

$$q_{кр} = 0,223 \cdot 10^7 \left[\frac{Вт}{м^2} \right]$$

Максимальный тепловой поток в перемычке составил $q = 1.009 \cdot 10^6 \left[\frac{Вт}{м^2} \right]$.

Заключение

В ходе проведенной работы определено температурное поле крышки цилиндра судового двигателя. Выполненная модификация позволила изменить структуру потока жидкости в полости охлаждения. Определены зоны смешанного теплообмена, включающие как конвективную составляющую теплового потока, так и составляющую, возникающую за счет испарения жидкости с поверхности. Результаты расчета сопоставлены с результатами проводившегося ранее физического эксперимента.

Показана эффективность применения численного моделирования при решении задач определения температурного поля крышек цилиндров в сопряженной постановке.

Список литературы:

1. Оболонный И.В. Исследование влияния контактного теплообмена в элементах головок цилиндров дизелей на их тепловую напряженность: дис... канд. техн. наук / И.В. Оболонный. – М., 1991. – 213с. 2. Dawson S. *Compacted Graphite Iron: Mechanical and Physical Properties for Engine Design*, VDI Conference on Materials in Powertrain (Werkstoff und Automobilantrieb), Dresden, Germany, (October 1999). 3. Xu X. *The integration of CAD/CAM/CAE based on multi model technology in the development of cylinder head* / Xu X., Weiss Ul. // *International Journal of Automotive Technology*. – Vol. 3. – No. 2. – pp. 47-52 (2002). 4. Lee H. S. *A Study on Convection and Boiling Heat -Transfer Modes in a Standard Engine Cooling System* / H. S. Lee and L. W. Cholewczynski // *SAE VTMS6*. – Brighton. – UK. – 2003. 5. Andrew T. o'Neill. *Ex-*

perimental determination of convection boiling curves for water and ethylene glycol in rectangular channel with localized heating / Andrew T. o'Neill // *Western Michigan University Kalamazoo*. – Michigan. – 2005. 6. Gopinath R. Warriar. *Heat Transfer and Wall Heat Flux Partitioning During Subcooled Flow Nucleate Boiling* / Gopinath R. Warriar, Vijay K. Dhir // *Journal of Heat Transfer*. – DECEMBER 2006. – Vol. 128. – p. 1243-1256. 7. Колтин И.П. Отложения на теплоотдающих поверхностях деталей камеры сгорания как одно из препятствий форсирования ДВС / И.П. Колтин // *Двигателестроение*. – 1981. - №12. – с.9-10. 8. Бундин А.А. Расчет рельефа накипи и ее учет при решении температурных задач головки и гильзы цилиндра / А.А. Бундин // *Двигателестроение*. – 1986. – №7. – с.18-20. 9. Иващенко Н.А. Расчетное исследование теплового состояния днища крышки цилиндра дизеля / Н.А. Иващенко, Ю.И. Сазонов // *Теплонапряженность поршневых двигателей: Межвуз. Тематический сб.* – 1979 – №8. – с.41-45. 10. Frank Th. "Multiphase Flow Modeling and Simulation with Application to Water-Vapor Flows Through Fuel Rod Bundles of Nuclear Reactors" Workshop on Modeling and Measurements of Two-Phase Flows and Heat Transfer in Nuclear Fuel Assemblies Division of Nuclear Reactor Technology, School of Engineering Sciences, KTH, Stockholm, Sweden, 10-11 October 2006. 11. Zieher F. *Thermal Mechanical Fatigue Simulation of Cast Iron Cylinder Heads* / F. Zieher, F. Langmayr, A. Jelatancev, K. Wieser // *SAE 2005 World Congress*. – 2005. – p.12. 12. Blazek, J. *Computational fluid dynamics: principles and applications*. Elsevier Science, – 2001. – p.440. 13. Руссинковский С.Ю. Моделирование теплового состояния крышек цилиндров высокофорсированных транспортных дизелей на тепловом стенде: дис... канд. техн. наук / С.Ю. Руссинковский. – М., 1986. – 221с. 14. Мягков Л.Л. Моделирование теплового состояния крышки цилиндра дизеля с учетом течения жидкости в полости охлаждения / Мягков Л.Л., Маластовский Н.С. // *Труды 16 школы семинара под руководством академика РАН А.И.Леонтьева Санкт-Петербург, 21-25 мая 2007г.* – 2007. т.2. 578с. (с. 174-178). 15. Исаченко В.П. *Теплопередача [2-е изд., доп.]* / Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. – М: Атомиздат, 1979. – 415с.

УДК. 629.113

Г.П. Подзноев, канд. геол.-мин. наук, У.А. Абдулгасис, д-р техн. наук

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО РЕГЕНЕРАТИВНОГО ЦИКЛА Н-ДИЗЕЛЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ЭНЕРГОНОСИТЕЛЯ НА ОСНОВЕ ГИДРИДА АЛЮМИНИЯ

Постановка проблемы

Осознание неизбежности грядущего истощения природных запасов углеводородного сырья определяет бурную активизацию исследований по разработке технологий альтернативного энергообеспечения транспорта. В автомобильном секторе практиче-

ски большинство производителей признало перспективность водорода в качестве возобновляемого универсального и высокоэффективного энергоносителя, активно разрабатывая концептуальных моделей авто на водородном топливе. Водород привлекает неисчерпаемостью своих природных ресурсов и безу-

пречной экологичностью, не нарушая природный кругооборот в системе «вода → (водород + кислород) → вода».

Практически энергетические корпорации вкладывают огромные средства в престижные водородные программы, а ряд мировых авто- производителей уже имеют по несколько опытных концепткаргов. Так, По данным интернет-сайтов "Дженерал моторс" намечает массовое производство альтернативных автомобилей. "Тойота" продает водородные авто малыми партиями. Германско-американский "Даймлер-Крайслер" испытал концепт автомобиль пятого поколения Nesaг-5.

В качестве автомобильного топлива водород может использоваться в двух видах силовых установок: в топливных элементах, которые вырабатывают ток для питания электродвигателей, или непосредственно в двигателях внутреннего сгорания. В последнем случае (BMW 750hL) преимущество состоит в том, что двигатели могут работать на любом из двух видов топлива - на бензине или водороде, позволяя эффективнее использовать существующую производственную и коммуникационную инфраструктуру. Работая в водородном режиме, двенадцатицилиндровый двигатель этой модели с рабочим объемом 6,0 литров развивает мощность в 260 л.с. и максимальный крутящий момент 390 Нм при 4 300 мин⁻¹, разгоняясь с места до 100 км/ч за 9,5 секунд. Водородный бак вмещает около 8 кг сжиженного водорода, отдельный бензиновый бак имеет объем 74 л.

Фирма «Ford» установила на модели Focus C-MAX водородный ДВС (H2 ICE). В качестве основы был использован 2,3-литровый четырехцилиндровый 110-сильный (82 кВт) бензиновый двигатель. Сжатый водород размещался под давлением 350 бар в трех баках общим объемом 119 литров (2,75 кг) что позволяло автомобилю пройти 200 км.

Более эффективными считаются водородные системы с топливными элементами (ТЭ), поскольку КПД у них вдвое больше, чем у ДВС, и, следовательно, они обеспечивают вдвое больший пробег на каждый килограмм водорода.

GM оснастила модель Chevrolet Equinox Fuel Cell мощными электромоторами и никель-металлогидридными тяговыми аккумуляторами, заряжаемыми от топливных элементов мощностью 93 киловатта. Водород хранится в углепластиковых баллонах под давлением до 700 атм. Одной заправки

Equinox Fuel Cell (а это всего 4,2 килограмма водорода) хватает на 320 километров пробега.

Аналогично сконструированы модели Honda Civic FCX и DM Hy-Wire, с водородом, помещенным в специальные сверхпрочные баллоны объемом 150–160 дм³ под давлением 35 МПа. Масса H₂ при этом составляет всего 4,5–4,9 кг (570 МДж), способных обеспечить всего 400–450 км пробега.

Компанией Suzuki разработан новый концепт SX4-FCV на ТЭ. на основе внедорожника Suzuki SX4. Водород хранится в жидком виде в специальном баке. Дополнительным источником питания служит небольшой конденсатор, в котором хранится восстановленная тормозная энергия для использования во время разгона. Двигатель имеет мощность 92 л.с. и может проехать без дозаправки до 250 км при максимальной скорости 150 км/ч.

Как следует из приведенного выше краткого обзора, водород прочно вошел в приоритеты концепции развития технологии автомобильного производства. В совокупности финансирование этих проектов уже превысило \$15 млрд. и планируется дальнейшее увеличение ассигнований на проработку всей звеньевой системы технологической, производственной и коммуникационной структуры. По ориентировочным данным на это потребуется не менее \$600–700 млрд. в ближайшие 10–15 лет

В то же время водород как энергоноситель, несмотря на все свои теплотехнические и экологические преимущества, обладает весьма серьезными проблемами, практически неразрешимыми в разработанных концепциях. Самая серьезная из них - емкость топливного бака. Водород обладает весьма низкой объемной энергоемкостью и плотностью. Поэтому для его хранения и перевозки необходимо поддерживать очень высокое давление или весьма низкие температуры, что мало приемлемо для автомобильных двигателей. Водород весьма взрывоопасен в смеси с кислородом воздуха и наличие под сиденьем его сжатого до 35 МПа заряда, с взрывным потенциалом около 90 кг в тротиловом эквиваленте, психологически весьма опасно в современном неуравновешенном мире.

Пути решения проблемы

Одним из наиболее перспективных путей решения проблемы представляется использование ряда гидридов металлов. Наиболее интересен в этом отношении гидрид алюминия (AlH₃), в условном

объеме которого (150 дм³) содержится 22,2 кг водорода с энергопотенцией около 2665 МДж [1]. Набольший энергосвыход получается при гидролизе АН₃. При этом из его первоначального объема в 150 дм³ АН₃ можно получить уже 44,4 кг газообразного Н₂ с энергопотенцией 5370 МДж, что выше таковой для 150 дм³ бензина (5060 МДж). Кроме этого при гидролизе выделяется значительное количество тепловой энергии (16,0–18,0 МДж/кг АН₃, или около 3700 МДж в варианте 150 дм³ АН₃). Таким образом, полный энергопотенциал АН₃ может достигать 9000 МДж, что в 1,8 раза выше адекватного по объему бензина или в 15,8 раза выше, для сжатого до 35 МПа водорода [1]. В работе [2] рассмотрен идеальный термодинамический цикл Концепт-ДВС Н-Дизель, в который перед адиабатным сжатием введен предварительный процесс гидролиза АН₃ оборотной водой, получаемой при конденсации пара отходящих газов. Обратная вода к тому же регенерирует тепло отработанных газов, позволяя приближать цикл Н-Дизеля к регенеративному циклу Карно.

В работе [3] проведен расчет основных термодинамических характеристик и параметров идеального цикла Н-Дизеля с гидридом алюминия в качестве базового энергоносителя, показавший значительное увеличение количества полезной работы и термического КПД цикла при более мягких параметрических состояниях рабочего тела в цилиндре

Задачи исследований

В задачу проведенных исследований входило математическое моделирование идеализированного цикла Н-Дизеля, с целью оптимизации его основных параметрических характеристик и уровня их адекватности традиционному циклу Дизеля. Упрощенное моделирование проводилось по стандартной схеме, как и для традиционных идеальных циклов ДВС. За основу термодинамического расчета принята масса АН₃ (0,1268 г.), близкая по тепловыделению дизельному топливу за один полный термодинамический цикл (0,114 г) и равная по тепловому эквиваленту 5000 Дж. Из указанной пропорции до 40 % теплоты (1958 Дж) в цикле Н-Дизеля получается за счет гидролиза АН₃ и 60 % (3042 Дж) - при сгорании водорода.

В первой серии расчетов основной задачей ставилось количественное определение температуры и давления в точках смены термодинамических процессов, выводимой теплоты, термического КПД и

полезной работы цикла в зависимости от значений основных задаваемых характеристик - степени сжатия (в вариантах обычной для ДВС размерности - 10, 15, 20 и 25), и количества добавочной воды на гидролиз АН₃ в вариантах с 2,0; 3,0; 4,0; 5,0 и 6,0 граммами на одну порцию энергоносителя. Также определено количество теплоты вводимой в процесс за счет гидролиза. На основании сравнения рассчитанных моделей были выбраны наиболее оптимальные по основным параметрическим характеристикам варианты (отмечены жирным шрифтом в табл. 1).

Результаты исследований

Как следует из приведенных в табл. 1 результатов первой серии термодинамических расчетов, прослеживается ряд достаточно определенных тенденций в зависимости термодинамических параметров от вводимых в процесс Н-Дизеля технологических характеристик степени сжатия (в вариантах обычной для ДВС - размерности 10, 15, 20 и 25), и количества добавочной воды). воды на гидролиз АН₃ в вариантах с 2,0; 3,0; 4,0; 5,0 и 6,0 граммами на одну порцию энергоносителя. Также определено количество теплоты вводимой в процесс за счет гидролиза. На основании сравнения рассчитанных моделей были выбраны наиболее оптимальные по основным параметрическим характеристикам варианты (отмечены жирным шрифтом в табл. 1).

Температура в цикле Н-Дизеля перед адиабатным сжатием существенно отличается повышенным значением в сравнении с циклом дизеля вследствие ввода теплоты гидролиза вместе с паро-водородной фазой. Для варианта 1 с введением в цикл 2 г добавочной воды температура рабочего тела достигает 870⁰К против стандартных 298 для Дизеля (вариант 0), устойчиво снижаясь при увеличении количества добавочной воды. Но даже в условно граничном варианте с 6-ю граммами вводимой воды ее значение почти в два раза превышает стандартный вариант. Подобная особенность Н-Дизеля является ключевым фактором существенного увеличения термического КПД цикла. Кроме этого повышенная температура в начале цикла способствует более высокому ее значению и в конце адиабатного сжатия, повышая скорость и полноту сгорания топливной смеси. Температура паро-водородной смеси (аналог сжатого воздуха в обычном Дизеле) в каждом подварианте закономерно возрастает при повышении степени сжатия и снижается при увеличении массы подаваемой воды, оставаясь выше таковой обычного Дизеля.

Таблица 1. Численные значения параметрических характеристик Н-Дизеля в зависимости от степени сжатия и количества подаваемой воды

цикл	Дизель	Н-Дизель								
вариант	0	1	2	3	4	5	6	7	8	
H ₂ O		2,0 г				3,0 г				
ε	17	10	15	20	25	10	15	20	25	
q ₁	5083	4899	4899	4899	4899	4932	4932	4932	4932	
ρ	2,642	1,323	1,29	1,269	1,254	1,291	1,26	1,241	1,227	
t ₂	298,0	870	870	870	870	703	703	703	703	
t ₃	850,0	1609	1771	1882	1973	1335	1471	1570	1648	
t ₄	2246	2130	2282	2388	2475	1724	1853	1949	2023	
t ₅	1096	1267	1106	1050	1009	933	874	832	801	
p ₂	1,0	2,9	2,9	2,9	2,9	2,36	2,36	2,36	2,36	
p ₃₋₄	48,5	54,2	69,1	126,4	165,2	44,8	74,0	105,4	138,5	
p ₅	3,68	4,0	3,7	3,5	3,4	3,13	2,9	2,8	2,7	
q ₂	1995	1267	941	719	544	1252	918	688	520	
η _t	0,607	0,741	0,808	0,853	0,889	0,746	0,814	0,861	0,895	
Работа	3084	3632	3958	4180	4355	3677	4014	4244	4412	
цикл	Н-Дизель									
вариант	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
H ₂ O	4 г				5 г			6 г		
ε	10	15	20	25	10	15	20	25	20	25
q ₁	4949	4949	4949	4949	4959	4959	4959	4959	4967	4967
ρ	1,263	1,234	1,217	1,204	1,24	1,314	1,197	1,186	1,169	1,181
t ₂	613	613	613	613	555	555	555	555	515	515
t ₃	1180	1304	1393	1467	1078	1192	1278	1346	1198	1265
t ₄	1490	1608	1696	1766	1336	1447	1531	1596	1415	1479
t ₅	790	743	710	684	699	658	631	608	577	557
p ₂	2,1	2,1	2,1	2,1	1,86	1,86	1,86	1,86	1,73	1,73
p ₃₋₄	39,6	65,7	93,6	123,2	36,1	59,9	85,7	116,7	80,5	106,1
p ₅	2,6	2,5	2,4	2,3	2,3	2,2	2,1	2,1	1,9	2,1
q ₂	1208	881	653	476	1189	841	621	432	590	400
η _t	0,756	0,822	0,868	0,904	0,76	0,83	0,875	0,913	0,881	920
Работа	3741	4068	4295	4473	3770	4116	4339	4527	4377	4569

Для более эффективных вариантов с подаваемой водой 5 и 6 г разница температур рабочего тела достигает 650-750⁰К, что свидетельствует как о пониженном термическом напряжении в рабочем цилиндре, так и об относительно меньших потерях тепла через стенки цилиндра. Еще выше различие между обычным Дизелем и Н-Дизелем при сравнении температур отработанных газов, почти вдвое меньшая для Н-Дизеля в вариантах с подачей добавочной воды на гидролиз в количестве 5 - 6 г (варианты 16-18).

В целом термодинамический цикл Н-Дизеля характеризуется значительно более мягкими термическими условиями работы цилиндра с меньшими теплотерями через его стенки. В последнем случае существенно упрощается система охлаждения двигателя, в которой практически отпадает необходимость при включении ее в систему регенерации теплоты путем

пропускания конденсатной воды через водяную «рубашку» ДВС.

Давление в цикле Н-Дизеля в противовес температуре имеет более высокие значения практически во всем диапазоне задаваемых технологических характеристик, что и определяет более высокую мощность цикла по выполняемой работе. Особенно значительно повышается давление при степени сжатия более 20 и подаче добавочной воды на гидролиз менее 5 г, (варианты со значением выше 110-120 МПа). Оптимальным диапазоном величины давления и определялись наиболее номинально эффективные варианты, которые условно принимались в диапазоне 90-110 МПа. В общем виде более высокие давления в данном случае обусловлены его повышением перед адиабатным сжатием.

Термический КПД цикла Н-Дизеля для всех

вариантов расчета существенно превышает таковой традиционного Дизеля, устойчиво возрастая при увеличении степени сжатия и количества подаваемой на гидролиз воды.

Выполняемая работа аналогично термическому КПД устойчиво повышается при увеличении степени сжатия, количества добавочной воды, уменьшении значения степени предварительного расширения и снижения выводимой теплоты.

Во второй серии расчетов, в диапазоне наиболее оптимальных сочетаний параметров, определялось влияние на основные параметры и характеристики цикла Н-Дизеля степени регенерации теплоты. По выбранным оптимизированным вариантам первой серии проведены уточнения параметрических характеристик по той же методике, с учетом выводимой из цикла после адиабатного расширения и совершения полезной работы, количества теплоты. Для последней предусматривалось возвращение на

стадию гидролиза с помощью добавочной воды, получаемой при конденсации отходящей парогазовой фазы, с последующим прохождением через противоточный трубчатый теплообменник, где вода нагревается за счет теплоты отходящих газов.

Расчетные данные (табл. 2) показывают, что адекватно количеству вводимой регенерируемой теплоты, происходит увеличение значений всех параметрических характеристик цикла в соответствующих вариантах с сохранением выявленных по первой серии расчетов закономерностей. При этом по оптимальному сочетанию термодинамических параметров, значений термического КПД и совершаемой работы можно выделить два наиболее эффективных варианта (Р-6 и Р-7) для цикла Н-Дизеля с регенерацией теплоты, ограничиваемых степенью сжатия 20-25 при количестве добавочной воды в пределах 4-6 г.

Таблица 2. Численные значения параметрических характеристик Н-Дизеля в зависимости от степени сжатия, количества подаваемой воды и регенерируемой теплоты

Цикл	Н-Дизель									
	Вариант	Р-1	Р-2	Р-3	Р-4	Р-5	Р-6	Р-7	Р-8	Р-9
ε		15			20					25
H ₂ O		2	3	4	2	3	4	5	6	6
q _{реген.}		700	700	700	500	500	500	500	450	300
q ₁		5561	5606	5629	5372	5413	5434	5448	5408	5260
ρ		1,239	1,219	1,201	1,234	1,212	1,195	1,178	1,166	1,6
t ₂		1051	835	716	1000	798	686	616	562	549
t ₃		2072	1699	1487	2111	1743	1530	1396	1202	1331
t ₄		2568	2071	1786	2605	2113	1827	1645	1506	1544
t ₅		1252	980	827	1152	906	767	680	616	583
p ₂		3,5	2,8	2,4	3,4	2,7	2,3	2,1	1,9	1,84
p ₃₋₄		104,4	85,5	74,5	141,8	117,1	102,5	93,8	87,3	111,8
p ₅		3,7	3,3	2,8	3,9	3,0	2,6	2,1	1,8	1,96
q ₂		818	799	765	608	585	545	525	515,8	353
η_t		0,853	0,858	0,864	0,887	0,892	0,900	0,904	0,905	0,933
Работа		4744	4807	4864	4763	4828	4889	4923	4892	4907

Выводы и рекомендации

Проведенные исследования однозначно показали более высокую эффективность Н-Дизеля. при практически полном его соответствии условиям и режимам работы традиционного Дизеля, что позволяет в принципе создать систему, работающую как на водороде, так и на дизтопливе. Это позволит в определенной мере сохранить существующую инфраструктуру транспортного сектора экономики.

Упрощенный расчет показывает, что при условно принятой единичной топливной порции диз-

топлива 0,114 г (0,143 см³) и совершаемой при этом работе 3083 Дж адекватное этому количеству гидроксида алюминия по величине совершаемой работе в вариантах Р4 и Р5 составит 0,08 г. При условной топливной емкости 150 дм³ в ней будет сосредоточено 120 кг дизтоплива или 217 кг AlH₃, энергопотенция которых по одинаково выполняемой работе (369,9 МДж/час при 2000 оборотах двигателя в мин) составит соответственно 3245 и 8362 МДж. Таким образом, при одинаковой топливной емкости автомобиль на дизтопливе проработает около 9 часов (750 км), а

на гидриде алюминия – 22 часа (1800 км), что тем более эффективнее в сравнении с концепцией со сжатым водородом даже в варианте с ТЭ. Кроме этого нет необходимости в значительной перестройки существующей производственной инфраструктуры.

Следующий этап исследований должно стать разработки проекта экспериментального стенда, конструктивно отображающего дизельный модуль, способный работать как на углеводородном, так и алюмогидридном энергоносителе. Параллельно необходимы дополнительные опытно-экспериментальные исследования по разработке эффективной технологии получения алюмогидрида.

УДК 66.045.1:621.5

А.Н. Ганжа, канд. техн. наук, Н.А. Марченко, канд. техн. наук

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РЕСУРСА ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЕЙ КОМПРЕССОРНЫХ УСТАНОВОК С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ИМИТАЦИОННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

Введение. В различных отраслях промышленности, энергетике, агропромышленном комплексе широко используется компрессорное оборудование. Такие установки предназначены для производства сжатого воздуха, других технических газов, а также используются в качестве силовых агрегатов для перекачивания природного газа и других веществ. Компрессорные установки и станции являются одними из наиболее энергоёмких агрегатов. Как известно, для снижения затрат электроэнергии или топлива, потребляемых компрессорами, используется многоступенчатое сжатие среды с промежуточным ее охлаждением в теплообменных аппаратах – воздухоохладителях [1]. На компрессорных станциях для обеспечения требуемых параметров и качества сжатой среды кроме промежуточных устанавливаются также предвключенные и концевые воздухоохладители. Охлаждающей средой может быть, как атмосферный воздух, так и другие газы, циркуляционная, сетевая вода и другие вещества. При охлаждении атмосферным воздухом теплота, отведенная от сжимаемой среды, в основном бесполезно рассеивается непосредственно в атмосферу, способствуя ее тепловому загрязнению. При охлаждении циркуляционной водой эта теплота также сбрасывается через системы оборотного охлаждения (водоемы, градирни) в окружающую среду. В последнее время с появлением когенерации большое внимание уделяется

Список литературы:

1. Подзноев Г.П. Металлогидридные системы энергообеспечения транспорта / Г.П. Подзноев, У.А. Абдулгасис. // Двигатели внутреннего сгорания. - 2007. – С. 32-36.
2. Подзноев Г.П. Возможности повышения эффективности термодинамического цикла Дизеля путем использования альтернативного энергоносителя / Г.П. Подзноев, У.А. Абдулгасис // Двигатели внутреннего сгорания. - № 1. - 2007. – С. 87-91.
3. Подзноев Г.П. Термодинамические особенности регенеративного цикла Н-дизеля с использованием энергоносителя на основе гидрида алюминия / Г.П. Подзноев, У.А. Абдулгасис // Двигатели внутреннего сгорания. - №.2. - 2007. – С. 13-17.

глубокой утилизации всех сбросных тепловых потоков от энергетических установок. Для компрессоров наиболее рационально отводить теплоту от охлаждаемого воздуха посредством нагрева сетевой воды, и далее использовать ее на технологические или коммунально-бытовые нужды.

Постановка задачи. В стационарных компрессорных установках широко используются кожухотрубчатые воздухоохладители с перекрестным током теплоносителей, которые komponуются из гладких или высокоэффективных оребренных труб. Такие теплообменники имеют низкую компактность, большие массогабаритные показатели, но они более простые и дешевые по сравнению с другими аппаратами. В процессе эксплуатации воздухоохладители компрессорных установок подвергаются загрязнению как с наружной, так и с внутренней стороны. В аппаратах воздушного охлаждения (АВО) загрязнение поверхностей происходит в основном с наружной стороны и зависит от чистоты атмосферного воздуха. В этом случае часть энергии, вырабатываемой компрессором или потребляемой извне, идет на привод вентилятора. При охлаждении циркуляционной или сетевой водой загрязнение поверхностей происходит в большинстве случаев с внутренней стороны, т.е. со стороны воды. Как правило, качество циркуляционной или сетевой воды низкое, что приводит к загрязнению или полному заглушению