

## ANALYSIS OF THE EFFICIENCY OF RESIDENTIAL INVERTER AIR CONDITIONER SYSTEMS

BORIS RIBOV<sup>1</sup>, YOSIF RIBOV<sup>2</sup>

**Abstract.** This work evaluated how energy is utilized by residential air conditioner inverter wall system. The investigated model was ASY-A12LCC, developed by Fujitsu-General. We made calculations for the thermal losses of the room, where we placed the investigated air conditioner. We made measurement of the energy consumption for a long period of use; also we analyze the efficiency (COP – “Coefficient of Performance”) for different environment temperatures. We evaluate the energy consumption in time for the different periods in heating and cooling modes. For the measurements we used a special developed energy meter for active power based on the new MCP3905 chip, which uses Analog to Digital conversion and DSP module for the instantaneous power calculation.

## АНАЛИЗ НА ЕФЕКТИВНОСТТА НА ДОМАШНИ ИНВЕРТОРНИ КЛИМАТИЧНИ СИСТЕМИ

### 1. Въведение

Тенденциите при домашната климатизация са за все по-усилено навлизане на инверторни климатични системи. Климатичните системи вече се използват не само за охлаждане на помещението а основно и за отопление. Основната разлика между инверторните и конвенционалните климатични системи е в това, че при първите компресора е с променливи обороти, което способства климатичната система да генерира различно количество термична енергия [2]. Това регулиране става чрез специален блок, който управлява компресора, наречен инвертор. В съвременните инвертори за задвижване на компресора се използват безчеткови високоефективни двигатели с неодимни магнити в ротора (DC compressors). Тези компресори имат значително по-висока ефективност спрямо традиционните, задвижвани от АС двигатели (влагани при конвенционалните климатични машини). За да може да бъде задвижен DC мотора на компресор на инверторен климатик е необходимо да бъде създадено въртящо магнитно поле в статорните му намотки. За целта се използва микропроцесорен контрол на силов блок, като се прилага широчинно импулсна модулация (PWM – Pulse Width Modulation). За корегирание на фактора на мощността преди инвертора се поставя специален блок (PAM – Power Active Module). Някои фирми, като Fujitsu-General са разработили свои инверторни модули, като са дали имена на управленията: “I-PAM” и “V-PAM”. Идеята на I-PAM (Intelligent-PAM) е в това, че за управлението на компресора изцяло се грижи отделен микроконтролер, който следи за тока през намотките, като има възможност при зимни условия да се реализира и функция за подгриване на маслото в компресора през собствените статорни намотки. V-PAM (Vector Pulse Amplitude Modulation) е развитие на технологията на управление на компресора, чрез което се цели формата на импулсите на изхода на инвертора да се доближи повече до чиста синусоида.

Друг важен фактор при работата на инверторните климатични системи е натоварването. Данните от множество лаборатории и производители на климатични системи доказват, че при работа на инверторния климатик под номиналното натоварване се получава по-висока ефективност спрямо тази обявена за номинална мощност (COP и EER фактори) [2,3,4]. Описаното изследване в този доклад потвърждава този факт. Този доклад разглежда поведението на домашна иверторна климатична система от стенен тип с: двойно роторен компресор на фирмата Toshiba; хладилен агент R410A; инверторна технология V-PAM; серво двигател на вътрешният вентилатор (DC motor) и двоен топлообменник във външното тяло. Направен е мониторинг на консумацията на ел.енергия. Направени са топлотехнически разчети на помещението, в което е монтирана климатичната система. Цел на изследването бе да се анализира работата на преоразмерена инверторна климатична система от средно-висок клас и да се наблюдава енергийната и консумация. Изследваната инверторна климатична система е модел ASY-A12LCC (energy class A) на фирмата Fujitsu-General с технически данни дадени в таблица 1.

Таблица 1. Технически параметри на изследваните климатични системи

параметър	тип	ASY-A12LCC	ASY-A09LCC
Мощност на охлаждане (мин.-ном.-макс.), kW		0.9 – <b>3.5</b> - 4.3	0.5 - <b>2.6</b> - 3.6
Консумация при охлаждане (мин.-ном.-макс.), kW		0.25 - 0.92 - 1.61	0.25 - 0.655 - 1.18
EER при охлаждане		3.60 - 3.80 - 2.67	2.00 - 3.97 - 3.05
Мощност при отопление (мин.-ном.-макс.), kW		0.9 - <b>4.8</b> – 6.7	0.5 - <b>3.6</b> - 5.3
Консумация при отопление (мин.-ном.-макс.), kW		0.25 - 1.24 - 2.3	0.25 - 0.845 - 1.96
COP при отопление		3.60 - 3.87 - 2,91	2.00 - 4.26 - 2.70
Компресор		DA89X1C-20FZ	DA89X1C-20FZ
Хладилен агент (R410A)		1050g	900g

## 2. Описание на методите за измерване

За измерване на вътрешната и външна температура и ел. консумацията бе разработен специализиран контролер (BJR-HVAC)[6]. Той има възможност и да управлява дистанционно климатичната система през интернет посредством вграден WEB браузър. Управлението от контролера се реализира чрез IR връзка. За измерване на ел. енергията се използва чипа MCP3905. Той представлява съвремен точен електронен електромер за активна енергия. За измерване на температурата се използват точни цифрови термометри на фирмата Dallas–DS18B20. В устройството има енерго-независима памет за съхранение на всички измервани параметри. Предвиден е и таймер, в който може предварително да бъдат задавани по време режимите на работа на климатичната система.

## 3. Топлинни характеристики на средата

Климатичната система бе поставена в южно помещение в гр. Пловдив с изчислителни параметри на външната температура при зимни условия от  $-15^{\circ}\text{C}$  за “20 часова неосигуреност” (представлява средна от абсолютните минимални температури за продължителен период на наблюдение - над 20 години) и скорост на вятъра 5,9 м/с идващ от запад. Площта на отопляваното помещение от експеримента е  $14,3\text{m}^2$ , височината на помещението е 2,6 метра, а отопляемият обем е  $37,3\text{m}^3$ . Оразмеряването на топлозагубите се извършва при външна температура  $-15^{\circ}\text{C}$  и стайна температура  $+20^{\circ}\text{C}$ . При тези условия и описаните в таблица 2 параметри на помещението, аналитично пресметнатите [5] топлинни загуби възлизат на 1721W. В калкулацията не са включени под и таван, както и двете вътрешни стени, тъй като отопляваното помещение е на междинен етаж и съседните помещения са отопляеми.

Таблица 2. Топлинни загуби на помещението

Означение	Небесна посока	Дължина	Загуби от топлопреминаване										Загуби от инфилтрация							Qtz
			Височина или широчина	Брой	За спадане	Повърхнинна	$R_0 = R_{ext} + \sum R_i + R_{ext}$	$\Delta t_a$	$\Delta t = t_{in} - t_{air} - \Delta t_a$	Прибавка за ориентация, $z_0$	$Q_T$	Дължина на фугите, l	Коефициент на въздухопроницаемост, a	П	С	КаКв	$\sum(e)_{ПСКаКа}\Delta t$	Кс	$Q_{in} \text{ min}$	
-	-	m	m	-	m <sup>2</sup>	m <sup>2</sup>	m <sup>2</sup> K/W	K	K	-	W	m	-	-	-	W	-	W	W	
СП	Ю	2.10	1.70	1	-	3.57	0.380	0	35	1.00	329	10,7	0.61	0.9	1.81	0.95	354	0.9	318	
BC	Ю	3.50	2.80	1	3.57	6.23	0.703	2	33	1.00	292									
BC	И	4.50	2.80	1	-	12.6	0.703	2	33	1.10	651									
BC	З	0.95	2.80	1	-	2.66	0.703	2	33	1.05	131									
											1403								318	1721

Граничните площи с такива помещения в този случай не генерират топлопренос, или той е толкова малък, че може да се пренебрегне за опростяване на разчета. В таблицата със “СП” е означен “слепен прозорец”, а с “BC” – “външна стена”. Прозореца се намира на южна външна стена, дадена в ред втори от таблицата. Неговата площ се приспада при изчисленията на площта на външната стена. Топлозагубите от всеки елемент се получават, като се умножат елементите от съответните колони до получаване на стойността на топлопреминаване  $Q_T$ . Топлинното съпротивление  $R_0$  се взема с реципрочната стойност при умножението. Разликата  $\Delta t$  се определя от външната ( $t_{air}$ ) и вътрешната температура в помещението ( $t_{in}$ ) и се смята по формулата:

$$\Delta t = t_{in} - t_{air} - \Delta t_a = 20^\circ - (-15^\circ) - 2^\circ = 33^\circ \quad (1)$$

Загубите от инфилтрация представляват топлопренос през въздухопропускаемите елементи на помещението (основно фуги и дограми на прозорци и врати). Изчислението на загубите от инфилтрация се реализира отново чрез умножение на съответните елементи в колоните. В повечето случаи при отопление с климатична система потребителят желае да поддържа температура в рамките на 22°C до 24°C. Аналитично пресметнатите топлозагуби за същото помещение при поддържана температура от +22°C са 1819W а при +24°C са 1918W. За описаното помещение се получава, че за всеки допълнителен градус са необходими (аналитично) по 49.17W допълнителна топлинна енергия.

Поставената в помещението климатична система е с номинална мощност от 4800W /16'300 BTU/ (при външна температура +7°C). В този експеримент се наблюдава презапас от 2981W (при поддържани в помещението +22°C). Цел бе да се наблюдава енергийната ефективност на климатичната система при този презапас. С оглед на това, че климатичната система има по-нисък фактор на ефективност (покриващ изискванията за енергиен клас A) при минимално топлоотдаване (COP=3.60), на пръв поглед се очаква занижаване на общата ефективност през целия период на измерване. По отношение на комфорта в помещението, така преоразмерената климатична система даде много добри резултати и показва отлично поведение дори и при най-ниска степен на вентилатора (QUIET), при която нивото на шума на климатичната система е 21dB, а количеството въздух през вътрешният топлообменник е 320м<sup>3</sup>/ч. За всички климатични системи е характерен спад на отдаваната топлинна мощност при снижаване на външната температура. При дадената климатична система максималната топлинна мощност (при външна температура +7°C), която може да отдаде в рамките на няколко минути е 6700W /22'900 BTU/. При външна температура от -15°C тази максимално възможна мощност спада (по каталожни данни) на 3390W /11'570 BTU/, при електрическа консумация от 1,88kW (COP=1,80). Наблюдава се близо двоен спад на отдаваната максимална мощност, като с подобни темпове спадат и минимално

възможната отдавана, както и номиналната мощност и фактори на ефективност. При ниски температури на външната среда, минималната топлинна енергия, която климатичната система може да отдаде ще бъде около 500W, като същевременно с това топлозагубите в помещението нарастват на 1920W (за 24°C в помещението). Тази разлика е доста голяма, което способства климатичната система да работи значително над минималните си възможности при тези параметри на средата.

#### 4. Статистика за енергийната консумация

За периода от началото на измерването (24.01.2008) в рамките на една година (до 24.01.2009) са потребени 897,49kWh. Ако вземем предвид средна цена между дневна и нощна енергия за 1kWh (14ст.) се получава, че за една година климатичната система е изразходила 125,65лв. общо за отолението и охлаждането (климатизацията) на помещението. Това прави средна консумация от 103,27Wh или грубо средно-годишна цена за месец при тази консумация от 10,58 лв. Графика на изменение на консумацията във времето е показана на фигура 1.



Фиг. 1. Разход на електроенергия.

Наблюденията в режим на охлаждане показаха следното: Реално режима на охлаждане бе стартиран от 28.05.2008. Охладителния режим бе прекратен на 27.09.2008. За това време климатика е изразходил 152.86kWh, което в цена на ел. енергията е приблизително 21,40 лв. За охладителния период това отговаря на средна консумация от 41,92Wh и средно месечен разход от 4,30 лв. Най-топлият месец (август) даде средно месечна консумация от 92,16Wh, с ценови еквивалент от 9,44 лв. за месеца. Активния охладителен период реално бе от 01.06.2008 до 01.09.2008, общо 3 месеца.

Таблица 3. Среден месечен разход на ел. енергия

Месец	Средна температура (°C)	Денградуси, Дм	Топлозагуби на помещението (W)	Консумация на климатичната система, (W)	Ориентировъчна цена на ел. енергията, (лв.)	Средномесечна ефективност на работа (HSPF)
Февруари'08	4,4	484	767 (20°C)	<b>192,48</b>	19,72	3,98
Март'08	9,5	376	516 (20°C)	<b>97,67</b>	10,01	5,29
Април'08	13,1	143	339 (20°C)	<b>45,83</b>	4,70	7,40
Май'08	-	-		<b>21,84</b>	2,24	
Юни'08	-	-		<b>32,53</b>	3,33	
Юли'08	-	-		<b>47,29</b>	4,85	
Август'08	-	-		<b>92,16</b>	9,44	
Септември'08	-	-		<b>35,99</b>	3,69	
Октомври'08	-	-		<b>10,94</b>	1,12	
Ноември'08	7,8	209	747 (23°C)	<b>129,35</b>	13,26	5,78
Декември'08	3,8	535	944 (23°C)	<b>222,55</b>	22,81	4,24
Януари'09	0,1	604	1126 (23°C)	<b>312,44</b>	32,02	3,60

Статистиката за отоплителния период показва следното: консумирани са 744,63kWh, което като цена е 104,25 лв. със средно-месечна консумация за периода от 146,79Wh с еквивалентна цена на месец от 15,04 лв. Активният отоплителен период трае от началото на Ноември до началото на Май месец, общо 6 месеца. Най-студения

месец от отчитаният период (Януари-2009) даде средна консумация от 312,44Wh, което прави около 32,02лв. за този месец. Извадките за средната консумация по месеци, както и статистика за средния месечен разход (в лева) са дадени в таблица 3.

Извода, който може да се направи - климатика работи в повечето време на отопление и потребява основната част от годишната консумация именно в този режим. Съотношението е грубо 4.9 пъти в повече консумирана енергия за отопление спрямо тази при охлаждане. При охлаждане средния разход е значително по-нисък спрямо този при отопление. Друг интересен факт от измерванията е свързан с работата и ефективността на самата климатична система.

По каталожни данни за модела ASY-A12LCC е даден фактор на ефективност COP=3,87. Той се дава за следните условия на експлоатация: външна температура +7°C; вътрешна температура +20°C и отдавана топлинна мощност от 4,8 kW. Цел на изследването бе да покаже дали при работа на климатичната система под номинална мощност е възможно да се постигне фактор на ефективност по-висок от този, даден в каталога за номиналната мощност на машината. Резултатите в таблица 4 са доста интересни. Те доказват наблюденията и на други лаборатории и подкрепят това, че климатичната система може да работи по-ефективно при ниски натоварвания спрямо номинални и максимални [1,3]. Изследванията са дадени на база на реални измервания на топлинните нужди на помещението при различни реални външни условия на средата. Измерена е консумацията на климатичната система при еднотипни условия. Достига се фактор на ефективност от 4,48 и то при външна температура от 0°C, който е по-висок от обявения в каталога при номинална мощност за този модел. Вижда се, че при ниски външни температури ефективността на машината значително спада на COP=3,21 при външна -3,2°C и COP=2,77 при -4,4°C.

Таблица 4. Фактор на ефективност при различни условия на работа

Външна темп., °C	Вътрешна темп., °C	Топлозагуби, W	Ел. консумация, W	COP
9	23.1	796.87	223.47	3.57
6	23.5	1330.69	333.01	3.99
0	23.4	1582.26	352.94	4.48
-3.2	23.5	1154.12	360.00	3.21
-4.4	22.7	1177.63	424.00	2.77

Доказателство за по-добрата работа на системата под номинална мощност е и средното представяне за целия отоплителен сезон. Средната външна температура за целия сезон е около +6,45°C. Средната поддържана температура в помещението бе +22°C. При тези параметри на средата, аналитично изчислените топлозагуби на помещението са 765W. На база на статистическо наблюдение на консумацията се установи, че за отоплителният период (включително от 02.01.2008 до 01.01.2009) средната консумация е 150,73W. Отношението на двете мощности дава средният за периода фактор на ефективност, който е **HSPF=5,07** и е значително по-висок от този обявен в каталога на климатичната система за номиналната и мощност, даден дори за по-висока външна температура (COP=3,87 при +7°C и HSPF=3.40). Сезонният фактор HSPF (Heating Seasonal Performance Factor) представлява осреднен за целият период на отопление фактор на ефективност.

## 5. Заключение

Изследваната инверторна климатична система показва отлично поведение с високи фактори на ефективност въпреки презапаса по мощност. Инверторната климатична система притежава едно огромно преимущество пред конвенционалните - ефективността на работа при натоварване под номиналното е по-висока. Резултатите от

експеримента потвърждават този факт. Друг подход за повишаване на ефективността е да се използват многостепенни системи с няколко компресора, всеки от които работи с ниско натоварване. Крайната цел е същата: да се получи по малка разлика в налягането на входа и изхода на всеки компресор. Изследваната климатична система, както и повечето предлагани на европейския пазар притежават сравнително висока минимална консумация и голямо минимално топлоотдаване. В непосредствения минимум на натоварване на компресора, климатичната система има по-лоша ефективност поради високата статична консумация на вентилаторите и електронните модули. При повечето инверторни климатични системи се забелязва значителен спад на ефективността при натоварване на компресора над 75Hz, също така и при работа на компресора под 25Hz. В някои случаи е по-добре инверторната климатична система да се изключва при ниски натоварвания (да работи в режим “вкл./изкл.” под определени обороти на компресора) [1]. Именно поради това се забелязват високи минимални мощности при някои модели.

При монтажа на изследваната климатична система двете медни тръби, свързващи външното и вътрешното тяло бяха поставени в обща топлоизолация, което противоречи на правилата за монтаж. В следващ експеримент ще се реализира отделна изолация на всяка една медна тръба и ще бъде направен мониторинг и съпоставка на ефективността на климатичната система.

Цел на бъдеща работа е интегрирането на модул за енергийна ефективност в контролера за управление на климатизационни процеси на жилищни сгради [6]. Освен енергиен мониторинг в контролера ще се интегрира и модул използващ размита логика (fuzzy logic) за вземане на решение по отношение на оптимизирането на управлението на климатизационния процес.

## ЛИТЕРАТУРА

1. “Development of an advanced control system for chillers”, © CAREL S.p.A., 2006
2. “Variable Speed Screw Compressor”, CARRIER Corporation, New York, 2005
3. **Kazunobu Ohyama, Toshinari Kondo**, “Energy-Saving Technologies for Inverter Air Conditioners”, DAIKIN Industries LTD, Shiga 525-8526, Japan, 2007
4. **Ji Young JANG, Simon JIN**, “An experimental comparison of energy efficiency indicators, EER and SEER in residential airconditioners”, LG Electronics, EEDAL’06, London, GB, 2006
5. **Станчо Стамов**, “Основи на отоплението и вентилацията”, Техника, 1990
6. **HVAC process automation**, <http://hvac.bjr-labs.com/>

<sup>1</sup>  
Dept. Computer Systems and Technologies  
Technical University of Sofia, Branch Plovdiv  
61, Sankt Peterburg blvd.  
4000 Plovdiv  
BULGARIA  
E-mail: ribov@developer.bg

<sup>2</sup>  
HVAC department  
“LAKAL” LTD.  
136, Nikola Vaptsarov blvd.  
4004 Plovdiv  
BULGARIA