РАЗДЕЛ 2 ЭНЕРГЕТИКА И ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИЕ ТЕХНОЛОГИИ

УДК 519.7

А.Н. Бундюк, Е.О. Улицкая
Одесский национальный политехнический университет, пр. Шевченко, 1, г. Одесса, 65044

РАЗРАБОТКА АЛГОРИТМА ДЛЯ РАСЧЁТА СТАТИКИ КОГЕНЕРАЦИОННОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ

Рассматривается когенерационная энергетическая установка, устройства которой объединены газо-воздушным трактом и водяным контуром. Предложена математическая модель статики КЭУ, на основе которой разработан алгоритм для расчёта статических характеристик КЭУ. В результате расчёта построена схема распределения тепла, полученного в результате сжигания топлива.
Ключевые слова: *Когенерационная энергетическая установка – Двигатель внутреннего сгорания – Тепловой баланс*

РОЗРОБКА АЛГОРИТМУ ДЛЯ РОЗРАХУНКУ СТАТИКИ КОГЕНЕРАЦІЙНОЇ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ

Розглядається когенераційна енергетична установка, пристрої якої об'єднані газоповітряним трактом і водяним контуром. Запропоновано математичну модель статики КЕУ, на основі якої розроблено алгоритм для розрахунку статичних характеристик КЕУ. У результаті розрахунку побудована схема розподілу тепла, отриманого в результаті спалювання палива.
Ключові слова*: Когенераційна енергетична установка – Двигун внутрішнього згоряння – Тепловий баланс*

DEVELOPMENT OF ALGORITHMS FOR STRUCTURAL ANALYSIS OF CO-GENERATION POWER INSTALLATION

A cogeneration power plant, installation, the apparatuses of which are integrated by gas-air line and water circuit is considered. A mathematical model of CPP statics on the basis of which the algorithm for calculating of the static characteristics of the CPP is proposed. As a result of calculation the scheme of heat distribution generated from the fuel combustion is constructed.
Keywords: *Cogeneration power plant – Internal combustion engine – Heat balance*

I. ВВЕДЕНИЕ

Наиболее эффективным направлением развития «малой» энергетики Украины сегодня является комбинированное производство тепловой и электрической энергии (когенерация). Расчеты технико-экономических показателей когенерационных энергетических установок (КЭУ) подтверждают их высокую экономичность [1, 2, 3]. Для разных потребителей энергетической продукции рекомендуются КЭУ с тепловыми двигателями в виде газовой турбины или двигателя внутреннего сгорания (ДВС). Таким образом, подтверждается необходимость и актуальность дальнейшего изучения характеристик КЭУ как генератора энергетической продукции.

II. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Разработать алгоритм для компьютерного расчёта тепловых потоков в газо-воздушном и водяном трактах КЭУ.

III. РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ

Рассматривается КЭУ с ДВС в качестве теплового двигателя (рисунок 1).

Согласно схеме, приведенной на рисунке 1, когенерационно-энергетическая установка описывается системой уравнений энергетических балансов её основных элементов:

Газо-воздушный тракт включает следующие устройства. Воздух с температурой t_1 и давлением p_1 и газообразное топливо с температурой t_2 и давлением p_2 направляются в смеситель (См), в котором образуется топливная смесь с параметрами: расход топливной смеси (G_3), определяется как сумма расходов воздуха (G_1) и топлива (G_2), давление p_3, температура смеси t_3:

$$G_3 = G_1 + G_2 \quad (1)$$

$$p_3 = p_1 + p_2 \quad (2)$$

© А.Н. Бундюк, Е.О. Улицкая, 2013

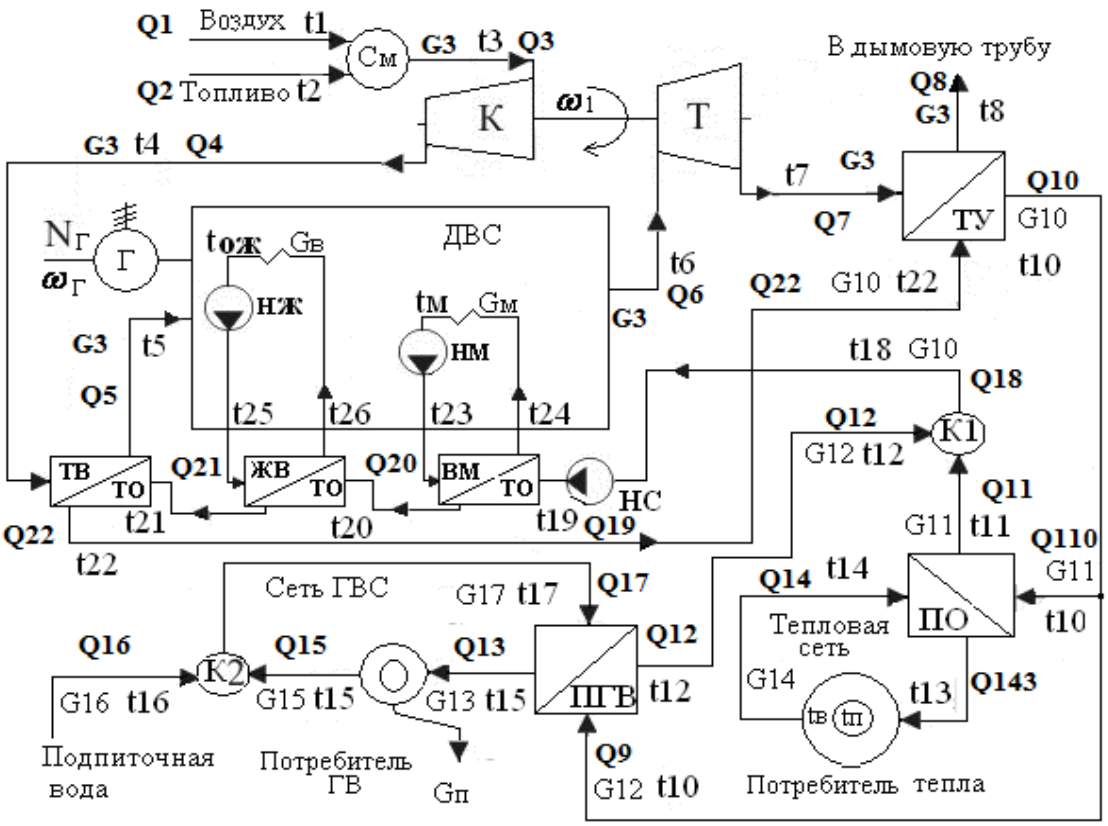

Рисунок 1 – Тепловая схема КЭУ

Температура смеси t_3 определяется из уравнения теплового баланса смесителя (См):

$$Q_3 = Q_1 + Q_2, \qquad (3)$$

где Q_1 – тепло воздуха после смесителя, кДж.

Q_2 – тепло топлива после смесителя, кДж;

$$Q_1 = G_1 \cdot C_1 \cdot t_1 \qquad (4)$$

$$Q_2 = G_2 \cdot C_2 \cdot t_2 \qquad (5)$$

После подстановки в (3) выражений (4) и (5) определяем:

$$Q_7 - Q_8 = Q_{10} - Q_{22}$$

$$Q_{20} - 1.05 \cdot Q_{18} = Q_{23} - Q_{24}$$

$$Q_{21} - Q_{20} = Q_{25} - Q_{24}$$

$$Q_{22} - Q_{21} = Q_4 - Q_5$$

$$Q_{21} - Q_{20} = Q_{25} - Q_{24}$$

$$Q_9 - Q_{12} = Q_{13} - Q_{17}$$

$$Q_{143} - Q_{14} = Q_{110} - Q_{11}$$

$$Q_0 = Q_6 + Q_{эф} + Q_{23} - Q_{24} + Q_{25} - Q_{26} + Q_{пот}$$

$$Q_1 + Q_2 = Q_3$$

$$t_3 = \frac{Q_3}{G_1 \cdot \rho_1 \cdot Cp_1/3600 + G_2 \cdot \rho_2 \cdot Cp_2/3600} \qquad (6)$$

где Cp_1, Cp_2 – соответственно удельные теплоемкости воздуха и топлива, кДж / (кг·гр).

Известно, что при увеличении плотности воздуха (наддува), поступающего в двигатель, эффективная мощность Ne значительно повышается [4]. В данном случае используется турбокомпрессорный нагнетатель (рисунок 1) с центробежным компрессором. Степень повышения давления в нем составляет пи = 3,0 – 3,5. Возможно в одной ступени получить степень повышения давления на уровне пи = 4,5 – 5,0. КПД компрессора не менее 0,75 – 0,78, а КПД турбины не менее 0,7 – 0,76.

После компрессора (К) топливная смесь с температурой t_4 и давлением p_4 поступает в топливно-водяной (ТВ) теплообменник (ТО). Температура t_4 определяется по формуле [10]:

$$t_4 = \left[\frac{(t_3 + 273)}{\eta_к} \cdot \left(\left(\frac{p_4}{p_3} \right)^n - 1 \right) + 1 \right] - 273 \qquad (7)$$

где η_K – КПД компрессора;

n – коэффициент адиабаты.

Давление после компрессора определяется по формуле:

$$p_4 = \pi = \pi_3$$

Температуру греющей смеси на выходе ТВ ТО (t_5) определяем из его уравнения теплового баланса для греющей среды:

$$Q_{TB} = G_3 \cdot (Cp_4 \cdot t_4 - Cp_5 \cdot t_5),$$

откуда

$$t_5 = (G_1 \cdot Cp_4 \cdot t_4 - Q_{TB}) / (G_3 \cdot Cp_5) \quad (8)$$

Далее охлажденная топливная смесь с температурой t_5 подается в ДВС, где химическая энергия топливной смеси преобразуется в тепловую энергию дымовых газов Q_0. Энергия дымовых газов равна сумме тепла от сжигания топлива и тепла, привнесенного воздухом.

$$Q_0 = 1{,}045 \cdot Q_T$$

$$Q_т = G_2 \cdot Q_{PH}, \quad (9)$$

где Q_{PH} – удельная теплота сгорания топлива низшая, кДж/кг;

Q_T – количество тепла, выделенное при сжигании топлива, кВт.

Эффективный удельный расход топлива *ge* при номинальной нагрузке *Ne* двигателя для дизелей находится в пределах значений 200-235 г/(кВт·час) [6]. Часовой расход топлива определяется по формуле:

$$G_2 = N_e \cdot g_e \quad (10)$$

Из [4] определяем теоретически необходимое для сжигания 1кг топлива количество воздуха L_0 = 14,452 кг воздуха/кг топлива. В дизеле с наддувом для полного сгорания топлива необходим избыток воздуха с α = 1,7. Тогда необходимый расход воздуха определяется так:

$$G_1 = \alpha \cdot L_0 \cdot G_2 \quad (11)$$

Полученное в двигателе тепло частично преобразуется в эффективную электрическую энергию $Q_{ЭФ}$, частично отводится в систему охлаждения двигателя $Q_{ЖВ}$ через жидкостно-водяной (ЖВ) и Q_{BM} через водо-масляный (ВМ) теплообменники. Оставшееся тепло $Q_{BГ}$ выводится с выхлопными газами. В реальных условиях часть тепла $Q_П$ теряется в окружающую среду. Таким образом, тепловой баланс двигателя представляется в виде:

$$Q_0 = Q_{ЭФ} + Q_{BM} + Q_{BB} + Q_{BГ} + Q_П \quad (12)$$

Эффективное тепло двигателя $Q_{ЭФ}$ определяется требуемой установленной мощностью электрогенератора *Ne*, (кВт) т.е.

$$Q_{ЭФ} = N_e / (h_{МД} \cdot h_{ЭГ}) \quad (13)$$

где $h_{МД}$, $h_{ЭГ}$ – КПД соответственно механический двигателя и электрический генератора.

Отводимое тепло в ВМ ТО (Q_{BM}, КВт) определяется из уравнения теплового баланса для греющей среды (масла):

$$Q_{BM} = G_M \cdot (Cp_{23} \cdot t_{23} - Cp_{24} \cdot t_{24})$$

где G_M – расход масла в масляном ТО, кг/с;

Cp_{23}, Cp_{24} – удельные теплоемкости масла соответственно на входе и на выходе ТО, кДж/(кг·гр.);

t_{23}, t_{24} – температуры масла на входе и на выходе ТО определены из [6], °С.

Отводимое с маслом тепло составляет 1,5-3,0 % от общего количества тепла Q_0, введеного в двигатель с топливной смесью с расходом (4). В расчете принимаем:

$$Q_{BM} = 0{,}026 \cdot Q_0 \quad (15)$$

Циркуляционный расход масла ($G_м$, кг/с) для заданного значения Q_0 определяется из уравнения:

$$G_м = Q_{BM} / (\rho_м \cdot C_м \cdot dt_м) \quad (16)$$

Для стабилизации давления масла в двигателе его реальный расход увеличивают в 2 раза:

$$G_P = 2 \cdot G_M / h_H \quad (17)$$

где $h_{ПМ}$ – коэффициент подачи масла, принято 0,7.

Мощность, затрачиваемая на масляный насос (кВт) определяется так:

$$N_{MH} = G_M \cdot P_M / (h_{MH} \cdot 10^3) \quad (18)$$

где P_M – давление в масляной системе, принято 0,5 МПа;

h_{MH} – КПД масляного насоса, принято 0,88.

Отводимое тепло ($Q_{ЖВ}$, кВт) в ЖВ ТО определяется из уравнения теплового баланса для греющей среды (вода):

$$Q_{ЖВ} = G_Ж \cdot (Cp_{25} \cdot t_{25} - Cp_{26} \cdot t_{26}) \quad (19)$$

где $G_Ж$ – расход охлаждающей жидкости в ЖВ ТО, кг/с:

Cp_{25}, Cp_{26} – удельные теплоемкости воды соответственно на входе и на выходе ТО, кДж/(кг·гр.);

t_{25}, t_{26} – температуры воды на входе и на выходе ЖВ ТО из [6], °С.

Теплота ($Q_{ЖВ}$, кВт) передаваемая охлаждающей среде для дизелей с наддувом составляет 25-30% от Q_0 [4].

$$Q_{ЖВ} = 0{,}27 \cdot Q_0$$

Циркуляционный расход охлаждающей жидкости ($G_Ж$, кг/с) в системе охлаждения двигателя из (7):

$$G_Ж = Q_{ЖВ} / (Cp_{25} \cdot t_{25} - Cp_{26} \cdot t_{26})$$

Расчетная производительность насоса ($G_{ЖР}$, кг/с) определяется:

$$G_{ЖР} = G_Ж / h_{ПЖ}$$

где $h_{ПЖ}$ – коэффициент подачи охлаждающей жидкости в пределах 0,8 - 0,9.

Мощность, потребляемая насосом:

$$N_{ЖН} = G_{ЖР} \cdot P_Ж / (h_M \cdot 10^3)$$

где h_M – механический КПД насоса, принято в пределах 0,8. Величина $N_{ЖН}$ составляет 0,5-1,0% от номинальной мощности ДВС.

Потери тепла в окружающую среду ($Q_П$, кВт) принимаем на уровне 5% [4]. Тогда эти потери определяются таким образом:

$$Q_П = 0{,}05 \cdot Q_0 \quad (21)$$

Тепло (Q_6, кВт) отводимое с выхлопными газами определяем по выражению:

$$Q_6 = Q_0 - (Q_{ЭФ} + Q_{ВМ} + Q_{ЖВ} + Q_П) \quad (22)$$

Температуру выхлопных газов (t_6) определяем по формуле:

$$t_6 = Q_6 / (G_{ВГ} \cdot Cp_6) \quad (23)$$

где $G_{ВГ}$ – расход выхлопных газов, ($G_{ВГ} = G_3$, кг/с);

Cp_6 – удельная теплоемкость выхлопных газов, кДж/(кг·гр.).

Давление в выпускном патрубке двигателя (p_6, МПа) определяется по формуле:

$$p_6 = 0{,}92 \cdot p_4$$

Противодавление за турбиной (p_7, МПа) принимаем:

$$p_7 = 1{,}05 \cdot p_{атм}$$

Далее выхлопные газы проходят через турбину (Т) турбокомпрессорного нагнетателя, где их энтальпия снижается на dH_T кДж/кг. Температуру газов после турбины (t_7) определяем по формуле [5]:

$$t_7 = (t_6 \cdot Cp_6 - (t_4 \cdot Cp_4 - t_3 \cdot Cp_3)/(\eta_к \cdot \eta_m))/Cp_7 \quad (24)$$

После турбины выхлопные газы с расходом G_3 направляются в теплоутилизатор (ТУ), а далее в окружающую среду при температуре t_8. Из уравнения теплового баланса ТУ для греющей среды (выхлопные газы) определяем его тепловую мощность ($Q_{ТУ}$).

$$Q_{ТУ} = G_3 \cdot (Cp_7 \cdot t_7 - Cp_8 \cdot t_8) \quad (25)$$

где Cp_7, Cp_8 – удельная теплоемкость греющих газов соответственно перед и после ТУ.

G_3 – расход уходящих газов и равен расходу выхлопных газов, кг/с.

Для стабильной работы ТУ температуры нагреваемой среды на выходе (t_{10}) и на входе (t_{22}) поддерживаются постоянными. Из уравнения теплового баланса ТУ для обогреваемой среды (26) определяем ее расход (G_{10}). Полагаем, что при передаче тепла через стенку трубной системы ТУ потери отсутствуют и потому для обогреваемой среды запишем:

$$Q_{ТУ} = G_{10} \cdot (Cp_{10} \cdot t_{10} - Cp_{22} \cdot t_{22}) \quad (26)$$

Из (26) получим:

$$G_{10} = Q_{ТУ} / (Cp_{10} \cdot t_{10} - Cp_{22} \cdot t_{22}), \quad (27)$$

где Cp_{10}, Cp_{22} – удельная теплоемкость обогреваемой среды соответственно после и перед ТУ.

Как показано в [7], расход G_{10} и, соответственно, тепловой поток $Q_{ТУ}$ распределяются между подогревателем обогрева (ПО) и подогревателем горячего водоснабжения (ПГВ) в пропорции 2/3 и 1/3, т.е. $G_{11} = 2/3 \cdot G_{10}$, а $G_{12} = G_{10} - G_{11}$.

Температура нагреваемой воды (t_{13}) на выходе ПО определяется в соответствии с температурой наружного воздуха (t_B) [8]:

$$t_{13} = 54.8 - 1.6 \cdot t_в$$

Тепловая мощность потока греющей воды ПО, тепловая мощность потока на входе в ПО и тепловая мощность ПО, соответственно, определяется как:

$$Q_{143} = G_{14} \cdot t_{13} \cdot Cp_{13},$$
$$Q_{14} = G_{14} \cdot t_{14} \cdot Cp_{14},$$
$$Q_{ПО} = Q_{143} - Q_{14},$$

где G_{14} - расход воды в тепловой сети, кг/с.

Температура воды на выходе ПО (t_{11}) определяется из уравнения его тепловой мощности:

$$Q_{11} = Q_{110} + Q_{14} - Q_{143},$$
$$Q_{110} = G_{11} \cdot t_{10} \cdot CP_{10},$$
$$t_{11} = Q_{11}/(Cp_{11} \cdot G_{11})$$

где Cp_{11} – удельная теплоемкость греющей воды на выходе ПО.

Для обеспечения стабильной работы ПО необходимо поддерживать постоянным температурный перепад нагреваемой среды в тепловой сети, т.е. $dt_{TC} = const$. Тогда

$$t_{14} = t_{13} + dt_{TC}$$

Тепловой баланс подогревателя горячего водоснабжения имеет вид:

$$Q_{ПГВ} = Q_{13} - Q_{17},$$
$$Q_{17} = G_{17} \cdot t_{17} \cdot C_{17}$$
$$Q_{13} = G_{13} \cdot t_{15} \cdot C_{15}$$

Из начальной системы уравнений КЭУ легко найти:

$$Q_{12} = Q_9 - Q_{13} + Q_{17}$$

а так как

$$Q_9 = G_{12} \cdot t_{10} \cdot C_{10}$$

то можно найти температуру воды на выходе ПГВ:

$$t_{12} = (G_{12} \cdot Cp_{10} \cdot t_{10} - Q_{ПГВ}) / (G_{12} \cdot Cp_{12})$$
$$t_{12} = Q_{12}/(C_{12} \cdot G_{12}),$$

где Cp_{12} – удельная теплоемкость греющей воды на выходе ПГВ.

Температура воды после коллектора К1 определяется из его уравнения теплового баланса (28):

$$Q_{18} = Q_{12} + Q_{11}$$

откуда получаем:

$$t_{18} = Q_{18}/(C_{18} \cdot G_{10}) \qquad (28)$$

где Q_{11}, Q_{12} - тепловые потоки на выходе, соответственно, ПО и ПГВ.

Температура нагреваемой воды (t_{15}) на выходе ПГВ определяется в соответствии с рекомендациями СНиП [8]. Для обеспечения стабильной работы ПГВ необходимо поддерживать постоянным расход воды в в сети ГВС, т.е. G_{13} = const.

В связи с отбором горячей воды из сети ГВС для потребителей ($G_П$), в сети остается горячая вода с расходом G_{15}. Для стабильной работы ПГВ расход в сети ГВС необходимо поддерживать постоянным, т.е. компенсировать отбор из сети за счет подпиточной воды ($G_{16} = G_П$). Таким образом, необходимо обеспечить выполнение равенства:

$$G_{16} + G_{15} = G_{17}$$

Сетевой насос (НС) при перекачке жидкости нагревает ее за счет возникающего трения и повышает ее температуру примерно на 5%, т.е. температура жидкости после насоса составляет:

$$t_{19} = 1{,}05 \cdot t_{18}$$

Температуру нагреваемой воды на выходе ВМ ТО (t_{20}) определяем из его уравнения теплового баланса для нагреваемой среды:

$$Q_{BM} = G_{10} \cdot (Cp_{20} \cdot t_{20} - Cp_{19} \cdot t_{19})$$

откуда

$$t_{20} = (Q_{BM} + G_{10} \cdot Cp_{19} \cdot t_{19}) / (G_{10} \cdot Cp_{20}) \qquad (29)$$

Температуру нагреваемой воды на выходе ЖВ ТО (t_{21}) определяем из его уравнения теплового баланса для нагреваемой среды:

$$Q_{ЖВ} = G_{10} \cdot (Cp_{21} \cdot t_{21} - Cp_{20} \cdot t_{20})$$

откуда

$$t_{21} = (Q_{ЖВ} + G_{10} \cdot Cp_{21} \cdot t_{20}) / (G_{10} \cdot Cp_{20}) \qquad (30)$$

Температуру нагреваемой воды на выходе и на входе ТУ (t_{22}) определяем рекомендаций СНиП [8]. Из уравнения теплового баланса ТВ ТО для нагреваемой среды определяем его тепловую мощность:

$$Q_{TB} = G_{10} \cdot (Cp_{22} \cdot t_{22} - Cp_{21} \cdot t_{21}) \qquad (31)$$

Для расчета статики КЭУ разработан алгоритм, блок-схема которого приведена на. рисунке 2. Исходные данные приведены в таблице 1, заимствованные из [9,10]

Таблица 1 – Исходные данные для расчета

Параметр	Обозначение	Ед.измерения	Числ. знач.
Температура топлива	t_1	°С	20
Давление топлива	P_1	бар	0.2
Температура воздуха	t_2	°С	20
Плотность воздуха	РО	кг/м3	2,12
Плотность топлива	РО	кг/м3	0,8128
Давление воздуха	P_2	бар	1,0
Удельный расход топлива	ge	кг/(кВт·час)	0,22
Эффективная (электрическая) мощность	Ne	кВт	1416
Удельная теплоемкость топлива	Cp_T	кДж/(кг*гр)	0,451
Удельная теплоемкость воздуха	Cp_B	кДж/(кг*гр)	2,01
КПД компрессора	$\eta_к$	-	0,746
Коэффициент адиабаты	n	-	1,4
Температура окружающей среды	t_B	^{0}С	-22
Температура сетевой воды на выходе ПО	t_{13}	^{0}С	90
Температура сетевой воды на входе ПО	t_{14}	^{0}С	40
Температура воды в сети ГВС на выходе ПГВ	t_{15}	^{0}С	65
Удельная теплота сгорания топлива низшая	Q_{PH}	кДж/м^3	36617
КПД механический двигателя	$h_{МД}$	-	0,85
КПД электрический генератора	$h_{ЭГ}$	-	0,96
Коэффициент подачи насоса	$h_{ПН}$		0,7
Удельная теплоемкость масла средняя	$Cp_м$	кДж/(кг·гр)	2,094
Температура масла на входе ВМ ТО	t_{24}	^{0}С	91
Температура масла на выходе ВМ ТО	t_{23}	^{0}С	100
Расход масла в ВМ ТО	Gм	кг/с	0,012
Плотность масла в ВМ ТО (средняя)	РО	кг/м^3	840,7
Плотность воды в ЖВ ТО (средняя)	РО	кг/м^3	965,3

Продолжение Таблицы 1

Коэффициент подачи масла	$h_{ПМ}$	-	0,7
КПД масляного насоса	$h_{МН}$	-	0,88
Расход охлаждающей жидкости в ЖВ ТО	Gож	кг/с	31,4
Коэффициент подачи охлаждающей жидкости	$h_{ПЖ}$	-	0,85
Температура охлаждающей жидкости на входе ЖВТО	t_{26}	^{0}C	84
Температура охлаждающей жидкости на выходе ЖВТО	t_{25}	^{0}C	92
Теплоемкость жидкости в ЖВ ТО (средняя)	Срож	кДж/(кг*гр)	4,208
Теплоемкость масла в ВМ ТО (средняя)	Срм	кДж/(кг*гр)	2,081
Температура выхлопных газов	t_6	^{0}C	462
Удельная теплоемкость выхлопных газов	Cp_6	кДж/(кг·гр)	1,131
Температура уходящих газов	t_8	^{0}C	119
Удельная теплоемкость уходящих газов	Cp_8	кДж/(кг*гр)	1,087
КПД камеры сжигания	η	-	0,955
Температурный перепад	t_{TC}	^{0}C	50
Температура воды на входе ТУ	t_{22}	^{0}C	86,1
Температура воды на выходе ТУ	t_{10}	^{0}C	100
Температура греющей воды на входе ПО	t_{10}	^{0}C	100
Температура греющей воды на выходе ПО	t_{11}	^{0}C	47
Температура греющей воды на входе ПГВ	t_{10}	^{0}C	100
Температура греющей воды на выходе ПГВ	t_{12}	^{0}C	53

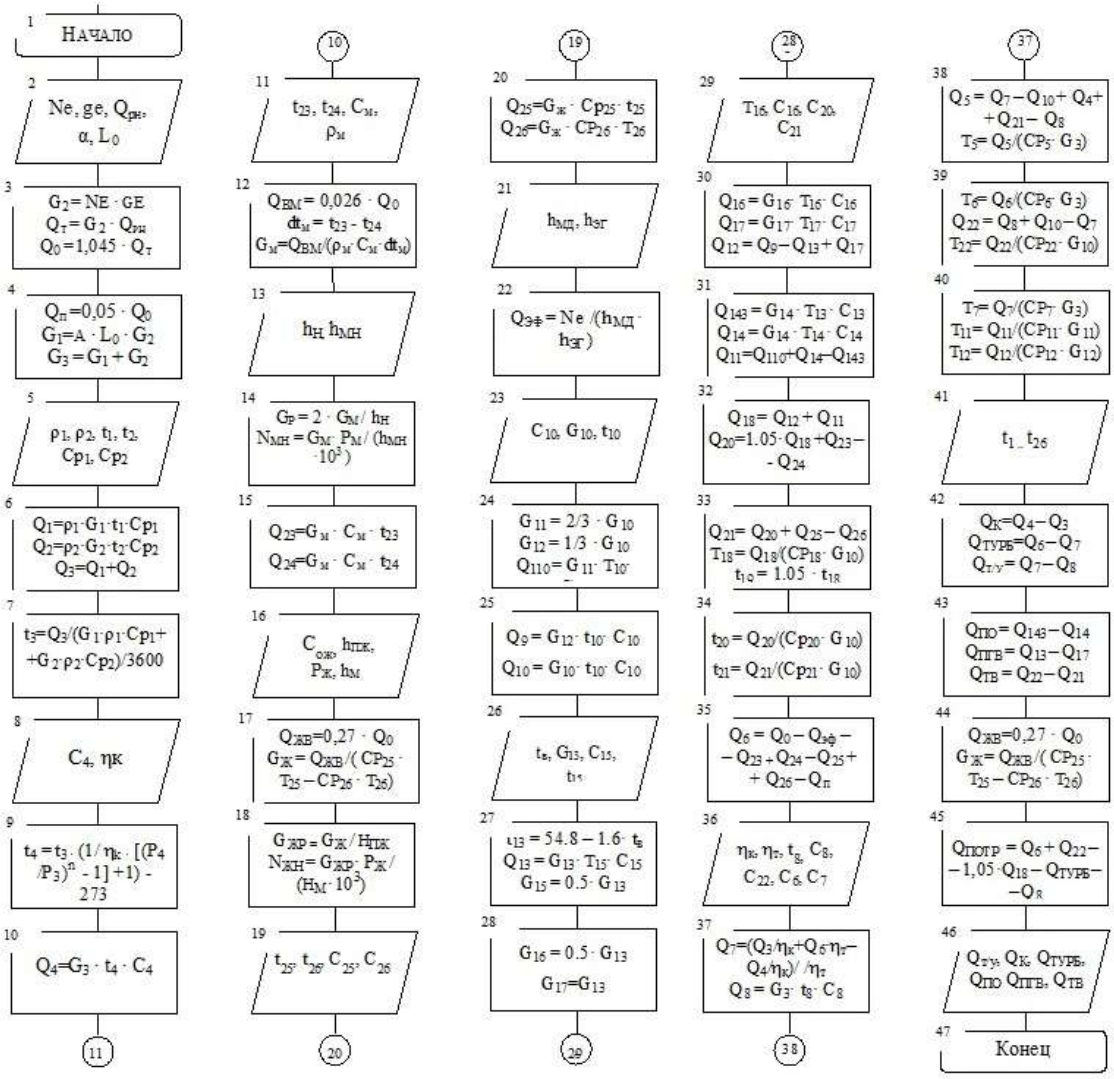

Рисунок 2 – Алгоритм расчёта статики КЭУ

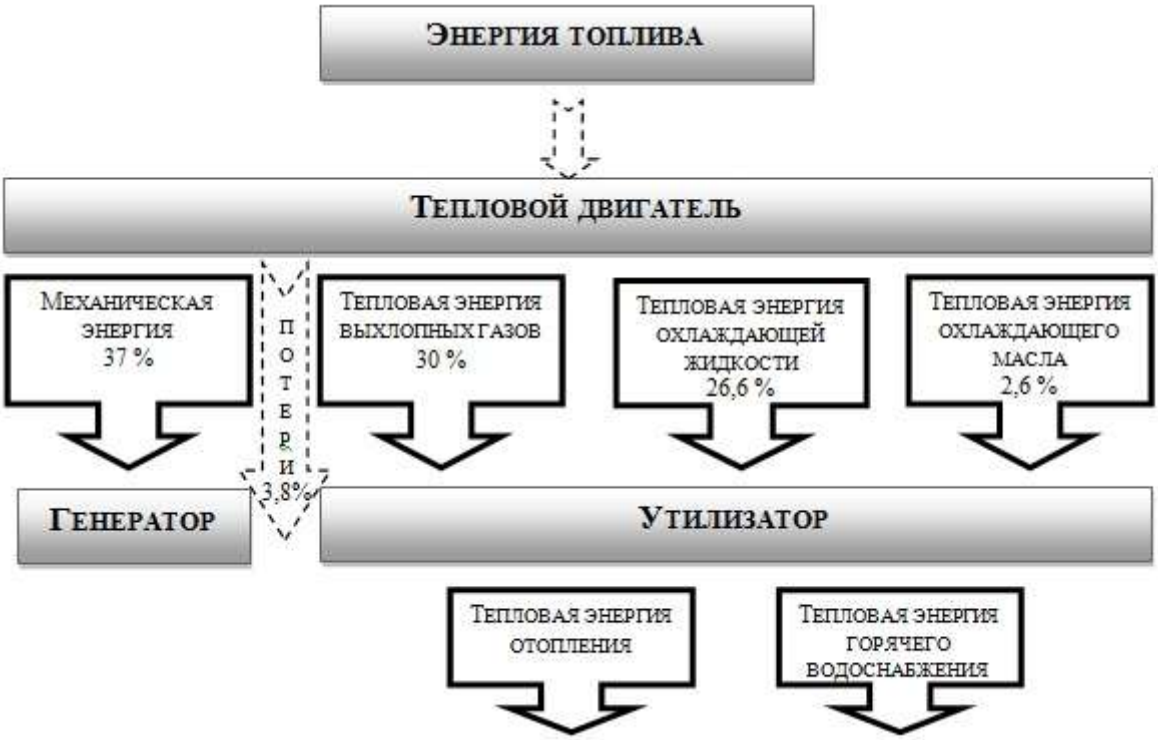

Рисунок 3 – Тепловые потоки КЭУ

Расчёт, произведенный по предложенному алгоритму, определяет все тепловые потоки, возникающие в когенерационно-энергетической установке (рисунок 3).

VI. ВЫВОДЫ

В результате расчетов определены тепловые потоки в газо-воздушном и водяном контурах КЭУ. Полученные данные необходимы для конструктивного расчета теплообменников КЭУ и определения их динамических характеристик.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Чепурний М.М.** Сучасні проблеми теплофікації / М.М. Чепурний, Н.В. Пішеніна, О.В. Куцак // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 2010. – № 5 – С. 68 – 71.
2. **Дубинин В.С.** Комбинированная выработка тепловой и электрической энергии в котельных / Дубинин В.С., Лаврухин К.М. // Новости теплоснабжения. – 2002. – № 4 – С. 44 –47.
3. **Джулий А.В.** Теплоутилизационный блок мини-ТЭЦ на базе ДВС / Джулий А.В., Директор Л.Б., Зайченко В.М. // Теплоэнергетика. – 2010. – № 1 – С. 61 – 65.
4. **Колчин Л.И., Демидов В.П.** Расчет автомобильных и тракторных двигателей / Л.И. Колчин, В.П. Демидов // – М.: Высшая школа. – 2002. – 496 с.
5. **Кириллов И.И.** Теория турбомашин / И.И. Кириллов – Л.: Энергоиздат, 1964. – 412 с.
6. ДИЗЕЛИ. Справочник / Под ред. В.А. Ванштейдта. – Л.: Машиностроение.– 1977.– 480 с
7. **Тодорцев Ю.К.**, Математична модель контура теплопостачання когенераційної енергетичної установки/ Ю.К. Тодорцев, О.С. Ларіонова, А.М. Бундюк// Автоматика, автоматизація, електротехнічні комплекси та системи. – 2009. №2(24) – С.8-11
8. Строительные нормы и правила. СНиП II-36-73. Тепловые сети. –М.:Стройиздат, 1974. -56с.
9. **Никульшин В.Р.** Методические указания к домашнему заданию »Расчет и анализ испарителя на персональной ЭВМ» / В.Р. Никульшин, Л.П. Андреев, А.Н. Бундюк. – Одесса, ОПИ, –1991. – 43 с.
10. Вукалович М.П. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара / М.П. Вукалович, С.Л. Ривкин, А.А. Александров. – М.: Стандарты, 1969. – 408 с.

Получена в редакции 30.04.2013, принята к печати 04.06.2013