УДК 628.184

**Результаты теоретических исследований адаптации солнечного
энергокомплекса юга Тюменской области**

Жеребцов Б.В., Басуматорова Е.А.

Государственный аграрный университет Северного Зауралья

Аннотация

Представлены теоретические положения адаптации солнечного энергокомплекса для эффективного использования в условиях климата юга Тюменской области. В частности изучен климат юга Тюменской области, описаны его основные особенности, выведены основные сложности применения данной системы в регионе. Приведены методики расчетов параметров энергокомплекса, предусмотрены конструктивные изменения в конструкции теплообменного аппарата с учетом эксплуатационных условий, разработано техническое решение для проектирования сооружения энергокомплекса с целью минимизации негативных воздействий внешней окружающей среды, приведена методика проверки эффективности предложенных решений, проанализированы и выбраны жидкости-теплоносители, используемые в системе, с учетом специфики конкретного проекта.

Ключевые слова: АДАПТАЦИЯ, СОЛНЕЧНЫЙ ЭНЕРГОКОМПЛЕКС, РАСЧЕТ, РЕЗУЛЬТАТЫ, ИССЛЕДОВАНИЯ, АНАЛИЗ, ТЕПЛООБМЕН, ТЕПЛОТА, ПАР, ТЕМПЕРАТУРА, МОЩНОСТЬ, ЦИКЛ, ПЛОЩАДЬ

Актуальность

Предметный расчет параметров энергокомплекса следует начать с выбора турбоагрегата и анализа его характеристик. В данной работе рассматривается энергокомплекс малой мощности (250-400 кВт), т. к. такие характеристики дают возможность использовать его локально, в производственных организациях средних размеров и на сельскохозяйственных предприятиях. Выбор был остановлен на турбоагрегате производства компании ООО «ГК ТУРБОПАР» с номинальной мощностью

250-400 кВт. Диапазон температур для рабочего тела турбины характеризуется следующим образом: система способна использовать входящее тепло в диапазоне температур от 170 до 435 °С.

В качестве рабочего тела выступает насыщенный пар. Необходимо обеспечить уровень потока пара 3000-6500 т/час, т.е. 50-110 кг/мин.

Результаты исследований

Приведена методика расчета количества солнечного излучения, принимаемого концентратором, и методика расчета площади концентратора необходимой для передачи нужного количества теплоты жидкости-теплоносителю.

Все это, дает достаточную теоретическую базу для анализа результатов исследований и оценки технико-экономической эффективности проекта впоследствии [1].

Зная параметры турбоагрегата и требования к входящему пару необходимо рассчитать параметры теплообменного аппарата и теплоносителя. Начать нужно с определения необходимой площади теплообмена.

Для установившихся процессов и временных единиц уравнение передачи тепла описывается так:

$$Q = K F t_{cp} \text{ (Вт)} \quad (1)$$

где К – является коэффициентом передачи тепла и измеряется в Вт/(м²/К); t_{cp} – средняя разность теплот между носителями тепла, величина может измеряться как в Кельвинах, так и в градусах по Цельсию; F – площадь поверхности обмена теплоты, измеряемая в квадратных метрах.

В свою очередь, проведя необходимые математические преобразования, можно определить поверхность теплообмена, зная количество теплоты, разность теплот и коэффициент отдачи теплоты [2].

Уравнение описывает процесс отдачи тепла от горячего носителя теплоты холодному с учетом отдачи тепла от горячего носителя теплоты к стенке, проводимости тепла к стенке и отдачи тепла от стенки к более холодному носителю теплоты.

В свою очередь количество теплоты можно определить по формуле:

$$Q = c m \Delta T \quad (2)$$

где с – удельная теплоемкость вещества (табличное значение), m – масса вещества,

ΔT - разность температур, измеряется в градусах Цельсия.

Зная удельную теплоемкость пара (56,52 Дж/(кг*К)) определяем количество теплоты необходимое для его нагрева, при этом температуру до нагрева учитываем приблизительно равную 350 градусам Цельсия (охлажденный пар до такой температуры в предыдущих циклах), тогда $\Delta T = 50^\circ\text{C}$, а $Q = 56,52 * 6500 * 50 = 18369000 \text{ Дж} = 5100 \text{ Вт}$.

Выполняя расчет площади теплообмена для подогревателей и теплообменников, которые используются на тепловых электростанциях, по всем известной формуле для плоской стенки можно вычислить общий коэффициент отдачи теплоты K :

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (3)$$

где α_1 и α_2 – константы отдачи тепла со стороны подогревающего и подогреваемого теплоносителя, Вт / ($\text{м}^2 \cdot \text{К}$);

δ_{cm} – толщина стенки трубки, м (здесь нужно учитывать гладкая или оребренная труба);

λ_{cm} – константа проводимости материала трубки, Вт / ($\text{м} \cdot \text{К}$).

В качестве подогревающего теплоносителя (α_1) выбран солевой расплав – тройная нитрит нитратная смесь «СС-4», состав которой - (40% NaNO_2 , 7% NaNO_3 , 53% KNO_3), ее теплопроводность приблизительно равняется 3,9 Вт/($\text{м}^2 \cdot \text{К}$), конденсирующегося водяного пара – подогреваемого теплоносителя (α_2) на линии насыщения при интересующих нас температурах - 1500 Вт / ($\text{м}^2 \cdot \text{К}$); толщина стенки определяется при проектировании теплообменника, исходя из его эксплуатационных условий (проанализировав аналогичные теплообменники, принимаем толщину стенки величиной 2 мм). В качестве материала трубки выбрана медь, как самая эффективная из распространенных вариантов при используемых в проекте температурах. Для расчета принимаем значение 371 Вт / ($\text{м} \cdot \text{К}$).

Таким образом:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{3,9} + \frac{0,002}{371} + \frac{1}{1500}} = 4 \quad (4)$$

Определив количество теплоты, коэффициент передачи тепла и разность температур, преобразуем формулу передачи тепла для определения площади теплообмена:

$$F = \frac{Q}{Kt_{cp}} = \frac{5100}{4 \cdot 50} = 26 \text{ м}^2 \quad (5)$$

Так как предложенный нами теплообменник имеет 4 контура, то для эффективного использования данная площадь теплообмена должна соответствовать $\frac{1}{4}$ от общей площади теплообмена в теплообменнике. Взяв за основу трубки диаметром 10 см, а высоту трубок 3 м, по формуле:

$$P_{\text{круга}} = 2\pi R = 0,31 \text{ м} \quad (6)$$

$$S_{\text{трубки}} = 0,31 \cdot 3 = 0,93 \text{ м}^2 \quad (7)$$

тогда четверть теплообменника должна содержать 28 таких трубок и 112 трубок весь теплообменник соответственно.

Рассчитав количество теплоты необходимое для работы турбины, выбрав рабочую жидкость и параметры теплообменника, аналогичным образом можно рассчитать характеристики и параметры системы аккумуляции тепловой энергии [3].

Зная количество теплоты необходимое для нагрева жидкости расходуемой турбиной в час, предлагается предусмотреть резерв теплоты необходимый для бесперебойной работы системы в течение 24 часов.

$$Q_{\text{сут}} = 18369000 \cdot 24 = 440856000 \text{ (Дж)} \quad (8)$$

Зная необходимое количество теплоты, рассчитываем массу теплоносителя по формуле:

$$m = \frac{Q}{c\Delta T} \quad (9)$$

где Q – количество теплоты (Дж), c – удельная теплоемкость (Дж/кг*К), ΔT – разность рабочих температур t_2 и t_1 .

Удельная теплоемкость СС-4 – 139 Дж/кг*К.

Максимальная температура нагревания солевого расплава обусловлена двумя факторами:

1. Нецелесообразностью нагрева выше температуры необходимой для нормальной работы системы.

2. Невозможностью нагрева смеси выше 400 °С с помощью термального масла.

Забегая вперед – именно термальное масло будет использоваться для нагрева СС-4.

$$\Delta T = 400 - 170 = 230 \text{ °С} \quad (10)$$

тогда масса солевого расплава будет равна:

$$m = \frac{440856000}{139 \cdot 230} = 13800 \text{ кг} \quad (11)$$

Зная массу необходимого количества вещества необходимо найти его объем:

$$V = \frac{m}{\rho_{cp}} \quad (12)$$

где ρ_{cp} - плотность вещества, $\text{кг}/\text{м}^3$. Плотность солевого расплава меняется в диапазоне рабочих температур от $1973 \text{ кг}/\text{м}^3$ до $1681 \text{ кг}/\text{м}^3$, тогда средняя плотность будет равна $(1973+1681)/2=1827 \text{ кг}/\text{м}^3$.

$$V = \frac{13800}{1827} = 7,6 \text{ м}^3 = 7600 \text{ л} \quad (13)$$

Именно такое количество солевого расплава СС-4 должно находиться в теплообменном аппарате, выполняющем роль аккумулятора тепла.

Для окончательного расчета его размеров необходимо сложить данные, о необходимой площади теплообмена вычислив объем занимаемого ей пространства и объем необходимого количества теплоносителя [4].

Трубки теплообменника имеют форму цилиндра, поэтому для нахождения объема одной трубки необходимо воспользоваться формулой:

$$V = \pi r^2 h \quad (14)$$

где r – радиус поперечного сечения цилиндра, h – высота. Тогда $V=0,023 \text{ м}^3$, умножив на количество трубок в теплообменнике получим общий объем равный $2,6 \text{ м}^3$.

Сложив полученную величину с объемом необходимого количества солевого расплава, получим приблизительно 11 м^3 с учетом погрешностей, толщины стенки медных трубок и непредвиденных конструктивных изменений.

Проанализировав получившийся объем, путем подбора получаем приблизительный размер теплообменного аппарата, цилиндрической формы, высота – 3 м, диаметр 2,5 м.

Аналогично рассчитываются параметры теплообменного аппарата, в котором теплоноситель из солнечного поля нагревает солевой расплав.

В качестве теплоносителя используется термальное масло ТЕРМОЛАН А производства компании ООО НПК «ПОЛИЭСТЕР», обладающее диапазоном рабочих температур от 12 до 400 °С и удельной теплоемкостью 130 Дж/кг*К.

Зная количество теплоты, необходимое для поддержания работоспособности системы в течение 24 часов при заданном диапазоне температур находим коэффициент отдачи теплоты K и затем площадь теплообмена F :

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_{cm}} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (15)$$

где α_1 и α_2 – константы отдачи тепла со стороны подогревающего и подогреваемого теплоносителя, Вт / (м²*К);

δ_{cm} – толщина стенки трубки, м (здесь надо учитывать гладкая или оребренная труба);

λ_{cm} – константа проводимости материала трубки, Вт / (м*К).

В качестве подогревающего теплоносителя (α_1) выбрано термальное масло ТЕРМОЛАН А, его теплопроводность приблизительно равна 1,2 Вт/(м²*К), в качестве подогреваемого теплоносителя (α_2) солевой расплав – тройная нитрит нитратная смесь «СС-4» состав которой - (40% $NaNO_2$, 7% $NaNO_3$, 53% KNO_3), ее теплопроводность приблизительно равняется 3,9 Вт/(м²*К); толщина стенки: как и в предыдущем примере принимаем толщину стенки величиной 2 мм. В качестве материала трубки выбрана медь, как самая эффективная из распространенных вариантов при используемых в проекте температурах. Для расчета принимаем значение 371 Вт / (м*К).

Таким образом:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{1,2} + \frac{0,002}{371} + \frac{1}{3,9}} = 0,92 \quad (16)$$

Для определения разности температур примем среднюю разность теплот между носителями тепла в 100 градусов.

Зная количество теплоты, определив коэффициент передачи тепла и разность температур, преобразуем формулу передачи тепла для определения площади теплообмена:

$$F = \frac{Q}{K t_{cp}} = \frac{5100}{0,92 * 100} = 55,5 \text{ м}^2 \quad (17)$$

Принимая за основу аналогичные предыдущему теплообменнику трубки диаметром 10 см, а высоту трубок 2 м, по формуле:

$$P_{\text{круга}} = 2\pi R = 0,31 \text{ м} \quad (18)$$

$$S_{\text{трубки}} = 0,31 * 2 = 0,62 \text{ м}^2 \quad (19)$$

тогда для удовлетворения требования необходимой площади теплообмена в данном теплообменном аппарате должно присутствовать 89 таких трубок.

В данном случае нет необходимости в резерве теплоносителя, т.к. его нагрев будет

прекращаться с заходом солнца, а из-за меньшей теплоемкости, чем у солевого расплава остывать он будет быстрее. Поэтому его объем не имеет значения, за исключением условия, что он должен быть не меньше объема солевого расплава, одновременно находящегося в теплообменнике, для покрытия всей площади теплообмена.

Вычислим объем расплава, вмещающегося в теплообменник по формуле:

$$V = \pi r^2 h * 89 \quad (20)$$

$$V = 0,023 * 60 = 1,4 \text{ м}^3 \quad (21)$$

Умножив полученное значение на 2, получим общий объем теплообменника приблизительно равный 3 м^3 .

Предлагается установить теплообменный аппарат высотой 2 метра и диаметром 1,5 метра – цилиндрической формы. Эти размеры позволят вместить необходимый объем жидкостей в теплообменник.

Зная необходимый объем масла в теплообменнике (без учета находящегося в системе и теплоприемнике солнечного коллектора), вычислим его массу исходя из данных о плотности масла. Средняя плотность масла 1056 кг/м^3 . Тогда массу находим по формуле:

$$m = V \rho_{cp} \quad (22)$$

$$m = 1,4 * 1056 = 1478 \text{ кг} \quad (23)$$

В общем виде для расчета параметров концентратора первоначально необходимо вычислить количество солнечного излучения принимаемое им [5, 6].

Данный показатель можно рассчитать по формуле:

$$H_{конц} = S_{конц} * H_{общ} \quad (24)$$

где $S_{конц}$ - площадь поверхности концентратора, принимаемой излучение (м^2), $H_{общ}$ - интенсивность солнечного излучения на м^2 ($\text{кВт} \cdot \text{ч/м}^2$). Данный показатель можно считать количеством теплоты (Q), которое принимает концентратор, для удобства дальнейших вычислений переведем его в Джоули ($1 \text{ Вт} \cdot \text{ч} = 3600 \text{ Дж}$).

Поскольку количество теплоты необходимое для нагрева всей массы солевого расплава известно, его для удобства нужно разделить на количество теплоты необходимое в час, с учетом продолжительности солнечного сияния в день.

Ниже представлен рис.1 по продолжительности солнечного сияния по месяцам на юге Тюменской области.

Рис.1. Продолжительность солнечного сияния в г. Тюмень

Несмотря на то, что среднегодовая продолжительность солнечного сияния составляет 11 часов 25 минут, для расчета параметров концентратора следует ориентироваться на годовой минимум, достигающий в декабре 6 часов 40 минут. Для расчета количество теплоты в час, общее количество теплоты 440856000 Дж делим на 400 минут и умножаем на 60 и получаем 66128400 Дж в час.

Зная интенсивность солнечного излучения $H_{общ}$ для выбранного региона – 3,5 кВт*ч/м²=12600000 Дж и принимая общее количество солнечного излучения $H_{конц}$ за количество теплоты также известное из предыдущих вычислений, преобразуем формулу для вычисления площади поверхности концентратора/концентраторов $S_{конц}$.

$$S_{конц} = \frac{H_{конц}}{H_{общ}} \quad (25)$$

$$S_{конц} = \frac{440856000}{12600000} = 35 \text{ м}^2 \quad (26)$$

Для получения реального числа необходимо обратить внимание на КПД концентратора, указанный в технической документации к нему. Если же концентратор изготовлен самостоятельно, то рассчитать его КПД можно, воспользовавшись различными методиками, приведенными в научной литературе [7, 8].

Если взять за основу параболический желоб-концентратор с размерами 2х3 метра, то для нагрева данного количества теплоносителя до указанной температуры необходимо 6 концентраторов, что является отличным показателем и предварительно позволяет сделать вывод о рациональности использования системы, хотя бы с точки зрения занимаемой площади.

Зная результаты данных вычислений, можно варьировать некоторыми параметрами, подбирая теплоноситель под конкретную задачу, а также регулируя скорость движения теплоносителя в теплоприемнике.

Исходя из климатических условий Тюменского региона, как описано выше, предлагается внести ряд конструктивных изменений в привычную конструкцию энергокомплекса. В частности, одним из таких изменений является размещение блока системы теплообмена и системы аккумуляции тепловой энергии ниже уровня грунта, для минимизации воздействий негативных факторов внешней окружающей среды, а именно отрицательных температур и осадков, способствующих потере тепла из емкостей теплообменников.

Размер теплообменного аппарата выполняющего роль аккумуляции тепловой энергии составляет 3 метра в высоту и 2,5 метра в диаметре (цилиндрическая форма). Размер теплообменного аппарата служащего для подогрева солевого расплава составляет 2 метра в высоту и 1,5 метра в диаметре, аналогично предыдущему выполнен в форме цилиндра [9].

Предлагается установить расстояние между теплообменниками 1,5 метра и 1,5 метра от стен с каждой стороны, с целью более удобного обслуживания и осмотра, а также для еще большей минимизации охлаждения от стен блока. Приблизительные размеры блока будут иметь следующие размеры: 8,5 метров в длину и 5,5 метров в ширину. Свободное неиспользуемое пространство будет занято насосным оборудованием и системой автоматизации технологического процесса теплообмена.

Высота от верха трехметрового теплообменника до потолка должна составлять не менее одного метра для выполнения тех же самых целей. В этом случае высота нижней части блока будет составлять 4 метра, а верхняя часть теплообменного блока должна быть расположена на глубине от 500 мм ниже уровня грунта, тогда ее общее углубление составит 900 мм с учетом высоты отсека.

Выше, над блоком теплообмена в аналогичном по длине и ширине помещении будет располагаться турбоагрегат, высоту этого помещения целесообразно установить так же, 4 метра, а оставшийся метр засыпать грунтом [10].

Рассчитав приблизительные размеры энергоблока, следует перейти к выбору материалов. Конструкцию предлагается выполнить из монолита, с армированием стекловолоконной арматурой. Толщина стенки без учета теплоизоляции будет составлять 40 см, такой толщины предлагается сделать пол и перекрытия, с учетом большого веса и нагрузки на конструкцию. В качестве тепло-влаги-изоляционного материала используется пенополистирол марки «Экстрол» толщиной 100 мм, с габаритными размерами 1,18х0,58 метра.

Проверить эффективность предложенных методов можно произведя расчет теплопотерь через стены пол и кровлю здания. Для этого производится расчет по формуле:

$$Q = \frac{S \cdot T}{R} \quad (27)$$

где Q – теплопотери, Вт; S – площадь конструкции, м²; T – разница температур между внутренним и наружным воздухом, °C; R – значение теплового сопротивления конструкции, м²·°C/Вт. Значение теплового сопротивления можно взять из таблицы тепловых сопротивлений или вычислить исходя из значения коэффициента теплопроводности по формуле:

$$R = \frac{d}{k} \quad (28)$$

где k – коэффициент теплопроводности материала, Вт/(м²·K); d – толщина материала, м.

Для расчетов нас интересует только помещение, в котором будут находиться теплообменные аппараты, так как именно их необходимо защитить от отрицательных температур.

Рассчитываем значение теплового сопротивления сначала для бетонной конструкции: d=0,4 м, коэффициент теплопроводности для сплошного бетона k=1,750 Вт/(м²·K), тогда:

$$R = \frac{0,4}{1,750} = 0,229 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{°C} \quad (29)$$

Аналогичным образом рассчитываем значение теплового сопротивления для

теплоизоляционного материала: $d=0,1$ м, коэффициент теплопроводности для пенополистирола по характеристикам заявленным производителем $k=0,029$ Вт/(м²*К), тогда:

$$R = \frac{0,1}{0,029} = 3,45 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^\circ\text{C} \quad (30)$$

Исходя их приведенных выше расчетов, приводим общее тепловое сопротивление конструкции пола и стен $R=3,75 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^\circ\text{C}$.

Рассчитываем площадь конструкции исходя из размеров нижнего уровня энергоблока:

$$S_{\text{пола}} = 8,5 * 5,5 = 46,75 \text{ м}^2 \quad (31)$$

$$S_{\text{стен}} = 8,5 * 4 * 2 + 5,5 * 4 * 2 = 112 \text{ м}^2 \quad (32)$$

$$S_{\text{потолка}} = 8,5 * 5,5 = 46,75 \text{ м}^2 \quad (33)$$

Далее рассчитываем разницу температур между грунтом и температурой помещения принимая температуру внутри помещения 40 °С, что объясняется теплом, отдаваемым теплообменными аппаратами, а также происходящими внутри помещения технологическими процессами, так как температура грунта в значительной степени меняется в течение года, то расчет разности температур лучше произвести по месяцам и вывести среднее значение. Ниже, в таблице 1 представляем среднемесячную разницу температур.

Таблица 1. Теплотери помещения в зависимости от среднемесячной температуры грунта

Показатель	Температура грунта на глубине 500 см, °С											
	Январь	Февраль	Март	Апрель	Май	Июнь	Июль	Август	Сентябрь	Октябрь	Ноябрь	Декабрь
Среднемес. температура грунта, °С	7,2	5,8	3,4	2,3	3,4	5,8	7,8	8,6	10,6	9,5	8,4	7,9
Разность температур, °С	32,8	34,2	36,6	37,7	36,6	34,2	32,2	31,4	29,4	30,5	31,6	32,1
Теплотери Q, Вт	1388,53	1447,80	1549,40	1595,97	1549,40	1447,80	1363,13	1329,27	1244,60	1291,17	1337,73	1358,90

Далее рассчитываем теплопотери по месяцам для пола и стен, теплопотери через потолок будут нулевые, так как температурный режим в обоих помещениях будет одинаков. Данные вычислений приведены в таблице 1 и на рис. 2 для наглядности.

Среднегодовые потери помещения при выполнении предложенных методов составляют всего 1408,64 Вт*ч. Данный показатель позволяет сделать вывод об очень высокой эффективности предложенных методов и рациональности использования данной конструкции энергокомплекса в сложных климатических условиях.

Рис. 2. Теплопотери помещения в зависимости от среднемесячной температуры грунта

Выводы и рекомендации

Проанализированы существующие варианты и выбран турбоагрегат для энергокомплекса, также описаны его характеристики. Произведен расчет параметров энергокомплекса согласно описанным методикам. Выведены все количественные и качественные показатели основных элементов системы. Произведен расчет выбора материалов и расчет конструкции энергоблока, произведена проверка эффективности предложенных решений согласно результатам исследования.

Исходя из вышеописанных действий, сделан вывод о высокой технической эффективности проекта и о рациональности использования предложенной системы в условиях климата юга Тюменской области.

Данные, полученные благодаря расчетам и анализу в настоящей статье, дают

достаточную базу для технико-экономического обоснования рациональности использования системы.

Список используемых источников

1. Пейль А.К., Андреев Л.Н., Басуматорова Е.А. Повышение эффективности параболического концентратора солнечной энергии // StudNet. - 2020. - Т. 3. - № 11. - С. 111.
2. Андреев Л.Н., Юркин В.В., Басуматорова Е.А. Эффективность применения систем частичной рециркуляции воздуха в свиноводческих помещениях // Известия Оренбургского государственного аграрного университета. - 2020. - № 5 (85). - С. 140-144.
3. Андреев Л.Н., Басуматорова Е.А. Мониторинг состояния воздушной среды вблизи крупных животноводческих комплексов Тюменской области // Известия Оренбургского государственного аграрного университета. - 2020. - № 5 (85). - С. 179-181.
4. Ашихмин А.А., Андреев Л.Н., Суринский Д.О. Влияния электроотпугивателя птиц на энергетическую эффективность производства продукции растениеводства Тюменской области // Сборник статей II всероссийской (национальной) научно-практической конференции "Современные научно-практические решения в АПК". – Тюмень: Государственный аграрный университет Северного Зауралья. - 2018. - С. 290-294.
5. Андреев Л.Н., Басуматорова Е.А. Особенности конструкций электрофилтрат-озонатора в АПК // Молодежь и инновации: Материалы XV Всероссийской научно-практической конференции молодых ученых, аспирантов и студентов. - 2019. - С. 279-283.
6. Андреев Л.Н., Юркин В.В. Разработка системы удаления вредностей из воздушной среды животноводческих помещений // Инновации в сельском хозяйстве. - 2019. - № 4 (33). - С. 223-231.
7. Захидов Р.А., Вайнер А.А. Параболоид гиперболоидные концентрирующие системы и их точность // Гелиотехника. - 1977. - № 1. - С. 42-49.
8. Пейль А.К., Жеребцов Б.В., Шахов В.А. Применение солнечного концентратора для получения тепловой и электрической энергии в условиях климата города Тюмени: Сборник статей II всероссийской (национальной) научно-практической конференции "Современные научно-практические решения в АПК". – Тюмень: Государственный аграрный университет Северного Зауралья. - 2018. - С. 317-320.
9. Ильин Р.А., Шишкин Н.Д. Комплексная оценка эффективности и создание экспериментальной солнечной водонагревательной установки // Альтернативная энергетика и экология. - 2015. - № 21. - С. 1-6.
10. Ефимов Н.Н., Попель О.С., Папин В.В. Нетрадиционная теплоэнергетика. Солнечные энергоустановки. – Новочеркасск: Южно-Российский государственный

Жеребцов Б.В., Басуматорова Е.А. Результаты теоретических исследований адаптации
солнечного энергокомплекса юга Тюменской области

.....
Электронный научно-производственный журнал
«АгроЭкоИнфо»
=====

политехнический университет (НПИ) имени М.И. Платова, 2015. - 147 с.
=====

Цитирование:

Жеребцов Б.В., Басуматорова Е.А. Результаты теоретических исследований
адаптации солнечного энергокомплекса юга Тюменской области [Электрон. ресурс] //
АгроЭкоИнфо: Электронный научно-производственный журнал. – 2021. – №7. –
Режим доступа: http://agroecoinfo.ru/STATYI/2021/7/st_007.pdf.
DOI: <https://doi.org/10.51419/20217007>.