

УДК 621.438.629.12

Любчик Г.Н.¹, Дикий Н.А.¹, Фиалко Н.М.^{1,2}, Реграги А.¹¹ *Национальный технический университет Украины «КПИ»*² *Институт технической теплофизики НАН Украины*ПРЕДЕЛЬНЫЕ ВОЗМОЖНОСТИ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО
ФОРСИРОВАНИЯ МОНАРНОЙ ГАЗОПАРОВОЙ ТЕХНОЛОГИИ

Встановлено граничні можли-
вості термодинамічного форсу-
вання монарної газопарової тех-
нології циклу «ВОДОЛІЙ» при
заданому значенні температури
перед турбіною і ступеню під-
вищення тиску компресора.

Установлены предельные воз-
можности термодинамического фор-
сирования монарной газопаровой
технологии цикла «ВОДОЛЕЙ» при
заданном значении температуры пер-
ед турбиной и степени повышения
давления компрессора.

Established the limit possibilities
thermodynamic forcing gas-steam cycle
technology «VODOLEI» at a given
temperature before the turbine and
pressure ratio.

$d_{\text{в.п(max)}}$ – максимальный относительный расход
водяного пара;

$d_{\text{в.п}}, d_{\text{в}}, d_{\text{т}}$ – относительные расходы водяного
пара, воздуха и топлива;

$h_{4\text{гпс}}, h_{5\text{в}}$ – энтальпия рабочего тела на выхлопе
ГТУ, отнесенная к $(1 + d_{\text{т}} + d_{\text{в.п}})$ кг газопаровой
смеси, и на входе в ТУК соответственно;

$h_{\text{п.в}}$ – удельная энтальпия питательной воды на
входе в ТУК;

$h_{\text{об.п}}$ – удельная энтальпия перегретого водяного
пара на входе в ТУК;

$l_{\text{в}}$ – внутренняя работа;

P – давление;

$p_{\text{в.п}}$ – давление водяного пара;

$q_{\text{в.п}}$ – удельная тепловая энергия, необходимая
для генерирования заданного количества пере-
гретого водяного пара;

$q_{\text{гпс}}$ – удельная тепловая энергия, которая ис-
пользуется в теплоутилизационном контуре га-
зопаровой смеси на генерирование перегретого
водяного пара;

STIG – steam-injected gas turbine;

T_3, t_3 – температура перед турбиной в К и °С
соответственно;

t_5 – температура газопаровой смеси на выходе
из ТУК;

$t_{\text{о(в.п)}}$ – температура перегретого водяного пара;

$t_{\text{п.в}}$ – температура питательной воды;

$N_{\text{эл}}, N_{\text{тепл}}$ – мощность электрическая и тепловая;

α – коэффициент избытка воздуха;

$\eta_{\text{эл}}, \eta_{\text{в}}$ – КПД электрический и внутренний;

$\eta_{\text{к.сг}}$ – коэффициент полезного действия камеры
сгорания;

$\eta_{\text{м}}$ – КПД механический;

$\eta_{\text{э.г}}$ – КПД электрогенератора;

$\eta_{\text{т}}$ – коэффициент тепловых потерь от корпуса
газопаровой турбоустановки;

$\eta_{\text{тук}}$ – коэффициент тепловых потерь ТУК;

$\pi_{\text{к}}$ – степень повышения давления в компресси-
оре;

КИТ – коэффициент использования теплоты
топлива;

МГПУ – монарная газопаровая установка;

ТУК – теплоутилизационный контур;

ГТУ – газотурбинная установка.

Необходимость совершенствования монар-
ных газопаровых технологий требует дальней-
шего развития методов термодинамическо-
го анализа альтернативных циклов: «STIG»,
«ISTIG», «ВОДОЛЕЙ» и Ченга [1, 2].

Циклы «STIG» и «ВОДОЛЕЙ» (рис. 1) име-
ют, как известно, одинаковую технологическую

структуру: компрессор (К), камера сгорания
(к.сг), турбина (Т) и котел-утилизатор (КУ).
Отличительной особенностью МГПУ «ВОДО-
ЛЕЙ» является наличие контактного конденса-
тора (КК) (рис. 1, а), в котором в процессе сме-
шивания холодной циркуляционной воды (ц.в)
с газопаровой смесью осуществляется кон-

денсация влаги газопаровой смеси и возврат конденсата в систему подготовки питательной воды, что позволяет существенно снизить эксплуатационные затраты на данную подготовку. Кроме того, в цикле «ВОДОЛЕЙ» перегретый пар после котла-утилизатора разделяется на два потока: экологический (III) и энергетический (IV), что способствует снижению эмиссии токсичных оксидов азота [3-6].

Анализ термодинамической эффективности циклов «STIG» и «ВОДОЛЕЙ» выполнен на основе разработанной в НТУУ «КПИ» энтальпийно-энтропийной методики, которая позволяет по минимальному набору исходной информации получить адекватную реальным условиям модель преобразования химической энергии топлива в другие виды энергии. Данная методика дает также возможность оценить технико-экономические показатели как базовой ГТУ, так и комбинированной на ее основе МГПУ [1].

Конфигурация базового газотурбинного цикла (контур 1-2-2-3-4-1), монарного цикла (контур 1-2-2_к-3-3'-3_{гпс}-4_{гпс}-1_{гпс}), а также процесса утилизации остаточной теплоты газопаровой смеси на выхлопе МГПУ (контур 5_{гпс}-4_{гпс}-e-d-c-b) представлена на рис. 1, б).

В работе [1] в качестве реального объекта тестирования по разработанной энтальпийно-энтропийной методике термодинамического моделирования взят газотурбинный двигатель ДН-70 производства Государственного предприятия Научно-производственный комплекс газотурбостроения (ГП НПКГ) «Зоря-Машпроект». Данный двигатель, работающий по простой схеме, спроектирован на начальную температуру $T_3 = 1473$ К и степень повышения давления в компрессоре $\pi_k = 19,5$. Причем двигатель кроме автономной выработки электрической энергии $N_{эл} = 10,5$ МВт при электрическом КПД $\eta_{эл} = 0,36$ предназначен также и для других вариантов комбинированного применения, включая:

- когенерационный с выработкой электрической $N_{эл} = 10,0$ МВт и тепловой $N_{тепл} = 15,04$ МВт энергии с коэффициентом использования теп-

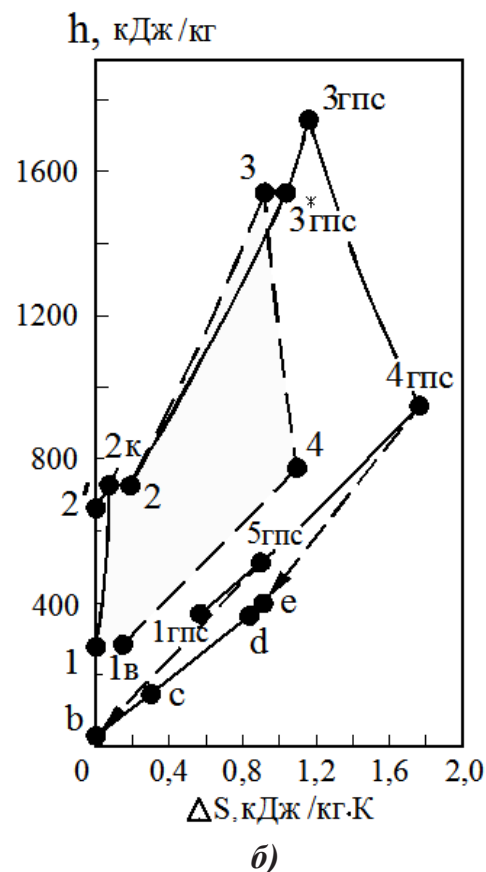
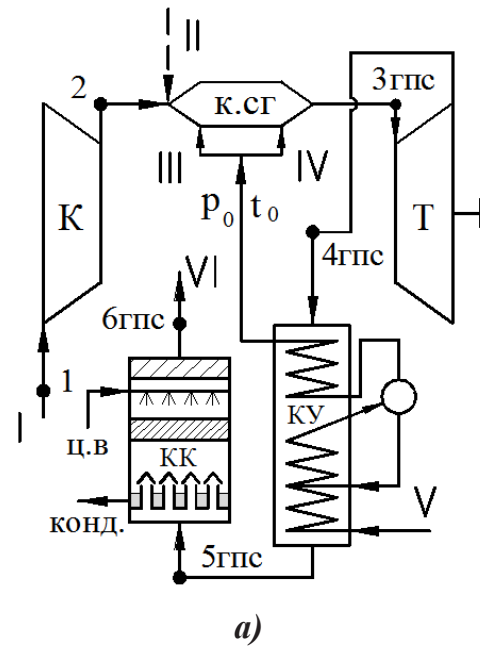


Рис. 1. Схема (а) и цикл (б) МГПУ «ВОДОЛЕЙ»: I – воздух; II – топливо; III и IV – экологический и энергетический пар; V – питательная вода; VI – выхлопные газы.

лоты топлива КИТ = 0,86;
 - комбинированный в соответствии с монарными циклами «STIG» ($N_{эл} = 16,0$ МВт, $\eta_{эл} = 0,43$) и «ВОДОЛЕЙ» ($N_{эл} = 15,7$ МВт и $\eta_{эл} = 0,422$), спроектированными на начальную температуру $T_3 = 1366,15$ К ($t_3 = 1093$ °С) и степень повышения давления в компрессоре $\pi_K = 20$;
 - бинарный парогазовый моноцикл (UGT 10000CC1) при $N_{эл} = 13,5$ МВт и $\eta_{эл} = 0,458$;
 - цикл (UGT 10000CC2) при $N_{эл} = 27,5$ МВт $\eta_{эл} = 0,463$ [6].

В результате проведенного энергетического аудита МГПУ «ВОДОЛЕЙ» и «STIG» при относительной подаче водяного пара $d_{в.п} = 0,141$ (кг пара на кг компрессорного воздуха) получена оценка внутреннего КПД установки $\eta_B = 0,449$ для цикла «ВОДОЛЕЙ» и $\eta_B = 0,464$ для цикла «STIG».

Найденному значению η_B соответствует электрический КПД $\eta_{эл} = \eta_B \cdot \eta_{к.сг} \cdot \eta_m \cdot \eta_{э.г} \cdot \eta_T \approx 0,421$ для цикла «ВОДОЛЕЙ» и $\eta_{эл} = 0,431$ для цикла «STIG», где принято значение коэффициента полезного действия камеры сгорания $\eta_{к.сг} = 0,99$, механического КПД $\eta_m = 0,97$, КПД электрогенератора $\eta_{э.г} = 0,99$ и коэффициента тепловых потерь от корпуса газопаровой турбоустановки $\eta_T = 0,98$. Полученные значения ожидаемого КПД практически совпадают со значениями $\eta_{эл(МГПУ)}$ по результатам технической диагностики МГПУ «ВОДОЛЕЙ» и «STIG».

Следует отметить, что найденный уровень энергетической эффективности МГПУ не соответствует потенциальным возможностям данной технологии, что демонстрируют данные, приведенные на рис. 2, которые получены на основе реализации алгоритма оценки технико-экономических показателей МГПУ «ВОДОЛЕЙ» при изменении относительной подачи водяного пара в тракт газопаровой турбины $d_{в.п}$ от 0,01 до 1,1 кг/кг.

Оценка границ совместимости энергетических параметров котла-утилизатора и выхлопного тракта МГПУ «ВОДОЛЕЙ» проводилась при следующих условиях:

- изменение подачи водяного пара в диапазоне $d_{в.п}$ от 0,01 до 1,1 кг/кг;

- давление водяного пара $p_{в.п} = 2,2$ МПа;
- температура питательной воды $t_{п.в} = 30$ °С;
- удельная энтальпия питательной воды на входе в ТУК $h_{п.в} = 127,7$ кДж/кг;
- температура перегретого водяного пара $t_{0(в.п)} = 305$ °С;
- удельная энтальпия перегретого водяного пара на входе в ТУК (при $p_{в.п} = 2,2$ МПа и $t_{0(в.п)} = 305$ °С) $h_{0в.п} = 3030$ кДж/кг;
- температура газопаровой смеси на выходе из ТУК $t_5 = 160$ °С;
- коэффициент тепловых потерь ТУК $\eta_{тук} = 0,96$.

Результаты оценки влияния относительной подачи водяного пара ($d_{в.п}$) на технико-экономические показатели МГПУ при разных значениях начальных параметров установки «ВОДОЛЕЙ» при $t_3 = 1093$ °С; 1200 °С и степени повышения давления $\pi_K = 20$ представлены в табл. 1, а при $t_3 = 1410$ °С и степени повышения давления $\pi_K = 21$ – в табл. 2.

Представленные на рис. 2, и в табл. 1, 2 результаты подтверждают, что за счет увеличения подачи пара возможно существенное повышение КПД установки (в 1,5 раза) и внутренней работы (в 5, 6 раз) по сравнению с показателями ГТУ при относительной подаче пара – $d_{в.п} = 0$.

Предельные возможности работы МГПУ при заданных начальных параметрах определялись с учетом необходимости выполнения следующего равенства

$$q_{в.п} = q_{гпс}, \quad (1)$$

где $q_{в.п} = d_{в.п} \cdot (h_{0в.п} - h_{п.в})$ – удельная тепловая энергия, необходимая для генерирования заданного количества перегретого водяного пара ($d_{в.п}$), отнесенная к 1 кг воздуха;

$q_{гпс} = \eta_{тук} (h_{4гпс} - h_{5в})$ – удельная тепловая энергия, (отнесенная к $(1 + d_T + d_{в.п})$ кг рабочего тела, которая используется в теплоутилизационном контуре газопаровой смеси на генерирование перегретого водяного пара;

$h_{4гпс}$, $h_{5в}$ – энтальпия рабочего тела на выхлопе ГТУ, отнесенная к $(1 + d_T + d_{в.п})$ кг газопаровой смеси, и на входе в ТУК соответственно.

Табл. 1. Техничко-экономические показатели МГПУ «ВОДОЛЕЙ» при $t_3 = 1093 \text{ }^\circ\text{C}$ и $t_3 = 1200 \text{ }^\circ\text{C}$ для $\pi_K = 20$

t_3	1093 $^\circ\text{C}$						1200 $^\circ\text{C}$					
π_K	20											
$d_{\text{в.п}} \backslash$	α	$l_{\text{в}}$	$\eta_{\text{в}}$	$\eta_{\text{эл}}$	$q_{\text{в.п}}$	$q_{\text{гпс}}$	α	$l_{\text{в}}$	$\eta_{\text{в}}$	$\eta_{\text{эл}}$	$q_{\text{в.п}}$	$q_{\text{гпс}}$
0	3,59	312	38,7	35,9	0	—	3,02	380	39,7	36,8	0	—
0,01	3,50	315	38	36	29,02	368,4	2,9	388,5	39	36	29	459,9
0,1	2,89	433,5	44	40	290,2	518,8	2,4	518,6	43	40	290,2	630,3
0,141	2,68	487,4	44,9	43	409,2	587,4	2,3	578	44,5	43	409,2	707,9
0,2	2,42	564,9	45	44	580,5	686	2	663,2	46	43	580,5	819,6
0,4	1,83	827,9	53	49	1161	1020,3	1,5	952,3	50	47	1160,9	1198,1
0,6	1,47	1090,9	56	52	1741,4	1354,6	1,2	1241,5	53	49	1741,4	1576,1
0,8	1,23	1353,8	58	54	2321,8	1688,9	1	1530,6	54	51	2321,8	1955,1
0,9	1,13	1485,3	58	54	2612,1	1856	0,9	1675,2	55	51	2612,1	2144,4
1	1,05	1616,8	59	55	2902,3	2023,2	0,8	1819,8	55	52	2902,3	2333,6
1,1	0,98	1748,3	60	56	3192,5	2190,3	0,8	1964,4	56	52	3192,5	2522,9
Точка равновесия $d_{\text{в.п}}$	0,294						0,437					
Параметры точки равновесия	α	$l_{\text{в}}$	$\eta_{\text{в}}$	$\eta_{\text{эл}}$	$q_{\text{в.п}}$	$q_{\text{гпс}}$	α	$l_{\text{в}}$	$\eta_{\text{в}}$	$\eta_{\text{эл}}$	$q_{\text{в.п}}$	$q_{\text{гпс}}$
	2,07	678	49,8	46,6	829,3	829,27	1,47	1006	50,8	47	1267,7	1267,7

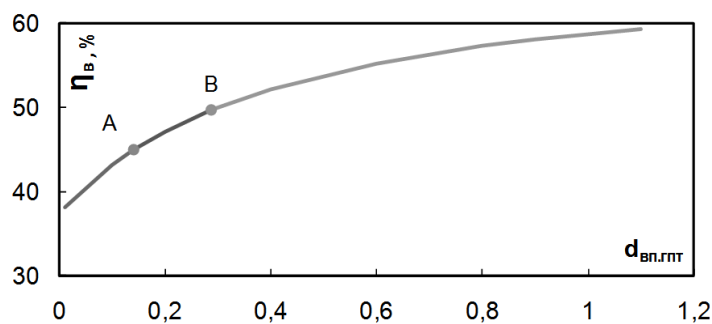


Рис. 2. Влияние относительной подачи водяного пара на внутренний КПД МГПУ: точка А – внутренний КПД при установленном $d_{\text{в.п.гт}} = 0,141$, точка В – граница возможности ТУК.

Исходя из условия (1), выражение для максимально возможной величины удельной подачи водяного пара имеет вид

$$d_{\text{в.п.гт(max)}} = \eta_{\text{ТУК}} (h_{4\text{ГПС}} - h_{5\text{В}}) / (h_{0\text{в.п}} - h_{\text{п.в}}).$$

На рис. 3, 4 представлены полученные данные по оценке предельных возможностей работы МГПУ «ВОДОЛЕЙ». Точка $d_{\text{в.п.гт(max)}}$ (рис. 3, а, б) характеризует верхний предел диапазона совместной работы ТУК и МГПУ, причем слева от этой точки продуктивность ТУК выше необходимой для работы МГПУ. Однако, установка не будет работать при максимальной подаче пара ($d_{\text{в.п.гт(max)}} = 1,036$) из-за

Табл. 2. Техничко-экономические показатели МГПУ «ВОДОЛЕЙ» при $t_3 = 1410$ °С для $\pi_K = 21$

t_3	1410 °С					
π_K	21					
$d_{в.п}$	α	l_B	η_B	$\eta_{эл}$	$q_{в.п}$	$q_{гпс}$
0	2,3	513	40,8	37,9	0	–
0,01	2,2	523	40	38	29	627,8
0,1	1,84	676	43	40	290,2	836,4
0,141	1,71	746	44	41	409,2	931,5
0,2	1,55	847	45	42	580,5	1068,3
0,4	1,17	1189	48	45	1160,9	1532
0,6	0,94	1531	49	46	1741,4	1995,8
0,8	0,79	1873	50	47	2321,8	2459,5
0,9	0,73	2044	51	48	2612,1	2691,8
1	0,68	2214	51	49	2902,3	2923,2
1,1	0,63	2385	52	49	3192,5	3155
Точка равновесия $d_{в.п}$	1,036					
Параметры при точке равновесия	α	l_B	η_B	$\eta_{эл}$	$q_{в.п}$	$q_{гпс}$
	0,66	–	–	–	не работает из-за неустойчивости горения	

неустойчивости горения, когда значение коэффициента избытка воздуха ($\alpha = 0,66$) ниже допустимого для процесса горения (см. рис. 3, в). Тем не менее, в этих условиях при $t_3 = 1410$ °С и $\pi_K = 21$ может быть найдена точка предельной возможности установки при работе камеры сгорания в режимах стехиометрического процесса сжигания топлива при низких коэффициентах избытка воздуха близких к единице: $d_{в.п}(\text{пред}) = 0,432$; $\alpha = 1,128$; $\eta_{эл} = 0,453$ (см. рис. 4).

Отметим, что увеличение КПД МГПУ («ВОДОЛЕЙ») возможно при росте подачи водяного пара до уровня $d_{в.п(\text{max})} \approx 0,294$, при этом внутренний КПД МГПУ возрастает с уровня ~ 45 % при $d_{в.п \text{ гпт}} = 0,141$ до ~ 50 % при $d_{в.п \text{ гпт}} = 0,286$.

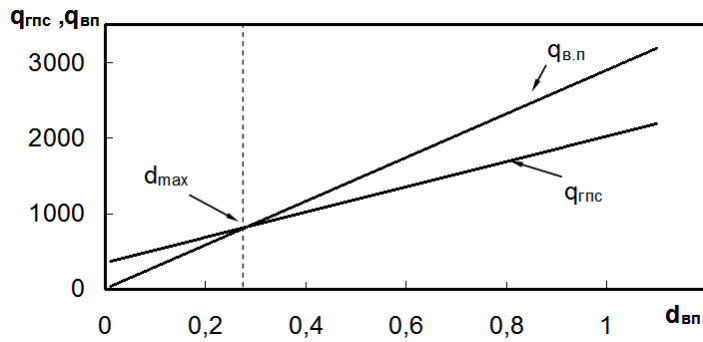
Выводы

1. Выполнены оценки влияния относительного расхода водяного пара на технико-экономические показатели монарной газопаровой установки «ВОДОЛЕЙ» при различных значениях температуры перед турбиной и степени повышения давления компрессора.

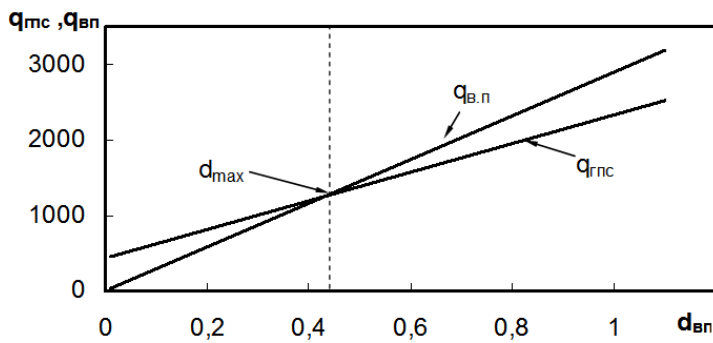
2. Определены предельные возможности форсирования монарной газопаровой технологии на основе учета максимально допустимой величины подачи водяного пара.

ЛИТЕРАТУРА

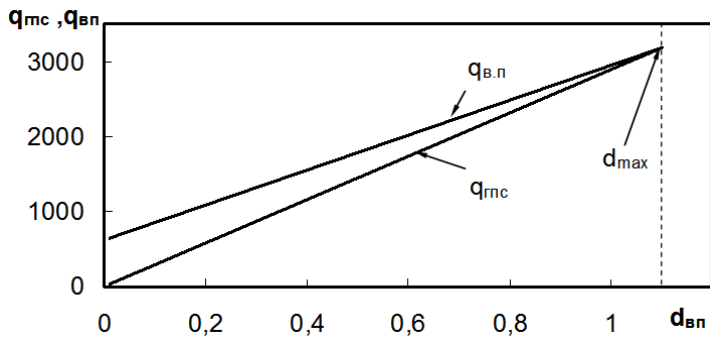
1. Любчик Г.Н., Резраги А. Термодинамическое моделирование процессов в газотурбинных и комбинированных на их основе тепловых энергоустановках // Энергетика: экономика, технология, экология. – 2010. – № 1. – С. 96-105.



а)



б)



в)

Рис. 3. Зависимость $q_{ггс} = f(d_{в.п})$ и $q_{в.п} = f(d_{в.п})$:

а) - при $t_3 = 1093 \text{ } ^\circ\text{C}$; $\pi_K = 20$

($d_{в.п(MAX)} = 0,294$; $\eta_{эл} = 0,466$; $\alpha = 2,07$);

б) - при $t_3 = 1200 \text{ } ^\circ\text{C}$; $\pi_K = 20$

($d_{в.п(MAX)} = 0,437$; $\eta_{эл} = 0,475$; $\alpha = 1,46$);

в) - при $t_3 = 1410 \text{ } ^\circ\text{C}$; $\pi_K = 21$

($d_{в.п(MAX)} = 1,036$; $\alpha = 0,66$).

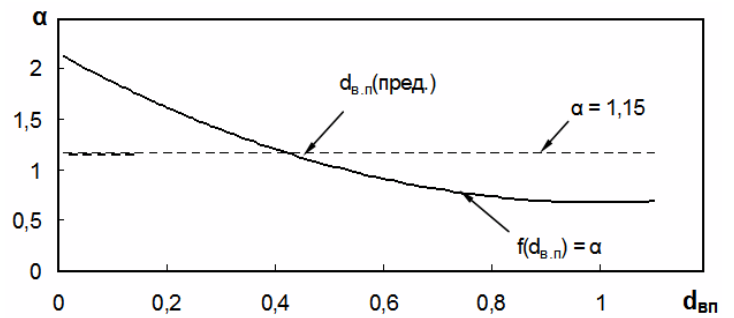


Рис. 4. Предельные возможности работы

МГПУ «ВОДОЛЕЙ» ($d_{в.п(пред)} = 0,432$;

$\eta_{эл} = 0,453$; $\alpha = 1,128$);

$y = 1,4748 \cdot x^2 - 2,9459 \cdot x + 2,1474$;

$2\sigma = \pm 0,0572$; $R = 0,995$.

2. Любчик Г.Н., Реграги А. та ін. Перспективи виробництва електричної та теплової енергії на базі газотурбінних та комбінованих на їх основі установок // Энергетика: економіка, технологія, екологія. – 2008. – № 2. – С. 44–48.

3. Степанов А.В., Кухарь В.П. Достижения энергетики и защита окружающей среды. – К.: Наукова думка. – 2004. – 203 с.

4. Воробьев И.В., Тодорович Е.Г. Реабилитация ТЭС и ТЭЦ: пути, эффективность. – К.: Энергетика и электрификация. – 2000. – 243 с.

5. Христич В.А. Варламов Г.Б. Газотурбинные установки. История и перспективы. – К.: НТУУ «КПИ», 2006. – 383 с.

6. Газотурбинные двигатели для энергетики и газотурбинные электростанции. Рекламный проспект. – Зоря - Машпроект. – 2004. – 19 с.

7. Любчик Г.Н., Реграги А. и др. Когенерационно-утилизационные технологии на базе газотурбинных установок / Под. Ред. Любчика Г.Н. и Чабановича. – К.: Варта, 2008. – 185 с.

Получено 30.11.2011 г.