UDC 621.472: 621.383.4: 620.19

論文

61-B 62

熱・電気複合ソーラシステムの設計に関する一考察 —補助熱源の導入—

正員 谷 辰 夫 (電総研)

正員 田 中 忠 良 (電総研)

正員 沢 田 慎 治 (電総研)

1. 緒 言

太陽熱発電の研究開発が世界各国で、パイロットプラント各部性能の明確化、出力パターンと年間発電電力量の把握、経済性検討のためのデータ収集などを目的として進められている。これらのパイロットプラントは、いずれも補助熱源を持たず、しかも単一熱平衡状態で運転されている。従って、上記課題を定量的に評価するには好都合であるが、日射条件によっては発生電力の安定性、集熱後の熱エネルギーの有効利用などが十分とはいえずテスト用に設計されたプラント構成となっている。

また、我が国では太陽熱発電パイロットプラントの研究開発を通して、今後に残された課題は、(1)経済性の向上、(2)効率の向上、(3)稼働率の向上、(4)太陽エネルギー有効利用率の向上であり、実用化へ向けてこれらを解決する必要がある。

筆者らはこれまでの成果を基礎に、従来プラントの構成を大幅に改良した熱・電気複合ソーラシステムを提案し、技術的、経済的観点から研究を進めている。このシステムは、上記課題の解決をねらって計画されたものであり、これらが解決できれば実用化が比較的早いシステムであると考えられる。

熱・電気複合ソーラシステムとは、集熱した熱エネルギーを負荷の要請に応じて電気エネルギー、工程熱あるいは冷暖房、給湯に利用するシステムである。

前報では、一定条件のもとで構成した熱・電気複合ソーラシステムなどの設計法を論述した⁽¹⁾⁽²⁾。その結果を要約すれば、各々の最適な設計基準日射強度は、法線面直達日射強度が 0.7 kW/m^2 、傾斜面全天日射強度が 0.9 kW/m^2 付近であること。また、システムの蓄熱容量を定格出力の 3~5 時間分に設計することが望ましいことを明らかにした。更に、提案している熱・電気複合ソーラシステムは異種集熱装置の組み合わせ、蒸気タービン、フロンタービンの複合発電方式などシステム構成に工夫がこらされているため、他システムに比べ年間のエネルギー発生量が多くしかもエネルギーコストが安価で有効であることも明らかにした。

しかし、前報で論述したシステムは、いずれも太陽エネルギーのみをエネルギー源としているため、既に述べた理由により、必ずしも実用化を目指したシステムとは言い難いものであった。

本論文は、年間稼働率の向上、太陽エネルギーの有効利用、エネルギーコストの低減化を図るため補助熱源を併設した各種の熱・電気複合ソーラシステムの設計法について論述したものである。すなわち、年間の全エネルギー発生量に占める補助熱源からのエネルギー供給量の割合(本文では補助熱源分担率と称する)、集熱した太陽エネルギーを有効に利用した割合(太陽エネルギー有効利用率と称する)、エネルギーコスト指数を評価関数として次の関係を明らかにし設計基準を述べたものである。(1)補助熱源分担率と年間稼働時間、(2)太陽エネルギー有効利用率と補助熱源分担率、(3)エネルギーコストの観点からの最適設計基準日射強度、最適システム構成

Study on Design of a Solar Total Energy Systems with Auxiliary Heater. By Tatsuo Tani, Member, Tadayoshi Tanaka, Member, Sinzi Sawata, Member (Energy Division, Electro-technical Laboratory).

谷 辰夫: 正員, 電子技術総合研究所エネルギー部

田中忠良: 正員, 電子技術総合研究所エネルギー部

沢田慎治: 正員, 電子技術総合研究所エネルギー部

2. システム条件

〈2・1〉 構成 本論文で検討した熱・電気複合ソーラシステムは、図1に示す4種類であり、この中で筆者らが提案しているシステムの構成は、ケースⅡ、Ⅲである。これらのシステムは、当面産業部門の生産工程で使用される工程熱、電気エネルギーの供給を想定している。既に報告したように、

① 産業部門の生産工程で使用されている電気炉、ガス炉などを除く工程熱の大半は 350℃ 以下である。

② 全国の軽工業部門・事業所あたりに使用される電気エネルギー、熱エネルギーは比較的小容量でそれぞれ 0.5 MW, 3.0 MW 程度である。

本文では、以上の諸点を考慮するとともに、年間稼働時間、太陽エネルギー有効利用率、最適な設計基準日射強度などの諸特性を明らかにすることに主眼を置き、定格出力を 1.0 MW または 1.5 MW, 定格熱出力を 6.0 MW (250℃ 飽和蒸気) に設定した。

(a) ケースⅠ

(b) ケースⅡ (Ⅲ)

(c) ケースⅣ

図1 システム構成図

Fig. 1. System configurations.

表1 システムの仕様

Table 1. System specifications.

ケース		I	II	III	IV
集熱部	集光追尾形 (とい形放物面鏡)	○	○	○	○
	非集光固定形 (逆平板形集熱器)	—	○	○	○
蓄熱部	高温蓄熱装置	○	○	○	○
	低温蓄熱装置	—	○	○	○
補助熱源		併設			
発電部	蒸気タービン	1.0MW	0.5MW	1.0MW	1.0MW
	フロンタービン	—	0.5MW	0.5MW	—
プロセスヒート (250℃ 飽和蒸気)		6.0MW			

表1は、図1に対応したシステム構成をまとめたものである。図1(a)はケースⅠで電気エネルギーと工程熱をとい形放物面鏡による集光・集熱装置で供給する。280℃で集熱した熱エネルギーは蓄熱装置に貯蔵後、発電(蒸気タービン発電機、定格出力: 1.0 MW タービン入口条件: 250℃ 飽和蒸気)あるいは工程熱(定格出力: 6.0 MW, 250℃ 飽和蒸気)に利用する。このとき、蓄熱装置の蓄熱量、蓄熱温度が規定の条件を満たしていなければ、蓄熱装置の出口側に設けてある補助熱源(重油ボイラ)が条件を満たすよう作動する。

図1(b)のケースⅡ、Ⅲは、筆者らが提案しているシステム構成である。このシステムでは、集光・集熱装置と非集光固定形の逆平板形集熱器を組み合わせる集熱部を構成し、各々独立した集熱ループで 280℃, 110℃の熱エネルギーを集熱する。また、集熱温度に対応して蓄熱装置が2そう設けられており、蒸気タービン発電機(タービン入口条件: 250℃ 飽和蒸気)とフロンタービン発電機(タービン入口条件: 90℃, R-11 飽和蒸気)との複合発電方式となっている。更に、同時に定格出力が 6.0 MW (250℃ 飽和蒸気)の工程熱も供給できる。なお、ケースⅡでは、各発電機の定格出力は 0.5 MW で合計 1.0 MW であり、ケースⅢでは、蒸気タービン発電機、フロンタービン発電機のそれらは、それぞれ 1.0, 0.5 MW で合計 1.5 MW である。

図1(c)のケースⅣは、他のケースと対比するために構成したもので、集熱部、蓄熱部の構成、集熱温度などはケースⅡ、Ⅲと同一であり、発電部は蒸気タービン発電機(定格出力: 1.0 MW, タービン入口条件: 250℃ 飽和蒸気)のみで、システムの定格熱出力、補助熱源の働きは他のケースと同じである。なお、い

図 2 設計基準日射強度

Fig. 2. Design standard level of solar radiation.

ずれも補助熱源を併設しているため、蓄熱容量は定格出力の1時間分に設定してある。

(2・2) 設計パラメータと計算フロー 各システムとも、春、秋分時の南中時における直達日射強度、傾斜面全日射強度が図2に従うとき、定格出力が発生できるとした。実測データによれば、我が国の年間の直達日射量と傾斜面全日射量の比は約1.3倍であると報告されており、図2はほぼこれに相当する関係となっている。本文では以下これらの値を設計基準日射強度と称することにする。

システム各部の設計パラメータは前報に従うが、主たるものを示すと次のようである。

集熱部は、とい形放物面鏡による集光・集熱装置と非集光固定形の逆平板形集熱器で構成される。とい形放物面鏡は、南北地軸固定の集光・集熱装置で、1台あたりの集光面積は15m²(幅3.0m、長さ5.0m)であり、逆平板形集熱器の受光面積は13.5m²(幅1.5m、長さ9.0m)である。

これらの集熱装置の集熱特性は、これまでの実験結果やシミュレーションの結果より、

集光・集熱装置については、出口温度280℃のとき
 $Q = 0.6I_d - 0.06$ (1)

非集光固定形の集熱器については、出口温度110℃のとき

$Q = 0.6I_p - 0.1$ (2)

としている。ここで Q : 集熱量(kW/m²)、 I_d : 直達日射強度(kW/m²)、 I_p : 傾斜面全日射強度(kW/m²)

熱輸送部では、熱輸送パイプの全長とパイプの単位

長さあたりの熱損失量より、全熱損失量と熱媒体の温度降下を求めている。

蓄熱装置は顕熱形であり、蓄熱材料としてコランダム(Al₂O₃)の小玉を用いている。いま、蓄熱装置内のコランダムの温度が均一であるとする蓄熱装置のエネルギーバランスは次式となる⁽²⁾。

$$mC_p V_s \frac{dT}{dt} = Q_u - L_o - US(T - T_a) \quad \dots\dots\dots (3)$$

ここで、 m : 蓄熱媒体の密度(kg/m³)、 C_p : 蓄熱媒体の比熱(kWh/kg℃)、 T : 蓄熱媒体の平均温度(℃)、 Q_u : 集熱部から単位時間あたりに供給されるエネルギー(kWh/h)、 L_o : 蓄熱装置から単位時間あたりに発電、工程熱として供給されるエネルギー(kWh/h)、 U : 全熱損失係数、主に蓄熱装置表面からの熱損失係数(kWh/m²・h・℃)、 S : 蓄熱装置の表面積(m²)、 T_a : 外気温度(℃)、 V_s : 蓄熱材料の体積(m³)

また、(3)式を展開して蓄熱材料の温度を求めると

$$T_{\text{new}} = T_{\text{old}} + \frac{\Delta\tau}{V_s m C_p} [Q_u - L_o - US(T_{\text{old}} - T_a)] \quad \dots\dots\dots (4)$$

となる。ここで、 T_{new} : ある時刻の蓄熱材料の平均温度(℃)、 T_{old} : T_{new} より1時間前の蓄熱材料の平均温度(℃)、 $\Delta\tau$: 時間幅(h)

タービン発電部の発電効率、蒸気タービン発電機の入口温度が250℃(飽和蒸気)のとき、定格出力の違いによって次の値とした。

定格出力 500 kW: タービン効率	0.78
発電機効率	0.92
定格出力 1,000 kW: タービン効率	0.78
発電機効率	0.95

また、定格出力500kWのフロンタービン発電機についても、タービン入口温度が90℃(R-11飽和蒸気)のとき、タービン効率が0.78、発電機効率が0.92としている。補助熱源は汎用の重油ボイラで、使用する燃料はC重油(比重: 1.0、熱量: 10⁴ Kcal/kg)、ボイラ効率を0.8とした。

システムのエネルギーの流れは図3のようになる。太陽エネルギー Q_1 が集熱装置にそそがれると、そのうち Q_2 が集熱される。 Q_2 から配管の熱損失量を差し引いた熱量 Q_3 が蓄熱装置に入ることになる。 Q_4 は蓄熱装置内の蓄熱量であり、 Q_5 、 Q_6 はタービン発電機、工程熱への熱量である。 Q_7 は補助熱源の全熱量であり、 Q_8 は補助熱源からタービン発電機、工程熱への供給熱量である。

図 5 建設コストに対するコレクターコストと電力コストの関係

Fig. 5. Collector cost and electrical energy cost for capital cost of solar thermal electric power system.

設コスト、発電端電力コストの関係から次のように設定した。すなわち、太陽熱発電単独システムにおいて①年間 1,000~2,000 時間の発電が可能である。②集熱装置コストの総建設費に占める割合は 50% である。③1 kW の発電に必要な集熱装置の面積は 13m² である。④年固定費率は 0.155 である。⑤所内電力比率、運転・保守費は含まないなどの仮定のもとで、上記の関係式を求めると次式となる⁽³⁾。

$$E_e = \frac{0.155 V_e}{8.760 \times C_r \times P_r} \quad \text{..... (8)}$$

ここで、 P_r : 定格出力、また、1 kW あたりの建設コストは V_c/P_r であり、②、③から単位面積あたりの集熱装置コスト C_c (円/m²) は

$$C_c = \frac{0.5 \times \frac{V_e}{P_r}}{13} \quad \text{..... (9)}$$

となる。図 5 は、(8)、(9)式の関係を図示したものである。例えば、建設コストを 80 万円/kW で建設するには、単位面積あたりの集熱装置のコストを 3 万円/m² にする必要があり、そのときの発電端電力コストはシステムの稼動時間が年間 1,000 時間のとき 120 円/kWh、年間 2,000 時間のとき 64 円/kWh となる。これらの関係を考慮するとともに将来の研究開発によるコスト低減を見込んで、本論文では、

- ① とい形放物面鏡による集光・集熱装置の単位面積あたりの価格は 6.0 万円/m²
- ② 非集光固定形集熱器である逆平板形集熱器の単

位面積あたりの価格は 3.6 万円/m² とした。

また、熱輸送部(パイプ、断熱材、循環ポンプなど)の単位長さあたりのコスト FHT(万円/m) は、熱媒体の平均温度 T (°C) の関数として表示し次式とした。

$$FHT = 10^{(9.63 \times 10^{-4} T - 0.73)} \quad \text{..... (10)}$$

従って、熱輸送部の総価格 V_1 (万円) は、システムの全熱輸送パイプの長さ L と FHT の積で求められる。

一方、蓄熱・熱交換部については、蓄熱装置のコスト FHS(万円/kWh)、熱交換器のコスト FHE(万円/kW)を蓄熱材の平均温度、熱交換器の使用温度 T (°C)の関数として次式とした。

$$FHS = 10^{(1.99 \times 10^{-3} T - 0.796)} \quad \text{..... (11)}$$

$$FHE = 10^{(2.28 \times 10^{-3} T - 1.61)} \quad \text{..... (12)}$$

よって、蓄熱装置、熱交換器のコスト V_2, V_3 (万円)はそれぞれ次式となる。

$$V_2 = \sum \{f_{ore} + f_{ort}\} S_{time} \times FHS \quad \text{..... (13)}$$

$$V_3 = \sum \{f_{ore} + f_{ort}\} FHE \quad \text{..... (14)}$$

ここで、 f_{ore} : 1 時間連続して定格出力を発電するに必要な熱量 (kW)、 f_{ort} : 同じく熱供給するに必要な熱量 (kW)、 S_{time} : 蓄熱時間(h)

各システムの耐用年数が 15 年であり、そのときの年固定費率が 0.155、所内電力比率が 0.04、運転・保守比率が 0.04 として計算した。また、補助熱源で使用する燃料(C 重油)のコストは 7.0 万円/t であり、その価格上昇率は年 1.5% とした⁽⁴⁾。

4. 計算結果と考察

図 6 は、設計基準直達日射強度に対する太陽エネルギー有効利用率の関係である。図の横軸は直達日射強

図 6 設計基準日射強度に対する太陽エネルギー有効利用率の関係

Fig. 6. Utilization factor of useful solar energy for design standard level of solar radiation.

図 7 補助熱源分担率に対する太陽エネルギー有効利用率の関係

Fig. 7. Utilization factor of useful solar energy for share factor of auxiliary heater.

度 (kW/m^2) であり、縦軸は集熱装置で集めた太陽エネルギーの集熱量に対する電力発生と工程熱用に供給した集熱量の割合である。この値は図2の記号で表示すると $100(Q_5 + Q_6 - Q_8)/Q_2$ となり、太陽エネルギー有効利用率と称する。図中のパラメータは補助熱源分担率である。補助熱源分担率とは、電力発生と工程熱用に供給した全エネルギー量に対する補助熱源からの供給量の割合で、 $100 Q_8 / (Q_5 + Q_6)$ で表示できる。図中の ●, ×, ○ 印はケース I ~ IV の平均値を示し、上限値、下限値もあわせて示してある。

図7は、設計基準日射強度が 0.7 kW/m^2 のときの補助熱源分担率に対する各システムの太陽エネルギー有効利用率の関係である。図中の特性は、図6と同様に平均値、上、下限値を表示している。

両図から、太陽エネルギー有効利用率は補助熱源分担率が大きいくほど、設計基準直達日射強度が強いくほど、大きいくことがわかる。例えば、設計基準直達日射強度が 0.4 kW/m^2 で補助熱源を持たないシステムの太陽エネルギー有効利用率は60%に満たないが、これらの値が 0.7 kW/m^2 で30%のとき、太陽エネルギー有効利用率は約95%となる。このことは、太陽エネルギーを余分に集熱せず、しかも長時間貯蔵することなく、補助熱源によって、太陽エネルギーを積極的に利用すれば、図中の熱損失 Q_L が小さくなり太陽エネルギーの有効利用の観点から望ましいことを示している。

図8は設計基準直達日射強度が 0.7 kW/m^2 一定の

図 8 補助熱源分担率に対する年間稼働時間の関係

Fig. 8. Annual energy supply hours for share factor of auxiliary heater.

ときの補助熱源分担率に対する各システムの年間稼働時間の関係である。ここで、年間稼働時間とは、年間のエネルギー発生量を定格出力で除した値をいう。補助熱源を導入することによって各システムの稼働時間が増加する。例えば、補助熱源を持たないときの年間稼働時間は1,000~1,100時間であるが、補助熱源分担率が30%のとき、この値が約60%増加し、年間1,600~1,700時間となることがわかる。

表2は各システムの全集光面積、年間稼働時間、年間エネルギー発生量の計算結果の一例である。設計基準日射強度は、直達日射強度が 0.7 kW/m^2 、傾斜面全天日射強度が 0.9 kW/m^2 であり、蓄熱容量は定格出力の1時間分、補助熱源分担率は30%である。各システムの単位集光面積あたりの年間電力発生量を比較するとケースⅢのシステムが最も多く $100 \text{ kWh/m}^2 \cdot \text{年}$ であり、ケースⅠが最も少なく $58.3 \text{ kWh/m}^2 \cdot \text{年}$ である。また、ケースⅡ、Ⅳの値は $67.0 \text{ kWh/m}^2 \cdot \text{年}$ 、 $66.7 \text{ kWh/m}^2 \cdot \text{年}$ となる。更に、電力と熱エネルギー発生量の合計を全集光面積で除した単位面積あたりの年間エネルギー発生量については、ケースⅢが $485.1 \text{ kWh/m}^2 \cdot \text{年}$ と最も多く、続いて、ケースⅡの $469.4 \text{ kWh/m}^2 \cdot \text{年}$ 、ケースⅣの $466.7 \text{ kWh/m}^2 \cdot \text{年}$ 、ケースⅠの $408.3 \text{ kWh/m}^2 \cdot \text{年}$ の順となる。以上のことから、ケースⅢの構成が単位集光面積あたりの年間電力発生量、エネルギー発生量が最も多く好ましいことがわかる。

図9は補助熱源分担率が30%のときの設計基準直達日射強度に対する電力コスト（送電端）指数の関係である。図中点線の特性は補助熱源を持たない（補助熱源分担率が0）ケースⅠの電力コスト（送電端）指

表 2 計算結果の一例

Table 2. Example of calculating results.

ケース		I	II	III	IV
項目	電気 (MW)	1.0	1.0	1.5	1.0
	熱 (MW)	6.0	6.0	6.0	6.0
設計基準日射強度		春・秋分時南中時の { 法線面直達日射強度 0.7 kW/m ² 傾斜面全天日射強度 0.9 kW/m ²			
蓄熱容量		定格出力の1時間分			
集熱装置の種類		集光追尾形	非集光固定形	集光追尾形	非集光固定形
集光面積 (m ²)		28,800	—	22,200	3,600
全集光面積 (m ²)		28,800	25,800	26,800	25,800
補助熱源分担率 (100Q _h /Q _s +Q _h)		30%			
年間稼働時間	電気 (時間/年)	1,680	1,730	1,720	1,720
	熱 (時間/年)	1,680	1,730	1,720	1,720
年間エネルギー発生量	電気 (MWh/年)	1,680	1,730	2,680	1,720
	熱 (MWh/年)	10,080	10,380	10,320	10,320

図 9 設計基準日射強度に対する電力コスト指数の関係

Fig. 9. Electrical energy cost index comparisons of systems for design standard level of solar radiation.

図 10 補助熱源分担率に対する熱エネルギーコスト指数の関係

Fig. 10. Thermal energy cost index comparisons of systems for share factor of auxiliary heater.

図 11 補助熱源分担率に対する電力コスト指数の関係

Fig. 11. Electrical energy cost index comparisons of systems for share factor of auxiliary heater.

数であり、図中の電力コスト指数（送電端）の基準値（1.0）は、ケース I の設計基準直達日射強度が 0.4 kW/m²、補助熱源分担率が 0 のときの値で 190 円/kWh である。この指数の最も小さなシステムは、ケース III の 0.48 であり、その時の設計基準直達日射強度は 0.6 ~ 0.7 kW/m² であることがわかる。なお、熱エネルギーコスト指数についても同様の傾向となった。

図 10、図 11 は、設計基準直達日射強度が 0.7 kW/m² のときの補助熱源分担率に対する電力コスト（送電端）指数と熱エネルギーコスト指数の関係である。両図のコスト指数の基準値は、設計基準直達日射強度が 0.4 kW/m²、補助熱源を持たないケース I の値で、それぞれ 190 円/kWh、38 円/kWh である。図から明ら

かなように補助熱源分担率を増加させるに従ってエネルギーコスト指数が小さくなり、その関係はほぼ直線に近い。また、その中でもケースⅢのエネルギーコスト指数が最も小さくエネルギーコストの観点から有効であることがわかる。

5. 結 言

以上本論文では、補助熱源を併設した4種類の熱・電気複合ソーラシステムの諸特性を求め比較検討した。その目的は、①補助熱源を導入することによって、システムの稼働率と太陽エネルギー有効利用率の向上、更にエネルギーコストの低減率を定量的に把握する②エネルギーコストの観点から、最適な設計基準を見出すことにあった。その結果をまとめると次のようになる。

(1) いずれのシステムとも補助熱源を導入することによって、太陽エネルギー有効利用率が向上するとともに、年間稼働時間も増加する。また、エネルギーコスト指数も低減することがわかった。

(2) 太陽エネルギー有効利用率を向上させるには、設計基準日射強度を強く、補助熱源分担率を大きくすればよいことがわかった。このとき、設計基準直達日射強度が 0.7 kW/m^2 (傾斜面全天日射強度が 0.9 kW/m^2) 以上では、この値に飽和傾向が見られる。また、設計基準直達日射強度が 0.7 kW/m^2 において、太陽エネルギー有効利用率を 95% にするには、約 30% の補助熱源分担率を目安にシステムを構成すればよい。

(3) 補助熱源分担率を大きくするに従って、システムの年間稼働時間が長くなる。例えば、設計基準直

達日射強度が 0.7 kW/m^2 のとき、補助熱源分担率 30% のシステムの年間稼働時間は、補助熱源のないシステムに比べ約 60% 増加する。

(4) 最小エネルギーコスト指数を与える設計基準日射強度は、いずれとも直達日射強度が 0.7 kW/m^2 、傾斜面全天日射強度が 0.9 kW/m^2 付近である。

(5) 経済性の観点からも補助熱源を導入することが望ましく、エネルギーコストの低減に大きく作用する。例えば、設計基準直達日射強度が 0.7 kW/m^2 、補助熱源分担率が 30% のケースⅢのエネルギーコスト指数は、設計基準直達日射強度が 0.4 kW/m^2 、補助熱源を持たないケースⅠのそれらの 41~43% となる。

(6) 4つのシステムの諸特性を同一の条件で求めた結果、ケースⅢ(定格電気出力が 1.5 MW, 定格熱出力が 6.0 MW) が単位面積あたりの年間エネルギー発生量、エネルギーコストの観点から好ましいシステム構成であることがわかった。

本論文をまとめるにあたり、種々討論頂いた当所エネルギー部太陽エネルギー研究室の方々に深謝する次第である。

(昭和 60 年 6 月 14 日受付, 同 60 年 9 月 26 日再受付)

文 献

- (1) 谷:「熱・電気複合ソーラシステムの設計に関する一考察」電学誌, 103, 9 (昭 58-3)
- (2) 谷:「熱・電気複合ソーラシステムの最適蓄熱容量の考察」電学誌, 104, 9 (昭 59-1)
- (3) 谷:「太陽熱発電システムの設計に関する研究」電総研究報告 845, 50 (昭 59-5)
- (4) 谷, 他:「熱・電気複合ソーラシステムの設計に関する考察(2)」日本太陽エネルギー学会第 10 回研究会 No. 42, 165 (昭 59-12)