

технология. – 2012. – № 2. – С. 26–37.

23. Лобанов И.Е. Общая теория интенсифицированного теплообмена при турбулентном течении в круглых трубах с относительно высокими турбулизаторами с применением четырёхслойной модели турбулентного пограничного слоя // Отраслевые аспек-

ты технических наук. – 2013. – № 10. – С. 7–13.

24. Лобанов И.Е. Четырёхслойная теория интенсифицированного теплообмена для труб с относительно невысокими турбулизаторами потока // Отраслевые аспекты технических наук. – 2013. – № 11. – С. 3–6.

УДК 536.24

Лучко Михаил Вахидович,

магистрант кафедры химической технологии топлива,
ФГБОУ ВО «Ангарский государственный технический университет»,
e-mail: rikardo644@gmail.com

Фомина Лариса Валерьевна,
к.х.н., доцент кафедры химии,

ФГБОУ ВО «Ангарский государственный технический университет», e-mail:
flvbaan@mail.ru

**РАСЧЁТ ПОВЕРХНОСТИ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ ВОЗДУШНОГО
ТЕПЛООБМЕННИКА В ПРОИЗВОДСТВЕ МЕТИЛ-ТРЕТ-БУТИЛОВОГО ЭФИРА В
ЗАВИСИМОСТИ ОТ УГЛА УСТАНОВКИ ЛОПАСТЕЙ ВЕНТИЛЯТОРА**

Luchko M.V., Fomina L.V.

**CALCULATION OF THE HEAT TRANSFER SURFACE OF THE AIR HEAT
EXCHANGER USED IN THE PRODUCTION OF METHYL-TERT-BUTYL ETHER
DEPENDING ON THE ANGLE OF INSTALLATION OF THE FAN BLADES**

Аннотация. Выполнены расчёты требуемой поверхности теплопередачи по ребрению при различных углах установки лопастей вентилятора воздушного теплообменника горизонтального типа, применяемого на этапе охлаждения бутадиевой фракции в производстве метил-трет-бутилового эфира. Найдено, что для эффективной работы установки подготовки углеводородной фракции в летний период требуется замена действующего аппарата на новый, с иными конструктивными характеристиками.

Ключевые слова: воздушный теплообменник, конструктив, теплопередача, эффективность.

Abstract. Calculations have been made of the required heat transfer surface along the ribbing at different angles of installation of the fan blades of a horizontal air heat exchanger used at the stage of cooling the butadiene fraction in the production of methyl tert-butyl ether. It was found that for the effective operation of the hydrocarbon fraction preparation unit in the summer period, it is necessary to replace the existing apparatus with a new one with different design characteristics.

Keywords: air heat exchanger, constructive, heat transfer, efficiency.

Оксигенаты – общее название низших спиртов и простых эфиров, применяемых в качестве высокооктановых компонентов моторных топлив. Самые распространенные из них – метанол, этанол, метил-трет-бутиловый эфир и этил-трет-бутиловый эфир (МТБЭ и ЭТБЭ) [1]. Содержание МТБЭ в общем бензиновом фонде России не велико (0,5 %). Производство МТБЭ дешевле производства ЭТБЭ из-за высокой стоимости про-

изводства этанола. Добавление МТБЭ к топливу повышает октановое число и препятствует детонации бензина в камере сгорания. Использование МТБЭ значительно снижает содержание оксида углерода, углеводородов и полициклических ароматических соединений в выхлопных газах автомобилей. К достоинствам МТБЭ относятся: отличная смешиваемость с углеводородами; хорошая совместимость с конструкционными и уплот-

нительными материалами; корректировка «октановой ямы»; снижение содержания серы, бензола, олефиновых и ароматических углеводородов за счёт разбавления; дополнительный ненефтяной источник сырья (1 т МТБЭ экономит 2 т нефти).

Установка получения МТБЭ, расположенная на площадке АНХК, состоит из трех секций: секция 100, селективное гидрирование фракции C_4 с АЗП; секция 200, получение МТБЭ; секция 300, гидрирование рафината C_4 . Анализ работы установки получения МТБЭ показал неэффективность работы в летний период аппарата воздушного охлаждения АВО 101 на линии (секция 100) подготовки бутадиеновой фракции (БДФ). Расчёт тепловой нагрузки действующего теплообменника с учётом температурного режима в процессе охлаждения углеводородной фракции (УВФ) показал, что необходимая наружная оребренная поверхность холодильника должна ориентировочно составлять 3324 м^2 [2]. Эта величина на 25 % превышает величину поверхности теплопередачи по оребрению используемого на производстве АВО. В работе [2] выполнен расчёт требуемой поверхности теплообмена на примере горизонтального аппарата воздушного охлаждения типа АВГ с наружной поверхностью по оребрению $F=3500 \text{ м}^2$ для максимальной ($24,3 \text{ }^\circ\text{C}$) и среднесуточной ($17,9 \text{ }^\circ\text{C}$) температур июля 2019 года для Иркутской области [3]. Для температуры воздуха $24,3 \text{ }^\circ\text{C}$ при угле установки лопастей вентилятора $\gamma=17 \text{ }^\circ\text{C}$ требуется, чтобы поверхность теплообмена составляла порядка 2830 м^2 . Это значение больше поверхности действующего АВО 101 на 340 м^2 , а АВГ с поверхностью 3500 м^2 будет иметь запас более 23 %. Для температуры воздуха $17,9 \text{ }^\circ\text{C}$ требуемая поверхность теплопередачи по параметрам АВГ с $F=3500 \text{ м}^2$ получилась равной 2146 м^2 . Поверхность АВО 101 относительно этого значения имеет запас более 13 % [2]. Повысить эффективность работы действующего АВО в жаркие летние дни можно за счёт изменения подачи воздуха регулированием угла γ установки лопастей вентилятора или с помощью жалюзийного устройства, или благодаря установке на теплообменник орошающих водяных устройств. Целью данной работы является анализ работы АВО 101 в зависимости от изменения подачи воздуха регулированием угла установки лопастей вентилятора.

Бутилен-бутадиеновая фракция (ББФ,

фракция C_4) существующими насосами с температурой до $35 \text{ }^\circ\text{C}$ подается с АПЗ на селективное гидрирование в секцию 100 установки МТБЭ [4]. На рисунке 1 приведена технологическая схема секции 100 в производстве МТБЭ на площадке АНХК. Водород технический поступает в сепаратор подпиточного водорода поз. С-101. На выходе из сепаратора поз. С-101 водород технический направляется: для смешения с ББФ в трубопровод перед смесителем реактора гидрирования поз. М-101; на гидрирование рафината фракции C_4 . ББФ насосами поз. Н 1 А/Б подается в емкость поз. Е-102. Из емкости поз. Е-102 насосом поз. Н 101 А/Б ББФ направляется на смешение с водородом техническим в статический смеситель поз. М-101. И далее подается в реактор поз. Р-101, в котором проходит экзотермическая реакция селективного гидрирования ББФ. Во избежание повышения температуры в слое катализатора выше допустимого предела, предусмотрена рециркуляция гидрированной БДФ. Из смесителя поз. М-101 смесь свежей ББФ, поток рециркуляции гидрированной БДФ и растворенный в них водород поступают в верхнюю часть реактора поз. Р 101. Гидрированная БДФ из нижней части реактора поз. Р-101 выводится в емкость рециркуляции поз. Е-103, которая оборудована коалесцером и отстойником. Избыток паров из емкости поз. Е-103 через факельный сепаратор поз. С-001 направляется на факел или в сеть топливного газа. Гидрированная БДФ из нижней части емкости поз. Е-103 насосом поз. Н 102 А/Б подается на охлаждение последовательно в воздушный холодильник поз. АВО 101 и водяной холодильник поз. Т 103. Охлажденная гидрированная БДФ поступает в коалесцер поз. Е105, оборудованный отстойником. Вода из отстойника сбрасывается в дренажную емкость поз. Е-102. Большая часть гидрированной БДФ из поз. Е-105 возвращается на рециркуляцию в реактор поз. Р-101, остальное количество потока направляется в качестве сырья в колонну водной промывки поз. К-202 секции 200.

Для оптимизации работы линии подготовки БДФ в летний период необходимо найти техническое решение с минимальными экономическими затратами. В таблице 1 приведены технологические и физико-химические параметры охлаждаемого в АВО 101 горячего теплоносителя.

Таблица 1 – Технологические характеристики горячего теплоносителя (УВФ) [5]

Параметр	Значение
Расход охлаждаемой фракции C_4 , кг/ч	132497
Температура УВФ на входе/выходе, °С	60/45
Плотность УВФ на входе/выходе, кг/м ³	543,5/ 565,0
Теплопроводность УВФ на входе/выходе, Вт/(м·К)	0,094/ 0,100
Удельная теплоёмкость УВФ на входе/выходе, кДж/(кг·К)	2,519/ 2,439
Вязкость УВФ на входе/выходе, мПа·с	0,097/ 0,111

Проведём расчёт необходимой поверхности теплопередачи в зависимости от угла установки лопастей вентилятора для АВО 101. Действующий горизонтальный аппарат воздушного охлаждения (см. табл. 2) с полной наружной поверхностью $F=2490$ м² состоит из трех четырёхрядных трубных секций ($n_c=3$) с трубами длиной $L=8$ м, внутренним диаметром трубы $d_{вн}=21$ мм, коэффициентом оребрения $\phi=14,6$ и коэффициентом увеличения поверхности $\psi=19,6$. Число труб в секции 82, проходное сечение всех труб одной секции $F_c=0,0284$ м², число возможных ходов продукта в трубной секции $n_x=4$ [5]. Площадь свободного сечения перед секциями аппарата $F_{св}=30,0$ м², коэффициент сужения сечения $\eta_c=0,38$ [6]. Данный аппарат снабжен двумя одинаковыми шестилопастными вентиляторами с пропеллером диаметром $D=2800$ мм и максимальным углом установки лопастей $\gamma=21^\circ$.

Аэродинамическую характеристику вентилятора в сочетании с сопротивлением теплообменных секций действующего в секции 100 АВГ ($\phi=14,6$) в доступной литературе найти не удалось. Для определения рабочих параметров вентилятора воспользовались рисунком 2 из работы [7, стр. 22], на котором показана аэродинамическая характеристика вентилятора с пропеллером диаметром $D=2800$ мм и частотой вращения 425 об/мин, имеющего 8 лопастей.

На пересечении линии сопротивления АВГ для четырёхрядных секций и кривых аэродинамического напора вентилятора при $\gamma = 15^\circ, 17^\circ, 20^\circ, 23^\circ$ [7, с. 22] находим точки, соответствующие рабочим (отнесенным к стандартным условиям) параметрам, приведенным в таблице 3. Это объёмный расход

воздуха $V_{НОМ}$, давление $P_{НОМ}$, коэффициент полезного действия (КПД) вентилятора. Так как на входе воздуха в вентилятор условия мало отличаются от стандартных (температура воздуха начальная $t_B^H=24,3$ °С, среднее атмосферное давление для Иркутской области летом $P_{АТМ} = 96,5$ кПа), принимаем плотность воздуха $1,2$ кг/м³ и ведем расчет по номинальным характеристикам вентилятора и использованному ранее алгоритму [2, 6].

Таблица 2 – Технологические параметры действующего АВО 101 [5]

Параметр	Значение
Шифр материального исполнения секции	Б1
Давление расчетное, МПа	6,3
Давление пробное, МПа	9,45
Температура стенки расчетная (при расчетном давлении), °С	100
Минимальная допустимая температура стенки, °С	-50
Объём трубного пространства, м ³	0,96
Число ходов по трубному пространству	4
Поверхность теплопередачи внутренняя, м ²	129
Поверхность теплопередачи по оребрению, м ²	2490
Число труб фактическое за вычетом заглушённых	246
Число рядов труб в секции	4
Диаметр колеса вентилятора, м	2,80
Частота вращения вентилятора, об/мин	428

Предварительно вычисляем массовый расход воздуха G_B от двух вентиляторов и, принимая среднюю теплоёмкость воздуха $c_B=1,005$ кДж/(кг·К), вычисляем конечную температуру воздуха по формуле:

$$t_B^K = t_B^H + \frac{Q}{c_B \cdot G_B},$$

где Q – нагрузка действующего АВО, равная $8,377 \cdot 10^6$ кДж/ч [2].

Для вычисления приведённого коэффициента теплоотдачи α_B [6] со стороны воздуха провели расчёт скорости воздуха в самом узком сечении межтрубного пространства при средней его температуре t_B^{cp} и среднем давлении P_{cp} через среднюю плотность ρ_B^{cp} и средний объёмный расход воздуха V_B^{cp} (см. табл. 3).

Проведём расчёт коэффициента теплоотдачи от горячего теплоносителя. Скорость

горячего продукта на входе в аппарат и средняя скорость теплоносителя в трубах теплообменника составят:

$$w^{ex} = \frac{n_x \cdot V^H}{F_c \cdot n_c} = \frac{4 \cdot 0,0677}{0,0284 \cdot 3} = 3,18 \text{ м/с},$$

$$w^{cp} = \frac{n_x \cdot V^{cp}}{F_c \cdot n_c} = \frac{4 \cdot 0,0664}{0,0284 \cdot 3} = 3,12 \text{ м/с},$$

где V^H – объёмный расход УВФ на входе в аппарат, V^{cp} – средний объёмный расход потока УВФ.

Критерии Рейнольдса и Прантля равны:

$$Re = \frac{w^{cp} \cdot d_{BH}}{\nu_{52,5}} = \frac{3,12 \cdot 0,021}{1,876 \cdot 10^{-7}} = 349253,7 \text{ м/с},$$

$$Pr = \frac{\nu_{52,5} \cdot c_{52,5} \cdot \rho_{52,5}}{\lambda_{52,5}} = \frac{(1,876 \cdot 10^{-7}) \cdot (2,479 \cdot 10^3) \cdot 554,25}{0,097} = 2,66,$$

где физические свойства охлаждаемой среды для средней температуры (52,5 °С) продукта в аппарате приняты как средние арифметические: плотность $\rho_{52,5}=554,25$ кг/м³, удельная теплоёмкость $c_{52,5}=2,479$ кДж/(кг·К), теплопроводность $\lambda_{52,5}=0,097$ Вт/(м·К), кинематическая вязкость $\nu_{52,5}=1,876 \cdot 10^{-7}$ м²/с.

Критерий Нуссельта при турбулентном режиме в этом случае равен [6]:

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,3} = 0,023 \cdot 349253,7^{0,8} \cdot 2,66^{0,3} = 838,8.$$

Следовательно, коэффициент теплоотдачи со стороны охлаждаемого потока равен [6]:

$$\alpha = Nu \frac{\lambda_{52,5}}{d_{BH}} = 838,8 \frac{0,097}{0,021} = 3874,5 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Определяем коэффициент теплопередачи в зависимости от угла установки лопастей вентилятора (табл. 3). Например, для $\gamma=15^\circ$ получим:

$$K_p = \frac{1}{\frac{\psi}{\alpha} + \frac{\psi}{r_T} + \frac{\psi}{r_{CT}} + \frac{1}{\alpha_B}} = \frac{1}{\frac{19,6}{3874,5} + 19,6 \cdot 0,0002 + 19,6 \cdot 0,63 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{51,16}} = 33,6 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

где $1/r_T=0,0002$ (м²·К)/Вт – тепловое сопротивление со стороны загрязнений, согласно таблице П.19 [6] для органических жидкостей, и $1/r_{CT}=0,63 \cdot 10^{-4}$ (м²·К)/Вт – тепловое сопротивление оребренной алюминией тру-

бы по таблице 16 [6]. Для больших углов установки лопастей вентилятора коэффициенты теплопередачи приведены в таблице 3.

Определение средней разности температур при перекрестном токе теплоносителей ведут с помощью поправочного коэффициента ε [6]:

$$\Delta t_{CP} = \varepsilon \cdot \Delta t_{CP}^{ПП},$$

который определяется графически в зависимости от значений вспомогательных величин R и P [6]:

$$R = \frac{t^H - t^K}{t_B^K - t_B^H}, P = \frac{t_B^K - t_B^H}{t^H - t_B^H}.$$

где t_B^H, t_B^K – начальная и конечная температуры воздуха, t^H и t^K – температуры потока УВФ на входе и на выходе из трубы теплообменника.

На рисунке 49 [6] приведен график для определения $\varepsilon_{(nx=1)}$ при однократном перекрестном токе (один ход продукта). При числе ходов n_x от двух до четырех поправочный коэффициент уточняется (см. табл. 4):

$$\varepsilon = \varepsilon_{(nx=1)} + \frac{1 - \varepsilon_{(nx=1)}}{4} \cdot (n_x - 1).$$

В действующем АВО 101 число ходов в трубах равно четырём.

Из результатов выполненного расчёта следует, что поверхность теплопередачи действующего на предприятии АВГ в жаркие июльские дневные часы недостаточна при любом возможном угле установки лопастей вентилятора. Полученные высокие значения поверхностей теплопередачи являются результатом конструктивных особенностей заданного на производстве АВГ, так как расчёты для аппарата с $F=3500$ м² при 24,3 °С дали меньшее значение поверхности теплопередачи, равное 2828,6 м², против 3425,4 м² для действующего АВГ при угле установки лопастей вентилятора 17°. Эти сравниваемые теплообменники отличаются количеством труб в секции, числом ходов продукта по трубам секции, коэффициентами оребрения и увеличения поверхности.

Таким образом, для эффективной работы линии подготовки БДФ необходимо провести замену действующего АВО 101 на другой воздушный теплообменник с большим количеством труб и числом ходов теплоносителя по трубам. АВГ с поверхностью 3500 м², как показали ранее выполненные расчёты [2], будет иметь значительный коэффициент запаса поверхности для работы при максимальных температурах июльского воздуха,

но его эксплуатация в таком режиме востребована порядка 5 % рабочего времени. В литературе [6] есть описание АВГ, технические характеристики которого, можно сказать, являются промежуточными между таковыми для действующего АВГ с $F=2490 \text{ м}^2$ и сравниваемого с ним АВГ с $F=3500 \text{ м}^2$. Поверхность третьего теплообменника равна $F=2640 \text{ м}^2$, количество рядов труб в нём 6, максимальное число ходов продукта по тру-

бам $n_x=6$, коэффициенты оребрения и увеличения поверхности совпадают с таковыми для АВГ с $F=3500 \text{ м}^2$ ($\varphi=9$, $\psi=12$). Поэтому в дальнейшем планируется провести расчёт величины поверхности теплопередачи в зависимости от угла установки лопастей вентилятора для АВГ с $F=2640 \text{ м}^2$ для среднесуточных и максимальных июльских температур.

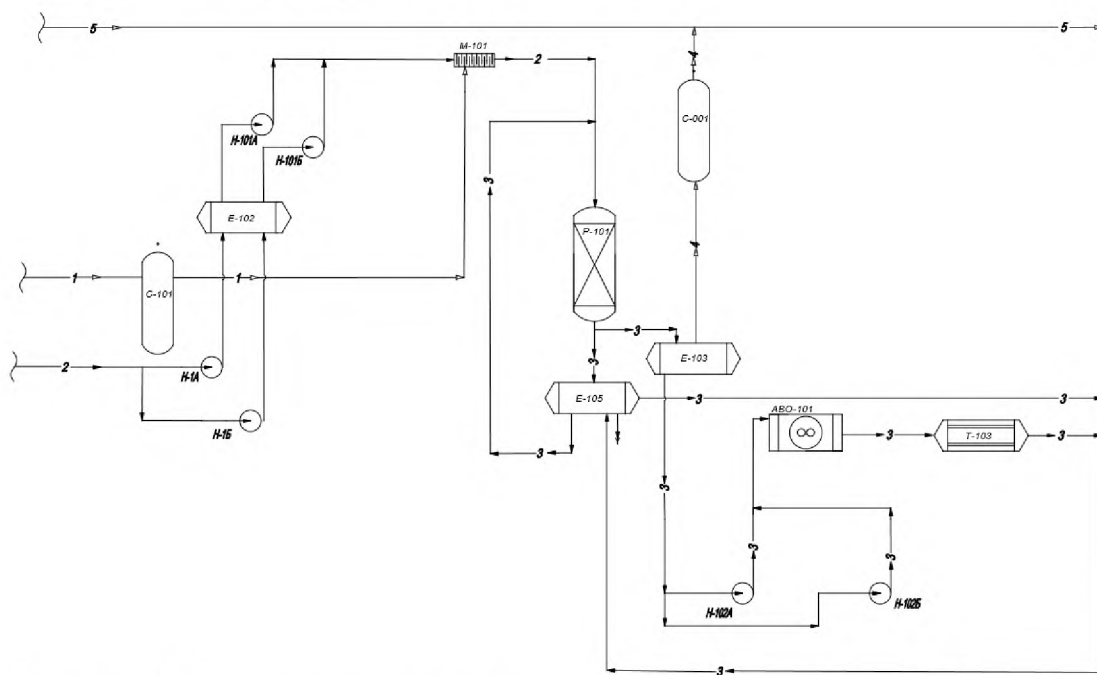


Рисунок 1 – Технологическая схема секции 100 в производстве МТБЭ: 1 – технический водород 2 – БДФ/ББФ; 3 – гидрированная БДФ; 4 – избыток паров; 5 – топливный газ.

Таблица 3 – Характеристики воздушного потока для действующего АВО

Параметр	Значение			
Угол установки лопастей вентилятора, γ , °	15	17	20	23
Объёмный расход воздуха, $V_{НОМ}$, тыс. $\text{м}^3/\text{ч}$	203	217,5	230	248
Давление $P_{НОМ}$, Па	289,3	323,6	372,7	411,9
КПД вентилятора, η	0,67	0,68	0,69	0,68
Массовый расход воздуха от двух вентиляторов, G_B , тыс. $\text{кг}/\text{ч}$	487,2	522,0	552,0	595,2
Конечная температура воздуха, t_B^K , °C	41,4	40,3	39,4	38,3
Средняя температура воздуха в пределах аппарата, t_B^{cp} , °C	32,85	32,30	31,85	31,30
Среднее давление, P^{cp} , кПа	96,64	96,66	96,69	96,71
Средняя плотность воздуха ρ_B^{cp} , $\text{кг}/\text{м}^3$	1,101	1,103	1,105	1,107
Средний объёмный расход воздуха, V_B^{cp} , $\text{м}^3/\text{с}$	122,92	131,46	138,76	149,35
Скорость воздуха в самом узком сечении межтрубного пространства, w_B^{y3} , $\text{м}/\text{с}$	10,78	11,53	12,17	13,10
Приведенный коэффициент теплоотдачи α_B со стороны воздуха, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})^*$	51,16	52,83	54,17	55,99

*Примечание: приведенный коэффициент теплоотдачи α_B со стороны воздуха для аппарата материального исполнения Б1 с коэффициентом оребрения $\varphi=14,6$ рассчитан по формуле [6]:

$$\alpha_B = 56,4 \cdot \lg w_B^{1/3} - 0,035 \cdot t_B^{CP} - 5,93, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Таблица 4 – Параметры процесса теплопередачи для действующего АВО в зависимости от угла установки лопастей вентилятора

Параметр	Значение			
Угол установки лопастей вентилятора, $\gamma, ^\circ$	15	17	20	23
Коэффициент теплопередачи, $K_p, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	33,60	34,31	34,87	35,62
Разность температур между теплоносителями, $\Delta t_{CP}^{TP}, ^\circ\text{C}$	19,65	20,20	20,65	21,20
Вспомогательная величина R	0,88	0,94	0,99	1,07
Вспомогательная величина P	0,48	0,45	0,42	0,39
Поправочный коэффициент, $\varepsilon_{(m=1)}$	0,925	0,930	0,935	0,940
Поправочный коэффициент, $\varepsilon_{(m=4)}$	0,981	0,983	0,984	0,985
Средняя разность температур, $\Delta t_{CP}, ^\circ\text{C}$	19,3	19,8	20,3	20,9
Требуемая поверхность охлаждения, $F_{PACЧ}, \text{ м}^2$	3588,4	3425,4	3287,4	3125,8

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Лебедев Н.Н. Химия и технология основного органического и нефтехимического синтеза: Учебник для вузов. М.: Химия, 1988. 592 с.
2. Лучко М.В., Фомина Л.В. Анализ работы воздушного теплообменника, применяемого в производстве метил-трет-бутилового эфира. / Сборник научных трудов Ангарского государственного технического университета. Ангарск: АнГТУ, 2020. С.
3. Климат: Ангарск – климатический график, график температуры, климатическая таблица. <https://ru.climate-data.org/азия/российская-федерация/иркутская-область/ангарск-1827/> (дата обращения 30.04.2020).
4. Спецификация базового проекта производства метил-трет-бутилового эфира, разработанного фирмой «Axens» для ангарского комбината.
5. Аппарат воздушного охлаждения. Паспорт. Воронеж: ООО «Грибановский машиностроительный завод», 2010. 222 с.
6. Сидягин А.А. Расчёт и проектирование аппаратов воздушного охлаждения. Н.Новгород: Нижегород. гос. техн. ун-т им. Р.Е. Алексеева, 2009. 150 с.
7. Методика теплового и аэродинамического расчёта аппаратов воздушного охлаждения. – М.: ВНИИНЕФТЕМАШ, 1971. 106 с.