

# ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ОТБОРА ТЕПЛА ЗЕМНЫХ НЕДР ОТ НИЗКОПОТЕНЦИАЛЬНЫХ ИСТОЧНИКОВ



**В. В. Куликов**, профессор ГОУ ВПО «Российский государственный геологоразведочный университет имени Серго Орджоникидзе», канд. техн. наук

**В России тепловые насосы получают все более широкое распространение благодаря своей экологичности, экономичности и эффективности. Положительное влияние в развитии этого направления энергетики оказало издание соответствующей литературы, целого ряда тематических публикаций. Однако во многих источниках дается завышенная оценка эффективности работы тепловых насосов. Причины, приводящие к ошибкам, имеют общую природу и логическое объяснение. Предложенная автором расчетная зависимость для определения КПД теплового насоса позволяет дать обоснованную оценку эффективности его работы.**

**Г**идравлические насосы (насосные установки) различных принципов действия и конструкций (объемные поршневые и винтовые, динамические центробежные, струйные и вибрационные, простейшие водоподъемники – желонки, эрлифты, газлифты и др.), широко применяются при скважинной насосной эксплуатации месторождений полезных ископаемых (нефти, рассолов, воды, жидких руд, сыпучих материалов и др.), позволяя осуществлять откачку вещественного полезного продукта из скважины. Однако по природной сути полезный продукт земных недр может представлять собой не только вещество, но и физическое поле, например, тепловое (температурное).

Устройство, предназначенное для переноса (перекачивания) энергии в форме теплоты из холодной среды (холодных земных недр) в среду с большей температурой (обо-

гретаемое помещение), в литературе получило название «тепловой насос» [5]. Условие наиболее эффективного применения скважинных теплонасосных установок (ТНУ) – наличие подземных водоносных горизонтов со средними скоростями фильтрации не ниже  $10^{-7}$ – $10^{-6}$  м/с [5]. Дополнительной положительной характеристикой тепловых насосов (ТН) является их способность работать в реверсивном режиме на охлаждение помещения в жаркую погоду [1, 8].

Принцип действия, конструкции ТН описаны практически в любом учебнике по технической термодинамике и теплотехнике. Тем не менее, поток ошибочных представлений о величине его КПД в различных публикациях не иссякает. Вопрос расчета КПД теплового насоса в учебных и научных теплотехнических изданиях не рассматривается.

КПД (механический, эффектив-

ный, политропный, полный, объемный, адиабатный, эксергетический [2, 5] и т. д.) является одной из важнейших характеристик эффективности работы механизмов, машин, установок, устройств, реализации различных процессов и пр. Величина КПД показывает, какая часть (в процентах или долях единицы) энергии (работы, мощности, потока теплоты, эксергии), подведенной (т. е. затраченной), например, к машине, будет ею преобразована (произведена) и окажется на выходе из машины [6, 7]. Однако при внешней простоте формулировки применение понятия КПД ( $\eta$ ) к конкретным устройствам, процессам довольно часто вызывает определенные сложности. В результате как в отечественной, так и в зарубежной и в устаревшей, и в современной не только в популярной, но и в специальной, учебной и научной литературе\* встречается утвержде-

\*Вот лишь некоторые примеры подобных некорректных представлений. В т. 10 Технической энциклопедии (2-е изд., М., 1938) на с. 735 утверждается: «Для многоступенчатых компрессоров адиабатический КПД может достигать единицы и больше». Современный крупный механик, автор значимого, получившего положительную оценку акад. Л. И. Седова труда «Инерция», и еще 500 научных работ, изобретатель, популяризатор науки Н. В. Гулиа в интересной книге «Удивительная физика: о чем умолчали учебники» (М., 2005) на с. 262, увы, пишет: «...КПД вашего обогревателя на основе холодильника будет 200–300 %». Известный немецкий физик Р. В. Поль в своей работе «Механика, акустика и учение о теплоте» (Пер. с 16-го нем. изд., М., 1971) на с. 458 приводит пример расчета: «...для идеального предельного случая полной обратимости КПД теплового насоса равен 14,7», т. е. 1470 % (!). Подобными высказываниями изобилует центральная пресса (например, многочисленные публикации д-ра физ.-матем. наук, акад. РАЕН А. Е. Акимова в «МК» – «...КПД может быть сколь угодно высоким, хоть миллионы процентов...», в «АиФ» – «... выпускаются серийные устройства, которые имеют КПД в 150 %...» и др.), а также в популярных журналах [3; 8]. Таких примеров, к сожалению, многие десятки.

История теплового насоса насчитывает без малого 160 лет.

**1852 г.** Уильям Томсон (лорд Кельвин) предложил теплонасосную систему, названную им умножителем тепла. В первых ТНУ в качестве источника тепла использовалось низкопотенциальное тепло земли, воздуха, воды.

**1912 г.** В Швейцарии выдан патент на технологию производства тепловых насосов.

**20–30-е годы XX в.** В Англии создана первая установка для отопления и горячего водоснабжения с использованием тепла окружающего воздуха.

**1930 г.** В США теплонасосной системой оборудовано здание Объединенной штаб-квартиры освещения в Нью-Хэвене, шт. Коннектикут.

**1938–1939 гг.** В Цюрихе (Швейцария) введена в действие первая крупная ТНУ, работавшая с использованием тепла речной воды, ротационного компрессора и хладагента и обеспечивавшая водяное отопление ратуши при температуре в системе 60 °С и мощности 175 кВт.

**1939–1945 гг.** В Швейцарии созданы и запущены еще 9 подобных установок с целью сокращения потребления угля в стране. Некоторые из них успешно проработали до середины 1970-х годов.

**1945 г.** Первый тепловой насос английского производства установлен в г. Норвич в здании объемом 14200 м<sup>3</sup>. Источник тепла - речная вода, температура подаваемой воды 50 °С, хладагент - диоксид серы.

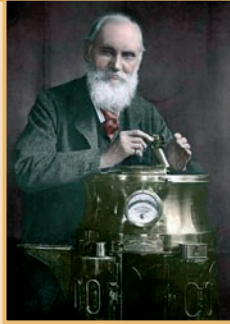
**1952 г.** В США выпущена первая тысяча установок. В стране начался стремительный рост производства ТНУ, достигнувший к 1967 г. 76 тыс. агрегатов. Геотермальный тепловой насос был установлен даже в знаменитом 102-этажном ньюйоркском небоскребе Эмпайр-Стейт-Билдинг на острове Манхэттен.

Мощным толчком к развитию ТНУ послужили энергетические кризисы 1973 и 1978 гг. Сначала системы теплонасосов устанавливались только в домах высшей ценовой категории, но постепенно, за счет внедрения современных технологий, они стали не только общедоступными, но и зарекомендовали себя как экологически чистый и экономичный источник тепловой энергии, представляющий реальную альтернативу традиционным источникам.

Масштабы внедрения тепловых насосов постоянно растут. Ежегодно производство теплонасосных установок (ТНУ) увеличивается на 30–40 %. Тепловые насосы широко распространены в США, Японии и странах Европейского сообщества. Более того, в этих странах установлены строительные нормы, предусматривающие обязательное использование тепловых насосов при строительстве новых домов и зданий. США ежегодно производит около 1 млн тепловых насосов. Примерно 90 % домохозяйств Японии оборудованы тепловыми насосами различных конструкций. В Швеции 70 % отопления приходится на долю тепловых насосов, в том числе ими обеспечивается 12 % городского отопления Стокгольма. В Германии при оборудовании зданий тепловыми насосами предусмотрена господотация за каждый киловатт установленной мощности. В Азии Китай является одним из лидеров по производству тепловых насосов: на их долю приходится 20 % китайского рынка климатического оборудования.

В России в настоящее время более 20 крупных объектов оборудованы ТНУ. Составлены проекты применения скважинных ТНУ в центральных регионах страны, в Сибири. Наибольший интерес к этому виду оборудования проявлен в Краснодарском крае, где гигантскими темпами идет строительство олимпийских объектов. Теплонасосы хорошо зарекомендовали себя в Приморье.

Всего в мире эксплуатируется около 100 млн тепловых насосов. По прогнозам Мирового энергетического комитета к 2020 г. их доля в теплоснабжении достигнет 75 %. Тепловые насосы могли бы сыграть ключевую роль в снижении эмиссии в секторе энергоемких зданий - таков главный вывод 9-й Конференции по тепловым насосам, состоявшейся в мае 2008 г. в Цюрихе (Швейцария). Ее организатором выступило Международное энергетическое агентство (International Energy Agency - IEA). Более 300 участников Конференции - производители, разработчиков, политических деятелей и специалистов в области изучения окружающей среды - обсуждали не только вопросы технического прогресса, стоимости и преимуществ для окружающей среды от применения тепловых насосов, но и политические аспекты, влияющие на продвижение этого вида оборудования в разных регионах мира.



ние:  $\eta > 1$  ( $\eta > 100\%$ ). Но это, в соответствии с законами термодинамики и механики, невозможно ни при каких условиях. Лишь предельное, недостижимое значение КПД может быть равно 1 (при отсутствии трения и других необратимых потерь энергии).

Причины, по которым многими авторами искусственно завышаются значения КПД тепловых насосов и, как следствие, оценка эффективности их работы, имеют некоторое логическое объяснение и рассмотрены на примере расчета КПД гидравлического насоса.

Определение КПД большинства гидравлических насосов и насосных установок, как правило, затруднений не вызывает. Исключением являются скважинные струйные насосные установки, КПД которых зависит от схемы отбора полезного расхода потребителем и может превышать КПД струйного насоса, входящего в состав установки [6; 7].

Рассмотрим вначале две базовые схемы включения в сеть гидравлического объемного (например, шестеренного) насоса.

1. Насос работает при нулевом избыточном давлении во всасывающей магистрали (рис. 1, а), т. е.  $P_{\text{вх}} = 0$  ( $P_{\text{вх}} = \rho gH$ , где  $\rho$  – плотность жидкости;  $g$  – ускорение силы тяжести;  $H$  – высота столба жидкости). В этом случае полный КПД насоса

$$\eta = N_{\text{пр}}/N_3 = N_{\text{вых}}/N_{\text{вх}} = P_{\text{вых}}Q/N_{\text{дв}} = P_{\text{н}}Q/N_{\text{дв}}, \quad (1)$$

где  $N_{\text{пр}}$ ,  $N_3$  – мощность, произведенная самим насосом и затраченная на работу насоса соответственно;  $N_{\text{вых}}$ ,  $N_{\text{вх}}$  – мощность потока жидкости соответственно на выходе и входе насоса;  $P_{\text{вх}}$ ,  $P_{\text{вых}}$  – избыточное давление при входе и выходе соответственно;  $P_{\text{н}}$  – давление, развиваемое насосом;  $Q$  – объемный расход жидкости;  $N_{\text{дв}}$  – мощность, развиваемая двигателем насоса.

Если, например, при работе шестеренного насоса НШ-10  $N_{\text{дв}} = 1 \text{ кВт} = 1000 \text{ Вт}$ ,  $P_{\text{н}} = 30 \text{ ат} = 30 \cdot 10^5 \text{ Па}$ ,  $Q = 14,7 \text{ л/мин} = 2,45 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$ , то в соответствии с (1)  $\eta = 0,735$  ( $\eta < 1$ ).

2. При высоком избыточном давлении, т. е. при  $P_{\text{вх}} > 0$  (рис. 1, б), мощность потока на входе и выходе насоса рассчитывается по формулам:

$$N_{\text{вх}} = P_{\text{вх}}Q + N_{\text{дв}}, \quad (2)$$

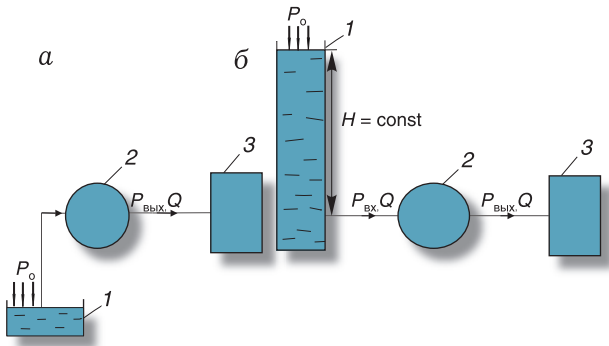
$$N_{\text{вых}} = P_{\text{вых}}Q = (P_{\text{вх}} + P_{\text{н}})Q. \quad (3)$$

Однако в отличие от 1-й схемы, во-первых, не вся мощность, подведенная к входу в насос, затрачена двигателем на его работу: часть ее ( $P_{\text{вх}}Q$ ) произвела внешняя (по отношению к насосу) среда, а именно, столб жидкости, находящейся в емкости. Во-вторых, не вся мощность на выходе произведена самим насосом: та же ее часть ( $P_{\text{вх}}Q$ ) была передана из внешней среды, т. е.  $N_{\text{пр}} \neq N_{\text{вых}}$ ,  $N_3 \neq N_{\text{вх}}$ . Следовательно

$$N_3 = N_{\text{дв}}, \quad (4)$$

$$N_{\text{пр}} = (P_{\text{вых}} - P_{\text{вх}})Q = P_{\text{н}}Q. \quad (5)$$

Формальный путь нахождения КПД, не учитывающий все вышесказанное (затратили на входе мощность  $N_{\text{вх}} = N_3 = N_{\text{дв}}$ , получили на выходе из насоса мощность  $N_{\text{вых}} = P_{\text{вых}}Q$ ,  $N_{\text{вых}} > N_{\text{вх}}$ ), приводит к ошибочному выражению:



**Рис.1. Схемы работы гидравлического объемного насоса на потребителя:**

*a* – при нулевом избыточном давлении во всасывающей линии; *б* – при высоком избыточном давлении во всасывающей линии; 1 – емкость; 2 – насос; 3 – потребитель;  $P_0$  – атмосферное давление;  $P_{вх}$ ,  $P_{вых}$  – избыточное давление при входе и выходе насоса соответственно;  $Q$  – объемный расход жидкости;  $H$  – высота столба жидкости

$$\eta = N_{\text{вых}}/N_{\text{вх}} = N_{\text{вых}}/N_3 = P_{\text{вых}}Q/N_3 = (P_{\text{вх}} + P_{\text{н}})Q/N_{\text{дв}} \quad (6)$$

Прежние исходные значения  $Q$  и  $P_{\text{н}}$  при  $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ ,  $g = 9,81 \text{ Н/кг}$ ,  $H = 200 \text{ м}$  и тех же затратах мощности  $N_{\text{дв}}$  при подсчете по формуле (6) дают  $\eta = 1,22$ , т. е.  $\eta > 1$ , что является ошибочным результатом.

Ошибка заключается в том, что в выражении (6) излишне учтено давление  $P_{\text{вх}}$ , развиваемое внешней средой, а не насосом. Именно такая смысловая ошибка встречается в ряде работ при определении КПД теплового насоса.

Правильное выражение имеет вид:

$$\eta = N_{\text{пр}}/N_3 = (P_{\text{вых}} - P_{\text{вх}})Q/N_{\text{дв}} = P_{\text{н}}Q/N_{\text{дв}} \quad (7)$$

Как видим, выражения (1) и (7) эквивалентны и дают в результате  $\eta = 0,735$ .

Скважинная теплонасосная установка, работающая по циклу парокомпрессионной машины на обогрев помещения от низкопотенциальных источников теплоты земных недр, устроена следующим образом (рис. 2). В скважину опущен U-образный пластмассовый трубопровод, по которому с помощью насоса по замкнутой схеме циркулирует скважинный теплоноситель – незамерзающая при низких температурах жидкость (смесь воды с антифризом, тосол, рассол), охлаждаемая в испарителе теплового насоса, расположенном на поверхности. Поток теплоты (теловая мощность) от горных пород и подземных вод через подогретый ими скважинный теплоноситель передается в испаритель хладагенту, находящемуся в состоянии влажного пара. В результате жидкая фаза хладагента, имеющая низкую температуру кипения, испаряется, снижая, тем самым, степень сухости влажного пара. Далее хладагент направляется в компрессор, где сжимается, увеличивая собственную температуру, а затем – в конденсатор (охладитель). В конденсаторе хладагент охлаждается и становится жидким. Из конденсатора теплота передается теплоносителю системы отопления и обогреваемому помещению. Наиболее эффек-

тивной при совместной работе с теплонасосной установкой является лучистая (инфракрасная) система отопления – теплые полы, стенные и потолочные панели [1, 8]. Из конденсатора жидкий хладагент направляется в дроссельный вентиль, на выходе из которого принимает вид влажного пара низкой температуры, и далее поступает в испаритель. Затем цикл повторяется.

Для процессов теплопередачи через стенки круглоцилиндрических трубопроводов теплонасосной установки можно записать [9]:

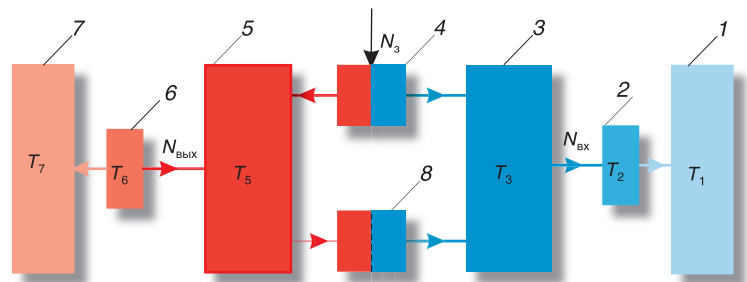
$$N = K\pi l|\Delta T|, \quad (8)$$

где  $N$  – поток теплоты в соответствующем процессе теплопередачи;  $l$  – длина трубопровода;  $|\Delta T|$  – температурный напор;  $K$  – линейный коэффициент теплопередачи, определяемый по формуле

$$K = \left( \frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2} \right), \quad (9)$$

где  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$  – коэффициенты теплоотдачи систем «внешний агент – наружная стенка трубопровода» и «внутренняя стенка – внутренний агент» соответственно;  $d_1$ ,  $d_2$  – наружный и внутренний диаметры трубопровода;  $\lambda$  – теплопроводность материала трубопровода.

Работа скважинного теплового насоса на потребителя по смыслу во многом аналогична работе гидравлического насоса по второй схеме (см. рис. 1, б): тепловой насос также на выходе выдает больше энергии, чем затрачивается двигателем компрессора на его работу [5], т. е.  $N_{\text{вых}} > N_3$ . Это объясняется тем, что часть энергии (в форме теплоты) скважинная теплонасосная установка забирает от холодных земных недр и переносит в отапливаемое помещение. Но это совершенно не означает, что КПД теплового насоса больше единицы! Главная ошибка при определении КПД теплового насоса (что якобы  $\eta > 1$ ) та же, что и в уравнении (6):  $\eta \neq N_{\text{вых}}/N_3$ . Многие авторы ошибочно принимают за КПД насоса отопительный коэффициент  $E_{\text{от}}$ , откуда  $\eta > 1$ . Но это разные вели-



**Рис. 2. Структурная блок-схема скважинной теплонасосной установки, работающей на обогрев помещения:**

1 – источник теплоты (холодные земные недр); 2 – скважинный теплоноситель; 3 – холодный хладагент в испарителе (морозильнике); 4 – компрессор; 5 – горячий хладагент в конденсаторе (охладите, теплообменнике); 6 – теплоноситель системы отопления; 7 – приемник теплоты (обогреваемое помещение); 8 – дроссельный вентиль;  $N_{\text{вх}}$ ,  $N_{\text{вых}}$  – поток теплоты (теловая мощность) на входе и выходе из теплового насоса соответственно;  $N_3$  – мощность, затраченная на привод компрессора;  $T_1$ ,  $T_2$ ,  $T_3$ ,  $T_5$ ,  $T_6$ ,  $T_7$  – абсолютная температура источника теплоты, скважинного теплоносителя, холодного хладагента, горячего хладагента, теплоносителя системы отопления и приемника теплоты соответственно ( $T_1 > T_2 > T_3$ ,  $T_5 > T_6 > T_7$ )

чины. Отопительный коэффициент всегда больше единицы [5], а КПД всегда меньше. При работе скважинной теплонасосной установки имеют место следующие средние значения:  $E_{от} = 2,1 \div 2,4$ ;  $\eta = 0,35 \div 0,4$ .

Отопительный коэффициент, или коэффициент теплоиспользования, или коэффициент преобразования теплового насоса

$$E_{от} = N_{вых} / N_3 = E + 1, \quad (10)$$

где  $E$  – холодильный коэффициент, причем  $E > 1$  и  $E > \eta$  [5].

Следовательно, для корректной оценки эффективности работы теплового насоса по величине его КПД необходимо, по аналогии с выражением (7), произведенную мощность рассматривать как разницу выходного потока теплоты (тепловой мощности) и входного теплового потока (тепловой мощности), поступившего из скважины. Тогда уравнение для определения КПД (эффективного, или эксергетического) теплового насоса, работающего на обогрев, примет вид:

$$\eta = \frac{N_{пр}}{N_3} = \frac{(N_{вых} - N_{вх})}{N_3} = \frac{(|q_{вых}| - q_{вх})M}{N_3}, \quad (11)$$

где  $M$  – массовый расход хладагента;  $q_{вых}$ ,  $q_{вх}$  – удельная теплота, отводимая от горячего хладагента ( $q_{вых} < 0$ ) и подводимая к холодному хладагенту ( $q_{вх} > 0$ ) соответственно, при изменении агрегатного состояния хладагента ( $q$  – удельная теплота фазового перехода);  $N_3$  – затраченная мощность (для циклов воздушных, парокompres-

сионных и термоэлектрических машин) или затраченный тепловой поток (для циклов парожеткорных и абсорбционных машин [5]).

Значения  $q_{вых}$  и  $q_{вх}$  рассчитываются (принимаются) в зависимости от вида термодинамического процесса отвода и подвода теплоты, происходящего в тепловом насосе, и параметров состояния хладагента. Тогда в наиболее общем виде, окончательно можно записать:

$$\eta = E_{от} - q_{вх} M / N_3. \quad (12)$$

Полученное решение позволяет дать аргументированную, корректную оценку эффективности отбора теплоты от низкопотенциального источника – холодных земных недр. ■■■

### Assessment of the efficiency of underground heat extraction from low-grade sources

V. V. Kulikov

In the literature the efficiency of heat pump operation is overestimated in many cases. The author analyzes and explains the causes of wrong estimates. The method proposed in the article for the calculation of the efficiency of a heat pump provides for realistic estimates of heat pump performance.

Key words: heat pump, heat pump plant, heat pump efficiency, coolant, low-grade heat source, bottom hole heat pump system, well coolant, well heat-transfer fluid, cooling factor, heating factor.



#### Список литературы = References

1. Азаров А. И., Алексеев В. П., Быков А. В. и др. Холодильные машины: Справочник. М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982. = A. I. Azarov, V. P. Alekseev, A. V. Bykov et al. Refrigeration machines: Reference Book. М.: Legkaya i Pishchевaya Promyshlennost, 1982 (in Russian).
2. Бродянский В. М. Эксергетический метод термодинамического анализа. М.: Энергия, 1973. = V. M. Brodyanskiy. Exergy method of thermodynamic analysis. М.: Energiya, 1973 (in Russian).
3. Бродянский В. М. Энергия: проблема качества // Наука и жизнь. 1982. № 3. С. 88–95. = V. M. Brodyanskiy. Energy: Quality problem // Nauka i Zhizn. 1982, № 3, pp. 88–95 (in Russian).
4. Калинин М. И., Кудрявцев Е. П. Подземное тепло // Государственное управление ресурсами. 2008. № 3. С. 40–49. = M. I. Kalinin, E. P. Kudryavtsev. Underground heat // Gosudarstvennoe Upravleniye Resursami. 2008. № 3, pp. 40–49 (in Russian).
5. Кириллин В. А., Сычев В. В., Шейндлин А. Е. Техническая термодинамика. – М.: Наука, 1979 = V. A. Kirillin, V. V. Sychev, A. E. Sheindlin. Engineering thermodynamics. М.: Nauka Publishers, 1979 (in Russian).
6. Куликов В. В. Коэффициенты полезного действия скважинных центробежных и водоструйных насосов и насосных установок // Изв. вузов. Геология и разведка. 2008. № 3. С. 72–74. = V. V. Kulikov. Efficiency of bottom hole centrifugal and water-jet pumps and pumping plants // Izv. VUZov Geologiya i Razvedka. 2008. № 3, pp. 72–74 (in Russian).
7. Куликов В. В. Расчет коэффициентов полезного действия скважинных нефтяных насосов и установок центробежного и струйного принципов действия // Бурение и нефть. 2008. № 1. С. 30–32. = V. V. Kulikov. Calculating the efficiency of bottom hole oil pumps, centrifugal and jet pumps and pumping plants // Bureniye i Neft. 2008. № 1. pp. 30–32 (in Russian).
8. Макаров О. Чукотский холодильник // Популярная механика. 2008. № 8. С. 78–81. = O. Makarov. Chukchee Refrigerator // Populyarnaya Mekhanika. 2008. № 8. pp. 78–81 (in Russian).
9. Михеев М. А., Михеева И. М. Основы теплопередачи. М.: Энергия, 1973. = M. A. Mikheev, I. M. Mikheeva. Heat transfer principles. М.: Energiya, 1973 (in Russian).