas es igual durante la refrigeración intermedia completa del aire. El rendimiento efectivo isotérmico del compresor $\eta_{e, is} = 0,7$.

Respuesta: $N_e = 522$ kW.

Problema 6.22. Un compresor centrífugo monoetápico con una alimentación de masa $M = 10$ kg/s comprime vapor de freón desde la presión $p_1 = 1,6 \cdot 10^5$ Pa hasta $p_2 = 8,26 \cdot 10^5$ Pa. Determinar la potencia efectiva del accionamiento del compresor, si la entalpía del vapor al entrar en las paletas de rodete de la etapa $i_1 = 570$ kJ/kg, la entalpía del vapor al final de la compresión adiabática en el compresor $i_2 = 600$ kJ/kg, el índice adiabático del freón $k = 1,14$, el rendimiento polítrópico del compresor $\eta_{pol} = 0,78$ y el rendimiento mecánico del compresor $\eta_m = 0,95$.

Solución: Determinamos el grado de elevación de la presión ateniéndonos a la fórmula (6.2):

$$\lambda = p_2/p_1 = 8,26 \cdot 10^5 / (1,6 \cdot 10^5) = 5,16.$$

El rendimiento adiabático del compresor se halla por la fórmula (6.21):

$$\eta_{ad} = (\lambda^{(k-1)/k} - 1) / (\lambda^{(k-1)/(k n_{pol})} - 1) = \\ = (5,16^{(1,14-1)/1,14} - 1) / (5,16^{(1,14-1)/(1,14 \cdot 0,78)} - 1) = 0,75$$

La potencia efectiva del accionamiento del compresor se determina partiendo de la fórmula (6.22):

$$N_e = M (i_2 - i_1) / (\eta_{ad} \eta_m) = 10 (600 - 570) / 0,75 \cdot 0,95 = 421 \text{ kW.}$$

§ 6.2. Ventiladores

Los ventiladores están destinados para el desplazamiento del aire o de otros gases y se subdividen en centrífugos y axiales.

La altura (carga) hidrostática teórica (m) desarrollada por un ventilador se determina por la fórmula:

$$H_t = (u_2 C_2 \cos \alpha_2 - u_1 C_1 \cos \alpha_1) / g, \quad (6.23)$$

donde $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ es la aceleración de la caída libre; u_1 y u_2 , las velocidades circunferenciales del gas al entrar en la paleta impulsora y al salir de ésta, m/s; C_1 y C_2 , las velocidades absolutas del gas al entrar en el rotor y al salir de él, m/s; α_1 y α_2 , los ángulos entre la velocidad absoluta y la velocidad circunferencial al entrar el gas en la paleta y al salir de ésta.

La velocidad circunferencial (m/s) de un gas al entrar en la paleta

$$u_1 = \pi d_1 n / 60, \quad (6.24)$$

donde d_1 es el diámetro interior del rotor, m; n , la frecuencia de rotación del rotor, r.p.m.

La velocidad circunferencial (m/s) del gas al salir de la paleta

$$u_2 = \pi d_2 n / 60, \quad (6.25)$$

donde d_2 es el diámetro exterior del rotor, m.

La altura hidrostática real (m) desarrollada por el ventilador

$$H = H_t \eta_b, \quad (6.26)$$

donde η_b es el rendimiento hidráulico del ventilador.

La potencia (kW) consumida por el ventilador

$$N_v = (\rho_g^m g H Q / \eta_t) 100, \quad (6.27)$$

donde ρ_g^m es la densidad media del gas, kg/m^3 ; H , la carga hidrostática real desarrollada por el ventilador, m; Q , la alimentación del ventilador m^3/s ; η_t , el rendimiento total del ventilador, %.

La potencia del motor (kW) que acciona el ventilador se describe por la fórmula:

$$N_m = \beta N_v, \quad (6.28)$$

donde β es el coeficiente de reserva de potencia del motor que se adopta igual a 1,1 ... 1,15 para los ventiladores centrífugos y a 1,05 ... 1,1 para los ventiladores axiales.

Problema 6.23. Determinar la altura hidrostática teórica desarrollada por un ventilador centrífugo, si la frecuencia de rotación del rotor $n = 1500$ r.p.m., el diámetro interior del rotor $d_1 = 0,5$ m, la velocidad circunferencial del aire al salir de la paleta impulsora $u_2 = 45$ m/s, la velocidad absoluta del aire al entrar en el rotor $C_1 = 32$ m/s, la velocidad absoluta del aire al salir del rotor $C_2 = 60$ m/s, el ángulo entre la velocidad absoluta y la velocidad circunferencial al entrar el aire en la paleta $\alpha_1 = 40^\circ$ y el ángulo entre la velocidad absoluta y la velocidad circunferencial al salir el aire de la paleta $\alpha_2 = 20^\circ$.

Respuesta: $H_t = 157,5$ m.

Problema 6.24. Determinar la altura hidrostática real, desarrollada por un ventilador centrífugo, si la frecuencia de rotación del rotor $n = 1500$ r.p.m., el diámetro interior del rotor $d_1 = 0,5$ m, el diámetro exterior del rotor $d_2 = 0,6$ m, la proyección de la velocidad absoluta C_1 sobre la dirección de la velocidad circunferencial del aire al entrar en la paleta $C_1 \cos \alpha_1 = 25$ m/s, la proyección de la velocidad absoluta C_2 sobre la dirección de la velocidad circunferencial del aire al salir de la paleta $C_2 \cos \alpha_2 = 58$ m/s y el rendimiento hidráulico del ventilador $\eta_h = 0,8$.

Respuesta: $H = 140$ m.

Problema 6.25. Determinar la potencia del motor que acciona un ventilador centrífugo, si la alimentación del ventilador $Q = 10$ m³/s, el coeficiente de reserva de la potencia del motor $\beta = 1,1$, la frecuencia de rotación del rotor $n = 1500$ r.p.m., el diámetro interior del rotor $d_1 = 0,6$ m, el diámetro exterior del rotor $d_2 = 0,7$ m, la densidad media del aire en el ventilador $\rho_g^m = 1,2$ kg/m³, la velocidad absoluta del aire al entrar en el rotor $C_1 = 30$ m/s, la velocidad absoluta del aire al salir del rotor $C_2 = 56$ m/s, el ángulo entre la velocidad absoluta y la velocidad circunferencial al entrar el aire en la paleta $\alpha_1 = 40^\circ$, el ángulo entre la velocidad absoluta y la velocidad circunferencial al salir el aire de la paleta $\alpha_2 = 20^\circ$, el rendimiento hidráulico del ventilador $\eta_h = 0,8$ y el rendimiento total del ventilador $\eta_t = 65\%$.

Solución: Determinamos la velocidad circunferencial del aire al entrar en la paleta ateniéndonos a la fórmula (6.24):

$$u_1 = \pi d_1 n / 60 = 3,14 \cdot 0,6 \cdot 1500 / 60 = 47,1 \text{ m/s.}$$

Hallamos la velocidad circunferencial del aire al salir de la paleta partiendo de la fórmula (6.25):

$$u_2 = \pi d_2 n / 60 = 3,14 \cdot 0,7 \cdot 1500 / 60 = 55 \text{ m/s.}$$

La altura hidrostática teórica desarrollada por el ventilador se determina por la fórmula (6.23):

$$H_t = (u_2 C_2 \cos \alpha_2 - u_1 C_1 \cos \alpha_1) / g = \\ = (55.56 \cdot 0.9397 - 47.1 \cdot 30 \cdot 0.766) 9.81 = 181 \text{ m.}$$

La altura hidrostática real desarrollada por el ventilador se halla valiéndose de la fórmula (6.26):

$$H = H_t \eta_h = 181 \cdot 0.8 = 144.8 \text{ m.}$$

Determinamos la potencia del motor que acciona el ventilador centrífugo, partiendo de la fórmula (6.28):

$$N_m = \beta \frac{\rho_g^m g H Q}{\eta_t} 100 = 1.1 \frac{1.2 \cdot 9.81 \cdot 144.8 \cdot 10}{65} 100 = 29.5 \text{ kW.}$$

Problema 6.26. Determinar la potencia consumida por un ventilador axial, si la altura hidrostática teórica desarrollada por el ventilador $H_t = 150$ m, el rendimiento hidráulico del ventilador $\eta_h = 0.8$, la alimentación del ventilador $Q = 8 \text{ m}^3/\text{s}$, la densidad media del aire en el ventilador $\rho_g^m = 1.2 \text{ kg/m}^3$ y el rendimiento total del ventilador $\eta_t = 62\%$.

Respuesta: $N_v = 18.6 \text{ kW.}$

Problema 6.27. Determinar la alimentación de un ventilador centrífugo, si la densidad media del aire en el ventilador $\rho_g^m = 1.2 \text{ kg/m}^3$, la velocidad circunferencial del aire al entrar en la paleta $u_1 = 42 \text{ m/s}$, la velocidad circunferencial del aire al salir de la paleta $u_2 = 54 \text{ m/s}$, la proyección de la velocidad absoluta C_1 sobre la dirección de la velocidad circunferencial del aire al entrar en la paleta $C_1 \cos \alpha_1 = 25 \text{ m/s}$, la proyección de la velocidad absoluta C_2 sobre la dirección de la velocidad circunferencial del aire al salir de la paleta $C_2 \cos \alpha_2 = 55 \text{ m/s}$, el rendimiento hidráulico del ventilador $\eta_h = 0.82$, la potencia consumida por el ventilador $N_v = 20 \text{ kW}$ y el rendimiento total del ventilador $\eta_t = 64\%$.

Respuesta: $Q = 6.7 \text{ m}^3/\text{s.}$

Problema 6.28. Determinar el rendimiento total de un ventilador axial, si la altura hidrostática teórica desarrollada por el ventilador $H_t = 141 \text{ m}$, el rendimiento hidráulico del ventilador $\eta_h = 0.8$, la alimentación del ventilador $Q = 9.5 \text{ m}^3/\text{s}$, la potencia del motor que acciona el ventilador, $N_m = 24 \text{ kW}$, la densidad media del aire en el ventilador $\rho_g^m = 1.2 \text{ kg/m}^3$ y el coeficiente de reserva de la potencia del motor $\beta = 1.05$.

Respuesta: $\eta_t = 56.5\%.$

§ 6.3. Instalaciones frigoríficas

La cantidad específica de calor (kJ/kg) extraído por 1 kg de agente refrigerante o fluido frigorífico se determina por la fórmula:

$$q_0 = i_1 - i_4 = r_0 (x_1 - x_4), \quad (6.29)$$

donde i_1 es la entalpía del vapor de agente refrigerante suministrado desde el vaporizador al compresor, kJ/kg; i_4 , la entalpía del agente refrigerante suministrado al vaporizador, kJ/kg; r , el calor de vaporización, kJ/kg; x_1 , el grado de sequedad del vapor de agente refrigerante suministrado desde el vaporizador al compresor; x_4 , el grado de sequedad del agente refrigerante suministrado al vaporizador.

La cantidad volumétrica de calor (kJ/m³) cedido a 1 kg de agente refrigerante

$$q_v = q_0/v_1 = (i_1 - i_4)/v_1, \quad (6.30)$$

donde v , es el volumen específico del vapor de agente refrigerante aspirado por el compresor, m³/kg.

El gasto máscico (kg/s) de agente refrigerante que circula en una máquina frigorífica

$$G_a = Q_0/q_0, \quad (6.31)$$

donde Q_0 es la capacidad refrigerante de la máquina frigorífica, kW.

El gasto volumétrico de vapor aspirado por el compresor (m³/s) de la instalación frigorífica

$$V = (Q_0/q_0) v_1 = G_a v_1. \quad (6.32)$$

El trabajo específico teórico del compresor (kJ/kg) invertido en comprimir 1 kg de agente refrigerante

$$l_c = i_2 - i_1, \quad (6.33)$$

donde i_2 es la entalpía del vapor de agente refrigerante al salir del compresor, kJ/kg.

El factor de refrigeración se halla por la fórmula:

$$\epsilon = q_0/l_c. \quad (6.34)$$

El factor de refrigeración depende de las temperaturas del ciclo y de las propiedades del fluido activo utilizado en la instalación frigorífica.

La potencia teórica (kW) consumida en el compresor de la instalación frigorífica para comprimir los vapores de agente refrigerante se determina por la fórmula:

$$N_1 = G_a l_c = Q_0/\epsilon. \quad (6.35)$$

La capacidad refrigerante estándar de una instalación frigorífica (kW)

$$Q_{es} = Q_0 \eta_{ves} q_{ves} / (\eta_v q_v), \quad (6.36)$$

donde Q_0 es la capacidad refrigerante de la instalación frigorífica para los parámetros de trabajo, kW; q_{ves} , la cantidad volumétrica de calor extraído por el agente refrigerante para los parámetros estándares, kJ/m³; η_{ves} y η_v , los coeficientes de alimentación

del compresor para los parámetros estándares y los parámetros de funcionamiento, respectivamente.

La capacidad refrigerante específica indicada de la máquina frigorífica (kW/kW)

$$k_t = Q_0/N_t. \quad (6.37)$$

La capacidad refrigerante específica efectiva de la máquina frigorífica (kW/kW):

$$k_e = Q_0/N_e. \quad (6.38)$$

Problema 6.29. Una instalación frigorífica a freón funciona a la temperatura de evaporación $t_1 = -15^\circ\text{C}$ y la temperatura de condensación $t_4 = 30^\circ\text{C}$. Determinar la cantidad específica y la cantidad volumétrica de calor cedido a 1 kg de freón 12 (difluóridoclorometano), si al salir del vaporizador el vapor es seco y saturado.

Respuesta: $q_0 = 118,6 \text{ kJ/kg}$; $q_v = 1279,2 \text{ kJ/m}^3$.

Problema 6.30. Una instalación frigorífica a freón con una capacidad refrigerante $Q_0 = 100 \text{ kW}$ funciona a la temperatura de evaporación $t_1 = -10^\circ\text{C}$ y la temperatura de condensación $t_4 = 20^\circ\text{C}$. Determinar el gasto máscico de freón 12 en circulación y el gasto volumétrico de vapor de freón aspirado por el compresor de la instalación, si al salir del vaporizador el vapor es seco y saturado.

Respuesta: $G_a = 0,763 \text{ kg/s}$; $V = 0,067 \text{ m}^3/\text{s}$.

Problema 6.31. Una instalación frigorífica de amoníaco funciona a la temperatura de evaporación $t_1 = -15^\circ\text{C}$ y la temperatura de condensación $t_4 = 25^\circ\text{C}$. Determinar el factor de refrigeración, si la entalpía del amoníaco al salir del compresor $i_2 = 1896 \text{ kJ/kg}$ y al salir del vaporizador el vapor es seco y saturado.

Respuesta: $e = 4,83$.

Problema 6.32. Una instalación frigorífica a freón con una capacidad refrigerante $Q_0 = 118 \text{ kW}$ funciona a la temperatura de evaporación $t_1 = -15^\circ\text{C}$ y la temperatura de condensación ante la válvula de regulación $t_4 = 25^\circ\text{C}$. Determinar el gasto máscico de freón 12 en circulación, el factor de refrigeración y la potencia teórica del compresor de la instalación frigorífica, si la entalpía del vapor de freón 12 al salir del compresor $i_2 = 610 \text{ kJ/kg}$ y el vapor al salir del vaporizador es seco y saturado.

Solución: Ateniéndonos a la tabla 4 (ver el Apéndice), hallamos la entalpía del vapor de freón 12 suministrado desde el vaporizador al compresor $i_1 = 566,39 \text{ kJ/kg}$ y la entalpía del freón 12 suministrado al vaporizador $i_4 = 442,81 \text{ kJ/kg}$.

Determinaremos la cantidad específica de calor cedido a 1 kg de freón 12 partiendo de la fórmula (6.29):

$$q_0 = i_1 - i_4 = 566,39 - 442,81 = 123,58 \text{ kJ/kg}.$$

Hallamos el gasto máscico de freón 12 en circulación valiéndonos de la fórmula (6.31):

$$G_a = Q_0/q_0 = 118/123,58 = 0,955 \text{ kg/s.}$$

El trabajo específico teórico del compresor invertido en comprender 1 kg de freón 12 se determina por la fórmula (6.33):

$$l_c = i_2 - i_1 = 610 - 566,39 = 43,61 \text{ kJ/kg.}$$

El factor de refrigeración se halla por la fórmula (6.34):

$$\varepsilon = q_0/l_c = 123,58/43,61 = 2,83.$$

Determinamos la potencia teórica del compresor de la instalación frigorífica ateniéndonos a la fórmula (6.35):

$$N_t = G_a l_c = 0,955 \cdot 43,61 = 41,65 \text{ kW.}$$

Problema 6.33. Una instalación frigorífica de amoniaco con una capacidad refrigerante $Q_0 = 205 \text{ kW}$ funciona a la temperatura de evaporación $t_1 = -10^\circ\text{C}$ y la temperatura de condensación ante la válvula de regulación $t_4 = 20^\circ\text{C}$. Determinar la capacidad refrigerante estándar a la temperatura de evaporación $t'_1 = -15^\circ\text{C}$ y la temperatura de condensación ante la válvula de regulación $t'_4 = 25^\circ\text{C}$, si el coeficiente de alimentación del compresor para los parámetros de funcionamiento $\eta_V = 0,7$ y el coeficiente de alimentación del compresor para los parámetros estándares $\eta_{V,es} = 0,63$, siendo el vapor seco y saturado al salir del vaporizador.

Respuesta: $Q_{es} = 147,6 \text{ kW}$.

Problema 6.34. Una instalación frigorífica a freón con una capacidad refrigerante $Q_0 = 100 \text{ kW}$ funciona utilizando el freón 12 a la temperatura de evaporación $t_1 = -5^\circ\text{C}$ y la temperatura de condensación ante la válvula de regulación $t_4 = 25^\circ\text{C}$. Determinar el factor de refrigeración y la capacidad refrigerante estándar de la instalación frigorífica a la temperatura de evaporación $t'_1 = -15^\circ\text{C}$ y la temperatura de condensación ante la válvula de regulación $t'_4 = 30^\circ\text{C}$, si la potencia teórica del compresor de la instalación frigorífica $N_t = 26 \text{ kW}$ y el coeficiente de alimentación del compresor para los parámetros de funcionamiento $\eta_V = \eta_{V,es} = 0,69$, siendo el vapor seco y saturado al salir del vaporizador.

Solución: Determinamos la cantidad volumétrica de calor extraído por el agente refrigerante para los parámetros estándares ateniéndonos a la fórmula (6.30):

$$q_{Ves} = (i'_1 - i'_4) v'_1 = (566,39 - 447,83)/0,09268 = 1279,2 \text{ kJ/m}^3.$$

Hallamos la cantidad volumétrica de calor cedido al agente refrigerante para los parámetros de funcionamiento partiendo de la fórmula (6.30):

$$q_V = (i_1 - i_4) v_1 = (574,16 - 442,81)/0,06635 = 1934,4 \text{ kJ/m}^3.$$

A base de la tabla 4 (ver el Apéndice) determinamos los valores de i_1 , i_4 , i'_1 , i'_4 , v_1 , v'_1 .

La capacidad refrigerante estándar de la instalación frigorífica se halla valiéndose de la fórmula (6.36):

$$Q_{es} = Q_0 \eta_{re} q_{ves} / (\eta_v q_v) = 100 \cdot 0,69 \times \\ \times 1279,2 / (0,69 \cdot 1934,4) = 66,1 \text{ kW.}$$

Determinamos el factor de refrigeración ateniéndonos a la fórmula (6.35):

$$\varepsilon = Q_{es} / N_t = 66,1 / 26 = 2,54.$$

Problema 6.35. Una instalación frigorífica a freón con una capacidad refrigerante $Q_0 = 105 \text{ kW}$ funciona a la temperatura de evaporación $t_1 = -15^\circ\text{C}$ y la temperatura de condensación ante la válvula de regulación $t_4 = 25^\circ\text{C}$. Determinar la capacidad refrigerante específica indicada de la máquina frigorífica, si la entalpía del vapor de freón 12 al salir del compresor $i_2 = 604 \text{ kJ/kg}$ y el rendimiento indicado $\eta_i = 0,865$, siendo el vapor seco y saturado al salir del vaporizador.

Respuesta: $k_i = 2,84 \text{ kW/kW}$.

Problema 6.36. Una instalación frigorífica a freón con una capacidad refrigerante $Q_0 = 102 \text{ kW}$ funciona a la temperatura de evaporación $t_1 = -5^\circ\text{C}$ y la temperatura de condensación ante la válvula de regulación $t_4 = 25^\circ\text{C}$. Determinar la capacidad refrigerante específica efectiva de la máquina frigorífica, si la entalpía del vapor de freón 12 al salir del compresor $i_2 = 610 \text{ kJ/kg}$, el rendimiento indicado $\eta_i = 0,87$ y el rendimiento mecánico $\eta_{mu} = 0,905$, siendo el vapor seco y saturado al salir del vaporizador.

Solución: A base de la tabla 4 (ver el Apéndice) hallamos la entalpía del vapor de freón 12 suministrado desde el vaporizador al compresor $i_1 = 571,16 \text{ kJ/kg}$ y la entalpía del freón 12 suministrado al vaporizador $i_4 = 442,81 \text{ kJ/kg}$.

Determinamos la cantidad específica de calor cedido a 1 kg de freón 12 partiendo de la fórmula (6.29):

$$q_0 = i_1 - i_4 = 571,16 - 442,81 = 128,35 \text{ kJ/kg.}$$

El gasto máscico de freón 12 en circulación se halla por la fórmula (6.31):

$$G_a = Q_0 / q_0 = 102 / 128,35 = 0,795 \text{ kg/s.}$$

Hallamos el trabajo específico teórico del compresor invertido en comprimir 1 kg de freón 12 valiéndonos de la fórmula (6.33):

$$l_c = i_2 - i_1 = 610 - 571,16 = 38,8 \text{ kJ/kg.}$$

La potencia teórica consumida en el compresor de la instalación frigorífica para comprimir los vapores de agente refrigerante se

determina por la fórmula (6.35):

$$N_t = G_a l_c = 0,795 \cdot 38,84 = 30,9 \text{ kW}.$$

La potencia indicada del compresor

$$N_i = N_t / \eta_i = 30,9 / 0,87 = 35,5 \text{ kW}.$$

La potencia efectiva del compresor

$$N_e = N_i / \eta_{im} = 35,5 / 0,905 = 39,2 \text{ kW}.$$

Hallamos la capacidad refrigerante específica efectiva de la máquina frigorífica ateniéndonos a la fórmula (6.38):

$$k_e = Q_0 / N_e = 102 / 39,2 = 2,6 \text{ kW/kW}.$$

Capítulo 7

CENTRALES TERMOELÉCTRICAS

§ 7.1. Índices del régimen de trabajo de las centrales eléctricas

Una particularidad característica del régimen de servicio de las centrales eléctricas consiste en que la producción de la energía eléctrica y calorífica debe corresponder con rigurosidad a su utilización, por lo cual para garantizar el funcionamiento seguro de una central eléctrica es necesario conocer la variación del consumo de energía con el tiempo. La variación del consumo de energía con el tiempo se representa en forma de un diagrama que se denomina

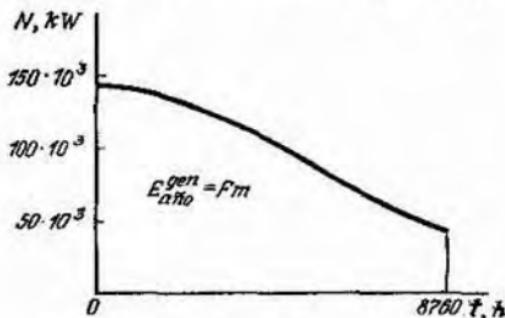


Fig. 7.1

curva de carga. Las curvas de carga pueden ser diarias, mensuales y anuales. En la fig. 7.1 se representa una curva anual de carga eléctrica en la que en el eje de abscisas viene trazada la duración de la carga en horas durante un año (1 año tiene $24 \cdot 365 = 8760$ h), marcándose en el eje de ordenadas la carga en kW.

El área limitada por la curva anual (fig. 7.1) constituye en la escala la cantidad de kilovatio-horas de energía generada por la central eléctrica durante un año. Al determinar el área F (m^2) situada debajo de la curva anual, se halla la cantidad de energía ($kW \cdot h$) generada por la central eléctrica en el transcurso de un año:

$$E_{\text{año}}^{\text{gen}} = F_m, \quad (7.1)$$

donde m es la escala del gráfico, $kW \cdot h/m^2$.

El régimen de servicio de las centrales eléctricas se valora mediante el coeficiente de utilización de la potencia instalada (también llamado factor de capacidad), el coeficiente o factor de carga, el coeficiente de reserva, el número de horas de utilización de la potencia instalada y el número de horas de utilización del máximo de carga.

El coeficiente de utilización de la potencia instalada k_u constituye la relación entre la cantidad de la energía generada durante un año $E_{\text{año}}^{\text{gen}}$ y la potencia instalada de la central eléctrica $N_{\text{c.e.}}^i$:

$$k_u = E_{\text{año}}^{\text{gen}} / (8760 N_{\text{c.e.}}^i) = N_{\text{c.e.}}^m / N_{\text{c.e.}}^i, \quad (7.2)$$

donde $N_{\text{c.e.}}^m$ es la carga media de la central eléctrica, kW.

La carga media de la central eléctrica (kW)

$$N_{\text{c.e.}}^m = E_{\text{año}}^{\text{gen}} / 8760. \quad (7.3)$$

El coeficiente (factor) de carga k_c constituye la relación entre la carga media de la central eléctrica $N_{\text{c.e.}}^m$ y la carga máxima $N_{\text{c.e.}}^{\text{máx}}$, es decir:

$$k_c = N_{\text{c.e.}}^m / N_{\text{c.e.}}^{\text{máx}}. \quad (7.4)$$

El coeficiente de reserva k_r constituye la relación entre la potencia instalada de la central eléctrica $N_{\text{c.e.}}^i$ y la carga máxima $N_{\text{c.e.}}^{\text{máx}}$:

$$k_r = N_{\text{c.e.}}^i / N_{\text{c.e.}}^{\text{máx}}, \quad (7.5)$$

o bien

$$k_r = k_c / k_u. \quad (7.6)$$

El número de horas de utilización de la potencia instalada T , constituye la relación entre la cantidad de energía generada durante un año $E_{\text{año}}^{\text{gen}}$ y la potencia instalada de la central eléctrica $N_{\text{c.e.}}^i$:

$$T_1 = E_{\text{año}}^{\text{gen}} / N_{\text{c.e.}}^i. \quad (7.7)$$

El número de horas de utilización del máximo de carga T_m constituye la relación entre la cantidad de energía generada durante un año $E_{\text{año}}^{\text{gen}}$ y la carga máxima de la central eléctrica $N_{\text{c.e.}}^{\text{máx}}$, o sea:

$$T_m = E_{\text{año}}^{\text{gen}} / N_{\text{c.e.}}^{\text{máx}}. \quad (7.8)$$

Problema 7.1. Una central eléctrica tiene instalados tres turbinogeneradores de una potencia $N = 50 \cdot 10^3$ kW cada uno. Determinar la producción anual de energía eléctrica y el coeficiente de utilización de la potencia instalada, si el área situada debajo de la curva anual de carga de la central eléctrica $F = 9,2 \cdot 10^{-4}$ m² y la escala de la curva $m = 9 \cdot 10^{11}$ kW·h/m².

Respuesta: $E_{\text{año}}^{\text{gen}} = 8,28 \cdot 10^8$ kW·h; $k_u = 0,63$.

Problema 7.2. Una central eléctrica tiene instalados dos turbinogeneradores de una potencia $N = 25 \cdot 10^3$ kW cada uno. Determinar

la carga media de la central eléctrica y el coeficiente de utilización de la potencia instalada, si la producción anual de energía $E_{\text{año}}^{\text{gen}} = 30 \cdot 10^7 \text{ kW} \cdot \text{h}$.

Respuesta: $N_{c.e}^m = 34245 \text{ kW}$; $k_u = 0,685$.

Problema 7.3. Determinar el número de horas de utilización de la potencia instalada y el coeficiente de carga de una central eléctrica, si la potencia instalada de la central eléctrica $N_{c.e}^I = 16 \cdot 10^4 \text{ kW}$, la carga máxima de la central eléctrica $N_{c.e}^{\text{máx}} = 13,6 \cdot 10^4 \text{ kW}$, el área situada debajo de la curva anual de carga de la central eléctrica $F = 8 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$ y la escala de la curva $m = 1 \cdot 10^{12} \text{ kW} \cdot \text{h}/\text{m}^2$.

Respuesta: $T_1 = 5000 \text{ h}$; $k_c = 0,67$.

Problema 7.4. Determinar el número de horas de utilización del máximo de carga y el coeficiente de reserva de una central eléctrica, si el área situada debajo de la curva anual de carga de la central eléctrica $F = 8,5 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$, la escala de la curva $m = 8,8 \cdot 10^{11} \text{ kW} \cdot \text{h}/\text{m}^2$, el número de horas de utilización de la potencia instalada $T_1 = 5500 \text{ h}$ y la carga máxima de la central eléctrica $N_{c.e}^{\text{máx}} = 12,5 \cdot 10^4 \text{ kW}$.

Respuesta: $T_m = 5984 \text{ h}$; $k_r = 1,09$.

Problema 7.5. Una central eléctrica tiene instalados dos turbinogeneradores de una potencia $N = 75 \cdot 10^3 \text{ kW}$ cada uno. Determinar los índices del régimen de trabajo de la central eléctrica, si la carga máxima de la central eléctrica $N_{c.e}^{\text{máx}} = 135 \cdot 10^3 \text{ kW}$, el área situada debajo de la curva de carga $F = 9,06 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$ y la escala de la curva $m = 8,7 \cdot 10^{11} \text{ kW} \cdot \text{h}/\text{m}^2$.

Solución: Determinaremos la producción anual de energía eléctrica de la central ateniéndonos a la fórmula (7.1):

$$E_{\text{año}}^{\text{gen}} = Fm = 9,06 \cdot 10^{-4} \cdot 8,7 \cdot 10^{11} = 788,2 \cdot 10^6 \text{ kW} \cdot \text{h}.$$

La carga media de la central eléctrica se determina por la fórmula (7.3):

$$N_{c.e}^m = E_{\text{año}}^{\text{gen}} / 8760 = 788,2 \cdot 10^6 / 8760 = 9 \cdot 10^4 \text{ kW}.$$

La potencia instalada de la central eléctrica

$$N_{c.e}^I = 2N = 2 \cdot 75 \cdot 10^3 = 150 \cdot 10^3 \text{ kW}.$$

Hallamos el coeficiente de utilización de la potencia instalada valiéndonos de la fórmula (7.2):

$$k_u = N_{c.e}^m / N_{c.e}^I = 9 \cdot 10^4 / (150 \cdot 10^3) = 0,6.$$

El coeficiente de carga se determina partiendo de la fórmula (7.4):

$$k_c = N_{c.e}^m / N_{c.e}^{\text{máx}} = 9 \cdot 10^4 / (135 \cdot 10^3) = 0,666.$$

Determinamos el coeficiente de reserva ateniéndonos a la fórmula (7.6):

$$k_r = k_c / k_u = 0,666 / 0,6 = 1,11.$$

El número de horas de utilización de la potencia instalada se halla partiendo de la fórmula (7.7):

$$T_1 = E_{\text{año}}^{\text{gen}} / N_{\text{c.e}}^i = 788,2 \cdot 10^6 / 150 \cdot 10^3 = 5255 \text{ h.}$$

Determinamos el número de horas de utilización del máximo de carga valiéndonos de la fórmula (7.8):

$$T_m = E_{\text{año}}^{\text{gen}} / N_{\text{c.e}}^{\text{máx}} = 788,2 \cdot 10^6 / 135 \cdot 10^3 = 5840 \text{ h.}$$

Problema 7.6. Una central eléctrica tiene instalados tres turbo-generadores de una potencia $N = 50 \cdot 10^3$ kW cada uno. Determinar el número de horas de utilización de la potencia instalada y el coeficiente de reserva de la central eléctrica, si la cantidad de energía generada durante un año $E_{\text{año}}^{\text{gen}} = 788,4 \cdot 10^6$ kW·h y el coeficiente de carga $k_c = 0,69$.

Respuesta: $T_1 = 5256$ h; $k_r = 1,15$.

Problema 7.7. Una central eléctrica tiene instalados tres turbo-generadores de una potencia $N = 25 \cdot 10^3$ kW cada uno. Determinar el coeficiente de utilización de la potencia instalada, el coeficiente de carga y el de reserva, si la producción anual de energía $E_{\text{año}}^{\text{gen}} = 394,2 \cdot 10^6$ kW·h y la carga máxima de la central eléctrica $N_{\text{c.e}}^{\text{máx}} = 65,2 \cdot 10^3$ kW.

Respuesta: $k_u = 0,6$; $k_c = 0,69$; $k_r = 1,15$.

Problema 7.8. Una central eléctrica tiene instalados tres turbo-generadores de una potencia $N = 1 \cdot 10^4$ kW cada uno. Determinar los índices de trabajo de la central eléctrica, si la producción anual de energía $E_{\text{año}}^{\text{gen}} = 178,7 \cdot 10^6$ kW·h y la carga máxima de la central eléctrica $N_{\text{c.e}}^{\text{máx}} = 28,3 \cdot 10^3$ kW.

Respuesta: $k_u = 0,68$; $k_c = 0,72$; $k_r = 1,06$; $T_1 = 5957$ h; $T_m = 6315$ h.

§ 7.2. Índices que caracterizan el rendimiento económico de las centrales termoeléctricas

El rendimiento económico de las centrales eléctricas se valora por diferentes rendimientos, el gasto específico de combustible convencional, el gasto específico de calor para la producción de energía eléctrica y el precio de coste de la energía.

Los rendimientos de una central eléctrica se clasifican en rendimiento bruto, determinado sin tomar en consideración el consumo de energía para las necesidades internas, y rendimiento neto, determinado teniendo en cuenta el consumo de energía eléctrica y calorífica para las necesidades internas.

El rendimiento bruto de una central eléctrica de condensación (CEC) η_{CEC}^b constituye la relación entre la cantidad de energía eléctrica producida y la energía suministrada por el combustible:

$$\eta_{CEC}^b = E_{gen}^{gen} / (BQ_{in}^a), \quad (7.9)$$

donde E_{gen}^{gen} es la cantidad de energía eléctrica generada, kJ; B , el gasto de combustible, kg; Q_{in}^a , el poder calorífico inferior de la masa aprovechable del combustible, kJ/kg.

Si se conocen los rendimientos de distintas unidades e instalaciones de la central eléctrica, el rendimiento bruto de la CEC puede determinarse, sin tomar en consideración el trabajo efectuado por las bombas de alimentación, sirviéndose de la fórmula:

$$\eta_{CEC}^b = \eta_{I.e} \eta_{tub} \eta_t \eta_{ri} \eta_m \eta_g, \quad (7.10)$$

donde $\eta_{I.e}$ es el rendimiento de la instalación de calderas; η_{tub} , el rendimiento de las tuberías; η_t , el rendimiento térmico del ciclo de Rankine para los parámetros prefijados del vapor en la central eléctrica; η_{ri} , el rendimiento relativo interno de la turbina; η_m , el rendimiento mecánico de la turbina, η_g , el rendimiento eléctrico del generador.

El rendimiento neto de la central eléctrica de condensación η_{CEC}^n constituye la relación entre la energía eléctrica despachada y la energía suministrada por el combustible:

$$\eta_{CEC}^n = E^d / BQ_{in}^a, \quad (7.11)$$

donde $E^d = E_{gen} - E_{n.i}$ es la cantidad de energía eléctrica despachada, igual a la diferencia entre la energía generada y la energía consumida para las necesidades internas, kJ.

Para valorar el rendimiento económico de las centrales de producción combinada de calor y electricidad (CCE) se emplean los rendimientos particulares de producción de energía eléctrica η_{CCE}^E y de calor η_{CCE}^Q .

El rendimiento bruto de producción de energía eléctrica de la CCE se determina valiéndose de la fórmula:

$$\eta_{CCE}^{Eb} = E_{gen}^{gen} / (B_E Q_{in}^a), \quad (7.12)$$

donde B_E es el gasto de combustible para producir energía eléctrica, kg.

El rendimiento bruto de producción de calor de la CCE se halla ateniéndose a la fórmula:

$$\eta_{CCE}^{Qb} = Q^d / (B_Q Q_{in}^a), \quad (7.13)$$

donde Q^d es la cantidad de calor que se despacha a los usuarios, kJ; B_Q , el gasto de combustible para generar el calor despachado, kg.

El rendimiento neto de despachamiento de energía eléctrica de la CCE se determina partiendo de la fórmula:

$$\eta_{\text{CCE}}^{\text{En}} = E^d / [(B_E - B_{n,1}) Q_{\text{in}}^a], \quad (7.14)$$

donde $B_{n,1}$ es el gasto de combustible para producir la energía eléctrica que se consume para cubrir las necesidades internas a consecuencia del despachamiento de calor, kg.

El rendimiento neto de despachamiento de calor de la CCE se halla ateniéndose a la fórmula:

$$\eta_{\text{CCE}}^Q = Q^d / [(B_Q + B_{n,1}) Q_{\text{in}}^a]. \quad (7.15)$$

El gasto específico de combustible convencional (kg/MJ) en la CEC para producir 1 MJ (10^3 kJ) de energía eléctrica se determina valiéndose de la fórmula:

$$b_{\text{CEC}}^c = B Q_{\text{in}}^a / (29,3 E^{\text{gen}}) = 0,0342 / \eta_{\text{CEC}}^b. \quad (7.16)$$

El gasto específico de combustible convencional [kg/(kW·h)] en una CEC para generar 1 kW·h de energía eléctrica se halla sirviéndose de la fórmula:

$$b_{\text{CEC}}^c = 3600 B Q_{\text{in}}^a / (29\,300 E^{\text{gen}}) = 0,123 / \eta_{\text{CEC}}^b. \quad (7.17)$$

El gasto específico de combustible convencional (kg/MJ) en la CCE para producir 1 MJ de energía eléctrica se determina por la fórmula:

$$b_{E\text{ CCE}}^c = B_E Q_{\text{in}}^a / (29,3 E^{\text{gen}}) = 0,0342 / \eta_{\text{CCE}}^{E\text{ b}}. \quad (7.18)$$

El gasto específico de combustible convencional [kg/(kW·h)] en la CCE para generar 1 kW·h de energía eléctrica se halla valiéndose de la fórmula:

$$b_{E\text{ CCE}}^c = 3600 B_E Q_{\text{in}}^a / (29\,300 E^{\text{gen}}) = 0,123 / \eta_{\text{CCE}}^{E\text{ b}}. \quad (7.19)$$

El gasto específico de combustible convencional (kg/MJ) en la CCE para producir 1 MJ de calor se determina ateniéndose a la fórmula:

$$b_Q^c = B_Q Q_{\text{in}}^a / (29,3 Q^d) = 0,0342 / \eta_{\text{CCE}}^{Q\text{ b}}. \quad (7.20)$$

El gasto específico de calor [MJ/(kW·h)] para generar energía eléctrica en la CEC se halla sirviéndose de la fórmula:

$$d_{\text{CEC}}^E = Q_{\text{in}}^a b_{\text{CEC}}^c, \quad (7.21)$$

o bien

$$d_{\text{CEC}}^E = 1 / \eta_{\text{CEC}}^b. \quad (7.22)$$

El gasto específico de calor [MJ/(kW·h)] para producir energía eléctrica en la CCE se determina partiendo de la fórmula:

$$d_{\text{CCE}}^E = Q_{\text{in}}^a b_{E\text{ CCE}}^c, \quad (7.23)$$

o bien

$$d_{CCE}^E = 1/\eta_{CCE}^{E_h}. \quad (7.24)$$

El gasto de combustible en la CCE (kg)

$$B_{CCE} = B_E + B_Q. \quad (7.25)$$

El gasto de combustible (kg) para producir el calor despachado se halla valiéndose de la fórmula:

$$B_Q = Q^d / (Q_{in}^a \eta_{h.c.}). \quad (7.26)$$

El gasto de combustible (kg) en la CCE puede ser determinado ateniéndose a la fórmula:

$$B_{CCE} = D/P, \quad (7.27)$$

donde P es el poder de vaporización del combustible, kg/kg; D , el gasto de vapor en la CCE, kg.

El coeficiente de utilización del calor de combustible en la CCE valora la eficacia de aprovechamiento del combustible:

$$\eta_{CCE} = (Q^d + E_{gen}) / (B_{CCE} Q_{in}^a). \quad (7.28)$$

El rendimiento de una central nucleoeléctrica se determina partiendo de la fórmula:

$$\eta_{CNE} = \eta_r \eta_{t,c} \eta_t \eta_{ri} \eta_m \eta_g, \quad (7.29)$$

donde η_r es el rendimiento del reactor; $\eta_{t,c}$, el rendimiento del flujo calorífico; η_t , el rendimiento térmico; η_{ri} , el rendimiento relativo interno de la turbina; η_m , el rendimiento mecánico; η_g , el rendimiento del generador eléctrico.

El gasto específico de combustible nuclear [kg/(kW·h)] en la central nucleoeléctrica (CNE) se halla sirviéndose de la fórmula:

$$b_{CNE} = 1 / (24 \cdot 10^3 k \eta_{CNE}), \quad (7.30)$$

donde k es la profundidad media del combustible, MW·día/kg de uranio.

El precio de coste de 1 kW·h de energía eléctrica [kopeks/(kW·h)] despachada por la CEC se determina por la fórmula:

$$S_{CEC}^d = \Sigma G / E^d = [(G_c + G_a + G_s + \Sigma G_{d,g}) / E^d] 100, \quad (7.31)$$

donde ΣG es el total de gastos monetarios, rublos/año; G_c , los gastos monetarios para adquirir el combustible, rublos/año; G_a , los gastos monetarios de amortización, rublos/año; G_s , el salario, rublos/año; $\Sigma G_{d,g}$, demás gastos monetarios, rublos/año.

El precio de coste de 1 kW·h de energía eléctrica [kopeks/(kW·h)] despachada por una CCE se halla ateniéndose a la fórmula:

$$\begin{aligned} S_{CCE}^d &= B_E \Sigma G / (B_{CCE} E^d) = \\ &= [B_E (G_c + G_a + G_s + \Sigma G_{d,g}) / B_{CCE} E^d] 100. \end{aligned} \quad (7.32)$$

Problema 7.9. Determinar el rendimiento bruto y el rendimiento neto de una central eléctrica de condensación, si el gasto de carbón mineral de poder calorífico inferior $Q_{in}^a = 20\,500 \text{ kJ/kg}$ es $B = 720 \cdot 10^6 \text{ kg/año}$, la producción de energía eléctrica $E_{gen} = 590 \cdot 10^{10} \text{ kJ/año}$ y el gasto de energía eléctrica para cubrir las necesidades internas constituye el 5% de toda la energía eléctrica generada por la CEC.

Respuesta: $\eta_{CEC}^b = 0,4$; $\eta_{CEC}^n = 0,38$.

Problema 7.10. Determinar el rendimiento bruto de una central eléctrica de condensación sin tomar en consideración el funcionamiento de las bombas de alimentación, si el rendimiento de la instalación de calderas $\eta_{i,c} = 0,89$, el rendimiento de las tuberías $\eta_{tub} = 0,97$, el rendimiento relativo interno de la turbina $\eta_{rt} = 0,84$, el rendimiento mecánico de la turbina $\eta_m = 0,98$, el rendimiento eléctrico del generador $\eta_g = 0,98$, los parámetros iniciales del vapor antes de entrar en las turbinas $p_1 = 9 \text{ MPa}$, $t_1 = 550^\circ\text{C}$ y la presión del vapor en el condensador $p_c = 4 \cdot 10^3 \text{ Pa}$.

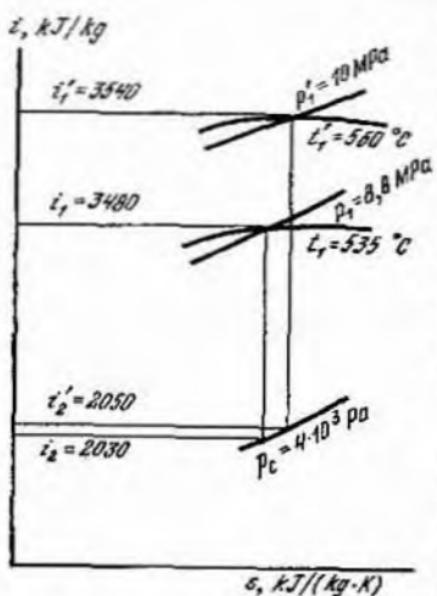


Fig. 7.2

miento de las bombas de alimentación, si el rendimiento de la instalación de calderas $\eta_{i,c} = 0,89$, el rendimiento de las tuberías $\eta_{tub} = 0,97$, el rendimiento relativo interno de la turbina $\eta_{rt} = 0,84$, el rendimiento mecánico de la turbina $\eta_m = 0,98$, el rendimiento eléctrico del generador $\eta_g = 0,98$, los parámetros iniciales del vapor antes de entrar en las turbinas $p_1 = 9 \text{ MPa}$, $t_1 = 550^\circ\text{C}$ y la presión del vapor en el condensador $p_c = 4 \cdot 10^3 \text{ Pa}$.

Respuesta: $\eta_{CEC}^b = 0,3$.

Problema 7.11. Una central eléctrica de condensación funciona con los parámetros iniciales del vapor antes de entrar en las turbinas $p_1 = 8,8 \text{ MPa}$, $t_1 = 535^\circ\text{C}$ y la presión del vapor en el condensador $p_c = 4 \cdot 10^3 \text{ Pa}$. Determinar ¿en cuánto se eleva el rendimiento bruto de la CEC sin

considerar el trabajo de las bombas de alimentación, si los parámetros iniciales del vapor aumentan hasta $p_1' = 10 \text{ MPa}$ y $t_1' = 560^\circ\text{C}$? El rendimiento de la instalación de calderas $\eta_{i,c} = 0,9$, el rendimiento de las tuberías $\eta_{tub} = 0,97$, el rendimiento relativo interno de la turbina $\eta_{rt} = 0,84$, el rendimiento mecánico de la turbina $\eta_m = 0,98$ y el rendimiento eléctrico del generador $\eta_g = 0,98$.

Solución: En el diagrama is (fig. 7.2) hallamos la entalpía del vapor i_1 para los parámetros iniciales prefijados del vapor p_1 y t_1 y la entalpía del vapor i_2 al final de la expansión adiabática: $i_1 = 3480 \text{ kJ/kg}$; $i_2 = 2030 \text{ kJ/kg}$. Valiéndonos de la tabla 2 (ver el Apéndice) determinamos la entalpía del condensado para la presión $p_c = 4 \cdot 10^3 \text{ Pa}$: $i_c = 121,33 \text{ kJ/kg}$.

Hallamos el rendimiento térmico de la instalación para los parámetros iniciales del vapor p_1 y t_1 , partiendo de la fórmula:

$$\eta_t = (i_1 - i_2)/(i_1 - i'_2) = (3480 - 2030)/(3480 - 121,33) = 0,432.$$

El rendimiento bruto de la CEC para los parámetros iniciales del vapor p_1 y t_1 se determina por la fórmula (7.10):

$$\eta_{CEC}^b = \eta_{1,e} \eta_{hub} \eta_t \eta_r \eta_m \eta_g = 0,9 \cdot 0,97 \cdot 0,432 \cdot 0,84 \cdot 0,98 \cdot 0,98 = 0,304.$$

Hallamos en el diagrama *is* (fig. 7.2) la entalpía del vapor i'_1 para los parámetros iniciales del vapor p'_1 y t'_1 y la entalpía del vapor i'_2 al final de la expansión adiabática: $i'_1 = 3540 \text{ kJ/kg}$; $i'_2 = 2050 \text{ kJ/kg}$.

Determinamos el rendimiento térmico de la instalación para los parámetros iniciales del vapor p'_1 y t'_1 ateniéndonos a la fórmula:

$$\eta_t' = (i'_1 - i'_2)/(i'_1 - i'_2) = (3540 - 2050)/(3540 - 121,33) = 0,436.$$

Hallamos el rendimiento bruto de la CEC para los parámetros iniciales del vapor p'_1 y t'_1 partiendo de la fórmula (7.10):

$$\eta_{CEC}^{b'} = \eta_{1,e} \eta_{hub} \eta_t' \eta_r \eta_m \eta_g = 0,9 \cdot 0,97 \cdot 0,436 \cdot 0,84 \cdot 0,98 \cdot 0,98 = 0,307.$$

Por consiguiente, el rendimiento bruto de la CEC aumenta en:

$$\Delta \eta_{CEC}^b = \eta_{CEC}^{b'} - \eta_{CEC}^b = 0,307 - 0,304 = 0,003,$$

o sea, en el 1%.

Problema 7.12. Determinar el rendimiento bruto de producción de energía eléctrica y el rendimiento bruto de producción de calor de una CCE, si el gasto de carbón mineral de poder calorífico inferior $Q_{in}^a = 24\,700 \text{ kJ/kg}$ es $B_{CCE} = 94 \cdot 10^6 \text{ kg/año}$, la producción de energía eléctrica $E_{gen}^a = 61 \cdot 10^{10} \text{ kJ/año}$, la cantidad de calor despachado a los usuarios externos $Q^d = 4,4 \cdot 10^{11} \text{ kJ/año}$ y el gasto de combustible para producir el calor despachado constituye $B_Q = 23 \cdot 10^6 \text{ kg/año}$.

Respuesta: $\eta_{CCE}^{E,b} = 0,348$; $\eta_{CCE}^{Q,b} = 0,775$.

Problema 7.13. Determinar el rendimiento bruto de producción de energía eléctrica y el rendimiento bruto de producción de calor de una CCE, si el gasto de carbón mineral de poder calorífico inferior $Q_{in}^a = 25\,500 \text{ kJ/kg}$ es $B_{CCE} = 72 \cdot 10^6 \text{ kg/año}$, la producción de energía eléctrica $E_{gen}^a = 48 \cdot 10^{10} \text{ kJ/año}$, el calor despachado a los usuarios externos $Q^d = 3,1 \cdot 10^{11} \text{ kJ/año}$ y el rendimiento de la instalación de calderas $\eta_{1,e} = 0,88$.

Respuesta: $\eta_{CCE}^{E,b} = 0,33$; $\eta_{CCE}^{Q,b} = 0,88$.

Problema 7.14. Determinar el rendimiento neto de despachamiento de energía eléctrica y de despachamiento de calor de una CCE, si el gasto de lignito de poder calorífico inferior $Q_{in}^a = 15\,800 \text{ kJ/kg}$ es $B_{CCE} = 82 \cdot 10^6 \text{ kg/año}$, la producción de energía eléctrica $E_{gen}^a = 38 \cdot 10^{10} \text{ kJ/año}$, la cantidad de calor despachado a los usuarios externos $Q^d = 3,2 \cdot 10^{11} \text{ kJ/año}$, el gasto de energía

eléctrica para cubrir las necesidades internas constituye el 8% de la energía total generada por la CCE, el gasto de combustible para producir el calor despachado $B_Q = 20 \cdot 10^6$ kg/año y el gasto de combustible para la producción de energía eléctrica destinada para las necesidades internas $B_{n,i} = 4,6 \cdot 10^6$ kg/año.

Respuesta: $\eta_{CCE}^{E,n} = 0,385$; $\eta_{CCE}^{Q,n} = 0,823$.

Problema 7.15. Determinar el rendimiento neto de despachamiento de energía eléctrica y de despachamiento de calor de una CCE, si el gasto de lignito de poder calorífico inferior $Q_{in}^a = 15\,200$ kJ/kg es $B_{CCE} = 96 \cdot 10^6$ kg/año, la producción de energía eléctrica $E^{gen} = 39 \cdot 10^{10}$ kJ/año, la cantidad de calor despachado a los usuarios externos $Q^d = 3,6 \cdot 10^{11}$ kJ/año, el gasto de energía eléctrica para cubrir las necesidades internas $E^{n,i} = 3,5 \cdot 10^{10}$ kJ/año, el rendimiento de la instalación de calderas $\eta_{I,c} = 0,9$ y el gasto de combustible para producir energía eléctrica para las necesidades internas $B_{n,i} = 5 \cdot 10^6$ kg/año.

Respuesta: $\eta_{CCE}^{E,n} = 0,356$; $\eta_{CCE}^{Q,n} = 0,776$.

Problema 7.16. Determinar los rendimientos bruto y neto de producción de energía eléctrica y de calor de una CCE, si el gasto de carbón mineral de poder calorífico inferior $Q_{in}^a = 27\,500$ kJ/kg es $B_{CCE} = 92 \cdot 10^6$ kg/año, la producción de energía eléctrica $E^{gen} = 64 \cdot 10^{10}$ kJ/año, la cantidad de calor despachado a los usuarios externos $Q^d = 4,55 \cdot 10^{11}$ kJ/año, el gasto de energía eléctrica para cubrir las necesidades internas constituye el 6% de toda la energía producida por la CCE, el rendimiento de la instalación de calderas $\eta_{I,c} = 0,87$ y el gasto de combustible para la producción de energía eléctrica destinada para cubrir las necesidades internas $B_{n,i} = 4,5 \cdot 10^6$ kg/año.

Solución: Determinamos el gasto de combustible para producir el calor despachado ateniéndonos a la fórmula (7.26):

$$B_Q = Q^d / (Q_{in}^a \eta_{I,c}) = 4,55 \cdot 10^{11} / (27\,500 \cdot 0,87) = 19 \cdot 10^6 \text{ kg/año.}$$

El gasto de combustible para producir energía eléctrica se halla partiendo de la fórmula (7.25):

$$B_E = B_{CCE} - B_Q = 92 \cdot 10^6 - 19 \cdot 10^6 = 73 \cdot 10^6 \text{ kg/año.}$$

Determinamos el rendimiento bruto de producción de energía eléctrica de la CCE valiéndonos de la fórmula (7.12):

$$\eta_{CCE}^{E,b} = E^{gen} / (B_E Q_{in}^a) = 64 \cdot 10^{10} / (73 \cdot 10^6 \cdot 27\,500) = 0,32.$$

Hallamos el rendimiento bruto de producción de calor de la CCE ateniéndonos a la fórmula (7.13):

$$\eta_{CCE}^{Q,b} = Q^d / (B_Q Q_{in}^a) = 4,55 \cdot 10^{11} / (19 \cdot 10^6 \cdot 27\,500) = 0,87.$$

La cantidad de energía eléctrica despachada

$$E^d = E^{gen} - E^{n,i} = 64 \cdot 10^{10} - 64 \cdot 10^{10} \cdot 0,06 = 60,16 \cdot 10^{10} \text{ kJ/año.}$$

El rendimiento neto de despachamiento de energía eléctrica de la CCE se determina sirviéndose de la fórmula (7.14):

$$\eta_{\text{CCE}}^{E_n} = E^d / [(B_E - B_{n,1}) Q_{in}^a] = 60,16 \cdot 10^{10} / (73 \cdot 10^6 - 4,5 \cdot 10^6) 27500 = 0,319.$$

Hallamos el rendimiento neto de despachamiento de calor de la CCE partiendo de la fórmula (7.15):

$$\eta_{\text{CCE}}^{Q_n} = Q^d / [(B_Q + B_{n,1}) Q_{in}^a] = 4,55 \cdot 10^{11} / (19 \cdot 10^6 + 4,5 \cdot 10^6) 27500 = 0,704.$$

Problema 7.17. Determinar el rendimiento bruto de producción de energía eléctrica y de producción de calor de una CCE, si el gasto específico de combustible convencional para producir 1 MJ de energía eléctrica b_E^c $\text{CCE} = 0,108 \text{ kg/MJ}$ y el gasto específico de combustible convencional para producir 1 MJ de calor b_Q^c $\text{CCE} = 0,042 \text{ kg/MJ}$.

Respuesta: $b_E^c = 0,317$; $b_Q^c = 0,814$.

Problema 7.18. Determinar el gasto específico de combustible convencional para producir 1 MJ de energía eléctrica en una CEC, si el gasto de carbón mineral de poder calorífico inferior $Q_{in}^a = 24700 \text{ kJ/kg}$ es $B = 660 \cdot 10^6 \text{ kg/año}$ y la producción de energía eléctrica $E^{\text{gen}} = 545 \cdot 10^{10} \text{ kJ/año}$.

Respuesta: $b_E^c = 0,102 \text{ kg/MJ}$.

Problema 7.19. Determinar los gastos específicos de combustible convencional para producir 1 MJ de energía eléctrica y 1 MJ de calor en una CCE, si el gasto de combustible $B_{\text{CEC}} = 78 \cdot 10^6 \text{ kg/año}$, la producción de energía eléctrica $E^{\text{gen}} = 54 \cdot 10^{10} \text{ kJ/año}$, la cantidad de calor despachado a los usuarios externos $Q^d = 3,36 \cdot 10^{11} \text{ kJ/año}$, el equivalente térmico del combustible que se quema en la CCE $E = 0,9$ y el rendimiento de la instalación de calderas $\eta_{\text{c}} = 0,89$.

Respuesta: $b_E^c = 0,106 \text{ kg/MJ}$; $b_Q^c = 0,038 \text{ kg/MJ}$.

Problema 7.20. Determinar el gasto específico de combustible convencional para producir 1 kW·h de energía eléctrica en una CEC que tiene tres turbogeneradores de potencia $N = 50 \cdot 10^3 \text{ kW}$ cada uno, siendo el número de horas de utilización de la potencia instalada $T_1 = 5000 \text{ h}$, si el gasto de carbón mineral de poder calorífico inferior $Q_{in}^a = 28300 \text{ kJ/kg}$ es $B = 305 \cdot 10^6 \text{ kg/año}$.

Respuesta: $b_E^c = 0,393 \text{ kg/(kW·h)}$.

Problema 7.21. Determinar el gasto específico de combustible convencional para producir 1 kW·h de energía eléctrica en una CEC que tiene dos turbogeneradores de potencia $N = 75 \cdot 10^3 \text{ kW}$ cada uno, siendo el coeficiente de utilización de la potencia instalada $k_u = 0,65$, si el gasto de lignito de poder calorífico inferior $Q_{in}^a = 15200 \text{ kJ/kg}$ es $B = 576 \cdot 10^6 \text{ kg/año}$.

Respuesta: $b_E^c = 0,35 \text{ kg/(kW·h)}$.

Problema 7.22. Una central eléctrica de condensación funciona con los parámetros iniciales del vapor antes de entrar en las turbinas $p_1 = 16 \text{ MPa}$, $t_1 = 610^\circ\text{C}$ y la presión del vapor en el condensador $p_e = 4 \cdot 10^3 \text{ Pa}$. Determinar el gasto específico de combustible convencional para producir 1 MJ de energía eléctrica, si el rendimiento de la instalación de calderas $\eta_{t.c} = 0,89$, el rendimiento de las tuberías $\eta_{tub} = 0,965$, el rendimiento relativo interno de la turbina $\eta_{ri} = 0,835$, el rendimiento mecánico de la turbina $\eta_m = 0,98$ y el rendimiento eléctrico del generador $\eta_g = 0,98$.

Respuesta: $b_{CCE}^c = 0,109 \text{ kg/MJ}$.

Problema 7.23. Determinar los gastos específicos de combustible convencional para producir 1 kW·h de energía eléctrica y 1 MJ de calor en una CCE, si el gasto de carbón mineral de poder calorífico inferior $Q_{in}^a = 28\,300 \text{ kJ/kg}$ es $B_{CCE} = 86 \cdot 10^6 \text{ kg/año}$, la producción de energía eléctrica $E^{gen} = 184 \cdot 10^6 \text{ kW} \cdot \text{h/año}$, el gasto de combustible para producir el calor despachado $B_Q = 21,5 \cdot 10^6 \text{ kg/año}$ y el rendimiento bruto de producción de calor de la CCE $\eta_{CCE}^{Q_b} = 0,81$.

Respuesta: $b_{E,CCE}^c = 0,34 \text{ kg/(kW} \cdot \text{h)}$; $b_{Q,CCE}^c = 0,042 \text{ kg/MJ}$.

Problema 7.24. Determinar los gastos específicos de combustible convencional para producir 1 MJ de energía eléctrica y 1 MJ de calor en una CCE, si la producción de energía eléctrica $E^{gen} = 56 \cdot 10^{10} \text{ kJ/año}$, la cantidad de calor despachado a los usuarios externos $Q^d = 5,48 \cdot 10^{11} \text{ kJ/año}$, el gasto de vapor de las calderas $D = 77,4 \cdot 10^7 \text{ kg/año}$, el poder de vaporización del combustible $P = 8,6 \text{ kg/kg}$, el rendimiento de la instalación de calderas $\eta_{t.c} = 0,885$ y el equivalente térmico del combustible que se quema, $E = 0,88$.

Solución: El poder calorífico inferior del combustible

$$Q_{in}^a = E \cdot 29\,300 = 0,88 \cdot 29\,300 = 25\,784 \text{ kJ/kg}.$$

Determinamos el gasto de combustible en la CCE ateniéndonos a la fórmula (7.27):

$$B_{CCE} = D/P = 77,4 \cdot 10^7 / 8,6 = 90 \cdot 10^6 \text{ kg/año}.$$

El gasto de combustible para producir el calor despachado se halla valiéndose de la fórmula (7.26):

$$B_Q = Q^d / (Q_{in}^a \eta_{t.c}) = 5,48 \cdot 10^{11} / (25\,784 \cdot 0,885) = 24 \cdot 10^6 \text{ kg/año}.$$

El gasto de combustible para producir energía eléctrica se determina por la fórmula (7.25):

$$B_E = B_{CCE} - B_Q = 90 \cdot 10^6 - 24 \cdot 10^6 = 66 \cdot 10^6 \text{ kg/año}.$$

Hallamos el gasto específico de combustible convencional para producir 1 MJ de energía eléctrica partiendo de la fórmula (7.18):

$$b_E^C = B_E Q_{in}^A / (29,3 E^{gen}) = \\ = 66 \cdot 10^6 \cdot 25784 / (29,3 \cdot 56 \cdot 10^{10}) = 0,104 \text{ kg/MJ.}$$

Determinamos el gasto específico de combustible convencional para producir 1 MJ de calor sirviéndonos de la fórmula (7.20):

$$b_Q^C = B_Q Q_{in}^A / (29,3 Q^d) = 24 \cdot 10^6 \cdot 25784 / (29,3 \cdot 5,48 \cdot 10^{11}) = \\ = 0,038 \text{ kg/MJ}$$

Problema 7.25. Determinar el gasto anual de combustible en una central eléctrica de turbinas de gases, si la potencia en los hornes del generador $N_e^g = 50 \cdot 10^3 \text{ kW}$, el poder calorífico inferior del combustible $Q_{in}^A = 41\,000 \text{ kJ/kg}$, el grado de elevación de la presión en el compresor $\lambda = 4$, la temperatura del aire aspirado por el compresor $t_1 = 20^\circ\text{C}$, la temperatura de los gases en la salida de la cámara de combustión $t_3 = 700^\circ\text{C}$, el rendimiento relativo interno de la turbina $\eta_{rt} = 0,88$, el rendimiento interno del compresor $\eta_c = 0,85$, el rendimiento de la cámara de combustión $\eta_{c.c} = 0,99$, el rendimiento mecánico de la ITG $\eta_m^{ITG} = 0,89$, el rendimiento eléctrico del generador $\eta_g = 0,98$ y el índice adiabático $k = 1,4$.

Respuesta: $B = 245,3 \cdot 10^6 \text{ kg/año.}$

Problema 7.26. Determinar el gasto anual de combustible en una central eléctrica de turbinas de gases equipada con una instalación de turbina de gases con recuperación de calor, si la potencia en los hornes del generador $N_e^g = 50 \cdot 10^3 \text{ kW}$, el poder calorífico inferior del combustible $Q_{in}^A = 41\,500 \text{ kJ/kg}$, el grado de elevación de la presión en el compresor $\lambda = 5$, la temperatura del aire aspirado por el compresor $t_1 = 21^\circ\text{C}$, la temperatura de los gases en la salida de la cámara de combustión $t_3 = 705^\circ\text{C}$, la temperatura del aire antes de entrar en el recuperador $t_a' = 162^\circ\text{C}$, la temperatura del aire después de salir del mismo $t_a'' = 288^\circ\text{C}$, la temperatura de los gases ante el recuperador $t_g' = 342^\circ\text{C}$, el rendimiento relativo interno de la turbina $\eta_{rt} = 0,88$, el rendimiento interno del compresor $\eta_c = 0,85$, el rendimiento de la cámara de combustión $\eta_{c.c} = 0,98$, el rendimiento mecánico de la ITG con recuperación de calor $\eta_m^{ITG} = 0,88$, el rendimiento eléctrico del generador $\eta_g = 0,98$ y el índice adiabático $k = 1,4$.

Solución: La potencia efectiva de la ITG con recuperación de calor

$$N_e^{ITG} = N_e^g / \eta_g = 50 \cdot 10^3 / 0,98 = 51\,020 \text{ kW.}$$

Determinamos el grado de recuperación de la ITG valiéndonos de la fórmula (4.20):

$$\sigma = (t'_a - t'_g) / (t'_g - t'_a) = (288 - 162) / (342 - 162) = 0,7.$$

Hallamos el rendimiento interno de la ITG con recuperación de calor ateniéndonos a la fórmula (4.19), en la cual $m = (k - 1)/k = (1,4 - 1)/1,4 = 0,286$:

$$\begin{aligned}\eta_i^{\text{ITG}} &= \frac{\eta_{\text{re}} \tau (1 - 1/\lambda^m) - (\lambda^m - 1) (1/\eta_c)}{\tau - \{(1 - \sigma) [1 + (\lambda^m - 1) (1/\eta_c)] + \sigma \tau [1 - (1 - 1/\lambda^m) \eta_{\text{re}}]\}} \eta_{\text{c.e.}} = \\ &= \frac{0,88 (978/294) (1 - 1/5^{0,286}) -}{978/294 - \{(1 - 0,7) [1 + (5^{0,286} - 1)/0,85] + \}} \rightarrow \\ &\rightarrow \frac{-(5^{0,286} - 1)/0,85}{+ 0,7 (978/294) [1 - (1 - 1/5^{0,286}) 0,88]} 0,98 = 0,33\end{aligned}$$

El rendimiento efectivo de la ITG con recuperación de calor se determina sirviéndose de la fórmula (4.21):

$$\eta_e^{\text{ITG}} = \eta_i^{\text{ITG}} \eta_m^{\text{ITG}} = 0,33 \cdot 0,88 = 0,29.$$

El gasto anual de combustible en la central eléctrica de turbinas de gases, equipada con ITG con recuperación de calor, se halla partiendo de la fórmula (4.18):

$$\begin{aligned}B &= [3600 N_c^{\text{ITG}} / (\eta_e^{\text{ITG}} Q_{\text{in}}^a)] 8760 = \\ &= [3600 \cdot 51\,020 / (0,29 \cdot 41\,500)] 8760 = 133,7 \cdot 10^6 \text{ kg/año}.\end{aligned}$$

Problema 7.27. Determinar el gasto específico de calor para producir 1 kW·h de energía eléctrica (para el combustible convencional) en una CEC, si el gasto específico de combustible $b_{\text{CEC}} = 0,45 \text{ kg}/(\text{kW} \cdot \text{h})$ y el equivalente térmico del combustible $E = 0,8$.

Respuesta: $d_{\text{CEC}}^E = 10,55 \text{ MJ}/(\text{kW} \cdot \text{h})$.

Problema 7.28. Determinar el gasto específico de calor para producir 1 MJ de energía eléctrica (para el combustible convencional) en una CEC con tres turbogeneradores de una potencia $N = 75 \cdot 10^3 \text{ kW}$ cada uno, siendo el coeficiente de utilización de la potencia instalada $k_u = 0,64$, si el gasto de carbón mineral de poder calorífico inferior $Q_{\text{in}}^a = 20\,500 \text{ kJ/kg}$ es $B = 670 \cdot 10^6 \text{ kg/año}$.

Solución: La potencia instalada de la CEC

$$N_{\text{c.e.}}^1 = 3N = 3 \cdot 75 \cdot 10^3 = 225 \cdot 10^3 \text{ kW}.$$

Determinamos la producción anual de energía ateniéndonos a la fórmula (7.2):

$$\begin{aligned}E^{\text{gen}} &= 8760 k_u N_{\text{c.e.}}^1 = 8706 \cdot 0,64 \cdot 225 \cdot 10^3 = \\ &= 126,14 \cdot 10^7 \text{ kW} \cdot \text{h/año} = 454,1 \cdot 10^{10} \text{ kJ/año}\end{aligned}$$

Hallamos el rendimiento bruto de la CEC valiéndonos de la

fórmula (7.9):

$$\eta_{\text{CCE}}^{\text{b}} = E^{\text{gen}} / (BQ_{\text{in}}^{\text{a}}) = 454,1 \cdot 10^{10} / (670 \cdot 10^6 \cdot 20500) = 0,33.$$

El gasto específico de calor para producir 1 MJ de energía eléctrica (para el combustible convencional) se determina partiendo de la fórmula (7.22):

$$d_{\text{CCE}}^E = 1 / \eta_{\text{CCE}}^{\text{b}} = 1 / 0,33 = 3,03 \text{ MJ/MJ}.$$

Problema 7.29. Determinar el gasto específico de calor para producir 1 kW·h de energía (de quemarse el combustible convencional) en una CCE, si el gasto de carbón de piedra de poder calorífico inferior $Q_{\text{in}}^{\text{a}} = 25700 \text{ kJ/kg}$ es $B_{\text{CCE}} = 88 \cdot 10^6 \text{ kg/año}$, la producción de energía eléctrica $E^{\text{gen}} = 152 \cdot 10^6 \text{ kW} \cdot \text{h/año}$, la cantidad de calor despachado a los usuarios externos $Q^{\text{d}} = 5,14 \cdot 10^{11} \text{ kJ/año}$ y el rendimiento de la instalación de calderas $\eta_{\text{t.c}} = 0,87$.

Respuesta: $d_{\text{CCE}}^E = 11 \text{ MJ/(kW} \cdot \text{h)}$.

Problema 7.30. Determinar el gasto anual de combustible en una CEC, si la producción de energía eléctrica $E^{\text{gen}} = 30,2 \times 10^{10} \text{ kJ/año}$, el gasto específico de combustible convencional para producir 1 MJ de energía eléctrica $b_{\text{CEC}}^E = 0,109 \text{ kg/MJ}$ y el equivalente térmico del combustible que se quema en la CEC $E = 0,84$.

Respuesta: $B = 39,2 \cdot 10^6 \text{ kg/año}$.

Problema 7.31. Determinar el gasto anual de combustible en una CCE, si la producción de energía eléctrica $E^{\text{gen}} = 32 \cdot 10^{10} \text{ kJ/año}$, la cantidad de calor despachado a los usuarios externos $Q^{\text{d}} = 2,8 \cdot 10^{11} \text{ kJ/año}$, el gasto específico de combustible convencional para producir 1 MJ de energía eléctrica $b_{\text{CCE}}^E = 0,104 \text{ kg/MJ}$, el rendimiento bruto de la CCE al producir calor $\eta_{\text{CCE}}^{\text{q.b}} = 0,85$ y el equivalente térmico del combustible quemado en la CCE $E = 0,86$.

Respuesta: $B_{\text{CCE}} = 51,6 \cdot 10^6 \text{ kg/año}$.

Problema 7.32. Determinar el coeficiente de utilización del calor del combustible en una CCE, si la producción de energía eléctrica $E^{\text{gen}} = 48 \cdot 10^{10} \text{ kJ/año}$, la cantidad de calor despachado a los usuarios externos $Q^{\text{d}} = 42 \cdot 10^{10} \text{ kJ/año}$, el poder calorífico inferior del combustible $Q_{\text{in}}^{\text{a}} = 15800 \text{ kJ/kg}$, el gasto de vapor de las calderas $D = 61,5 \cdot 10^7 \text{ kg/año}$ y el poder de vaporización del combustible $P = 8,2 \text{ kg/kg}$.

Respuesta: $\eta_{\text{CCE}} = 0,76$.

Problema 7.33. Determinar el coeficiente de utilización del calor del combustible y el gasto de combustible para la producción de energía eléctrica en una CCE, si la producción de energía eléctrica $E^{\text{gen}} = 48 \cdot 10^{10} \text{ kJ/año}$, la cantidad de calor despachado a los usuarios externos $Q^{\text{d}} = 36 \cdot 10^{10} \text{ kJ/año}$, el poder calorífico inferior del

combustible $Q_m^a = 15\,200 \text{ kJ/kg}$, el gasto de vapor de las calderas $D = 66,3 \cdot 10^7 \text{ kg/año}$, el poder de vaporización del combustible $P = 8,5 \text{ kg/kg}$ y el rendimiento de la instalación de calderas $\eta_{t.e} = 0,9$.

Respuesta: $\eta_{CCE} = 0,71$.

Problema 7.34. Determinar el gasto específico de combustible nuclear en una central nucleoeléctrica, si la profundidad media del combustible $k = 30 \text{ MW} \cdot \text{día/kg}$ de uranio y el rendimiento de la CNE $\eta_{CNE} = 0,35$.

Respuesta: $b_{CNE} = 0,004 \cdot 10^{-3} \text{ kg/(kW} \cdot \text{h)}$.

Problema 7.35. Determinar el gasto específico de combustible nuclear en una CNE, si la profundidad media del combustible $k = 30 \text{ MW} \cdot \text{día/kg}$ de uranio, el rendimiento del reactor $\eta_r = 0,9$, el rendimiento del flujo calorífico $\eta_{t.c} = 0,98$, el rendimiento térmico $\eta_t = 0,45$, el rendimiento relativo interno de la turbina $\eta_{t.i} = 0,8$, el rendimiento mecánico $\eta_m = 0,98$ y el rendimiento del generador eléctrico $\eta_g = 0,99$.

Respuesta: $b_{CNE} = 0,005 \cdot 10^{-3} \text{ kg/(kW} \cdot \text{h)}$.

Problema 7.36. Determinar el precio de coste de 1 kW·h de energía eléctrica despachada por una CEC, si la producción de energía eléctrica $E^{gen} = 100 \cdot 10^6 \text{ kW} \cdot \text{h/año}$, el gasto de energía para cubrir las necesidades internas constituye el 5% de toda la energía generada por la CEC y el total de los gastos monetarios en la CEC $\Sigma G = 7,6 \cdot 10^6 \text{ rublos/año}$.

Respuesta: $S_{CEC}^d = 0,8 \text{ kopek/(kW} \cdot \text{h)}$.

Problema 7.37. Determinar el precio de coste de 1 kW·h de energía despachada, si la cantidad despachada de ésta es $E_{1CEC}^d = 84 \times 10^6 \text{ kW} \cdot \text{h/año}$ y $E_{2CEC}^d = 70 \cdot 10^6 \text{ kW} \cdot \text{h/año}$; el precio de coste de 1 kW·h de energía eléctrica despachada $S_{CEC}^d = 0,7 \text{ kopek/(kW} \cdot \text{h)}$ para la cantidad despachada de energía $E^d = 120 \cdot 10^6 \text{ kW} \cdot \text{h/año}$. Considérese invariable el total de los gastos monetarios anuales.

Respuesta: $S_{1CEC}^d = 1 \text{ kopek/(kW} \cdot \text{h)}$; $S_{2CEC}^d = 1,2 \text{ kopek/(kW} \cdot \text{h)}$.

Problema 7.38. Determinar el precio de coste de 1 kW·h de energía despachada por una CCE, si el gasto de combustible $B_{CCE} = 95 \cdot 10^6 \text{ kg/año}$, la producción de energía eléctrica $E^{gen} = 150 \cdot 10^6 \text{ kW} \cdot \text{h/año}$, el gasto de energía para cubrir las necesidades internas constituye el 5% de toda la energía generada, el gasto de combustible para producir la energía eléctrica $B_E = 64 \cdot 10^6 \text{ kg/año}$, los gastos monetarios para la compra del combustible $G_c = 9,6 \times 10^6 \text{ rublos/año}$, los gastos monetarios de amortización $G_a = 3,4 \cdot 10^6 \text{ rublos/año}$, el salario $G_s = 1,37 \cdot 10^5 \text{ rublos/año}$ y los demás gastos monetarios $\Sigma G_{d.g} = 2,63 \cdot 10^5 \text{ rublos/año}$.

Respuesta: $S_{CCE}^d = 0,8 \text{ kopek/(kW} \cdot \text{h)}$.

Capítulo 8

DISTRIBUCIÓN DE CALOR EN LAS EMPRESAS INDUSTRIALES

§ 8.1. Cálculo del gasto de calor a distribuir en las empresas

En las empresas industriales el calor se gasta para cubrir las necesidades tecnológicas, la calefacción, la ventilación, el acondicionamiento de aire y el abastecimiento de agua caliente para las necesidades tecnológicas y los servicios comunitarios.

El gasto calculado (máximo) de calor (W) para cubrir las necesidades tecnológicas se determina partiendo de la fórmula:

$$Q_{\text{tec}}^c = 278 \cdot 10^3 \sum q_i P_i, \quad (8.1)$$

donde q_i es el gasto específico de calor para la producción, GJ/t; P_i , la productividad de la empresa, t/h.

El gasto calculado (máximo) de calor para la calefacción se halla ateniéndose a la fórmula:

$$Q_c^c = q_v V_{\text{ex}} (t_{\text{in}} - t_{\text{ex}}), \quad (8.2)$$

donde q_v es la característica específica de calefacción del edificio, W/(m³·K); V_{ex} , el volumen exterior de los edificios que se calefaccionan, m³; t_{in} , la temperatura media del aire en el interior del local, °C; t_{ex} , la temperatura exterior de cálculo del aire, °C.

El gasto calculado (máximo) de calor (W) para la ventilación se determina sirviéndose de la fórmula:

$$Q_v^c = q_v V_{\text{ex}} (t_{\text{in}} - t_{\text{ex}}), \quad (8.3)$$

donde q_v es la característica específica de ventilación del edificio, W/(m³·K).

El gasto medio de calor (W) para el abastecimiento de agua caliente se halla valiéndose de la fórmula:

$$Q_{\text{a.c}}^m = G_a c_a (t_{\text{a.c}}^m - t_{\text{a.f}}) / \eta_a, \quad (8.4)$$

donde G_a es el gasto de agua caliente para las necesidades tecnológicas y los servicios comunitarios, kg/s; c_a , la capacidad calorífica de agua, J/(kg·K), $c_a = 4186 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; $t_{\text{a.c}}^m$, la temperatura media del agua caliente, °C; $t_{\text{a.f}}$, la temperatura del agua fría, °C; η_a , el coeficiente de aprovechamiento del calor en los calentadores de agua, $\eta_a = 0.94 \dots 0.97$.

El gasto calculado (máximo) de calor (W) para el abastecimiento de agua caliente se determina partiendo de la fórmula:

$$Q_{a,c}^c = 2Q_{a,c}^m \quad (8.5)$$

Problema 8.1. Determinar el gasto calculado de calor para las necesidades tecnológicas de una empresa de la industria cárnica, cuya producción $p_i = 12,5$ t/h, si el gasto específico de calor para elaborar productos cárnicos $q_i = 1,2$ GJ/t.

Respuesta: $Q_{a,c}^c = 4,17 \cdot 10^8$ W.

Problema 8.2. Determinar el gasto calculado de calor para la calefacción de los edificios de una panificadora, si el volumen exterior de los edificios calefaccionados $V_{ex} = 15 \cdot 10^3$ m³, la característica específica de calefacción del edificio $q_o = 0,35$ W/(m³·K), la temperatura media del aire en el interior del local $t_{in} = 20$ °C y la temperatura exterior de cálculo del aire $t_{ex} = -26$ °C.

Respuesta: $Q_c^c = 241,5 \cdot 10^3$ W.

Problema 8.3. Determinar el gasto calculado total de calor para la calefacción y la ventilación de los edificios de una panificadora, si el volumen exterior de los edificios que se calefaccionan $V_{ex} = 30 \cdot 10^3$ m³, el volumen de los edificios ventilados constituye el 75% del volumen de los edificios calefaccionados, la característica específica de calefacción del edificio $q_o = 0,32$ W/(m³·K), la característica específica de ventilación del edificio $q_v = 0,3$ W/(m³·K), la temperatura media del aire en el interior del local $t_{in} = 20$ °C y la temperatura exterior de cálculo del aire $t_{ex} = -25$ °C.

Respuesta: $Q = 737,75 \cdot 10^3$ W.

Problema 8.4. Determinar el gasto calculado de calor para el abastecimiento de agua caliente de una panificadora, si el gasto de agua caliente para las necesidades tecnológicas y los servicios comunitarios $G_a = 2,5$ kg/s, la temperatura media del agua caliente $t_{a,c}^m = 50$ °C, la temperatura del agua fría $t_{a,t} = 10$ °C, el coeficiente de aprovechamiento del calor en los calentadores de agua $\eta_a = 0,95$ y la capacidad calorífica del agua $c_a = 4186$ J/(kg·K).

Respuesta: $Q_{a,c}^c = 881 \cdot 10^3$ W.

Problema 8.5. Determinar el gasto calculado total de calor para las necesidades tecnológicas y la calefacción de una empresa de la industria cárnica, cuya productividad $P_i = 5$ t/h, si el gasto específico de calor para elaborar productos cárnicos $q_i = 1,3$ GJ/t, el volumen exterior de los edificios calefaccionados $V_{ex} = 40 \times 10^3$ m³, la característica específica de calefacción del edificio $q_o = 0,25$ W/(m³·K), la temperatura media del aire en el interior del local $t_{in} = 20$ °C y la temperatura exterior de cálculo del aire $t_{ex} = -25$ °C.

Respuesta: $Q = 2257 \cdot 10^3$ W.

Problema 8.6. Determinar el gasto calculado total de calor destinado para cubrir las necesidades tecnológicas, la ventilación, la calefacción y el abastecimiento de agua caliente de una empresa

de la industria cárnica cuya productividad $P_t = 6,25 \text{ t/h}$, si el gasto específico de calor para elaborar productos cárnicos $q_t = 1,35 \text{ GJ/t}$, el volumen exterior de los edificios que se calefaccionan $V_{ex} = 45 \cdot 10^3 \text{ m}^3$, el volumen de los edificios ventilados constituye el 80% del volumen de los edificios calefaccionados, la característica específica de calefacción del edificio $q_0 = 0,2 \text{ W/(m}^3\text{.K)}$, la característica específica de ventilación del edificio $q_v = 0,3 \text{ W/(m}^3\text{.K)}$, el gasto de agua caliente para las necesidades tecnológicas y los servicios comunales $G_a = 6 \text{ kg/s}$, la temperatura media del agua caliente $t_{a,c}^m = 50^\circ\text{C}$, la temperatura del agua fría $t_{a,f} = 10^\circ\text{C}$, la temperatura media del aire en el interior del local $t_{in} = 20^\circ\text{C}$, la temperatura exterior de cálculo del aire $t_{ex} = -25^\circ\text{C}$, el coeficiente de aprovechamiento del calor en los calentadores de agua $\eta_a = 0,96$ y la capacidad calorífica del agua $c_a = 4186 \text{ J/(kg.K)}$.

Solución: Determinamos el gasto calculado de calor para las necesidades tecnológicas ateniéndonos a la fórmula (8.1):

$$Q_{fec}^c = 278 \cdot 10^3 \sum q_i P_t = 278 \cdot 10^3 \cdot 1,35 \cdot 6,25 = 2,35 \cdot 10^6 \text{ W.}$$

Hallamos el gasto calculado de calor para la calefacción partiendo de la fórmula (8.2):

$$Q_c^c = q_0 V_{ex} (t_{in} - t_{ex}) = 0,2 \cdot 45 \cdot 10^3 (20 + 25) = 405 \cdot 10^3 \text{ W.}$$

El gasto calculado de calor para la ventilación se determina valiéndose de la fórmula (8.3):

$$Q_v^c = q_v V_{ex} (t_{in} - t_{ex}) = 0,3 \cdot 45 \cdot 10^3 \cdot 0,8 (20 + 25) = 486 \cdot 10^3 \text{ W.}$$

El gasto medio de calor para el abastecimiento de agua caliente se halla partiendo de la fórmula (8.4):

$$Q_{a,c}^m = G_a c_a (t_{a,c}^m - t_{a,f}) / \eta_a = 6 \cdot 4186 (50 - 10) / 0,96 = 1046 \cdot 10^3 \text{ W.}$$

El gasto calculado de calor para el abastecimiento de agua caliente se determina sirviéndose de la fórmula (8.5):

$$Q_{a,c}^c = 2 Q_{a,c}^m = 2 \cdot 1046 \cdot 10^3 = 2092 \cdot 10^3 \text{ W.}$$

Hallamos el gasto calculado total de calor que es:

$$\begin{aligned} Q &= Q_{fec}^c + Q_c^c + Q_v^c + Q_{a,c}^c = \\ &= 2,35 \cdot 10^6 + 405 \cdot 10^3 + 486 \cdot 10^3 + 2092 \cdot 10^3 = 5333 \cdot 10^3 \text{ W.} \end{aligned}$$

§ 8.2. Índices técnico-económicos del trabajo de un sistema de distribución de calor

La eficacia del trabajo de un sistema de distribución de calor se valora por el precio de coste de 1 GJ de calor y las inversiones de trabajo vivo para producir 1 GJ de calor.

El precio de coste de 1 GJ de calor (rublos/GJ) producido en la calderería se determina ateniéndose a la fórmula:

$$S_Q = C_{\text{año}} / Q_{\text{año}}, \quad (8.6)$$

donde $C_{\text{año}}$ son los gastos monetarios de explotación, rublos/año; $Q_{\text{año}}$, la producción anual de calor en la calderería, GJ/año.

Los gastos monetarios de explotación para producir el calor (rublos/año) se hallan valiéndose de la fórmula:

$$C_{\text{año}} = C_c + C_{e.e} + C_a + C_s + C_{am} + C_{r.e} + C_{d.g}, \quad (8.7)$$

donde C_c es el coste del combustible consumido por la calderería, rublos/año; $C_{e.e}$, el costo de la energía eléctrica consumida por la calderería, rublos/año; C_a , el costo del agua consumida por la calderería, rublos/año; C_s , el salario del personal de servicio, rublos/año; C_{am} , la amortización de los edificios y del equipo de la calderería, rublos/año; $C_{r.e}$, los gastos para la reparación corriente del equipo, rublos/año; $C_{d.g}$, los demás gastos, rublos/año.

La producción anual de calor (GJ/año) en la calderería se determina partiendo de la fórmula:

$$Q_{\text{año}} = 23,76 D [(i_{v.r} - i_{a.a}) + (P/100)(l_{a.c} - l_{a.a})], \quad (8.8)$$

donde D es la productividad de vapor de la calderería, kg/s; $i_{v.r}$, $i_{a.a}$, $i_{a.c}$, respectivamente, las entalpias del vapor recalentado, del agua de alimentación y del agua de caldera, kJ/kg; P , la magnitud del barrido continuo (purga), %.

Las inversiones de trabajo vivo en la producción de 1 GJ de calor (hombre·año/GJ) se halla ateniéndose a la fórmula:

$$T_Q = n_{p.p} Q_1 / Q_{\text{año}}, \quad (8.9)$$

donde $n_{p.p}$ es el coeficiente del personal de plantilla, hombre·h/GJ; Q_1 , la potencia instalada de la calderería para producir calor, GJ/b.

Problema 8.7. Determinar el precio de coste de 1 GJ de calor producido en una calderería que trabaja a base de un combustible gaseoso, con una productividad de vapor $D = 5,45 \text{ kg/s}$, si la presión del vapor recalentado $p_{v.r} = 1,4 \text{ MPa}$, la temperatura del vapor recalentado $t_{v.r} = 280^\circ\text{C}$, la temperatura del agua de alimentación $t_{a.a} = 100^\circ\text{C}$, la magnitud del barrido continuo $P = 3\%$ y los gastos monetarios de explotación $C_{\text{año}} = 5,05 \cdot 10^6$ rublos/año.

Respuesta: $S_Q = 1,5$ rublos/GJ.

Problema 8.8. Determinar el precio de coste de 1 GJ de calor producido en una calderería que funciona a base de un combustible gaseoso, con una productividad de vapor $D = 5,56 \text{ kg/s}$, si la presión del vapor recalentado $p_{v.r} = 4 \text{ MPa}$, la temperatura del vapor recalentado $t_{v.r} = 430^\circ\text{C}$, la temperatura del agua de alimentación $t_{a.a} = 130^\circ\text{C}$, la magnitud del barrido continuo $P = 4\%$, el coste del combustible $C_c = 3,6 \cdot 10^6$ rublos/año, el costo de la energía eléctrica $C_{e.e} = 19 \cdot 10^3$ rublos/año, el costo del agua $C_a = 54 \times$

$\times 10^3$ rublos/año, el salario pagado al personal de servicio $C_s = 38 \cdot 10^3$ rublos/año, la amortización de los edificios y del equipo de la calderería $C_{am} = 22 \cdot 10^3$ rublos/año, los gastos para la reparación corriente del equipo $C_{r.e} = 4 \cdot 10^3$ rublos/año y los demás gastos $C_{d.g} = 14 \cdot 10^3$ rublos/año.

Solución: Determinamos la producción anual de calor en la calderería ateniéndonos a la fórmula (8.8):

$$Q_{\text{año}} = 23,76D |(i_{v.r} - i_{a.a}) + (P/100)(i_{a.e} - i_{a.a})| = \\ = 23,76 \cdot 5,56 |(3280 - 546) + (4/100)(1087,5 - 546)| = 364\,611 \text{ GJ/año.}$$

Hallamos los gastos monetarios de explotación para la producción de calor valiéndonos de la fórmula (8.7):

$$C_{\text{año}} = C_e + C_{e.e} + C_a + C_s + C_{am} + C_{r.e} + C_{d.g} = \\ = 3,6 \cdot 10^5 + 19 \cdot 10^3 + 54 \cdot 10^3 + 38 \cdot 10^3 + 22 \cdot 10^3 + 4 \cdot 10^3 + \\ + 14 \cdot 10^3 = 511 \cdot 10^3 \text{ rublos/año.}$$

El precio de coste de 1 GJ de calor producido en la calderería se determina partiendo de la fórmula (8.6):

$$S_Q = C_{\text{año}} / Q_{\text{año}} = 511\,000 / 364\,611 = 1,4 \text{ rublos/GJ.}$$

Problema 8.9. Determinar las inversiones de trabajo vivo para producir 1 GJ de calor en una calderería que trabaja a base de un combustible gaseoso, con una productividad de vapor $D = 7,22 \text{ kg/s}$, si la presión del vapor recalentado $p_{v.r} = 4 \text{ MPa}$, la temperatura del vapor recalentado $t_{v.r} = 425^\circ\text{C}$, la temperatura del agua de alimentación $t_{a.a} = 130^\circ\text{C}$, la magnitud de la purga $P = 3\%$, la potencia instalada de la calderería para producir el calor $Q_1 = 72 \text{ GJ/h}$ y el coeficiente del personal de plantilla $n_{p.p} = 0,39 \text{ hombre}\cdot\text{h/GJ}$.

Respuesta: $T_Q = 6 \cdot 10^{-6} \text{ hombre}\cdot\text{año/GJ.}$

Problema 8.10. Determinar el precio de coste y las inversiones de trabajo vivo en la producción de 1 GJ de calor en una calderería que trabaja a base de mazut bajo en azufre y con la productividad de vapor $D = 4,16 \text{ kg/s}$, si la presión del vapor recalentado $p_{v.r} = 1,4 \text{ MPa}$, la temperatura del vapor recalentado $t_{v.r} = 280^\circ\text{C}$, la temperatura del agua de alimentación $t_{a.a} = 100^\circ\text{C}$, la magnitud de la purga $P = 3\%$, la potencia instalada de la calderería para la producción de calor $Q_1 = 40 \text{ GJ/h}$, el coeficiente del personal de plantilla $n_{p.p} = 0,53 \text{ hombre}\cdot\text{h/GJ}$ y los gastos monetarios de explotación $C_{\text{año}} = 4,6 \cdot 10^5 \text{ rublos/año}$.

Respuesta: $S_Q = 1,8 \text{ rublos/GJ}; T_Q = 8 \cdot 10^{-6} \text{ hombre}\cdot\text{año/GJ.}$

Capítulo 9

RECURSOS ENERGÉTICOS SECUNDARIOS

§ 9.1. Utilización del calor de los gases que salen de la caldera, para obtener agua caliente y vapor

Los gases quemados que salen de la caldera, constituyen una importante fuente adicional para obtener calor. Los gases que salen de la caldera, se utilizan para calentar agua en los economizadores y en las calderas recuperadoras para obtener agua caliente y vapor.

El gasto (m^3/s) de los gases quemados que salen de la caldera se determina partiendo de la fórmula:

$$V_g = nB_{cal}[V_g^0 + (\alpha_{c.r} - 1)V^0] \{(\vartheta + 273)/273\}, \quad (9.1)$$

donde n es el número de equipos de caldera; B_{cal} , el gasto calculado (teórico) de combustible, kg/s ; V_g^0 , el volumen teórico de los gases, m^3/kg (m^3/m^3); $\alpha_{c.r}$, el coeficiente de exceso de aire después de salir de la caldera recuperadora; V^0 , el volumen de aire teóricamente necesario, m^3/kg (m^3/m^3), ϑ , la temperatura de los gases al entrar en la caldera recuperadora, $^{\circ}C$.

La cantidad de calor (kJ/s) transmitido a la caldera recuperadora por los gases que salen, se halla valiéndose de la fórmula:

$$Q_c = V_{m.g} c'_{m.g} (\vartheta - \vartheta'), \quad (9.2)$$

donde $V_{m.g}$ es el gasto medio de los gases que se enfrián en la caldera recuperadora desde ϑ hasta ϑ' , m^3/s ; $c'_{m.g}$, la capacidad calorífica volumétrica media de los gases, $kJ/(m^3 \cdot K)$; ϑ' , la temperatura de los gases en la salida de la caldera recuperadora, $^{\circ}C$.

Problema 9.1. Determinar la cantidad de calor que transmiten los gases quemados que salen de las calderas de la calderería de una empresa de la industria alimenticia, al economizador de agua para obtener agua caliente, si la temperatura de los gases al entrar en el economizador $\vartheta = 320^{\circ}C$, la temperatura de los gases al salir del economizador $\vartheta' = 200^{\circ}C$, el coeficiente de exceso de aire al salir del economizador $\alpha_{c.r} = 1,4$, la capacidad calorífica volumétrica media de los gases $c'_{m.g} = 1,415 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ y el gasto calculado de combustible de un equipo de caldera $B_{cal} = 0,25 \text{ kg/s}$.

La calderería tiene instalados dos equipos de caldera idénticos que funcionan a base de carbón mineral de la marca D de la composición: $C^a = 49,3\%$; $H^a = 3,6\%$; $S_{vol}^a = 3,0\%$; $N^a = 1\%$; $O^a = 8,3\%$; $A^a = 21,8\%$; $W^a = 13\%$.

Solución: Determinamos el volumen de aire teóricamente necesario valiéndonos de la fórmula (1.27):

$$V^0 = 0,089C^a + 0,266H^a + 0,033(S_{vol}^a - O^a) = \\ = 0,089 \cdot 49,3 + 0,266 \cdot 3,6 + 0,033(3,0 - 8,3) = 5,17 \text{ m}^3/\text{kg}.$$

Hallamos el volumen teórico de los gases ateniéndonos a la fórmula (1.36):

$$V_g^0 = 0,0187(C^a + 0,375S_{vol}^a) + 0,79V^0 + 0,8N^a/100 + \\ + 0,0124(9H^a + W^a) + 0,0161V^0 = 0,0187(49,3 + 0,375 \cdot 3) + \\ + 0,79 \cdot 5,17 + 0,8 \frac{1,0}{100} + 0,0124(9 \cdot 3,6 + 13) + 0,0161 \cdot 5,17 = \\ = 5,67 \text{ m}^3/\text{kg}.$$

El gasto de los gases quemados ante el economizador se determina partiendo de la fórmula (9.1):

$$V_g = nB_{cal}[V_g^0 + (\alpha_{c.r} - 1)V^0] \frac{\theta + 273}{273} = \\ = 2 \cdot 0,25 [5,67 + (1,4 - 1)5,17] \frac{320 + 273}{273} = 8,4 \text{ m}^3/\text{s}.$$

El gasto de los gases al salir del economizador se halla sirviéndose de la fórmula (9.1):

$$V_g' = nB_{cal}[V_g^0 + (\alpha_{c.r} - 1)V^0] \frac{\theta' + 273}{273} = \\ = 2 \cdot 0,25 [5,67 + (1,4 - 1)5,17] \frac{200 + 273}{273} = 6,7 \text{ m}^3/\text{s}.$$

El gasto medio de los gases quemados al enfriarlos en el economizador desde θ hasta θ' es:

$$V_{m,g} = \frac{V_g + V_g'}{2} = \frac{8,4 + 6,7}{2} = 7,55 \text{ m}^3/\text{s}.$$

Determinamos la cantidad de calor cedido al economizador de agua por los gases que salen de la caldera, valiéndonos de la fórmula (9.2):

$$Q_e = V_{m,g}c'_{m,g}(\theta - \theta') = 7,55 \cdot 1,415 (320 - 200) = 1282 \text{ kJ/s}.$$

Problema 9.2. Determinar la cantidad de calor cedido por los gases quemados que salen de la calderería de una empresa de la industria alimenticia, al economizador de agua para obtener agua caliente, si la temperatura de los gases al entrar en el economizador $\theta = 350^\circ\text{C}$, la temperatura de los gases al salir del economizador $\theta' = 200^\circ\text{C}$, el coeficiente de exceso de aire después de salir del economizador $\alpha_{c.r} = 1,3$, la capacidad calorífica volumétrica media de los gases $c'_{m,g} = 1,415 \text{ kJ}/(\text{m}^3 \cdot \text{K})$ y el gasto calculado de combustible en un equipo de caldera $B_{cal} = 0,3 \text{ m}^3/\text{s}$. La calderería tiene

instalados dos equipos de calderas idénticas que trabajan a base de gas natural de la composición: $\text{CO}_2 = 0,2\%$; $\text{CH}_4 = 98,9\%$; $\text{C}_2\text{H}_6 = 0,3\%$; $\text{C}_3\text{H}_8 = 0,1\%$; $\text{C}_4\text{H}_{10} = 0,1\%$; $\text{N}_2 = 0,4\%$.

Respuesta: $Q_c = 3437 \text{ kJ/s}$.

Problema 9.3. Determinar la cantidad de calor transmitido al economizador de agua por los gases quemados en la calderería de una empresa de la industria alimenticia, para obtener agua caliente, si la temperatura de los gases al entrar en el economizador $\vartheta = 340^\circ\text{C}$, la temperatura de los gases en la salida del economizador $\vartheta' = 200^\circ\text{C}$, el volumen teórico de los gases $V_g^0 = 11,48 \text{ m}^3/\text{kg}$, el volumen de aire teóricamente necesario $V^0 = 10,62 \text{ m}^3/\text{kg}$, el coeficiente de exceso de aire tras el economizador $\alpha_{c.r.} = 1,4$, la capacidad calorífica volumétrica media de los gases $c_{in,g} = 1,415 \text{ kJ}/(\text{m}^3 \cdot \text{K})$ y el gasto calculado de combustible en un equipo de caldera $B_{cal} = 0,2 \text{ kg/s}$. La calderería tiene tres equipos de caldera idénticos que funcionan a base de mazut bajo en azufre.

Respuesta: $Q_c = 3714 \text{ kJ/s}$.

§ 9.2. Utilización del calor de los gases quemados para obtener vapor

La cantidad de calor (kJ/s) producido en forma de vapor en una caldera recuperadora a expensas del calor de los gases que salen del horno, se determina ateniéndose a la fórmula:

$$Q_c = B_{cal} (I_g - I'_g) \beta (1 - \xi), \quad (9.3)$$

donde I_g es la entalpía de los gases en la salida del horno, kJ/kg (kJ/m^3); I'_g , la entalpía de los gases en la salida de la caldera recuperadora, kJ/kg (kJ/m^3); β , el coeficiente que considera la no correspondencia entre los regímenes y los números de horas de funcionamiento de la caldera recuperadora y el equipo de calderas, que suministra recursos energéticos secundarios; ξ , el coeficiente de pérdidas de calor desde la caldera recuperadora al medio ambiente.

El ahorro de combustible convencional (kg/s) a cuenta de los recursos energéticos secundarios se halla valiéndose de la fórmula:

$$B_e = \frac{Q_c}{29\,300 \eta_{l.c}}, \quad (9.4)$$

donde $\eta_{l.c}$ es el rendimiento de la calderería (equipo de caldera) sustituida.

Problema 9.4. Determinar la cantidad de calor producido en forma de vapor en una caldera recuperadora a cuenta del calor de los gases que salen de tres hornos de cocción de pan, si la temperatura de los gases en la salida de los hornos $\vartheta = 700^\circ\text{C}$, la temperatura de los gases en la salida de la caldera recuperadora $\vartheta' = 200^\circ\text{C}$, el coeficiente de exceso de aire después de salir de la caldera recuperadora

$\alpha_{e,r} = 1,3$, el gasto calculado de combustible de los tres hornos $B_{cal} = 0,05 \text{ m}^3/\text{s}$, el coeficiente que considera la no correspondencia entre los regímenes y los números de horas de funcionamiento de la caldera recuperadora y los hornos de cocción de pan, $\beta = 1,0$ y el coeficiente de pérdidas de calor desde la caldera recuperadora al medio ambiente $\zeta = 0,1$. Los hornos de cocción de pan funcionan a base de gas natural que tiene la composición siguiente: $\text{CO}_2 = 0,2\%$; $\text{CH}_4 = 98,2\%$; $\text{C}_2\text{H}_6 = 0,4\%$; $\text{C}_3\text{H}_8 = 0,1\%$; $\text{C}_4\text{H}_{10} = 0,1\%$; $\text{N}_2 = 1,0\%$.

Solución: Determinamos el volumen de aire teóricamente necesario partiendo de la fórmula (1.28):

$$V^0 = 0,0478 \left[0,5(\text{CO} + \text{H}_2) + 1,5\text{H}_2\text{S} + 2\text{CH}_4 + \right. \\ \left. + \Sigma \left(m + \frac{n}{4} \right) \text{C}_m\text{H}_n - \text{O}_2 \right] = 0,0478 (2 \cdot 98,2 + 3,5 \cdot 0,4 + \\ + 5 \cdot 0,1 + 6,5 \cdot 0,1) = 9,51 \text{ m}^3/\text{m}^3.$$

Hallamos el volumen de los gases triatómicos sirviéndonos de la fórmula (1.39):

$$V_{\text{RO}_2} = 0,01(\text{CO}_2 + \text{CO} + \text{H}_2\text{S} + \Sigma m\text{C}_m\text{H}_n) = \\ = 0,01(0,2 + 98,2 + 2 \cdot 0,4 + 3 \cdot 0,1 + 4 \cdot 0,1) = 1,0 \text{ m}^3/\text{m}^3.$$

El volumen teórico del nitrógeno se determina ateniéndose a la fórmula (1.38):

$$V_{\text{N}_2}^0 = 0,79V^0 + \text{N}_2/100 = 0,79 \cdot 9,51 + 1/100 = 7,52 \text{ m}^3/\text{m}^3.$$

Hallamos el volumen teórico de los vapores de agua valiéndonos de la fórmula (1.41):

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = 0,01 \left(\text{H}_2\text{S} + \text{H}_2 + \Sigma \frac{n}{2} \text{C}_m\text{H}_n + 0,124d_g \right) + 0,0161V^0 = \\ = 0,01(2 \cdot 98,2 + 3 \cdot 0,4 + 4 \cdot 0,1 + 5 \cdot 0,1) + 0,0161 \cdot 9,51 = 2,13 \text{ m}^3/\text{m}^3.$$

La entalpía de los gases en la salida de los hornos se determina partiendo de la fórmula (1.60):

$$I_g = I_g^0 + (\alpha_{e,r} - 1) I_a^0 = V_{\text{RO}_2}(c\vartheta)_{\text{CO}_2} + \\ + V_{\text{N}_2}^0(c\vartheta)_{\text{N}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}}^0(c\vartheta)_{\text{H}_2\text{O}} + (\alpha_{e,r} - 1) V^0(c\vartheta)_a = 1 \cdot 1461 + \\ + 7,52 \cdot 946 + 2,13 \cdot 1147 + (1,3 - 1) 9,51 \cdot 979 = 13811 \text{ kJ/m}^3.$$

Los valores de $(c\vartheta)_{\text{CO}_2}$, $(c\vartheta)_{\text{N}_2}$, $(c\vartheta)_{\text{H}_2\text{O}}$, $(c\vartheta)_a$ fueron tomados de la tabla 1 (ver el Apéndice).

Hallamos la entalpía de los gases en la salida de la caldera recuperadora sirviéndonos de la fórmula (1.60):

$$I'_g = I_g^0 + (\alpha_{e,r} - 1) I_a^0 = V_{\text{RO}_2}(c\vartheta')_{\text{CO}_2} + V_{\text{N}_2}^0(c\vartheta')_{\text{N}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}}^0(c\vartheta')_{\text{H}_2\text{O}} + \\ + (\alpha_{e,r} - 1) V^0(c\vartheta')_a = 1 \cdot 357 + 7,52 \cdot 260 + 2,13 \cdot 304 + \\ + (1,3 - 1) 9,51 \cdot 266 = 5489 \text{ kJ/m}^3.$$

Los valores de $(c\theta')_{CO_2}$, $(c\theta')_{N_2}$, $(c\theta')_{H_2O}$, $(c\theta')_a$ fueron tomados de la tabla 1 (ver el Apéndice).

La cantidad de calor producido en forma de vapor en la caldera recuperadora a cuenta del calor de los gases que salen, se determina partiendo de la fórmula (9.3):

$$Q_c = B_{cal} (I_g - I'_g) \beta (1 - \zeta) = \\ = 0,005 (13811 - 5489) 4 (1 - 0,1) = 375 \text{ kJ/s.}$$

Problema 9.5. Determinar la cantidad de calor producido en forma de vapor en una caldera recuperadora a cuenta del calor de los gases que salen de dos hornos de cocción de pan, si la entalpía de los gases en la salida del horno $I_g = 9800 \text{ kJ/m}^3$, la temperatura de los gases en la salida de la caldera recuperadora $\theta' = 200^\circ\text{C}$, el coeficiente de exceso de aire tras la caldera recuperadora $\alpha_{e,r} = 1,3$, el gasto calculado de combustible en los dos hornos $B_{cal} = 0,025 \text{ m}^3/\text{s}$, el coeficiente que considera la no correspondencia entre los regímenes y los números de horas de funcionamiento de la caldera recuperadora y los hornos, $\beta = 1,0$, y el coeficiente de pérdidas de calor desde la caldera recuperadora al medio ambiente $\zeta = 0,1$. Los hornos de cocción de pan funcionan a base de gas natural que tiene la composición siguiente: $CO_2 = 0,8\%$; $CH_4 = 84,5\%$; $C_2H_6 = 3,8\%$; $C_3H_8 = 1,9\%$; $C_4H_{10} = 0,9\%$; $C_5H_{12} = 0,3\%$; $N_2 = 7,8\%$.

Respuesta: $Q_c = 138 \text{ kJ/s.}$

Problema 9.6. Determinar el ahorro de combustible convencional al aprovechar el calor producido en forma de vapor en una caldera recuperadora a cuenta del calor de los gases que salen de dos hornos de cocción de pan, si la temperatura de los gases en la salida de los hornos $\theta = 700^\circ\text{C}$, la temperatura de los gases en la salida de la caldera recuperadora $\theta' = 200^\circ\text{C}$, el coeficiente de exceso de aire al salir de la caldera recuperadora $\alpha_{e,r} = 1,35$, el gasto calculado de combustible para los dos hornos $B_{cal} = 0,036 \text{ m}^3/\text{s}$, el coeficiente que considera la no correspondencia entre los regímenes y los números de horas de funcionamiento de la caldera recuperadora y los hornos de cocción de pan, $\beta = 1,0$, el coeficiente de pérdidas de calor desde la caldera recuperadora al medio ambiente $\zeta = 0,12$ y el rendimiento de la calderería que se sustituye, $\eta_{t,c} = 0,86$. Los hornos de cocción de pan funcionan a base de gas natural que tiene la composición siguiente: $CH_4 = 94,1\%$; $C_2H_6 = 3,1\%$; $C_3H_8 = 0,6\%$; $C_4H_{10} = 0,2\%$; $C_5H_{12} = 0,8\%$; $N_2 = 1,2\%$.

Solución: Determinaremos el volumen de aire teóricamente necesario ateniéndonos a la fórmula (1.28):

$$V^0 = 0,0478 [0,5 (CO + H_2) + 1,5H_2S + 2CH_4 + \\ + \Sigma (m + n/4) C_m H_n - O_2] = 0,0478 (2 \cdot 94,1 + 3,5 \cdot 3,1 + \\ + 5 \cdot 0,6 + 6,5 \cdot 0,2 + 8 \cdot 0,8) = 9,98 \text{ m}^3/\text{m}^3.$$

Hallamos el volumen de los gases triatómicos partiendo de la fórmula (1.39):

$$V_{\text{RO}_2} = 0,01 (\text{CO}_2 + \text{CO} + \text{H}_2\text{S} + \sum m \text{C}_m \text{H}_n) = \\ = 0,01 (94,1 + 2 \cdot 3,1 + 3 \cdot 0,6 + 4 \cdot 0,2 + 5 \cdot 0,8) = 1,07 \text{ m}^3/\text{m}^3.$$

El volumen teórico del nitrógeno se determina sirviéndose de la fórmula (1.38):

$$V_{\text{N}_2}^0 = 0,79 V^0 + \text{N}_2 / 100 = 0,79 \cdot 9,98 + 1,2 / 100 = 7,9 \text{ m}^3/\text{m}^3.$$

Determinamos el volumen teórico de los vapores de agua valiéndonos de la fórmula (1.41):

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^0 = 0,01 (\text{H}_2\text{S} + \text{H}_2 + \sum (n/2) \text{C}_m \text{H}_n + 0,124 d_g) + 0,0161 V^0 = \\ = 0,01 (2 \cdot 94,1 + 3 \cdot 3,1 + 4 \cdot 0,6 + 5 \cdot 0,2 + 6 \cdot 0,8) + \\ + 0,0161 \cdot 9,98 = 2,22 \text{ m}^3/\text{m}^3.$$

Hallamos la entalpia de los gases en la salida de los hornos ateniéndonos a la fórmula (1.60):

$$J_g = I_g^0 + (\alpha_{c.r} - 1) I_a^0 = V_{\text{RO}_2} (c\theta)_{\text{CO}_2} + V_{\text{N}_2}^0 (c\theta)_{\text{N}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}}^0 (c\theta)_{\text{H}_2\text{O}} + \\ + (\alpha_{c.r} - 1) V^0 (c\theta)_a = 1,07 \cdot 1461 + 7,9 \cdot 946 + 2,22 \cdot 1147 + \\ + (1,35 - 1) 9,98 \cdot 979 = 15017 \text{ kJ/m}^3.$$

Los valores de $(c\theta)_{\text{CO}_2}$, $(c\theta)_{\text{N}_2}$, $(c\theta)_{\text{H}_2\text{O}}$, $(c\theta)_a$ fueron tomados de la tabla 1 (ver el Apéndice).

La entalpía de los gases en la salida de la caldera recuperadora se determina partiendo de la fórmula (1.60):

$$J'_g = I_g^0 + (\alpha_{c.r} - 1) I_a^0 = V_{\text{RO}_2} (c\theta')_{\text{CO}_2} + V_{\text{N}_2}^0 (c\theta')_{\text{N}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}}^0 (c\theta')_{\text{H}_2\text{O}} + \\ + (\alpha_{c.r} - 1) V^0 (c\theta')_a = 1,07 \cdot 357 + 7,9 \cdot 260 + 2,22 \cdot 304 + \\ + (1,35 - 1) 9,98 \cdot 266 = 6130 \text{ kJ/m}^3.$$

Los valores de $(c\theta')_{\text{CO}_2}$, $(c\theta')_{\text{N}_2}$, $(c\theta')_{\text{H}_2\text{O}}$, $(c\theta')_a$ fueron tomados de la tabla 1 (ver el Apéndice).

Hallamos la cantidad de calor producido en forma de vapor en la caldera recuperadora a cuenta del calor de los gases que salen valiéndonos de la fórmula (9.3):

$$Q_c = B_{\text{cal}} (J_g - J'_g) \beta (1 - \xi) = \\ = 0,036 (15017 - 6130) 1 (1 - 0,12) = 282 \text{ kJ/s.}$$

El ahorro de combustible convencional al aprovechar el calor producido en forma de vapor en la caldera recuperadora a cuenta del calor de los gases de escape se determina ateniéndose a la fórmula (9.4):

$$B_u = \frac{Q_c}{29300 \eta_{t.e}} = \frac{282}{29300 \cdot 0,86} = 0,011 \text{ kg/s, o bien } B_c = 39,6 \text{ kg/h.}$$

Apéndice

Tabla 1. Entalpias de 1 m³ de los gases y del aire húmedo (kJ/m³) y de 1 kg de cenizas (kJ/kg)

| ϑ , °C | (c $\dot{\theta}$) _{CO₂} | (c $\dot{\theta}$) _{N₂} | (c $\dot{\theta}$) _{O₂} | (c $\dot{\theta}$) _{H₂O} | (c $\dot{\theta}$) _A | (c $\dot{\theta}$) _{Cen} |
|------------------|---|--|--|---|----------------------------------|------------------------------------|
| 100 | 169 | 130 | 132 | 151 | 132 | 80,8 |
| 200 | 357 | 260 | 267 | 304 | 266 | 169,1 |
| 300 | 559 | 392 | 407 | 463 | 403 | 263,7 |
| 400 | 772 | 527 | 552 | 626 | 542 | 360,0 |
| 500 | 996 | 664 | 699 | 794 | 684 | 458,5 |
| 600 | 1222 | 804 | 850 | 967 | 830 | 560,6 |
| 700 | 1461 | 946 | 1005 | 1147 | 979 | 662,9 |
| 800 | 1704 | 1093 | 1160 | 1335 | 1130 | 767,6 |
| 900 | 1951 | 1243 | 1319 | 1524 | 1281 | 874,0 |
| 1000 | 2203 | 1394 | 1478 | 1725 | 1436 | 984,0 |
| 1100 | 2457 | 1545 | 1637 | 1926 | 1595 | 1096,0 |
| 1200 | 2717 | 1695 | 1800 | 2131 | 1754 | 1206,0 |
| 1300 | 2976 | 1850 | 1963 | 2344 | 1913 | |
| 1400 | 3240 | 2009 | 2127 | 2558 | 2076 | |
| 1500 | 3504 | 2164 | 2294 | 2779 | 2239 | |
| 1600 | 3767 | 2323 | 2461 | 3001 | 2403 | |
| 1700 | 4035 | 2482 | 2629 | 3227 | 2566 | |
| 1800 | 4303 | 2642 | 2796 | 3458 | 2729 | |
| 1900 | 4571 | 2805 | 2968 | 3688 | 2897 | |
| 2000 | 4843 | 2964 | 3139 | 3926 | 3064 | |
| 2100 | 5115 | 3127 | 3307 | 4161 | 3232 | |
| 2200 | 5387 | 3290 | 3483 | 4399 | 3399 | |

Nota: La entalpia del aire húmedo (c $\dot{\theta}$)_A se aduce para el contenido de humedad $d_g = 10 \text{ g/m}^3$.

Tabla 2. Parámetros del vapor seco y saturado y del agua en la curva de saturación (en función de la presión)

| p , MPa | t_s , °C | v' /kg | v'' /kg | k_i' /kg | k_i'' /kg | S' /kg·K | S'' /kg·K |
|-----------|------------|-----------|-----------|------------|-------------|------------|-------------|
| 0,0010 | 6,936 | 0,0010001 | 130,04 | 29,18 | 2513,4 | 0,1053 | 8,9749 |
| 0,0015 | 13,001 | 0,0010007 | 88,38 | 54,61 | 2524,7 | 0,1952 | 8,8268 |
| 0,0020 | 17,486 | 0,0010014 | 67,24 | 73,40 | 2533,1 | 0,2603 | 8,7227 |
| 0,0025 | 21,071 | 0,0010021 | 54,42 | 88,36 | 2539,5 | 0,3119 | 8,6424 |
| 0,0030 | 24,078 | 0,0010028 | 45,77 | 100,93 | 2545,3 | 0,3547 | 8,5784 |
| 0,0035 | 26,674 | 0,0010035 | 39,56 | 111,81 | 2549,9 | 0,3912 | 8,5222 |
| 0,0040 | 28,95 | 0,0010042 | 34,93 | 121,33 | 2553,7 | 0,4225 | 8,4737 |
| 0,005 | 32,89 | 0,0010054 | 28,24 | 137,79 | 2560,9 | 0,4764 | 8,3943 |
| 0,010 | 45,82 | 0,0010102 | 14,70 | 191,84 | 2583,9 | 0,6495 | 8,1494 |
| 0,020 | 60,08 | 0,0010171 | 7,652 | 251,48 | 2609,2 | 0,8324 | 7,9075 |

| p , MPa | t_s , °C | v' , m³/kg | v'' , m³/kg | i' , kJ/kg | i'' , kJ/kg | S' , kJ/(kg · K) | S'' , kJ/(kg · K) |
|-----------|------------|--------------|---------------|--------------|---------------|--------------------|---------------------|
| 0,025 | 64,99 | 0,0010198 | 6,201 | 272,03 | 2617,6 | 0,8934 | 7,8300 |
| 0,030 | 69,12 | 0,0010223 | 5,232 | 289,30 | 2624,6 | 0,9441 | 7,7673 |
| 0,04 | 75,87 | 0,0010264 | 3,999 | 317,62 | 2636,3 | 1,0261 | 7,6710 |
| 0,05 | 81,33 | 0,0010299 | 3,243 | 340,53 | 2645,2 | 1,0912 | 7,5923 |
| 0,10 | 99,62 | 0,0010432 | 1,696 | 417,47 | 2674,9 | 1,3026 | 7,3579 |
| 0,20 | 120,23 | 0,0010606 | 0,8860 | 504,74 | 2706,8 | 1,5306 | 7,1279 |
| 0,30 | 133,54 | 0,0010733 | 0,6055 | 561,7 | 2725,5 | 1,6716 | 6,9922 |
| 0,5 | 151,84 | 0,0010927 | 0,3749 | 640,1 | 2748,8 | 1,8605 | 6,8221 |
| 0,6 | 158,84 | 0,0011009 | 0,3156 | 670,6 | 2756,9 | 1,9311 | 6,7609 |
| 0,7 | 164,96 | 0,0011081 | 0,2728 | 697,2 | 2763,7 | 1,9923 | 6,7090 |
| 0,8 | 170,41 | 0,0011149 | 0,2403 | 720,9 | 2769,0 | 2,0461 | 6,6630 |
| 0,9 | 175,36 | 0,0011213 | 0,2149 | 742,7 | 2773,7 | 2,0945 | 6,6223 |
| 1,0 | 179,88 | 0,0011273 | 0,1945 | 762,4 | 2777,8 | 2,1383 | 6,5867 |
| 1,5 | 198,28 | 0,0011538 | 0,1317 | 844,5 | 2791,8 | 2,3148 | 6,4458 |
| 2,0 | 212,37 | 0,0011768 | 0,09961 | 908,6 | 2799,2 | 2,4471 | 6,3411 |
| 3,0 | 233,83 | 0,0012164 | 0,06663 | 1008,4 | 2803,1 | 2,6455 | 6,1859 |
| 4,0 | 250,33 | 0,0012520 | 0,04977 | 1087,5 | 2800,6 | 2,7965 | 6,0689 |
| 5,0 | 263,91 | 0,0012858 | 0,03943 | 1154,2 | 2793,9 | 2,9210 | 5,9739 |
| 6,0 | 275,56 | 0,0013185 | 0,03243 | 1213,9 | 2784,4 | 3,0276 | 5,8894 |
| 7,0 | 285,80 | 0,0013510 | 0,02738 | 1267,6 | 2772,3 | 3,1221 | 5,8143 |
| 8,0 | 294,98 | 0,0013838 | 0,02352 | 1317,3 | 2758,6 | 3,2079 | 5,7448 |
| 9,0 | 303,31 | 0,0014174 | 0,02049 | 1363,9 | 2742,6 | 3,2866 | 5,6783 |
| 10,0 | 310,96 | 0,0014522 | 0,01803 | 1407,9 | 2724,8 | 3,3601 | 5,6147 |
| 12,0 | 324,64 | 0,001527 | 0,01426 | 1491,1 | 2684,6 | 3,4966 | 5,4930 |
| 14,0 | 336,63 | 0,001611 | 0,01449 | 1570,8 | 2637,9 | 3,6233 | 5,3731 |
| 16,0 | 347,32 | 0,001710 | 0,009319 | 1649,6 | 2581,7 | 3,7456 | 5,2478 |
| 18,0 | 356,96 | 0,001839 | 0,007505 | 1732,2 | 2510,6 | 3,8708 | 5,1054 |
| 20,0 | 365,72 | 0,00203 | 0,00586 | 1826,8 | 2410,3 | 4,0147 | 4,9280 |
| 22,0 | 373,71 | 0,00269 | 0,00378 | 2000,7 | 2195,6 | 4,2943 | 4,5815 |

Tabla 3. Parámetros del vapor seco y saturado y del agua en la curva de saturación (en función de la temperatura)

| t , °C | p , MPa | v' , m³/kg | v'' , m³/kg | i' , kJ/kg | i'' , kJ/kg | S' , kJ/(kg · K) | S'' , kJ/(kg · K) |
|----------|-----------|--------------|---------------|--------------|---------------|--------------------|---------------------|
| 0 | 0,0006108 | 0,0010002 | 206,3 | 0,000 | 2500,8 | 0 | 9,1544 |
| 5 | 0,0008718 | 0,0010001 | 147,2 | 21,06 | 2510,0 | 0,0762 | 9,0242 |
| 10 | 0,0012271 | 0,0010004 | 106,42 | 42,04 | 2519,2 | 0,1511 | 8,8995 |
| 15 | 0,001704 | 0,0010010 | 77,97 | 62,97 | 2528,4 | 0,2244 | 8,7806 |
| 20 | 0,002337 | 0,0010018 | 57,84 | 83,90 | 2537,2 | 0,2964 | 8,6663 |
| 25 | 0,003167 | 0,0010030 | 43,40 | 104,80 | 2546,4 | 0,3672 | 8,5570 |
| 30 | 0,004241 | 0,0010044 | 32,93 | 125,69 | 2555,6 | 0,4387 | 8,4523 |
| 35 | 0,005622 | 0,0010060 | 25,25 | 146,58 | 2564,8 | 0,5049 | 8,3518 |
| 40 | 0,007375 | 0,0010079 | 19,55 | 167,51 | 2573,6 | 0,5723 | 8,2560 |
| 45 | 0,009582 | 0,0010099 | 15,28 | 188,41 | 2582,4 | 0,6385 | 8,1638 |
| 50 | 0,012335 | 0,0010121 | 12,05 | 209,30 | 2591,6 | 0,7038 | 8,0751 |
| 55 | 0,015741 | 0,0010145 | 9,578 | 230,19 | 2600,4 | 0,7679 | 7,9901 |

| $t, ^\circ\text{C}$ | p, MPa | $v', \text{m}^3/\text{kg}$ | $v'', \text{m}^3/\text{kg}$ | $t', \text{kJ/kg}$ | $t'', \text{kJ/kg}$ | $S', \text{kJ/(kg}\cdot\text{K)}$ | $S'', \text{kJ/(kg}\cdot\text{K)}$ |
|---------------------|-----------------|----------------------------|-----------------------------|--------------------|---------------------|-----------------------------------|------------------------------------|
| 60 | 0,01992 | 0,0010171 | 7,678 | 251,12 | 2609,2 | 0,8311 | 7,9084 |
| 65 | 0,02501 | 0,0010199 | 6,201 | 272,08 | 2617,6 | 0,8935 | 7,8297 |
| 70 | 0,03116 | 0,0010228 | 5,045 | 292,99 | 2626,4 | 0,9550 | 7,7544 |
| 75 | 0,03855 | 0,0010258 | 4,133 | 313,97 | 2634,8 | 1,0157 | 7,6819 |
| 80 | 0,04736 | 0,0010290 | 3,409 | 334,94 | 2643,1 | 1,0752 | 7,6116 |
| 85 | 0,05780 | 0,0010324 | 2,828 | 355,96 | 2651,5 | 1,1342 | 7,5438 |
| 90 | 0,07011 | 0,0010359 | 2,361 | 376,98 | 2659,5 | 1,1924 | 7,4785 |
| 95 | 0,08452 | 0,0010396 | 1,982 | 398,04 | 2667,8 | 1,2502 | 7,4157 |
| 100 | 0,10132 | 0,0010435 | 1,673 | 419,10 | 2675,8 | 1,3071 | 7,3545 |
| 105 | 0,12080 | 0,0010474 | 1,419 | 440,20 | 2683,3 | 1,3632 | 7,2959 |
| 110 | 0,14327 | 0,0010515 | 1,210 | 461,34 | 2691,3 | 1,4185 | 7,2386 |
| 115 | 0,16906 | 0,0010558 | 1,037 | 482,53 | 2698,8 | 1,4725 | 7,1833 |
| 120 | 0,19854 | 0,0010603 | 0,8917 | 503,7 | 2706,3 | 1,5278 | 7,1259 |
| 125 | 0,23208 | 0,0010649 | 0,7704 | 525,0 | 2713,5 | 1,5814 | 7,0778 |
| 130 | 0,27011 | 0,0010697 | 0,6683 | 546,4 | 2720,6 | 1,6345 | 7,0271 |
| 135 | 0,3130 | 0,0010747 | 0,5820 | 567,7 | 2727,3 | 1,6869 | 6,9781 |
| 140 | 0,3614 | 0,0010798 | 0,5087 | 589,1 | 2734,0 | 1,7392 | 6,9304 |
| 145 | 0,4155 | 0,0010851 | 0,4461 | 610,4 | 2740,3 | 1,7907 | 6,8839 |
| 150 | 0,4760 | 0,0010906 | 0,3926 | 632,2 | 2746,5 | 1,8418 | 6,8383 |
| 155 | 0,5433 | 0,0010962 | 0,3465 | 653,6 | 2752,4 | 1,8924 | 6,7939 |
| 160 | 0,6180 | 0,0011021 | 0,3068 | 675,3 | 2757,8 | 1,9427 | 6,7508 |
| 165 | 0,7008 | 0,0011081 | 0,2725 | 697,5 | 2763,7 | 1,9925 | 6,7081 |
| 170 | 0,7920 | 0,0011144 | 0,2426 | 719,3 | 2768,7 | 2,0419 | 6,6666 |
| 175 | 0,8925 | 0,0011208 | 0,2166 | 741,1 | 2773,3 | 2,0909 | 6,6256 |
| 180 | 1,0027 | 0,0011275 | 0,1939 | 763,3 | 2778,4 | 2,1395 | 6,5858 |
| 185 | 1,1234 | 0,0011344 | 0,1739 | 785,4 | 2782,5 | 2,1876 | 6,5465 |
| 190 | 1,2553 | 0,0011415 | 0,1564 | 807,6 | 2786,3 | 2,2358 | 6,5075 |
| 195 | 1,3989 | 0,0011489 | 0,1409 | 829,8 | 2789,7 | 2,2835 | 6,4699 |
| 200 | 1,5550 | 0,0011565 | 0,1272 | 852,4 | 2793,0 | 2,3308 | 6,4318 |
| 205 | 1,7245 | 0,0011644 | 0,1150 | 875,0 | 2795,5 | 2,3777 | 6,3945 |
| 210 | 1,9080 | 0,0011726 | 0,1044 | 897,6 | 2798,0 | 2,4246 | 6,3577 |
| 215 | 2,1062 | 0,0011812 | 0,09465 | 920,7 | 2800,1 | 2,4715 | 6,3212 |
| 220 | 2,3202 | 0,0011900 | 0,08606 | 943,7 | 2801,4 | 2,5179 | 6,2848 |
| 225 | 2,5504 | 0,0011992 | 0,07837 | 967,2 | 2802,6 | 2,5640 | 6,2488 |
| 230 | 2,7979 | 0,0012087 | 0,07147 | 990,2 | 2803,1 | 2,6101 | 6,2132 |
| 235 | 3,0635 | 0,0012187 | 0,06527 | 1014,0 | 2803,4 | 2,6561 | 6,1780 |
| 240 | 3,3480 | 0,0012291 | 0,05987 | 1037,5 | 2803,1 | 2,7022 | 6,1425 |
| 245 | 3,6524 | 0,0012399 | 0,05462 | 1061,8 | 2802,6 | 2,7478 | 6,1073 |
| 250 | 3,978 | 0,0012512 | 0,05005 | 1086,1 | 2801,0 | 2,7934 | 6,0721 |
| 255 | 4,325 | 0,0012631 | 0,04591 | 1110,3 | 2788,9 | 2,8395 | 6,0365 |
| 260 | 4,694 | 0,0012755 | 0,04215 | 1135,0 | 2796,4 | 2,8854 | 6,0014 |
| 265 | 5,088 | 0,0012886 | 0,03872 | 1160,2 | 2793,4 | 2,9308 | 5,9658 |
| 270 | 5,505 | 0,0013023 | 0,03560 | 1185,3 | 2789,7 | 2,9764 | 5,9298 |
| 275 | 5,949 | 0,0013168 | 0,03275 | 1210,8 | 2785,1 | 3,0225 | 5,8938 |
| 280 | 6,419 | 0,0013321 | 0,03013 | 1236,8 | 2779,6 | 3,0685 | 5,8573 |
| 285 | 6,918 | 0,0013483 | 0,02774 | 1263,2 | 2773,3 | 3,1146 | 5,8201 |
| 290 | 7,445 | 0,0013655 | 0,02553 | 1290,0 | 2768,2 | 3,1610 | 5,7824 |
| 295 | 8,002 | 0,0013839 | 0,02351 | 1317,2 | 2758,3 | 3,2079 | 5,7443 |
| 300 | 8,592 | 0,0014036 | 0,02164 | 1344,8 | 2749,1 | 3,2548 | 5,7049 |
| 305 | 9,213 | 0,001425 | 0,01992 | 1373,3 | 2739,0 | 3,3025 | 5,6647 |
| 310 | 9,869 | 0,001447 | 0,01831 | 1402,2 | 2727,3 | 2,3507 | 5,6233 |
| 315 | 10,561 | 0,001472 | 0,01683 | 1431,9 | 2714,3 | 3,3997 | 5,5802 |
| 320 | 11,290 | 0,001499 | 0,01545 | 1462,0 | 2699,6 | 3,4495 | 5,5354 |

Continuación de la tabla 3

| $t, ^\circ C$ | p, MPa | $v^*, m^3/kg$ | $\tau^*, m^3/kg$ | $i^*, kJ/kg$ | $i^*, kJ/kg$ | $S^*, kJ/(kg \cdot K)$ | $S^*, kJ/(kg \cdot K)$ |
|---------------|----------|---------------|------------------|--------------|--------------|------------------------|------------------------|
| 325 | 12,057 | 0,001529 | 0,01417 | 1493,4 | 2683,3 | 3,5002 | 5,4893 |
| 330 | 12,864 | 0,001582 | 0,01297 | 1526,1 | 2665,7 | 3,5521 | 5,4412 |
| 335 | 13,715 | 0,001599 | 0,01184 | 1559,6 | 2645,2 | 3,6057 | 5,3905 |
| 340 | 14,608 | 0,001639 | 0,01078 | 1594,8 | 2621,8 | 3,6605 | 5,3361 |
| 345 | 15,547 | 0,001686 | 0,00971 | 1632,0 | 2595,4 | 3,7183 | 5,2770 |
| 350 | 16,537 | 0,001741 | 0,008805 | 1671,4 | 2564,4 | 3,7786 | 5,2117 |
| 355 | 17,577 | 0,001807 | 0,007869 | 1714,1 | 2527,2 | 3,8439 | 5,1385 |
| 360 | 18,674 | 0,001894 | 0,006943 | 1761,4 | 2481,1 | 3,9163 | 5,0580 |
| 365 | 19,830 | 0,00202 | 0,00600 | 1817,5 | 2420,8 | 4,0009 | 4,9463 |
| 370 | 21,053 | 0,00222 | 0,00493 | 1892,4 | 2330,8 | 4,1135 | 4,7951 |
| 375 | 22,087 | 0,00280 | 0,00361 | 2031,9 | 2171,7 | 4,3253 | 4,5418 |

Tabla 4. Propiedades termodinámicas del freón 12 en la línea de saturación

| $t, ^\circ C$ | p, MPa | $v_1, m^3/kg$ | $\tau_1, m^3/kg$ | $i_1, kJ/kg$ | $i_1, kJ/kg$ | $S_1, kJ/(kg \cdot K)$ | $S_1, kJ/(kg \cdot K)$ |
|---------------|----------|---------------|------------------|--------------|--------------|------------------------|------------------------|
| -39 | 0,06730 | 0,0006605 | 0,2337 | 384,06 | 554,63 | 4,0513 | 4,7797 |
| -35 | 0,08076 | 0,0006658 | 0,1973 | 387,46 | 556,59 | 4,0655 | 4,7759 |
| -30 | 0,10044 | 0,0006725 | 0,1613 | 391,73 | 559,06 | 4,0832 | 4,7716 |
| -25 | 0,12369 | 0,0006793 | 0,1331 | 396,07 | 561,54 | 4,1007 | 4,7675 |
| -20 | 0,15094 | 0,0006868 | 0,1107 | 400,44 | 563,96 | 4,1180 | 4,7642 |
| -15 | 0,18257 | 0,0006940 | 0,09268 | 404,92 | 566,39 | 4,1353 | 4,7610 |
| -10 | 0,21904 | 0,0007018 | 0,08713 | 409,44 | 568,82 | 4,1525 | 4,7583 |
| -5 | 0,16080 | 0,0007092 | 0,06635 | 414,00 | 571,16 | 4,1695 | 4,7558 |
| 0 | 0,30548 | 0,0007173 | 0,05667 | 418,65 | 573,51 | 4,1865 | 4,7536 |
| +5 | 0,36234 | 0,0007257 | 0,04863 | 423,34 | 575,81 | 4,2033 | 4,7515 |
| +10 | 0,42289 | 0,0007342 | 0,04204 | 428,11 | 578,07 | 4,2201 | 4,7498 |
| +15 | 0,49094 | 0,0007435 | 0,03648 | 432,97 | 580,29 | 4,2368 | 4,7481 |
| +20 | 0,56653 | 0,0007524 | 0,03175 | 437,87 | 582,42 | 4,2534 | 4,7466 |
| +25 | 0,65062 | 0,0007628 | 0,02773 | 442,81 | 584,48 | 4,2699 | 4,7451 |
| +30 | 0,74324 | 0,0007734 | 0,02433 | 447,83 | 586,41 | 4,2864 | 4,7437 |

Tabla 5. Propiedades termodinámicas del amoníaco en la línea de saturación

| $t, ^\circ C$ | p, MPa | $v_1, m^3/kg$ | $\tau_1, m^3/kg$ | $i_1, kJ/kg$ | $i_1, kJ/kg$ | $S_1, kJ/(kg \cdot K)$ | $S_1, kJ/(kg \cdot K)$ |
|---------------|----------|---------------|------------------|--------------|--------------|------------------------|------------------------|
| -50 | 0,0409 | 0,001425 | 2,623 | 193,4 | 1608,1 | 3,3000 | 9,6214 |
| -45 | 0,0546 | 0,001437 | 2,007 | 215,6 | 1616,5 | 3,3767 | 9,5199 |
| -40 | 0,0718 | 0,001449 | 1,550 | 237,8 | 1624,9 | 3,4730 | 9,4245 |
| -35 | 0,0932 | 0,001462 | 1,215 | 260,0 | 1632,8 | 3,5672 | 9,3341 |
| -30 | 0,1195 | 0,001476 | 0,963 | 282,2 | 1640,8 | 3,6601 | 9,2486 |
| -25 | 0,1516 | 0,001490 | 0,771 | 304,4 | 1648,3 | 3,7514 | 9,1674 |
| -20 | 0,1912 | 0,001504 | 0,624 | 327,4 | 1655,4 | 3,8410 | 9,0895 |

Continuación de la tabla 5

| $t, {}^{\circ}\text{C}$ | $p, \text{ MPa}$ | $v_4, \text{ m}^3/\text{kg}$ | $v_1, \text{ m}^3/\text{kg}$ | $i_4, \text{ kJ/kg}$ | $i_1, \text{ kJ/kg}$ | $\frac{s_4}{k\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})}$ | $\frac{s_1}{k\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})}$ |
|-------------------------|------------------|------------------------------|------------------------------|----------------------|----------------------|--|--|
| -15 | 0,2363 | 0,001519 | 0,509 | 350,0 | 1662,6 | 3,9293 | 9,0450 |
| -10 | 0,2909 | 0,001534 | 0,418 | 372,6 | 1669,3 | 4,0164 | 8,9438 |
| -5 | 0,3549 | 0,001550 | 0,347 | 395,6 | 1675,1 | 4,1022 | 8,8756 |
| 0 | 0,4294 | 0,001566 | 0,290 | 418,7 | 1681,0 | 4,1868 | 8,8094 |
| 5 | 0,5517 | 0,001583 | 0,244 | 441,7 | 1686,4 | 4,2705 | 8,7458 |
| 10 | 0,6150 | 0,001601 | 0,206 | 465,2 | 1691,0 | 4,3580 | 8,6838 |
| 15 | 0,7283 | 0,001619 | 0,175 | 488,6 | 1695,6 | 4,4346 | 8,6240 |
| 20 | 0,8572 | 0,001639 | 0,149 | 512,4 | 1699,4 | 4,5155 | 8,5658 |
| 25 | 1,0027 | 0,001659 | 0,128 | 536,3 | 1703,2 | 4,5954 | 8,5092 |
| 30 | 1,1665 | 0,001680 | 0,111 | 581,1 | 1705,7 | 4,6746 | 8,4536 |
| 35 | 1,3499 | 0,001702 | 0,096 | 584,9 | 1708,2 | 4,7528 | 8,3991 |
| 40 | 1,5544 | 0,001726 | 0,083 | 609,2 | 1709,9 | 4,8307 | 8,3455 |
| 45 | 1,7814 | 0,001750 | 0,073 | 633,9 | 1710,7 | 4,9078 | 8,2928 |
| 50 | 2,0326 | 0,001777 | 0,064 | 659,0 | 1711,1 | 4,9840 | 8,2400 |

A NUESTROS LECTORES:

«Mir» edita libros soviéticos traducidos al español, inglés, francés, árabe y otros idiomas extranjeros. Entre ellos figuran las mejores obras de las distintas ramas de la ciencia y la técnica; manuales para los centros de enseñanza superior y escuelas tecnológicas; literatura sobre ciencias naturales y médicas. También se incluyen monografías, libros de divulgación científica y ciencia ficción. Diríjan sus opiniones a la Editorial «Mir», 1 Rizhski per., 2, 129820, Moscú, I-110, GSP, URSS.

MIR PUBLICA:

Rabinóvich E.

En el libro se examinan los problemas fundamentales del curso general de hidráulica. El autor analiza las propiedades físicas de los líquidos, interpreta problemas de hidrostática, las leyes y ecuaciones generales de la hidrodinámica. Los estudiantes pueden encontrar en esta obra todo lo que se refiere al paso de los líquidos a través de orificios, al movimiento del líquido en las tuberías de presión, así como al movimiento sin carga.

Se exponen algunos problemas de Newton de hidráulica de los líquidos, la teoría de similitud y de simulación.

Todas las cuestiones teóricas analizadas en el presente libro están ilustradas con aplicaciones en diferentes esferas de la tecnología petroquímica.

Recomendamos este trabajo a los estudiantes de los centros de enseñanza superior que se preparan para trabajar en la industria petroquímica y afines.

Manáev E.

**FUNDAMENTOS
DE LA RADIOELECTRÓNICA**

En esta obra se describen con detalle y de una manera accesible los métodos y esquemas fundamentales empleados en la radio y microelectrónica.

El autor hace hincapié en los principios de amplificación a base de transistores incluyendo los transistores a efecto de campo y los esquemas integrados, dedicando una atención especial a la realimentación negativa en los amplificadores.

Se examina minuciosamente la estabilización del régimen y los parámetros de los amplificadores hechos a base de transistores uni y bipolar, así como de los amplificadores operacionales.

Se analizan, con bastante detalle, la generación, la modulación, la conversión de frecuencia y la detección de señales. En la parte final del libro se examinan los ruidos y señales, así como los métodos de recepción y de transmisión, pues al conocer el material teórico los estudiantes ya pueden evaluar la importancia de estos fenómenos. No obstante, ya en la parte introductoria se describen brevemente los métodos de lucha contra las interferencias, los que, en gran medida, definen todo el desarrollo de la radioelectrónica.

El libro puede ser útil tanto para los estudiantes de los centros de enseñanza técnica superior que estudian los fundamentos de la radioelectrónica, como para un amplio círculo de especialistas, físicos e ingenieros que en su trabajo cotidiano aplican métodos y esquemas radioelectrónicos.

Netushil A. (dirigido por)

**TEORIA DEL MANDO
AUTOMÁTICO**

La teoría y la técnica del mando automático de los objetos de producción, tecnológicos y de investigación más diversos, en el transcurso de los últimos años han sido sometidas a grandes modificaciones como resultado del desarrollo de los medios de automatización de las operaciones matemáticas que han formado la base de la revolución científico-técnica.

Grandes posibilidades se abren ante la teoría del mando automático gracias al desarrollo de la técnica de cálculo, vinculadas a la revisión del trabajo de resolución de los problemas teóricos imprescindibles para la síntesis de los sistemas de mando de la calidad óptima, así como a las nuevas posibilidades de realización de las leyes óptimas de mando. Estas nuevas posibilidades permiten solucionar problemas relacionados tanto con el sistema de automatización de los trabajos de proyecto al crear sistemas automatizados de investigación científica.

En este caso adquiere una especial importancia la teoría de los sistemas lineales y no lineales para efectos aleatorios, así como la teoría de los sistemas automáticos óptimos y adaptables a efectos determinados y aleatorios.

El lector encontrará la explicación de todas estas cuestiones en el libro que ofrecemos, escrito por varios autores y recomendado a los estudiantes de los centros de enseñanza técnica superior para las especialidades "Automática y telemecánica", "Electrónica de las máquinas de cálculo", "Técnica de información y de medición" y otras afines.

