

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

SECCIÓN DE POSTGRADO



**ESTUDIO SOBRE LA CONVERSIÓN DE TURBINAS
AERONÁUTICAS EN PLANTAS MÓVILES DE GENERACIÓN**

TESIS

*Para Optar el Grado de Maestro en
Ingeniería Aeronáutica con Mención en:*

MOTORES DE TURBINAS A GAS

Presentado por:

CAMILO VELASQUEZ GRANDEZ

LIMA - PERÚ

2003

ÍNDICE

	Página
INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO I: Análisis de la situación actual de la explotación de hidrocarburos y energía eléctrica en el país	
1 . 1 Situación de la explotación de hidrocarburos en el Perú ..	11
1 . 2 Situación de la distribución eléctrica en el Perú	17
1.3 Análisis de la situación de la distribución eléctrica en el Perú	17
CAPÍTULO II: Antecedentes sobre el desarrollo de motores de turbinas a gas de aviación como plantas móviles generadoras de corriente eléctrica	
2.1 Particularidades	19
CAPITULO III: Diferencias conceptuales entre una turbina de gas aeronáutica y una turbina de gas para generación	21

**CAPÍTULO IV: Cualidades económicas y ecológicas de una planta de turbina
construida en base a una turbina de gas aeronáutica**

4.1	Cualidades económicas de una planta de turbina en base a una turbina de gas aeronáutica	24
4.2	Cualidades ecológicas de una planta de turbina construida en base a una turbina de gas aeronáutica	26

**CAPÍTULO V: Problemas técnicos que surgen al convertirse una turbina de gas
aeronáutica en una planta de generación**

5 . 1	Parámetros de potencia y de economía	31
5 . 2	Parámetros explotacionales	31
5 . 3	Parámetros ecológicos	31
5 . 4	Parámetros constructivos.....	31
5 . 5	Parámetros de confiabilidad.....	32

**CAPÍTULO VI: Planteamiento de un método de cálculo termodinámico para
convertir una turbina de gas aeronáutica en planta térmica de
generación**

6 . 1	Cálculo energético del motor	33
6.2	Cálculo termodinámico del motor	46
6.3	Cálculo del consumo específico de combustible	86

6.4	Cálculo de la potencia transmitida al generador	87
6.5	Cálculo del consumo de aire para la refrigeración de la turbina	87
6.6	Consideraciones de diseño del sistema de suministro de gas natural	88

CAPÍTULO VII: Aplicación del método propuesto a un prototipo basado en la conversión de la turbina de gas aeronáutica AI-20D en planta térmica de generación

7.1	Características y particularidades tecnológicas de la turbina de gas AI-20D	92
7.2	Programa de cálculo para la conversión de la turbina de gas AI-20D en planta móvil de generación	94

CAPITULO VIII: Análisis de costo

8.1	Costo de materiales y equipos	118
8.2	Mano de obra, montaje e instalación	120
8.3	Costo total (en dólares USA) de la planta móvil generadora de corriente eléctrica	120
8.4	Comparación de costos	121

CONCLUSIONES 122

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS 124

HOJA DE SIMBOLOGÍA

MTG – Motor de turbina a gas

MTGA – Motor de turbina a gas de aviación

PTG - Planta de turbina a gas

PTGA - Planta de turbina a gas de aviación

PMGC – Planta móvil generadora de corriente eléctrica

GLP – Gas licuado de petróleo

LGN – Licuados del gas natural

RESUMEN

La presente tesis consiste en el estudio sobre la conversión de turbinas aeronáuticas que se encuentran fuera del servicio para el vuelo en plantas móviles de generación con la adaptación en el eje de transmisión, de un alternador de corriente eléctrica.

Para este estudio, se realiza un análisis de la situación actual de la explotación de hidrocarburos y energía eléctrica en el país y se analiza los antecedentes sobre el desarrollo de motores de turbinas a gas de aviación como plantas móviles generadoras de corriente eléctrica.

Se enumera las diferencias conceptuales entre una turbina de gas aeronáutica y una turbina de gas para generación y las cualidades económicas y ecológicas de una planta de turbina construida en base a una turbina de gas aeronáutica.

Se menciona los problemas técnicos que surgen al convertirse una turbina de gas aeronáutica en una planta de generación y se realiza un planteamiento de un método de cálculo termodinámico para convertir una turbina de gas aeronáutica en planta térmica de generación.

En base al planteamiento de un método de cálculo termodinámico, se aplica a un prototipo basado en la conversión de la turbina de gas aeronáutica Al-20D en planta térmica de generación, se realiza el análisis de costo, conclusiones y se menciona las referencias bibliográficas empleadas.

INTRODUCCIÓN

En el extranjero, una amplia difusión en la construcción de maquinaria energética obtuvieron los Motores de turbinas a gas (MTG), en base a los cuales se generan una parte significativa de la energía eléctrica y térmica.

La utilización de los motores de aviación convertidos en plantas móviles de centrales eléctricas, son las potentes reservas para la solución de tareas de suministro de la energía eléctrica y térmica en la economía de los países. Además, la utilización de la tecnología aeronáutica permite solucionar tareas de suministro de energía con un nuevo nivel técnico.

A comienzos de los años 70, en la industria energética, de petróleo y gas, un rol significativo comenzaron a tener las plantas de turbinas a gas, creados en base a los Motores a turbinas de gases de aviación (MTGA).

Actualmente en EE.UU parte de la energía eléctrica es generado con Plantas de turbinas a gas (PTG), conformando el 8% y en el mundo alcanza el 5%. En Rusia, la demanda de plantas energéticas con turbinas a gas asciende a 100 millones de kilovatios.

En la actualidad, la situación en el mercado mundial de los hidrocarburos ha variado significativamente. El crecimiento del valor del petróleo y de los productos del petróleo ha aumentado en los años 70-80, los pronósticos indican que su precio seguirá en aumento hasta el presente 2003. El problema económico, junto con la oposición a la construcción de plantas eléctricas atómicas y el aumento de las reservas, en el sentido ecológico, el combustible-gas llevó hacia el crecimiento de la necesidad de la PTG, en base a los MTGA. Considerando los bajos índices de economía y ecológicos de los PTG estacionarios, creados muchos años atrás, lleva a esperar un significativo crecimiento del requerimiento de las plantas de turbinas a gas de aviación (PTGA), especialmente para la energética y su utilización en combinación con las plantas de vapor y gas.

En base a lo indicado, se puede concluir, que las escalas de elaboraciones y la utilización práctica de la PTGA debe ser significativamente amplia. Este camino permite el ulterior crecimiento del potencial científico - técnico en la construcción de los motores de aviación.

Teniendo en cuenta la particularidad de los MTGA como sistema energético; las plantas energéticas, construidas en base a los MTG, encuentran utilización en las diferentes regiones de la economía nacional, en calidad de mandos eléctricos, como generadores de aire comprimido en las plantas móviles estacionarias del tipo laboratorio e industrial, como extractores en el transporte

neumático, en las máquinas de tobera de control por chorros térmicos, en las máquinas para el movimiento de tierra, en limpieza de las suciedades, hielo y nieve de las superficies, en ventilación, como máquinas térmicas, utilizados para calentar y secar; como generadores de vapor y gas y en otros usos.

Las PTGA tienen una gran variedad de aplicación energética; se emplean en el transporte terrestre, fluvial, marítimo, en la generación de energía eléctrica a través de plantas térmicas, eólicas, nucleares, etc. Asimismo encuentran aplicación en el sector metalúrgico y petrolero.

Debido a la gran confiabilidad de los MTGA, luego de cumplir su vida útil de aviación son muy atractivos por su versatilidad como plantas de fuerza de uso estacionario, para diversas aplicaciones tales como: generación, bombeo de petróleo y gas, ventilación para la industria metalúrgica, etc.

Nuestro país, como poseedor de recursos naturales tan importantes como el gas y por la necesidad de mayor generación de energía eléctrica, particularmente en los lugares muy alejados, resulta muy propicio para la aplicación de este tipo de máquina térmica.

Como se sabe, las innumerables ventajas que ofrece el gas natural como fuente de energía ha hecho que se ponga mayor énfasis en la búsqueda de

yacimientos de gas en todo el mundo, habiéndose establecido prácticamente una igualdad de reservas de petróleo y gas.

A pesar de haberse más que duplicado el consumo de gas natural desde 1990, las reservas probadas de gas natural han crecido considerablemente más rápido que su consumo, ya que se efectúan nuevos hallazgos continuamente y se elevan las reservas de los yacimientos existentes por las mejoras en las técnicas de producción. Las reservas totales probadas de gas natural en el mundo cubrirían la demanda de más de 60 años a los niveles actuales de consumo. Los expertos estiman que las reservas totales de gas natural son varias veces mayores que las probadas, lo que prolonga el tiempo de vida previsto para sus reservas y asegura que el gas natural puede actuar como una energía puente hacia otro sistema energético en un futuro lejano.

En la mayor parte de los casos, el objetivo de reducir la emisión de contaminantes en los diferentes usos energéticos y procesos va de la mano con el ahorro de energía. La promoción del uso racional de la energía y la reducción de la contaminación son considerados de máxima prioridad por las compañías de gas natural. Los ahorros de energía que se obtienen por aplicación de técnicas que utilizan preferentemente el gas natural dan lugar a menor consumo y por consiguiente menor contaminación.

La generación de energía eléctrica por sistemas convencionales tiene rendimientos del 35-40% con hasta un 65% de la energía primaria consumida, desperdiciada como calor residual.

El gas natural se ha constituido en un combustible atractivo para la generación de electricidad con alto rendimiento en toda una serie de aplicaciones, ofrece las mejores oportunidades en términos de economía, aumento de rendimiento y reducción del impacto ambiental. Estas ventajas pueden conseguirse tanto en grandes centrales como en pequeñas centrales y unidades de cogeneración termoeléctrica.

El uso de turbinas de gas para mejorar centrales existentes y en nuevas centrales de ciclo combinado permite alcanzar ahorros de energía de entre el 15 y el 40%.

Las razones para el renovado interés en el uso del gas natural para generación de electricidad son:

- el desarrollo de ciclos combinados a gas con turbina de gas,
- el menor impacto ambiental considerable que aporta la generación eléctrica con gas que con otros combustibles sólidos,
- la disponibilidad a largo plazo de grandes y crecientes reservas de gas,

- las centrales de ciclos combinados a gas con turbina de gas pueden ser construidas con relativa rapidez y con costos de inversión relativamente bajos.

Estas ventajas han coincidido con la creciente preocupación sobre el daño ocasionado por la lluvia ácida causada por las emisiones de SO₂ y NO_x y por el papel de las emisiones de CO₂ provocadas por el hombre sobre el creciente efecto invernadero.

La tecnología de ciclos combinados con turbina de gas es la de más alto rendimiento entre las tecnologías de generación que funcionan con combustibles fósiles. El atractivo de esta nueva tecnología basada en un ciclo termodinámico de alto rendimiento reside en su capacidad de utilizar calor, que de otra forma se hubiera perdido para generar energía eléctrica adicional.

A lo largo del desarrollo de la tecnología de turbinas a gas convencionales el rendimiento eléctrico ha ido aumentando desde 25% hasta un 36%. Este rendimiento se ha incrementado todavía más con la aplicación de los ciclos combinados de turbina de gas que aportan en la actualidad rendimientos del orden de 50-51%, con un ahorro de combustible de hasta el 30% en comparación con los sistemas tradicionales con turbina de vapor.

Utilizando el calor residual desperdiciado tradicionalmente en la generación de energía eléctrica a gran escala, la cogeneración alcanza rendimientos mucho mayores que las formas convencionales de generación de energía eléctrica.

El gas natural se puede encontrar en forma "asociado", cuando en el yacimiento aparece acompañado de petróleo, o gas natural "no asociado" cuando está acompañado únicamente por pequeñas cantidades de otros hidrocarburos o gases.

La composición del gas natural incluye diversos hidrocarburos gaseosos, con predominio del metano, por sobre el 90%, y en proporciones menores etano, propano, butano, pentano y pequeñas proporciones de gases inertes como dióxido de carbono y nitrógeno.

Actualmente más de 70 países en el mundo son productores de gas natural. Las reservas mundiales de gas natural exceden a las de petróleo en un 22%.

En los próximos 25 años los combustibles derivados de hidrocarburos permanecerán como la principal fuente de energéticos y contrario a lo que podría pensarse, su demanda aumentará.

Paralelamente, uno de los combustibles que se perfila como de más amplio uso es el gas natural. Por ejemplo, durante el año 2000 el mundo consumió una cantidad de gas natural equivalente a 44.7 millones de barriles de crudo al día, y se prevé que la demanda para el 2020 aumentará 92 %, al pasar a 86.1 millones de barriles diariamente. En contraste, el petróleo crudo lo hará en 46 %.

El gas natural es el combustible fósil que emite menos CO₂ por unidad de energía producida. Por tratarse de un gas, su mezcla con aire y posterior combustión es más fácil que con otros combustibles fósiles y la ausencia de partículas y compuestos corrosivos de azufre, facilitan la recuperación del calor residual y, por tanto, las eficacias de su utilización.

Por su rendimiento y baja emisión de contaminantes, el gas natural es especialmente apropiado para la generación de electricidad y cogeneración, uso de calderas y hornos industriales, automoción, climatización y otros usos en los sectores comercial y doméstico.

En el Perú ha cobrado actualidad el aprovechamiento de las ventajas del gas como combustible para diferentes aplicaciones, entre las que se encuentran el empleo de las plantas de bombeo o de generación con turbinas a gas usando como combustible las reservas del gas de Camisea.

El gas natural que se envía a plantas de proceso está constituido por metano, etano, propano, butano e hidrocarburos más pesados, así como por impurezas tales como el azufre. En una primera etapa la corriente de gas natural pasa a una planta endulzadora, donde se elimina el azufre. Enseguida, se alimenta a una planta criogénica, en la cual mediante enfriamiento y expansiones sucesivas se obtienen dos corrientes, una gaseosa básicamente formada por metano (gas residual) y la otra líquida (licuables). En un proceso posterior de fraccionamiento, la fase líquida se separa en diversos componentes: etano, GLP y gasolinas naturales.

En este objetivo se abre una gran alternativa de convertir turbinas de gas aeronáuticas en plantas estacionarias para bombeo de gas o para generación de energía eléctrica.

Debido al estado actual de la energética en el Perú, se requiere la participación de los medios disponibles entre los cuales se encuentra el material aeronáutico; el uso de los motores de aviación que han cumplido su tiempo de servicio en vuelo y que conservan sus propiedades operativas en regímenes mínimos, los cuales pueden seguir siendo utilizados, permitirán resolver problemas energéticos, con las ventajas de contar con el mínimo personal para su mantenimiento y disminuyendo los costos del combustible usando para ello gas natural que se obtendría del mismo lugar de prospección, ahorrándose grandes

cantidades de dinero por la compra de generadores de corriente diseñado para estos fines.

Los países industrializados como Estados Unidos de Norteamérica y Rusia, tienen experiencia en la conversión de motores de aviación dados de baja para el servicio en vuelo, en plantas móviles generadoras de corriente eléctrica, los cuales han demostrado que es una solución correcta y adecuada en la solución de problemas energéticos en pueblos distantes, donde no existe electrificación de centrales hidroeléctricas.

El objetivo del presente trabajo es desarrollar una metodología de cálculo para la conversión de turbinas aeronáuticas en turbinas estacionarias. Dicha metodología es probada con el modelo AI-20D.

CAPITULO I:

Análisis de la situación actual de la explotación de hidrocarburos y energía eléctrica en el país

1.1 Situación de la explotación de hidrocarburos en el Perú

El Perú es conocido en todo el mundo por el extraordinario potencial que presenta para el desarrollo de actividades destinadas al aprovechamiento de sus recursos naturales, en particular, en el ámbito energético.

En el Perú existen 18 cuencas sedimentarias con posibilidades de exploración. Todas estas cuencas están relacionadas, en mayor o menor grado, a los procesos tectónica de placas y al levantamiento de los Andes peruanos.

Ocho de las 18 cuencas, se encuentran localizadas total o parcialmente costa-afuera, es decir: la Cuenca Tumbes-Progreso, Talara, Sechura, Salaverry, Trujillo, Lima, Pisco y Mollendo. Las 10 restantes se encuentran en el continente (onshore), es decir: la cuenca Lancones, Moquegua, Santiago, Bagua, Huallaga, Ene, Titicaca, Marañón, Ucayali y Madre de Dios.

En las cuencas Tumbes-Progreso y Talara desde el siglo pasado ha existido producción comercial de petróleo, en especial en Talara que ha sido intensamente explotada. Las otras cuencas ubicadas en el zócalo continental sólo han sido exploradas mediante levantamientos sísmicos y con la perforación de algunos pozos. Actualmente, las cuencas: Tumbes-Progreso y Trujillo están siendo exploradas por la Cías. Pérez Companc, Occidental y Repsol.

En aquellas regiones, ubicadas en la vertiente oriental de los Andes y la Región Amazónica, se debe destacar los importantes descubrimientos de la Selva Norte en la cuenca Marañón que ha acumulado a la fecha alrededor de 779 millones de barriles y los de la Selva Central en la cuenca Ucayali con 21 millones de barriles de petróleo equivalente; y en la década de los 80, los importantes descubrimientos del gas de Camisea en la Selva Sur.

Las reservas de hidrocarburos de Camisea (Fig.1) fueron descubiertas por una de las compañías de Shell a mediados de la década de 1980. En Camisea se estima que las reservas probadas más probables están alrededor de 12.7×10^{12} pies cúbicos (pc); 807×10^6 de barriles (Bls) de LGN. Las reservas mundiales de gas natural exceden a las de petróleo en un 22% (Fig. 2). Las reservas estimadas son de 13×10^{12} pies cúbicos (pc) de gas natural y 660×10^6 de barriles de líquidos que, al comercializarse, reducirán el costo de la electricidad y del combustible nacional (Fig.3).

Estos yacimientos son lo suficientemente grandes como para satisfacer las necesidades actuales de energía del Perú por más de un siglo (Fig.4). Por lo que este yacimiento se constituyó en una de las fuentes de energía más importantes del país.

La zona de Camisea se encuentra a unos 500 kilómetros al este de la ciudad de Lima, capital del Perú, en la vertiente oriental de la

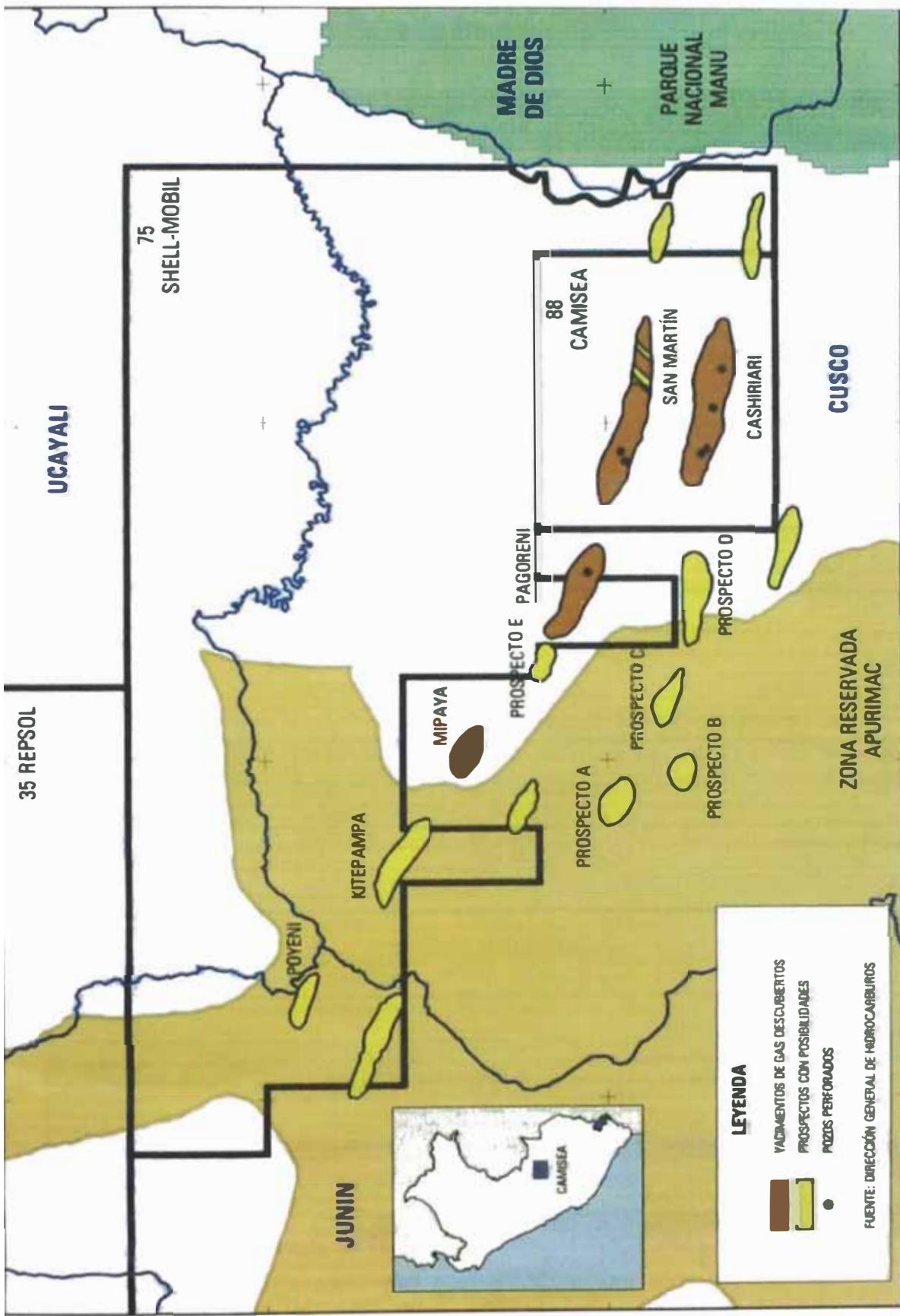


Fig.1 Potencial hidrocarbúrico del área de camisea



Fig.2 En Camisea se estima que las reservas probadas mas probables están alrededor de: 12.7×10^{12} pc (pies cúbicos) y 807×10^6 bls (barriles) de LGN. Las reservas mundiales de gas natural exceden a las de petróleo en un 22%.



Fig.3 Las reservas estimadas del gas de Camisea son de 13×10^{12} pc (pies cúbicos) de gas natural y 660×10^6 bls (barriles) de líquidos que, al comercializarse, reducirán el costo de la electricidad y del combustible nacional.



Fig.4 Los yacimientos de Camisea son lo suficientemente grandes como para satisfacer las necesidades actuales de energía del Perú por más de un siglo.

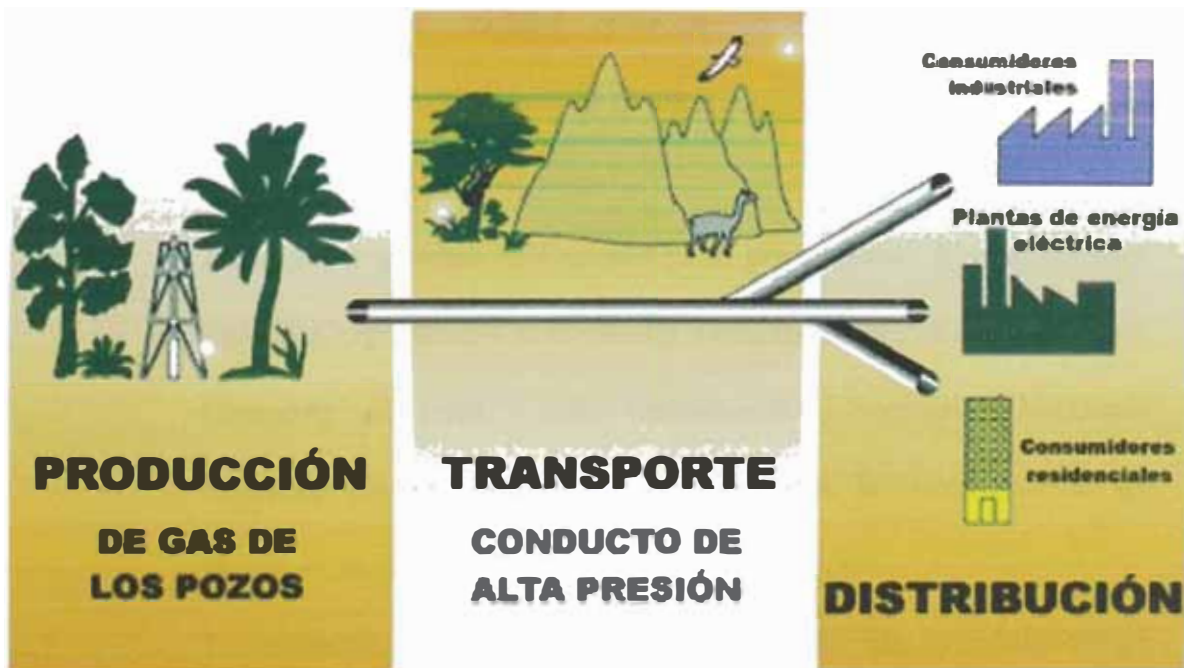


Fig.5 Por los estudios realizados del gas de Camisea, se ha determinado que es un conjunto de yacimientos de gas natural no asociado, se estima que esta constituido por 80% de gas metano, 10% de etano, 4% de propano, 2% de butano y 3% de pentano, estos porcentajes de propano y butano le dan mayor valor al gas natural.

Cordillera de los Andes en el departamento del Cuzco. Está situada en el Valle del Bajo Urubamba, una de las áreas de diversidad biológica natural de mayor importancia en el mundo. La zona está habitada por comunidades nativas.

Por los estudios realizados del gas de Camisea, se ha determinado que es un conjunto de yacimientos de gas natural no asociado, se estima que esta constituido por 80% de gas metano, 10% de etano, 4% de propano, 2% de butano y 3% de pentano, estos porcentajes de propano y butano le dan mayor valor al gas natural (Fig.5)

Las reservas de Camisea son de gran importancia para nosotros los peruanos pues tienen el potencial de reducir las importaciones de energía, mejorar la posición de la balanza de pagos, reducir los precios de la electricidad, crear nuevos puestos de trabajo, atraer nuevas industrias al país y generar una cantidad significativa de ingresos por tributación.

El proyecto gasífero de Camisea ya es una realidad. Pluspetrol-Hunt Oil- Sk Corporation y el consorcio Techint-Pluspetrol-Hunt Pipeline Company of Perú - SK Corporation, L'Enterprise Nationale Sonatrach-Graña y Montero) se adjudicaron la buena pro de las etapas de explotación y transporte – distribución.

La tendencia mundial, en materia de combustibles, es reemplazar el petróleo por otros más limpios y baratos. Por eso, cuando Camisea

sea una realidad, el Perú estará energéticamente integrado en todos sus confines. No obstante de que sólo la primera fase del proyecto, que concluye el 2003, demandará una inversión de 400 millones de dólares, el proyecto Camisea ya está en marcha.

Cuando Camisea sea una realidad, nuestro país producirá 18 mil barriles de gas licuado, lo que significará que no solamente dejará de ser importador sino que se convertirá en exportador de este combustible.

Se espera que el gas de Camisea llegue en la primera etapa (año 2003) a las plantas de generación eléctrica y a las grandes industrias, porque éstas abrirán el camino de la comercialización por ser grandes consumidores. Después serán las industrias medianas, los hospitales, las clínicas y hasta los pequeños negocios los que utilicen el gas en el 2005. Además, por supuesto, de beneficiarse con una reducción de 25 % en las tarifas de electricidad.

Se calcula que el proyecto Camisea alcanzará en su etapa piloto inicial una producción cercana a los 30 mil barriles de gas al día. Cifra que se incrementaría de acuerdo con la demanda del gas. La intención es que el gas llegue a Lima antes de finalizar el año 2003.

Debido a la evolución de los conceptos y herramientas de exploración y los descubrimientos de hidrocarburos en la vertiente oriental de la cadena andina en Colombia (Cusiana, Cupiagua) y Perú

(Camisea), esta región, desde el punto de vista geológico ha cobrado un expectante interés entre las compañías petroleras a nivel mundial. Actualmente, existen en el país 41 empresas tanto nacionales como extranjeras realizando actividades de exploración y explotación en las diversas cuencas de la Costa y la Selva.

A pesar de todos los trabajos exploratorios realizados, aún quedan cuencas sedimentarias que no han sido suficientemente exploradas, con probabilidades de contener hidrocarburos; por lo que, aún subsisten oportunidades de realizar nuevos descubrimientos de hidrocarburos en cantidades comerciales.

Las reservas potenciales de las 18 cuencas mencionadas, según cálculos basados en estudios volumétricos, indican que estarían alrededor de 32,283 millones de barriles.

La perforación exploratoria constituye una de las actividades necesarias para comprobar, insitu, la existencia de hidrocarburos en los diversos prospectos investigados.

A la fecha, se han perforado en el país alrededor de 403 pozos exploratorios desde el año 1972, tanto en el Noroeste Peruano como en la región de la Selva y algunos en la Sierra Sur, dando lugar a descubrimientos importantes que constituyen actualmente, en gran medida, la fuente de abastecimiento de nuestras necesidades

energéticas.

Comprobada la existencia de hidrocarburos en un determinado yacimiento, es necesario llevar a cabo la perforación de desarrollo con el propósito de poner en producción las reservas existentes.

Aguaytia Energy ha desarrollado un proyecto energético integrado para la explotación comercial del yacimiento de gas de Aguaytia, ubicado en la Selva Central del Perú.

La exploración realizada en un lote de 2 millones de hectáreas en la cuenca Ucayali durante el periodo 1981-1987, mediante la ejecución de 3,000 kilómetros de líneas sísmicas y la perforación de 6 pozos exploratorios, permitió que en el área de Camisea se descubrieran tres yacimientos de Gas no asociado.

Los estudios técnicos y económicos del desarrollo de los yacimientos, de la construcción de los ductos y del mercado potencial, han demostrado la factibilidad de la explotación de un proyecto basado en ventas de gas y licuado de gas natural (LGN).

Durante los primeros 20 años de explotación, se han estimado ventas acumuladas de gas en el mercado interno del orden de 2.5×10^{12} pies cúbicos de gas seco y la recuperación de mas de 400 millones de barriles de LGN.

La magnitud de estas reservas hidrocarburíferas hace que su explotación sea la oferta de energía más importante del país

potencialmente atractiva para cualquier inversionista en razón a la posibilidad de exportar LGN.

En el Perú existen siete refinerías de petróleo, mediante las cuales se abastece gran parte de la demanda total de combustibles del país. Estas refinerías procesan crudos nacionales e importados.

1.2 Situación de la distribución eléctrica en el Perú

La distribución de energía eléctrica, a nivel nacional está dada por los sistemas interconectados y los pequeños sistemas eléctricos interconectados, basados principalmente en centrales térmicas y existencia de recursos hidroenergéticos disponibles.

1.3 Análisis de la situación de la distribución eléctrica en el Perú

De una manera general las necesidades del país en estos dos aspectos importantes constituyen un problema; por lo expuesto, las regiones más alejadas tienen dificultades con el suministro de energía eléctrica, y la explotación de los hidrocarburos en el país está en proceso de explotación sobre todo con grandes posibilidades de explotación de gas a mediano plazo.

Es posible el empleo de motores de turbinas a gas de aviación como plantas móviles generadoras de corriente eléctrica, lo cual permitiría en un futuro cercano, disponer de generadores de energía eléctrica en

zonas lejanas de nuestro país donde no llegue las líneas eléctricas, donde la energía eléctrica es lo mas importante para su desarrollo, constituyendo un ejemplo a seguir de los países industrializados, los cuales han logrado desarrollar esta tecnología con resultados beneficiosos.

CAPITULO II:

**Antecedentes sobre el desarrollo de motores
de turbinas a gas de aviación como plantas
móviles generadoras de corriente eléctrica**

2.1 Particularidades

La ventaja de los motores de aviación convertidos consiste en su alto nivel tecnológico, su elevado grado de automatización en su funcionamiento, la presencia de los sistemas confiables de control y protección de los principales parámetros que permiten una operación confiable y segura.

Durante la conversión del motor de aviación, el generador que se le adapta en el eje de salida del reductor hacia la hélice, asegura un elevado tiempo de servicio durante su operación en tierra, para aliviar la operación del motor se prevé la posibilidad de un montaje y desmontaje rápido (8-10 horas) de toda la planta y de sus partes, en sus soportes de apoyo, lo cual permite realizar reparaciones en mejores condiciones.

Una gran importancia tiene el aumento del rendimiento de las plantas a instalarse. La solución del problema de aumento del rendimiento de motores de turbina de gas convertidos en base a los motores de aviación, que han cumplido su tiempo de servicio en vuelo, se complica, debido a que en relación al ciclo termodinámico siempre pertenecen a la generación anterior; debido a esto se tiene que perfeccionar el método de conversión y del aumento del rendimiento con la finalidad de reducir la pérdida de calor en los gases de escape.

Existen compañías que fabrican y venden generadores eléctricos de turbinas a gas que funcionan con gas natural, así tenemos las CIAs Caterpillar, Siemens, Fiat, John Brown, ABB, General Electric, Zorya-Mashproekt, Honeywell, Savoia, Perkins, Mercedes Benz, Cram.

En el mundo los países desarrollados como Estados Unidos y Rusia tienen experiencia en la conversión de motores de turbinas a gas de aviación que han cumplido su tiempo de servicio para el vuelo en plantas móviles generadoras de corriente eléctrica, así tenemos a las empresas Corporación Klimov, Saturno, y otras. En la actualidad el único país conocido que convierte los motores a turbina de gas en plantas generadoras de corriente eléctrica es Rusia, pero no lo comercializan, ya que los países desarrollados, fabrican y comercializan generadores eléctricos nuevos de turbinas a gas de diferentes potencias.

CAPÍTULO III:

Diferencias conceptuales entre una turbina de gas aeronáutica y una turbina de gas para generación

Las diferencias conceptuales entre una turbina de gas aeronáutica y una turbina de gas para generación que se utilizan tradicionalmente en las plantas energéticas, son:

<p style="text-align: center;">TURBINA DE GAS AERONÁUTICA</p>	<p style="text-align: center;">TURBINA DE GAS PARA GENERACIÓN</p>
<ul style="list-style-type: none"> - Está destinado para trabajar con keroseno - Un alto nivel de los parámetros termodinámicos y gasodinámicos; - Menor masa y tamaño por unidad de potencia - Bajo costo de inversión por kW/h. - Gran versatilidad para construir plantas térmicas de cualquier potencia - Se adaptan muy bien al ciclo combinado 	<ul style="list-style-type: none"> - Está destinado para trabajar con gas natural - Un nivel mediano de los parámetros termodinámicos y gasodinámicos; - Mayor masa y tamaño por unidad de potencia - Mediano costo de inversión por kW. - Construcción específica para determinada potencia - Están diseñados para ciclo combinado

<p style="text-align: center;">TURBINA DE GAS AERONÁUTICA</p>	<p style="text-align: center;">TURBINA DE GAS PARA GENERACIÓN</p>
<ul style="list-style-type: none"> - Facilidad de mantenimiento y alta confiabilidad de funcionamiento. - Estabilidad de las características funcionales de los motores y elevado coeficiente de utilización del metal, disminución de la cantidad de trabajo, lo que suministra un elevado nivel tecnológico de los procesos; - Posibilidad de conversión en plantas generadoras eléctricas - Posibilidad de traslado por helicóptero en regiones de difícil acceso; - Sencillez en la operación de los MTG y su capacidad de trabajo estable en diferentes condiciones del medio externo; 	<ul style="list-style-type: none"> - Mantenimiento poco complicado y buena confiabilidad de funcionamiento. - Características funcionales estables, mediano coeficiente de utilización del metal - Están diseñados y fabricados para plantas generadoras eléctricas - Dificultad de traslado por helicóptero debido a su elevado peso - Operación regularmente complicada y no muy buena capacidad de trabajo en diferentes condiciones del medio externo;

<p style="text-align: center;">TURBINA DE GAS AERONÁUTICA</p>	<p style="text-align: center;">TURBINA DE GAS PARA GENERACIÓN</p>
<ul style="list-style-type: none"> - Rapidez en el arranque y salida del motor al régimen nominal en condiciones de bajas temperaturas del medio ambiente; - Posibilidad de un rápido montaje y entrega del motor para su operación; - Fácil adaptación del MTG para ser utilizado en diferentes sistemas (en bombeo de gas, petróleo, en el mando de los generadores eléctricos, de barcos y otros). 	<ul style="list-style-type: none"> - Arranque y salida un poco prolongado del motor al régimen nominal en condiciones de bajas temperaturas del medio ambiente; - Montaje poco complicado y entrega del motor para su operación; - Están diseñados y fabricados para una función específica (en bombeo de gas, petróleo, en el mando de los generadores eléctricos, de barcos y otros).

CAPÍTULO IV:

**Cualidades económicas y ecológicas de una
planta de turbina construida en base a una
turbina de gas aeronáutica**

4.1 Cualidades económicas de una planta de turbina construida en base a una turbina de gas aeronáutica

- Bajos parámetros económicos, debido a la utilización de los motores de aviación que han cumplido su tiempo de servicio en vuelo y que conservan sus propiedades operativas en regímenes mínimos;

Permiten realizar la construcción de centrales termoeléctricas en tiempos mas cortos y por consecuencia a menores costos, representando la mejor alternativa para el empleo de los ciclos combinados;

Requiere contar con el mínimo personal para su mantenimiento;

- Por la utilización del gas natural, son más económicos y progresivamente irán reemplazando a los generadores que usan petróleo o carbón; incluso la generación eléctrica utilizando gas como fuente de energía compite, con ventaja, con una central hidráulica;

Menor costo de mantención de quemadores;

- Eliminación de pérdidas por derrame;

Mayor duración del motor;

- Menor costo de mantenimiento y/o reparación;

- Servicio ininterrumpido;

- Alto rendimiento de combustible;
Disminución de los costos del combustible usando para ello gas natural; el cual cuenta con las siguientes ventajas:
El gas natural es un combustible limpio, de bajo costo;
Tiene elevado poder calorífico, no es tóxico, tiene una combustión limpia y un bajo costo;
- En el sector industrial el gas natural ofrece mayores rendimientos energéticos y ahorro de energía, ahorro en costos de explotación y mantenimiento, mejora de calidad de producto y menores emisiones.
Su eficiencia energética es superior al carbón, las gasolinas y combustibles,
No requiere instalaciones de gas especiales;
- La instalación requiere menos espacio que una central convencional;
- Elevada potencia de generación con una eficiencia también elevada.
- El uso de turbinas de gas para mejorar centrales existentes y en nuevas centrales de ciclo combinado permite alcanzar ahorros de energía de entre el 15 y el 40%.

4.2 Cualidades ecológicas de una planta de turbina construida en base a una turbina de gas aeronáutica

- El gas natural con la que trabaja, es menos contaminante que el petróleo o la energía atómica;
Su baja emisión de contaminantes, por lo que su uso cumple con las cada día más estrictas legislaciones medioambientales;
- No es tóxico, tiene una combustión limpia y un bajo costo;
Menor generación de cenizas, como consecuencia de la combustión limpia;
Mejor ambiente laboral, condiciones de limpieza en el medio laboral;
- Menor contenido de SO_2 ;
Menor emisión de NO_x ;
- Menor posibilidad de generar lluvia ácida;
Bajas emisiones de carbono y bióxido de carbono, estas ventajas han coincidido con la creciente preocupación sobre el daño ocasionado por la lluvia ácida causada por las emisiones de SO_2 y NO_x y por el papel de las emisiones de CO_2 provocadas por el hombre sobre el creciente efecto invernadero;
Disminución de la reactividad fotoquímica de los hidrocarburos no quemados y la posibilidad de limpiarlo previamente a su uso de impurezas indeseables como el azufre que puede ser removido casi

totalmente por procesos establecidos;

Menor impacto ambiental que aporta la generación eléctrica con gas que con otros combustibles sólidos;

El gas natural contamina menos la atmósfera que la gasolina;

- La emisión de monóxido de carbono baja un 95%;

La emisión de hidrocarburos baja un 80%;

La emisión de óxidos de nitrógeno baja un 30%;

La emisión de gases que contribuyen al cambio climático global, tales como el dióxido de carbono, se reducen en casi un 15%, comparado con la gasolina;

- La producción de gas natural es mucho más "limpia" que transportar y refinar petróleo y luego generar electricidad;

- La combustión del gas natural, compuesto principalmente por metano (CH₄), produce un 25% menos de CO₂ que los productos petrolíferos y un 40% menos de CO₂ que la combustión del carbón por unidad de energía producida. Se atribuye al CO₂ el 65% de la influencia de la actividad humana en el efecto invernadero, y al CH₄ el 20% de dicha influencia;

El gas natural es más liviano que el aire. Si accidentalmente se produce una fuga de gas, éste se dispersa rápidamente en la atmósfera y no contamina ríos ni tierras;

- Debido a su composición química y características de combustión limpia, el gas natural puede contribuir al mantenimiento de una mejor calidad de aire y mejores condiciones de salubridad;
- La combustión del gas natural está clasificada mundialmente como la más limpia entre los combustibles industriales tradicionales;

Menor generación de cenizas;

La mayor relación hidrógeno / carbono en la composición del gas natural, en comparación con la de otros combustibles fósiles, hace que en su combustión se emita menos CO₂ por unidad de energía producida;

El gas natural es el combustible fósil más limpio que existe. Virtualmente no produce emisiones de azufre, tampoco polvo, contribuye un volumen mucho menor de contaminantes causantes del smog (polución urbana) y la mitad del CO₂ que produce la combustión de carbón por la generación de la misma cantidad de energía. Los óxidos de azufre contribuyen a la formación de la lluvia ácida y las emisiones de monóxido de carbono contribuyen así mismo al llamado "efecto de invernadero". El gas natural produce niveles mucho más bajos de óxidos de nitrógeno y monóxido de carbono que otros combustibles fósiles;

En la siguiente tabla, veremos qué cantidad de contaminantes por año arroja al ambiente cada tipo de central de carbón, gas natural y fuel oil y cuántas toneladas:

CONTAMINANTE	TIPO DE COMBUSTIBLE		
	Carbón, en ton.	Gas natural, en ton.	Fuel oil, en ton.
Dióxido de Carbono	13.000.000	5.000.000	5.500.000
Óxidos de azufre	140.000	14	53.000
Óxidos de Nitrógeno	20.800	12.200	21.800
Monóxido de Carbono	522	0	9
Hidrocarburos	209	0	667
Cenizas	4.500	454	730

De las cifras de la tabla anterior es posible concluir que el Gas natural comprimido:

- No produce material particulado;
- Reduce en 6 veces las emisiones de Oxido de Nitrógeno (NOx);
- Reduce entre 5 y 8 veces la emisión de hidrocarburos no metánicos, dañinos para la salud de las personas;

Reduce en 4 veces las emisiones de Monóxido de Carbono;

- Los tanques de gas natural y las estaciones de carga son sistemas cerrados. El uso de gasolina implica que una cierta cantidad de la misma se evapora del tanque de combustible, contribuyendo con casi la mitad de la contaminación.

CAPITULO V:

**Problemas técnicos que surgen al convertirse
una turbina de gas aeronáutica en una planta
de generación**

5.1 Parámetros de potencia y de economía

Debido a la utilización de los motores de aviación que han cumplido su tiempo de servicio en vuelo, se utiliza la potencia del régimen de trabajo mínimo, ya que su potencia al 100% es utilizado cuando el motor esta en condiciones operativas para el vuelo.

5.2 Parámetros explotacionales

Se debe inspeccionar y dar el mantenimiento al motor antes de su puesta en operación para verificar el buen estado técnico de la planta generadora de corriente eléctrica.

5.3 Parámetros ecológicos

No existe ningún problema en cuanto a los parámetros ecológicos, ya que se utiliza gas natural para su operación.

5.4 Parámetros constructivos

Se realizan las siguientes adaptaciones y variaciones en el motor:

- Al desmontar la hélice del motor, se debe de realizar los cálculos del generador eléctrico requerido según las características del motor, el cual va acoplado al eje del motor, para lo cual es muy importante que las RPM del motor coincida con las RPM del generador;

- Se debe refrigerar la turbina y los generadores eléctricos con un ventilador, debido a que el motor en vuelo se refrigera con aire que se extrae del compresor;
- Instalación de un sistema de gas para la circulación del gas natural desde el tanque hasta los inyectores de la cámara de combustión;
- Fabricación de una base móvil o estática según el requerimiento, donde van montados el tanque de gas, el motor y el generador eléctrico.

5.5 Parámetros de confiabilidad

No existe ningún problema en cuanto a los parámetros de confiabilidad debido a que el motor de aviación tiene un elevado índice de confiabilidad en sus parámetros constructivos y de explotación.

CAPÍTULO VI:

**Planteamiento de un método de calculo
termodinámico para convertir una turbina de
gas aeronáutica en planta térmica de
generación**

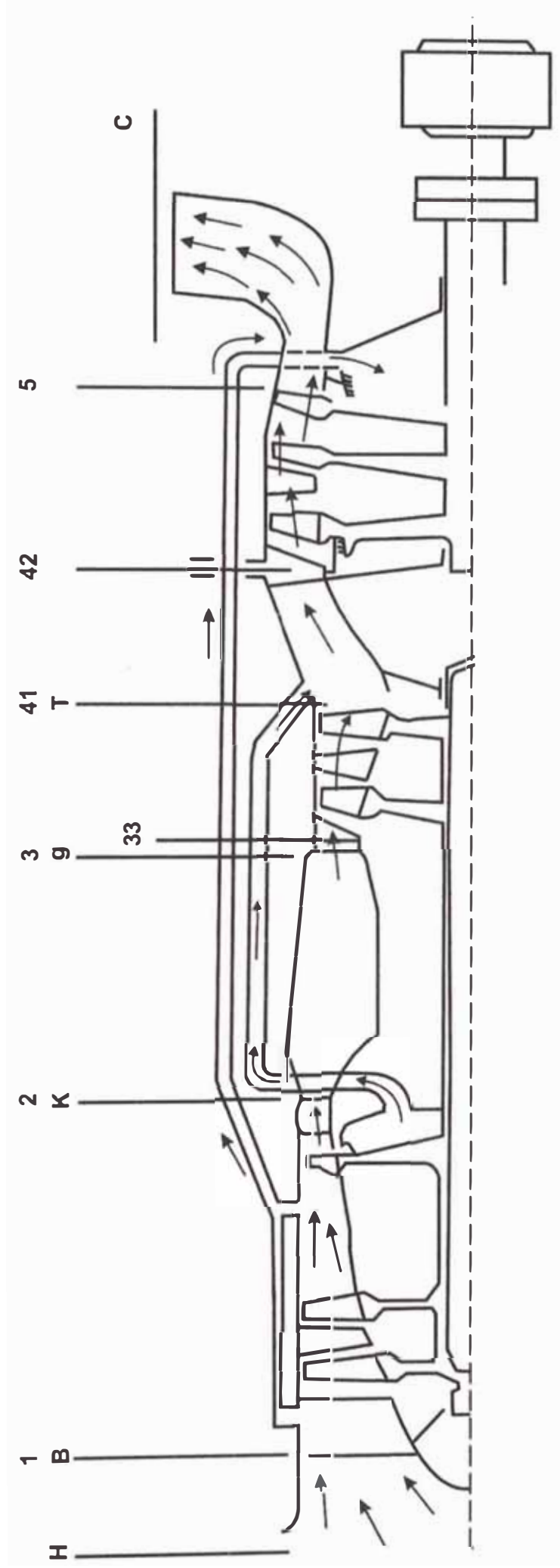
6.1 Cálculo energético del motor

Este cálculo se realiza para determinar el consumo relativo de combustible del motor; al conocer este parámetro se calcula el consumo de combustible del motor al 50 y 60 % de su potencia máxima, ya que estas turbinas de gas aeronáutica han cumplido su tiempo de vida útil para el vuelo.

Para los cálculos energético y termodinámico, se analizan los diferentes parámetros del motor en secciones, tal como se indica en el esquema, en estas secciones se calculan las temperaturas, presiones, relaciones de compresión, trabajo y el consumo relativo de combustible; estas secciones son las siguientes:

- H-H - sección del flujo de aire no perturbado o libre
- B-B (1-1) - sección en la entrada al motor
- K-K (2-2) - sección detrás del compresor
- g-g (3-3) - sección delante de la turbina del compresor
- 33 - sección a la entrada del estator de la turbina del compresor
- T-T (41-41) - sección detrás de la turbina del compresor
- 42-42 - sección en la entrada al estator de la turbina de potencia

ESQUEMA PARA EL CALCULO ENERGETICO Y TERMODINAMICO DEL TURBOGENERADOR



- 5-5 - sección detrás de la turbina de potencia
- C-C - sección en la salida de gases

Para los cálculos se considera los parámetros de la tabla de la atmósfera estándar, como la temperatura, presión y velocidad del sonido, los cuales se toma para la altura a nivel del mar, debido a que la planta generadora móvil de corriente eléctrica opera a altura cero.

Datos técnicos iniciales:

H_p ,	altura de vuelo del avión, en m
v_p ,	velocidad de crucero del avión, en m/s
$M_p = \frac{V}{a}$,	numero de Mach
T_{gp}^* ,	temperatura del gas delante de la turbina, en K
$N_e = 2700$,	potencia del motor, en kW
π_{kp}^* ,	relación de compresión del compresor

En la siguiente tabla se muestran las propiedades físicas de la Atmósfera Estándar Internacional (AEI).

Propiedades físicas de la Atmósfera Estándar Internacional

H (altura)	T_H (temperatura)	P_H (presión)	a (velocidad del sonido)
<i>m(metro)</i>	<i>K(Kelvin)</i>	N/m^2 <i>(Newton/metro²)</i>	<i>m / s</i> <i>metro / segundo</i>
0	288	$1,013 \cdot 10^5$	340
2500	272	$0,747 \cdot 10^5$	330
5000	256	$0,540 \cdot 10^5$	320
7500	239	$0,383 \cdot 10^5$	310
10000	223	$0,265 \cdot 10^5$	299
12500	217	$0,179 \cdot 10^5$	295
15000	217	$0,121 \cdot 10^5$	295

De esta tabla, para la altura deseada H_p , encontramos los parámetros del aire atmosférico: presión P_{Hp} , la temperatura T_{Hp} , y la velocidad del sonido a_H , además teniendo en cuenta las magnitudes iniciales M_p , por formula $v_p = a_H \cdot M_p$, se determina la velocidad del vuelo del avión en el régimen deseado.

6.1.1 **Velocidad del vuelo del avión en el régimen deseado (v_p),** se calcula multiplicando la velocidad del sonido por el número de Mach:

$$v_p = a_H \cdot M_p, \text{ m/s}$$

6.1.2 **Temperatura de estancamiento del aire (T_{Hp}^*),** se calcula en la sección H-H - sección del flujo de aire no perturbado o libre:

$$T_{Hp}^* = T_{Hp} \left(1 + \frac{K_B - 1}{2} M_p^2 \right), \text{ K}$$

T_{Hp} , temperatura del aire atmosférico, en K

K_B , exponente adiabático del aire

M_p , número de Mach

H-H - sección del flujo de aire no perturbado o libre



6.1.3 Presión de estancamiento del aire (P_{Hp}), se calcula en la sección H-H - sección del flujo de aire no perturbado o libre:

$$P_{Hp}^* = P_{Hp} \left(1 + \frac{\kappa_B - 1}{2} M_p^2\right)^{\frac{\kappa_B}{\kappa_B - 1}}, \text{N/m}^2$$

P_{Hp} , presión del aire atmosférico, en N/m^2

κ_B , exponente adiabático del aire

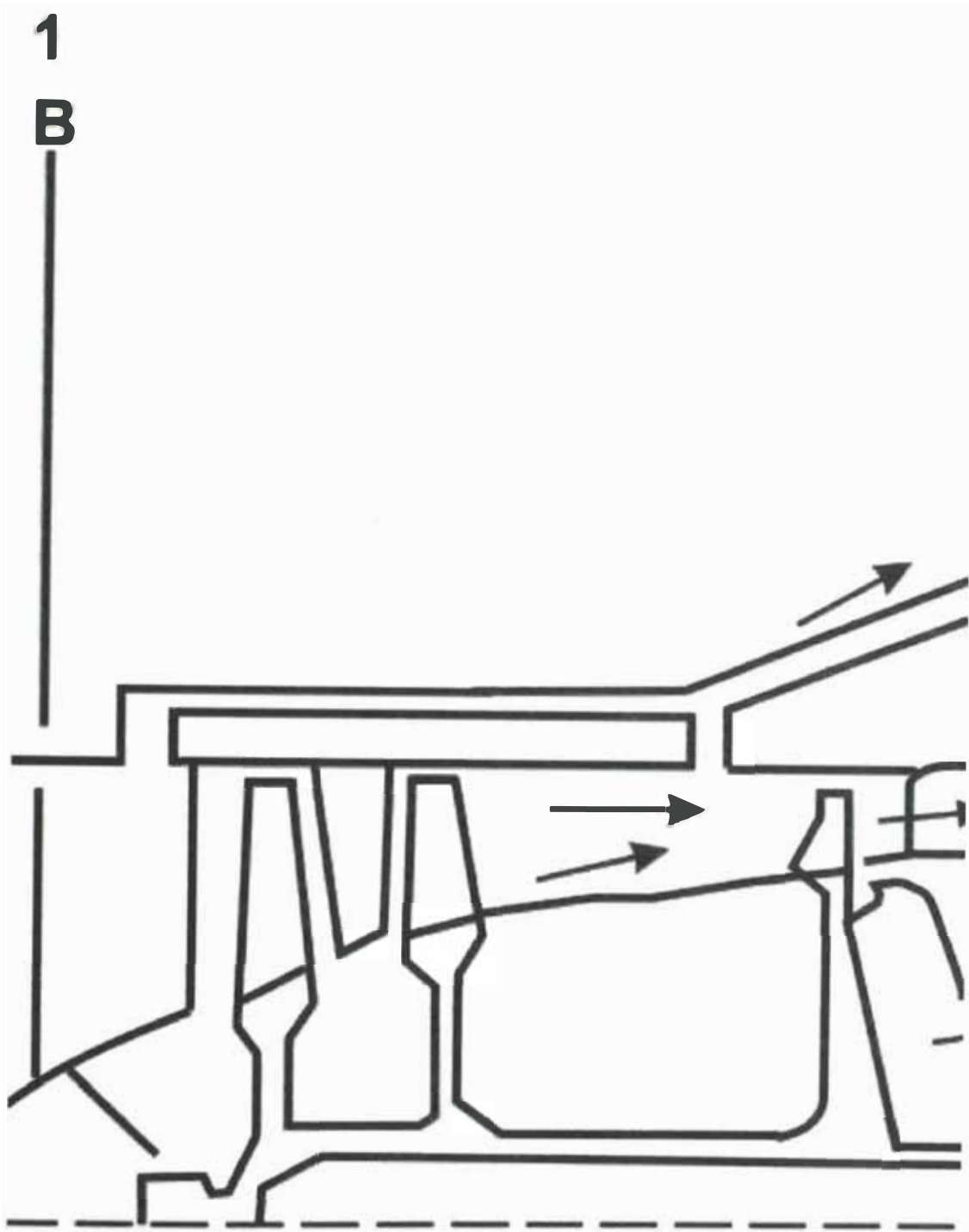
M_p , número de Mach del avión

6.1.4 Temperatura de estancamiento del aire delante del compresor (T_{Bp}^*), se calcula en la sección B-B (1-1) - sección en la entrada al motor:

$$T_{Bp}^* = T_{Hp}^*, \text{K}$$

T_{Hp}^* , temperatura del aire en reposo relativo al motor, en K

B-B (1-1) - sección en la entrada al motor



6.1.5 Presión de estancamiento del aire delante del compresor

(P_{Bp}^*), se calcula en la sección B-B (1-1) - sección en la entrada al motor; a velocidad subsónica de vuelo del avión, o sea cuando el número de Mach $M < 1$, se toma un valor del factor de recuperación de la presión σ_B en el dispositivo de entrada del motor, estos valores dependen del tipo de motor y del número de Mach:

$$P_{Bp}^* = P_{Hp}^* \sigma_B, \text{ N/m}^2$$

P_{Hp}^* , presión del aire en reposo, en N/m^2

σ_B , factor de recuperación de la presión

6.1.6 Relación de compresión del aire en el conducto de entrada

(π_{Bp}^*), se calcula en la sección B-B (1-1) - sección en la entrada al motor :

$$\pi_{Bp}^* = \frac{P_{Bp}^*}{P_{Hp}^*}$$

P_{Bp}^* , presión del aire en reposo antes del compresor, en N/m^2

P_{Hp}^* , presión del aire atmosférico, en N/m^2

6.1.7 Trabajo adiabático gastado en comprimir 1 kg de aire en el compresor (l_{kadp}), se calcula en la sección B-B (1-1) - sección en la entrada al motor :

$$l_{kadp} = C_{pB} T_{Hp}^* (\pi_{kp}^{*\frac{k_B-1}{k_B}} - 1), \text{ kJ/kg}$$

C_{pB} ,

calor específico del aire, en kJ/kg

T_{Hp}^* ,

temperatura del aire en reposo relativo al motor, en K

π_{kp}^* ,

grado de compresión del compresor

K_B ,

exponente adiabático del aire

6.1.8 Trabajo real en el compresor (l_{kp}), se calcula en la sección

B-B (1-1) - sección en la entrada al motor :

$$l_{kp} = \frac{l_{kadp}^*}{\eta_k^*}, \text{ kJ / kg}$$

l_{kadp}^* , trabajo adiabático gastado en comprimir 1 kg de aire en el compresor, en kJ/kg

η_k^* , rendimiento del compresor

6.1.9 Presión del aire detrás del compresor (P_{kp}^*), se calcula en

la sección K-K (2-2) - sección detrás del compresor:

$$P_{kp}^* = P_{Bp}^* \pi_{kp}^*, \text{ N / m}^2$$

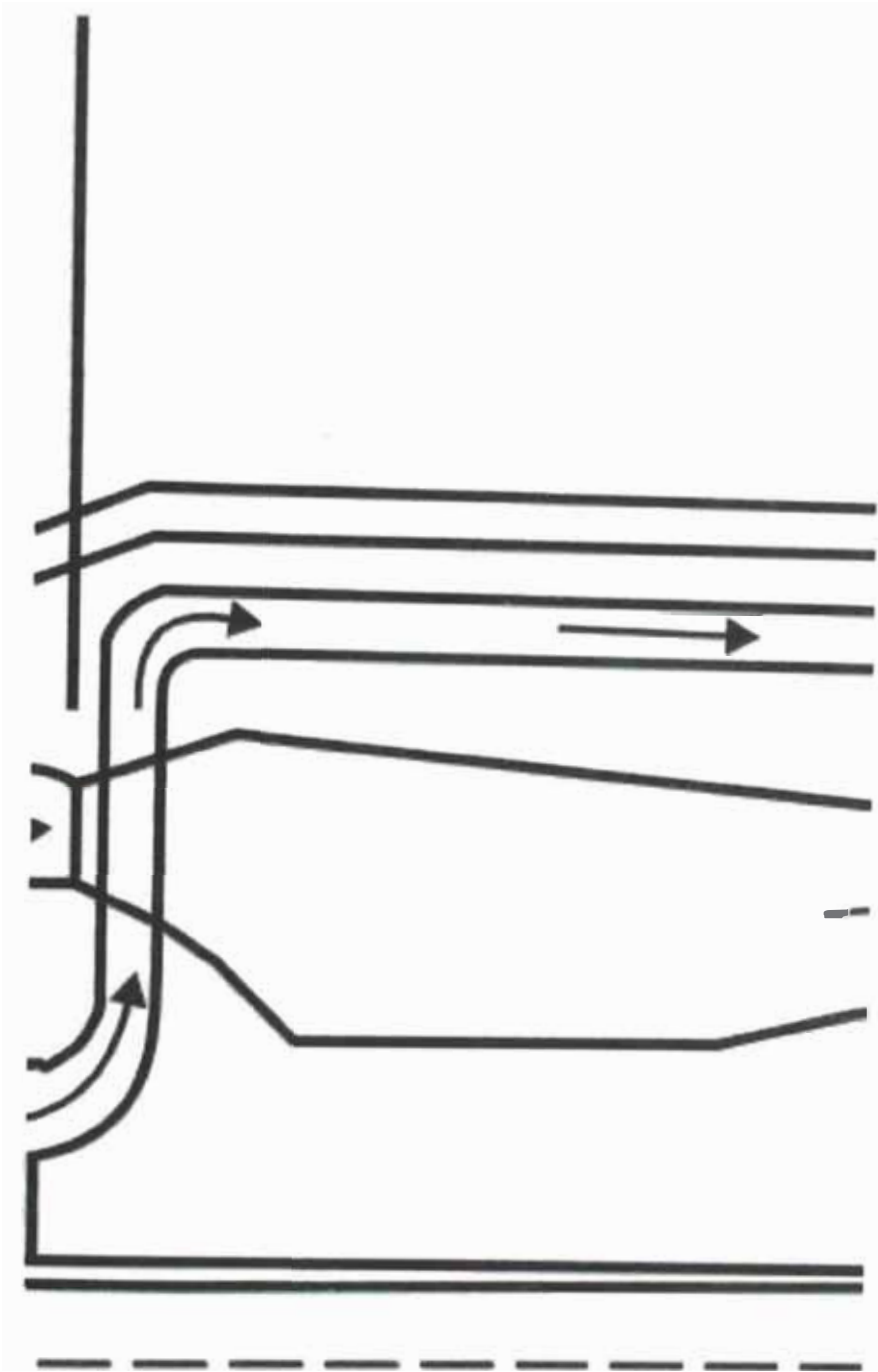
P_{Bp}^* , presión del aire en reposo antes del compresor, en N/m²

π_{kp}^* , grado de compresión del compresor

K-K (2-2) - sección detrás del compresor

2

K



6.1.10 Temperatura del aire detrás del compresor (T_{kp}^*), se calcula en la sección K-K (2-2) sección detrás del compresor:

$$T_{kp}^* = T_{BP}^* + \frac{l_{kp}}{C_{pB}}, \text{ } ^\circ K$$

T_{BP}^* , temperatura del aire en reposo a la entrada del compresor, en K

l_{kp} , trabajo real en el compresor, en kJ/kg

C_{pB} , calor específico del aire, en kJ/kg

6.1.11 Consumo relativo de combustible (g_{Tp}), se calcula en la sección g-g (3-3) - sección delante de la turbina del compresor:

$$g_{Tp} = \frac{C_{pg} T_{gp}^* - C_{pB} T_{kp}^*}{Hu\eta_g}$$

C_{pg} , calor específico de los gases, en kJ/kg

g-g (3-3)

sección delante de la turbina del compresor

3

g



T_{gp}^* ,	temperatura del gas antes de la turbina, en K
C_{pB} ,	calor específico del aire, en kJ/kg
T_{kp}^* ,	temperatura del aire detrás del compresor, en K
Hu ,	poder calorífico del keroseno, en kJ/kg
η_g ,	rendimiento de la combustión del keroseno en el motor

6.1.12 Coeficiente de exceso de aire (α_p), se calcula en la sección g-g (3-3) - sección delante de la turbina del compresor:

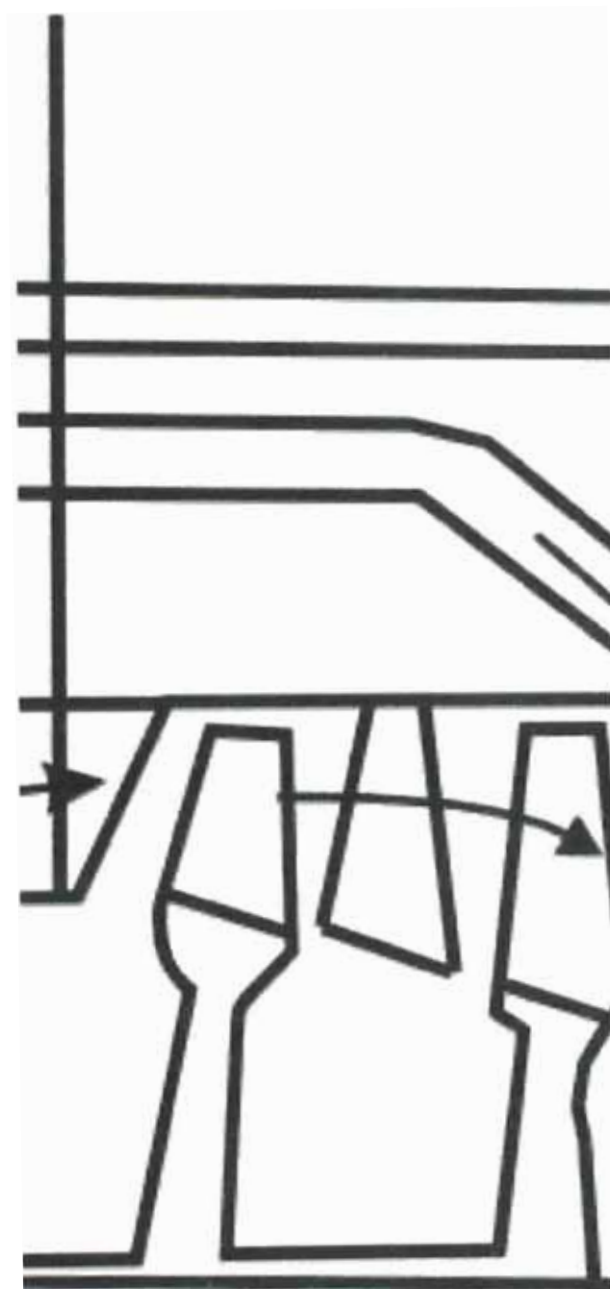
$$\alpha_p = \frac{1}{L_0 g_{Tp}}$$

L_0 , cantidad de aire estequiométrico

g_{Tp} , consumo relativo de combustible

33 - sección a la entrada del estator de la turbina del compresor

33



6.1.13 Presión a la salida de la cámara de combustión (P_{gp}^*), se calcula en la sección g-g (3-3) - sección delante de la turbina del compresor:

$$P_{gp}^* = \sigma_{kc} P_{kp}^*, \text{ N/m}^2$$

σ_{kc} , coeficiente de recuperación de la presión en la cámara de combustión

P_{kp}^* , presión del aire detrás del compresor, en N/m²

6.1.14 Trabajo de la turbina (l_{Tp}), se calcula en la sección T-T (41-41) - sección detrás de la turbina del compresor:

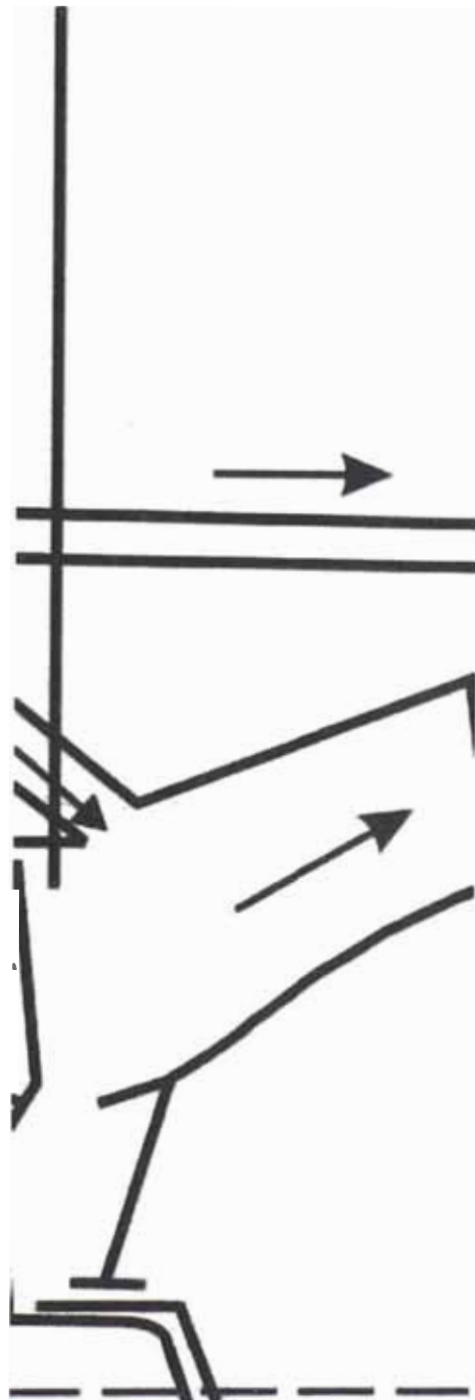
$$l_{Tp} \cong l_{kp}, \text{ kJ/kg}$$

l_{kp} , trabajo del compresor, en kJ/kg

T-T (41-41) - sección detrás de la turbina del compresor

41

T



6.1.15 Temperatura del gas detrás de la turbina (T_{Tp}^*), se calcula

en la sección T-T (41-41) - sección detrás de la turbina del compresor:

$$T_{Tp}^* = T_{gp}^* - \frac{l_{Tp}}{C_{Pg}}, \text{ K}$$

T_{gp}^* , temperatura del gas antes de la turbina, en K

l_{Tp} , trabajo de la turbina, en kJ/kg

C_{Pg} , calor específico de los gases, en kJ/kg

6.1.16 Trabajo adiabático del gas en la turbina (l_{Tadp}), se calcula

en la sección T-T (41-41) - sección detrás de la turbina del compresor:

$$l_{Tadp} = \frac{l_{Tp}^*}{\eta_T}, \text{ kJ/kg}$$

l_{Tp} , trabajo de la turbina, en kJ/kg

η_T , rendimiento de la turbina

6.1.17 Relación de expansión en la turbina (π_{Tp}^*), se calcula en la sección T-T (41-41) - sección detrás de la turbina del compresor:

$$\pi_{Tp}^* = \frac{1}{\left(1 - \frac{l_{Tadp}}{C_{pg} T_{gp}^*}\right)^{\frac{k_g}{k_g - 1}}}$$

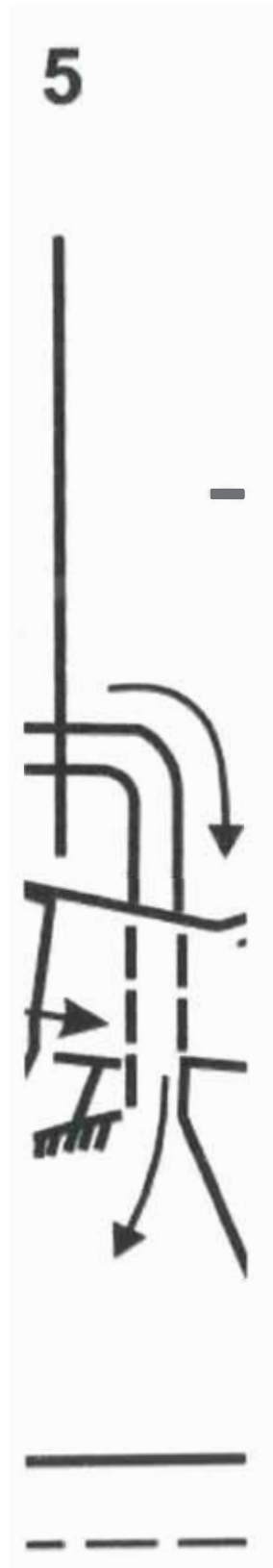
l_{Tadp} , trabajo adiabático del gas en la turbina, en kJ/kg

C_{pg} , calor específico de los gases, en kJ/kg

T_{gp}^* , temperatura del gas antes de la turbina, en K

K_g , exponente adiabático de los gases

5-5 - sección detrás de la turbina de potencia



6.1.18 Presión del gas detrás de la turbina (P_{Tp}^*), se calcula en la

sección 5-5 - sección detrás de la turbina de potencia:

$$P_{Tp}^* = \frac{P_{gp}^*}{\pi_{Tp}^*}, \text{ N/m}^2$$

P_{gp}^* , presión a la salida de la cámara de combustión, en N/m²

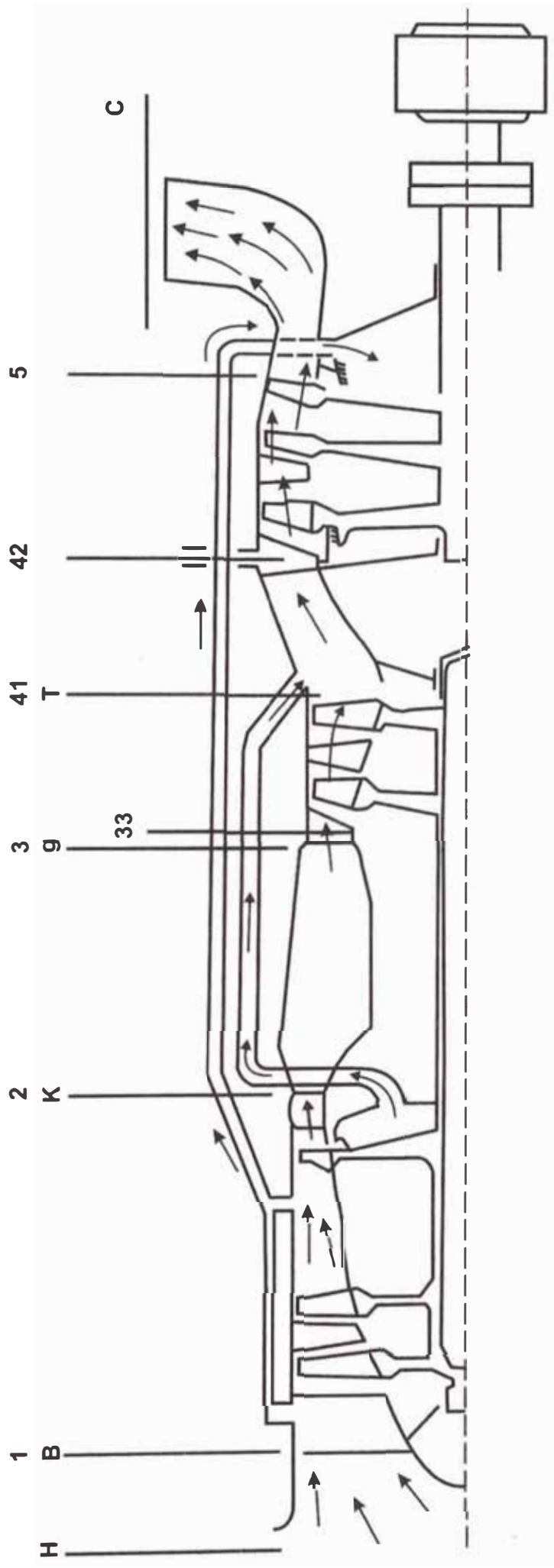
π_{Tp}^* , relación de presión decreciente del gas en la turbina

6.2 Calculo termodinámico del motor

Este calculo se realiza para la determinación de diferentes parámetros, especialmente la potencia a la salida del eje del turbogenerador, el cual determina la cantidad de kilowats de corriente que generará la planta móvil de corriente eléctrica, esta potencia de salida y las revoluciones que genera, sirve para poder acoplar el alternador que cumpla con estas características.

En el siguiente esquema se muestra las secciones para el calculo energético y termodinámico del turbogenerador.

ESQUEMA PARA EL CALCULO ENERGETICO Y TERMODINAMICO DEL TURBOGENERADOR



Como resultado de los cálculos se obtienen los principales parámetros del turbogenerador en un determinado régimen, con valores de t_H y p_H de la atmósfera estándar, estos parámetros son los siguientes:

- Potencia de salida
- Eficiencia en el acoplamiento del reductor de la hélice
- Consumo de aire a la entrada del motor
- Relación de expansión
- Eficiencia del compresor
- Temperatura detrás del compresor
- Consumo de combustible
- Temperatura del gas delante de la turbina
- Presión del gas detrás de la turbina del generador de gases
- Temperatura del gas a la salida de la turbina de potencia

De la tabla de propiedades físicas de la Atmósfera Estándar Internacional, para una altura deseada H_p , en m, encontramos los parámetros del aire atmosférico: la presión P_{Hp} , en N/m^2 , la temperatura T_{Hp} , en $^{\circ}K$, y la velocidad del sonido a_H , en m/S, además teniendo en cuenta las magnitudes iniciales M , por fórmula $v_p = a_H \cdot M$, se determina la velocidad del vuelo del avión en el régimen deseado.

6.2.1 Presión de estancamiento del aire (P_1), se calcula en la sección H-H – sección del flujo de aire no perturbado o libre:

$$P_1^* = P_H \left(1 + \frac{K_B - 1}{2} M^2\right)^{\frac{K_B}{K_B - 1}}, \text{ N/m}^2$$

P_H , presión atmosférica, en N/m²

K_B , exponente adiabático del aire

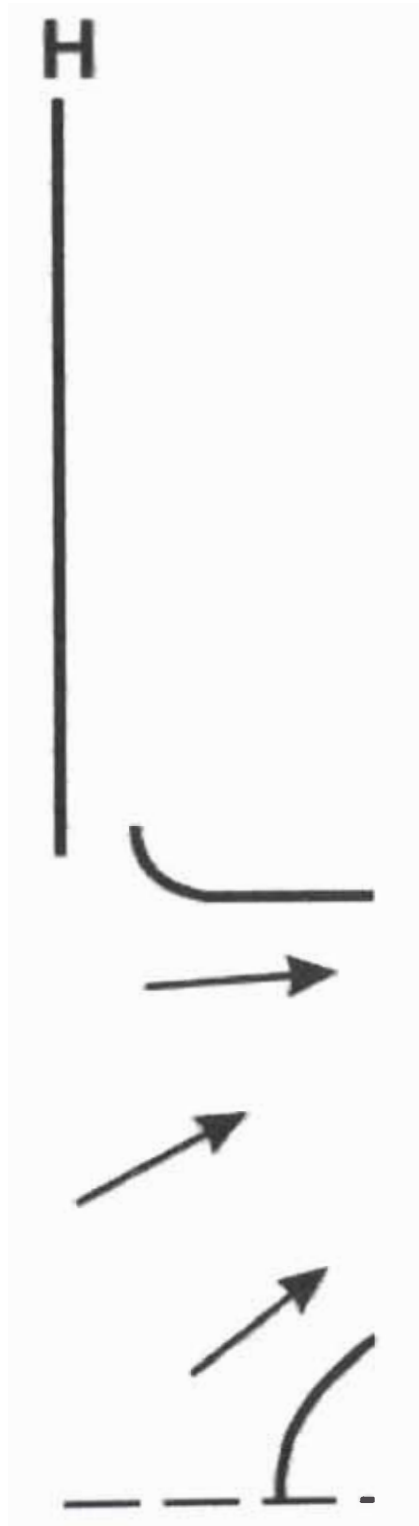
V , velocidad de crucero del avión, en m/s

$$M = \frac{V}{a}, \quad \text{numero de Mach}$$

6.2.2 Temperatura de estancamiento del aire (T_1^*), se calcula en la sección H-H – sección del flujo de aire no perturbado o libre:

$$T_1^* = T_H \left(1 + \frac{K_B - 1}{2} M^2\right), \text{ K}$$

H-H - sección del flujo de aire no perturbado o libre



T_H , temperatura del aire atmosférico a nivel del mar
(H=0), en K

K , exponente adiabático del aire

M , número de Mach

6.2.3 Frecuencia de rotación reducida del rotor en el generador de gases (\bar{n}_0), se calcula en la sección BB

(1-1) – sección en la entrada al motor:

$$\bar{n}_0 = \bar{n} \sqrt{\frac{288,15^\circ \text{ K}}{T_1^*}}$$

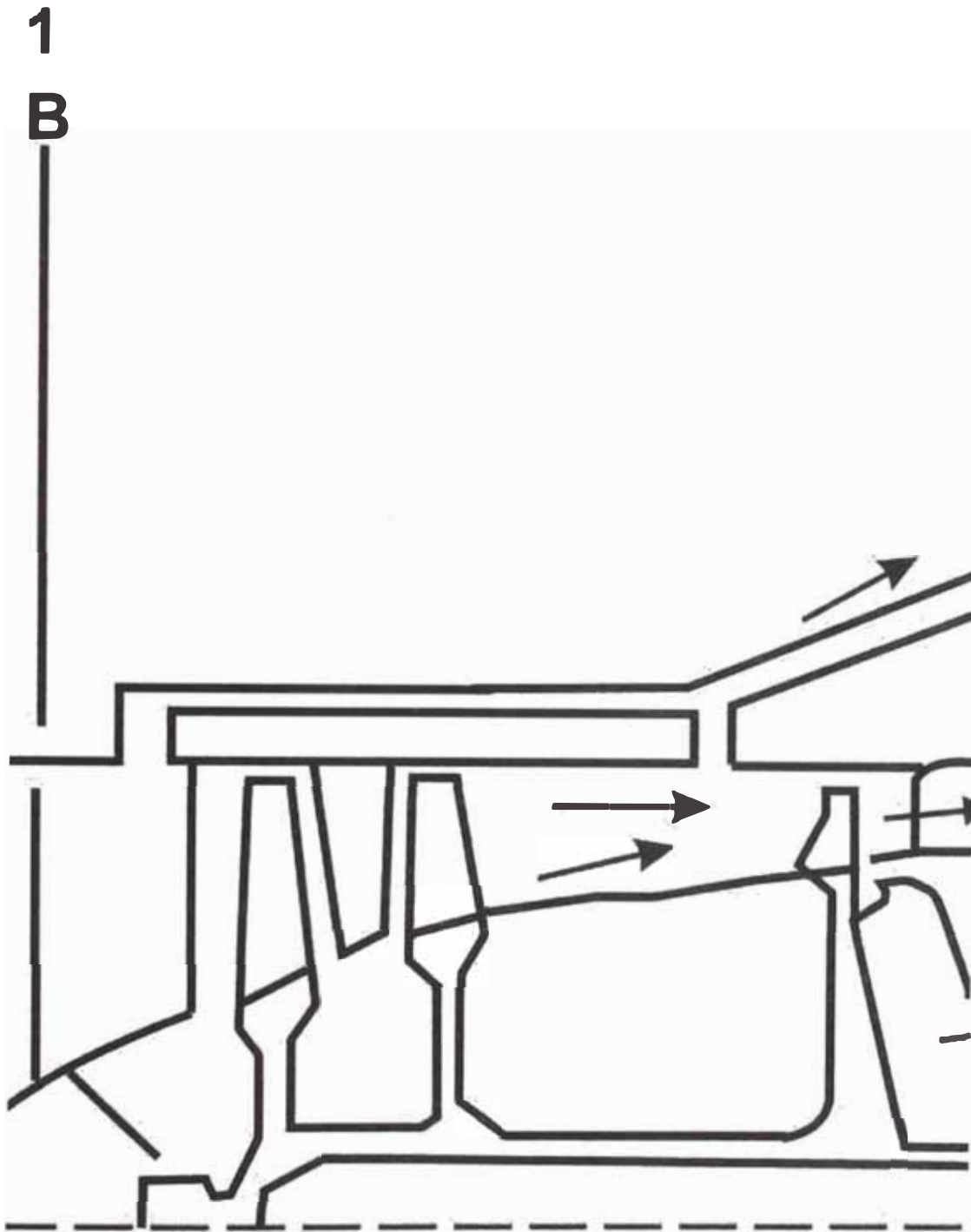
\bar{n} , frecuencia física de rotación del rotor en el generador de gases (RPM en el régimen nominal-65%)

T_1 , temperatura del aire en reposo, en K

6.2.4 Por las características del compresor encontramos

$$\pi_k^*, G_{B_0}, \eta_k^*$$

B-B (1-1) - sección en la entrada al motor



π_k^* , relación de compresión del compresor

G_{B_0} , consumo de aire, en kg/s

η_k^* , rendimiento del compresor

6.2.5 Caudal medido de aire G_B , se calcula en la sección B-B

(1-1) – sección en la entrada al motor

$$G_B = G_{B_0} \frac{P_1^*}{1,0136 \cdot 10^5} \cdot \sqrt{\frac{288,15}{T_1^*}}, \text{ kg/S}$$

G_{B_0} , consumo de aire, en kg/s

P_1^* , presión del aire en reposo, en N/m²

T_1^* , temperatura del aire en reposo, en K

6.2.6 Presión total detrás del compresor P_2^* , se calcula en la sección K-K (2-2) – sección detrás del compresor:

$$P_2^* = P_1 \cdot \pi_k^*, \quad N/m^2$$

P_1 , presión del aire en reposo delante del compresor, en N/m^2

π_k^* , relación de compresión del compresor

Presión de estancamiento del aire delante del compresor

P_1 :

$$P_1 = P_1^* \sigma_B, \quad N/m^2$$

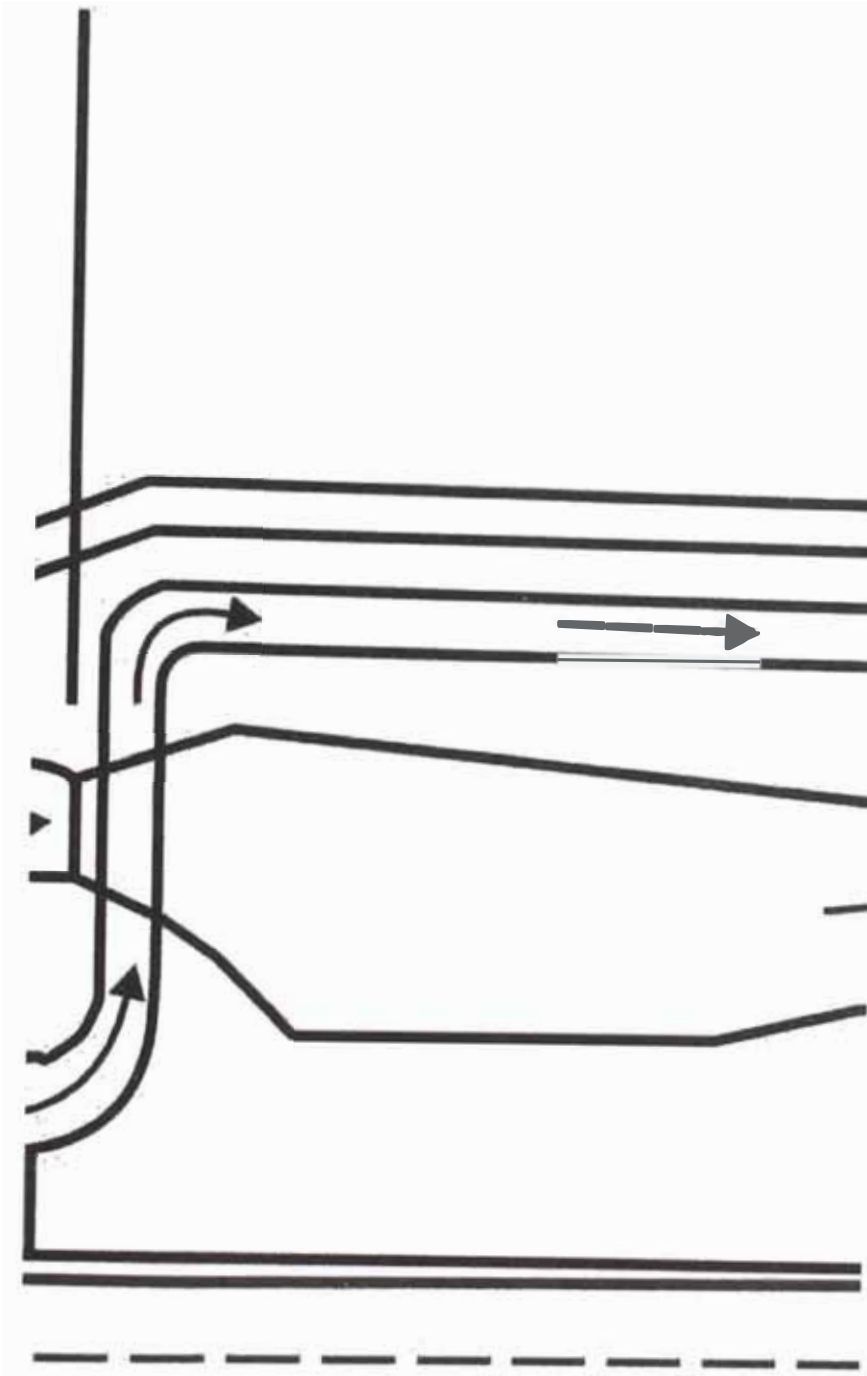
P_1^* , presión del aire en reposo, en N/m^2

σ_B , factor de recuperación de la presión en el dispositivo de entrada

K-K (2-2) - sección detrás del compresor

2

K



6.2.7 Trabajo específico del compresor y temperatura de estancamiento detrás del compresor, se calcula en la sección K-K (2-2) – sección detrás del compresor:

a) Trabajo específico del compresor con presencia de descarga (derivación, sangría) de aire L_k :

$$L_k = C_{pb} \cdot T_1^* \left(\pi_k^{*\frac{k_B-1}{k_B}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{\eta_k}, \text{ kJ/kg}$$

C_{pb} , calor específico del aire, en kJ/kg

T_1^* , temperatura del aire en reposo, en K

π_k^* , relación de compresión del compresor

k_B , exponente adiabático del aire

η_k^* , rendimiento del compresor

b) **Temperatura de estancamiento detrás del compresor con presencia de descarga (derivación, sangría) de aire T_2^* :**

$$T_2^* = \frac{T_1^* (1 + (\pi_k^*)^{\frac{k-1}{k}})}{\eta_k^*}, \quad K$$

T_1^* , temperatura del aire en reposo, en K

π_k^* , relación de compresión del compresor

K_B , exponente adiabático del aire

η_k^* , rendimiento del compresor

c) **Trabajo específico del compresor sin presencia de la descarga (derivación, sangría) de aire L_{k_1} :**

$$L_{k_1} = C_{pb} \cdot T_1^* (\pi_k^*)^{\frac{k-1}{k}} - 1, \quad kJ/kg$$

C_{pb} , calor específico del aire, en kJ/kg,

T_1^* , temperatura del aire en reposo, en K

π_k^* , relación de compresión del compresor

K_B , exponente adiabático del aire

d) Temperatura de estancamiento detrás del compresor sin la presencia de la descarga (derivación, sangría) de aire T_2 :

$$T_2 = T_1^* + \frac{L_{k_1}}{C_{pb}}, \text{ K}$$

T_1 , temperatura del aire en reposo, en K

L_{k_1} , trabajo específico del compresor sin presencia de la descarga (derivación, sangría) de aire, en kJ/kg

C_{pb} , calor específico del aire, en kJ/kg,

6.2.8 Presión total en la entrada a la cámara de combustión

P_k^* , se calcula en la sección K-K (2-2) – sección detrás del compresor:

$$P_k^* = P_2^* \cdot \sigma_p, \text{ N/m}^2$$

P_2^* , presión total detrás del compresor, en N/m²

σ_p , pérdida de la presión total durante la expansión espontánea del flujo de aire a la entrada de la cámara de combustión

6.2.9 Temperatura en la entrada a la cámara de combustión

T_k^* , se calcula en la sección K-K (2-2) – sección detrás del compresor:

$$T_k^* = T_2^*, \text{ K}$$

T_2^* , temperatura de estancamiento detrás del compresor con presencia de descarga (derivación, sangría) de aire

6.2.10 Razón de escape de aire sin retorno a la atmósfera

V_{yt} :

$$V_{yt} = 1 - \frac{G_{yt}}{G_B}$$

G_{yt} , caudal del aire de escape, en kg/s

G_B , caudal medido de aire a través del motor, en kg/s

6.2.11 Razón del caudal de aire para la refrigeración del

estator del turbocompresor V_{oxl_1} :

$$V_{oxl_1} = 1 - \frac{G_{oxl_1}}{G_B}$$

G_{oxl_1} , caudal para la refrigeración del estator de la turbina del turbocompresor, en kg/s

G_B , caudal medido de aire a través del motor, en kg/s

6.2.12 Razón del caudal de aire para la refrigeración del estator de la turbina del compresor V_{oxl_2} :

$$V_{oxl_2} = 1 - \frac{G_{oxl_2}}{G_B}$$

G_{oxl_2} , caudal para la refrigeración del disco del estator de la turbina del compresor, en kg/s

G_B , caudal medido de aire a través del motor, en kg/s

6.2.13 Razón del caudal de aire para la refrigeración del apoyo posterior V_{oxl_3} :

$$V_{oxl_3} = 1 - \frac{G_{oxl_3}}{G_B}$$

G_{oxl_3} , caudal para la refrigeración del apoyo posterior, en kg/s

G_B , caudal medido de aire a través del motor, en kg/s

6.2.14 Razón del caudal de aire para la refrigeración del cubo

del disco de la tobera de salida V_{oxl4} :

$$V_{oxl4} = 1 - \frac{G_{oxl4}}{G_B}$$

G_{oxl4} , caudal para la refrigeración del cubo del disco de la tobera de salida, en kg/s

G_B , caudal medido de aire a través del motor, en kg/s

6.2.15 Razón del caudal de aire para la refrigeración de la junta

de la tobera de salida V_{oxl5} :

$$V_{oxl5} = 1 - \frac{G_{oxl5}}{G_B}$$

G_{oxl5} , caudal para la refrigeración de la junta de la tobera de salida, en kg/s

G_B , caudal medido de aire a través del motor, en kg/s

6.2.16 Razón del caudal total de la toma (extracción, derivación)

de aire detrás del compresor V_{Σ} :

$$V_{\Sigma} = V_{yt} + V_{oxl_1} + V_{oxl_2} + V_{oxl_3} + V_{oxl_4} + V_{oxl_5}$$

V_{oxl_1} , razón del caudal de aire para la refrigeración
del estator del turbocompresor

V_{oxl_2} , razón del caudal de aire para la refrigeración
del disco del estator de la turbina del
compresor

V_{oxl_3} , razón del caudal de aire para la refrigeración
del apoyo posterior

V_{oxl_4} , razón del caudal de aire para la refrigeración
del cubo del disco de la tobera de salida

V_{oxl_5} , razón del caudal de aire para la refrigeración
de la junta de la tobera de salida

6.2.17 Caudal de aire en la entrada a la cámara de combustión

G_{Bkc} , se calcula en la sección K-K (2-2) – sección detrás del compresor:

$$G_{Bkc} = G_B (v_\Sigma - 5), \text{ kg / s}$$

G_B , caudal medido de aire a través del motor, en kg/s

v_Σ , razón del caudal total de la toma (extracción, derivación) de aire detrás del compresor

6.2.18 Presión total del gas antes de los alabes del

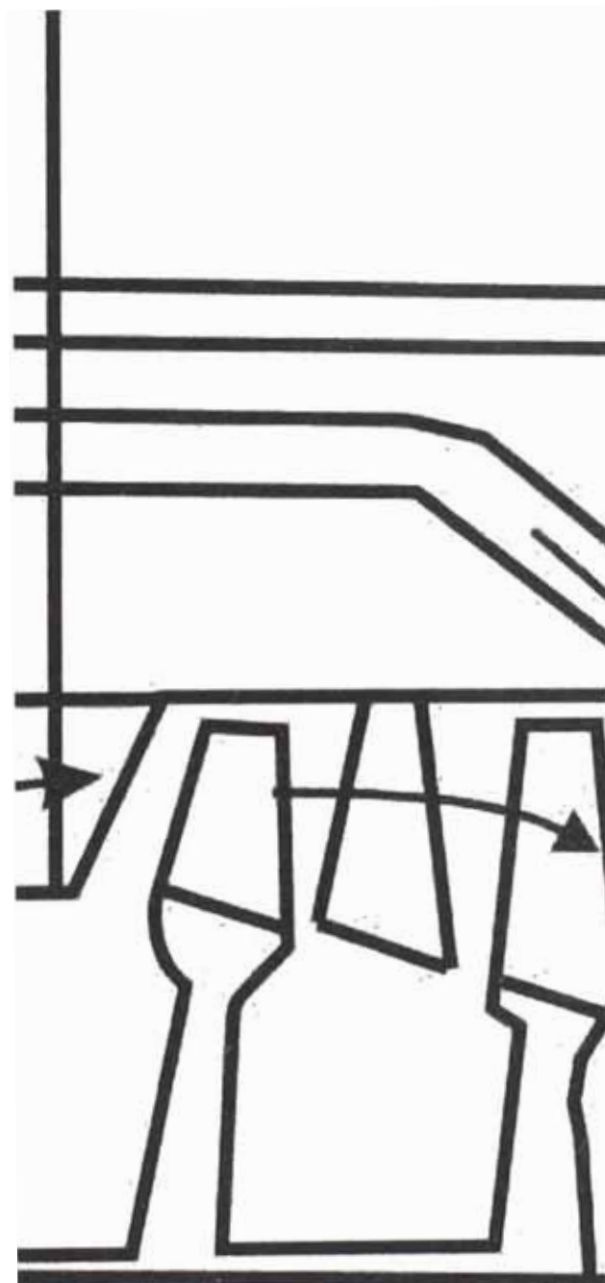
turbocompresor P_3^* , se calcula en la sección 33 – sección a la entrada del estator de la turbina del compresor:

$$P_3^* = P_k^* \cdot \sigma_{kc} \cdot \sigma_{CA1}, \text{ N / m}^2$$

P_k^* , presión total en la entrada a la cámara de combustión, en N/m^2

33 - sección a la entrada del estator de la turbina del compresor

33



-

σ_{KC} , coeficiente de recuperación de la presión total en la cámara de combustión

σ_{CA13} pérdida de presión total antes de los alabes del turbocompresor

6.2.19 consumo de aire en la entrada del estator de la turbina del compresor G_{B3} , se calcula en la sección 33 – sección a la entrada del estator de la turbina del compresor:

$$G_{B3} = G_{Bkc} + G_{ox1}, \text{ kg / s}$$

G_{Bkc} , caudal de aire en la entrada a la cámara de combustión, en kg/s

G_{ox1} , caudal para la refrigeración del estator de la turbina del turbocompresor, en kg/s

6.2.20 Consumo relativo del combustible q_{T_3} , se calcula en la sección g-g (3-3) - sección delante de la turbina del compresor:

$$q_{T_3} = \frac{C_{pG} \cdot T_3^* - C_{pB} \cdot T_k^*}{H_u \cdot \eta_Z - n T_3^* + j}$$

C_{pG} ,	calor específico de los gases, en kJ/kg
T_3^* ,	temperatura de los gases antes de la turbina, en K
C_{pB} ,	calor específico del aire, en kJ/kg
T_k^* ,	temperatura en la entrada a la cámara de combustión, en K
H_u ,	poder calorífico del keroseno, en kJ/kg
η_Z ,	coeficiente de la combustión total del combustible
n ,	frecuencia física de rotación del rotor en el generador de gases (en % de RPM en el régimen nominal-65%)
J ,	entalpía de los productos de la combustión durante el retiro del aire

g-g (3-3)

sección delante de la turbina del compresor

3

g



6.2.21 Consumo de combustible en la cámara de combustión

G_T , se calcula en la sección g-g (3-3) - sección delante de la turbina del compresor:

$$G_T = G_{Bkc} \cdot xq_{T_3}, \text{ kg / hr}$$

G_{Bkc} , caudal de aire en la entrada a la cámara de combustión, en kg/s

q_{T_3} , consumo relativo del combustible

6.2.22 Consumo (gasto) de gas antes de los alabes del

turbocompresor G_{g_3} , se calcula en la sección 33 - sección a la entrada del estator de la turbina del compresor:

$$G_{g_3} = G_{B_3} + G_T, \text{ Kg / s}$$

G_{B_3} , consumo de aire en la garganta del estator de la turbina del compresor, en kg/s

G_{B_s} , consumo de aire en la garganta del estator de la turbina del compresor, en kg/s

G_T , consumo de combustible en la cámara de combustión, en kg/s

6.2.23 Consumo de gas teniendo en cuenta la refrigeración del

rotor del turbocompresor G_{gg} , se calcula en la sección 33

- sección a la entrada del estator de la turbina del compresor:

$$G_{gg} = G_{g_3} \cdot \gamma \cdot G_{oxl_2}, \text{ kg/s}$$

G_{g_3} , consumo (gasto) de gas antes de los alabes del turbocompresor, en kg/s

γ , parte de la sección del aire refrigerado en el trabajo del turbocompresor

G_{oxl_2} , caudal para la refrigeración del disco del estator de la turbina del compresor, en kg/s

6.2.24 Temperatura del gas en la entrada del estator del

turbocompresor T_{33}^* , se calcula en la sección 33 - sección

a la entrada del estator de la turbina del compresor:

$$T_{33}^* = \frac{C_{p2} \cdot T_3 \cdot (G_{Bkc} + G_T) + G_{oxl_1} \cdot T_k^*}{C_{pg} \cdot (G_{Bkc} + G_T + G_{oxl_1})}, K$$

C_{p2} , calor específico del aire, en kJ/kg

T_3 , temperatura de los gases antes de la turbina del compresor, en K

G_{Bkc} , caudal de aire en la entrada a la cámara de combustión, en kg/s

G_T , consumo de combustible en la cámara de combustión, en kg/s

G_{oxl_1} , caudal para la refrigeración del estator de la turbina del turbocompresor, en kg/s

T_k^* , temperatura en la entrada a la cámara de combustión, en K

C_{pg} , calor específico de los gases, en kJ/kg

6.2.25 Capacidad del turbocompresor A_3 , se calcula en la sección 33 - sección a la entrada del estator de la turbina del compresor:

$$A_3 = \frac{G_{g3} \cdot \sqrt{T_{33}^*}}{P_3^*}, \quad \frac{\text{kg} \times \text{K}^{\frac{1}{2}} \times \text{m}^2}{\text{s} \times \text{N}}$$

G_{g3} , consumo de gas antes de los alabes del turbocompresor, en kg/s

T_{33}^* , temperatura del gas en la garganta del estator del turbocompresor, en K

P_3^* , presión total del gas antes de los alabes del turbocompresor, en N/m²

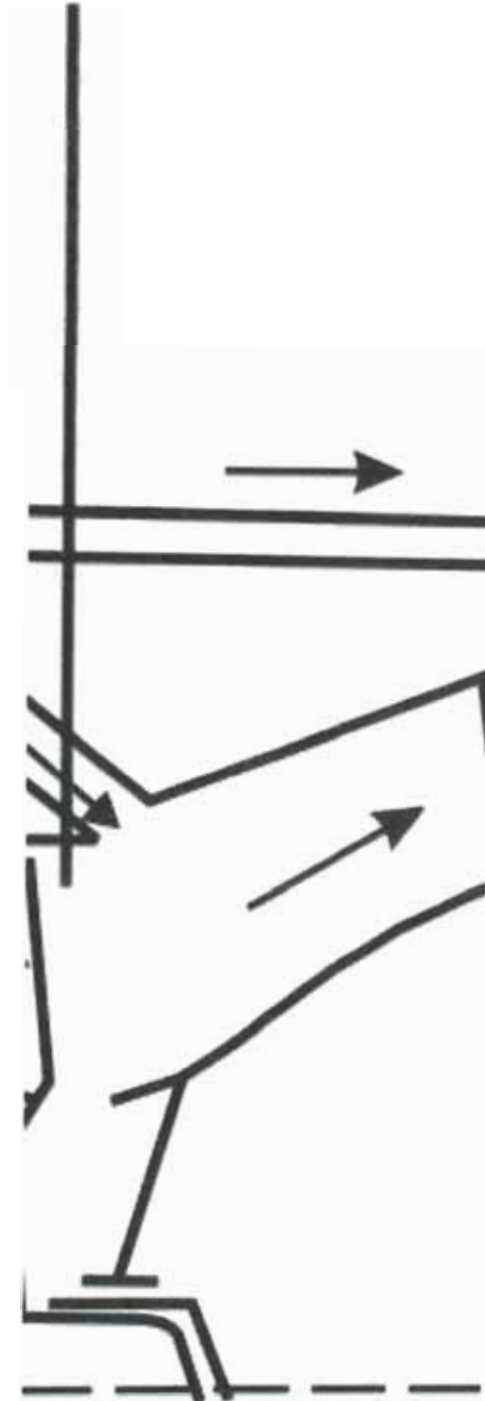
6.2.26 La temperatura total del gas en el turbocompresor T_3^* se determina teniendo en cuenta el aire, que enfría el disco del rotor del turbocompresor, se calcula en la sección T-T (41-41) - sección detrás de la turbina del compresor:

$$C_{p2} \cdot T_g \cdot (v_{yt} - q_{Tg}) =$$

T-T (41-41) - sección detrás de la turbina del compresor

41

T



$$= C_{pB} T_k^* (1 - v_{oxl_2}) + C_{pg} \cdot T_3^* (v_{yt} + v_{oxl_2} + q_{Tg} - 1),$$

$$T_3^* = \frac{C_{p_2} T_g^* (v_{yt} - q_{Tg}) - C_{pB} T_k^* (1 - v_{oxl_2})}{(v_{yt} + v_{oxl_2} + q_{Tg} - 1) C_{pg}}, \text{ K}$$

C_{p_2} , calor específico del aire, en kJ/kg

T_g^* , temperatura del gas antes de la turbina, en K

V_{yt} , razón de escape de aire sin retorno a la atmósfera

$$q_{Tg} = q_{T_4} = \frac{G_T}{G_B \cdot V_{yt}}, \text{ consumo relativo de combustible}$$

C_{pb} , calor específico del aire, en kJ/kg

T_k^* , temperatura en la entrada a la cámara de combustión, en K

V_{oxl_2} , razón del caudal de aire para la refrigeración del disco del estator de la turbina del compresor

C_{pg} , calor específico de los gases, en kJ/kg

V_{yt} , razón de escape de aire sin retorno a la atmósfera

$$q_{Tg} = \frac{G_T}{G_B \cdot v_{yt}} = q_{T4}$$

G_T , consumo de combustible en la cámara de combustión,
en kg/s

G_B , caudal medido de aire, en kg/s

v_{yt} , razón de escape de aire sin retorno a la atmósfera

6.2.27 Relación de expansión en el turbocompresor π_{Tk} , se calcula en la sección T-T (41-41) - sección detrás de la turbina del compresor:

$$\pi_{Tk}^* = \frac{1}{\left(1 - \frac{L_k}{C_{pg} \cdot x T_g^*}\right)^{\frac{K_g}{K_g - 1}}}$$

$$\pi_{Tk}^* = \pi_{CT}^*$$

L_k , trabajo específico del compresor con presencia
de descarga (derivación, sangría) de aire, en
kJ/kg

C_{Pg} , calor específico de los gases, en kJ/kg

T_g^* , temperatura del gas antes de la turbina, en K

K_g , exponente adiabático de los gases

6.2.28 Trabajo específico del turbocompresor L_{TK} , se calcula en la sección T-T (41-41) - sección detrás de la turbina del compresor:

$$L_{TK} = C_{Pg} \cdot T_g^* \left(1 - \frac{1}{\pi_{TK}^{* \frac{k-1}{k}}} \right) \cdot \eta_{TK}^*, \text{ kJ / kg}$$

C_{Pg} , calor específico de los gases, en kJ/kg

T_g^* , temperatura del gas antes de la turbina, en K

π_{TK}^* , relación de expansión en el turbocompresor

K_g , exponente adiabático de los gases

η_{TK} , rendimiento del turbocompresor

6.2.29 Temperatura total del gas detrás del turbocompresor T_4^* ,

se calcula en la sección T-T (41-41) - sección detrás de la turbina del compresor:

$$T_4^* = T_g^* - \frac{L_{TK}}{C_{pg}}, \quad K$$

T_g^* , temperatura del gas antes de la turbina, en K

L_{TK} , trabajo específico del turbocompresor, en kJ/kg

C_{pg} , calor específico de los gases, en kJ/kg

6.2.30 Coeficiente de aire - combustible α , se calcula en la

sección 33 - sección a la entrada del estator de la turbina del compresor:

$$\alpha = \frac{G_{Bkc}}{14,95} \cdot \frac{3600}{G_T}$$

G_{Bkc} , caudal de aire en la entrada a la cámara de combustión, en kg/s

G_T , consumo de combustible en la cámara de combustión, en kg/hr

6.2.31 Presión total antes del turbocompresor P_G^* , se calcula en la sección 33 - sección a la entrada del estator de la turbina del compresor:

$$P_G^* = P_3^* \cdot \sigma_{gop_1}, \quad N / m^2$$

P_3^* , presión total del gas antes de los alabes del turbocompresor, en N/m^2

σ_{gop_1} , pérdida de presión total en la parte crítica del estator del turbocompresor

6.2.32 Presión total detrás del turbocompresor P_{41}^* , se calcula en la sección T-T (41-41) - sección detrás de la turbina del compresor:

$$P_{41}^* = \frac{P_G^*}{\pi_{Tk}^*}, \quad N / m^2$$

P_G^* , presión total antes del turbocompresor, en N/m^2

π_{Tk}^* , relación de expansión en el turbocompresor

6.2.33 Presión total delante del estator de la turbina de potencia

libre p_{42} , se calcula en la sección 42-42 - sección en la entrada al estator de la turbina de potencia:

$$p_{42}^* = p_{41}^* \cdot \sigma_{CA_2} \cdot \sigma_{PEP}, \quad N / m^2$$

p_{41}^* , presión total detrás del turbocompresor, en N/m^2

σ_{CA_2} , pérdida de la presión total en estator de la turbina de potencia hasta la garganta

σ_{PEP} , pérdida de la presión total en el adaptador

6.2.34 Consumo de gas en la entrada al estator de la turbina de

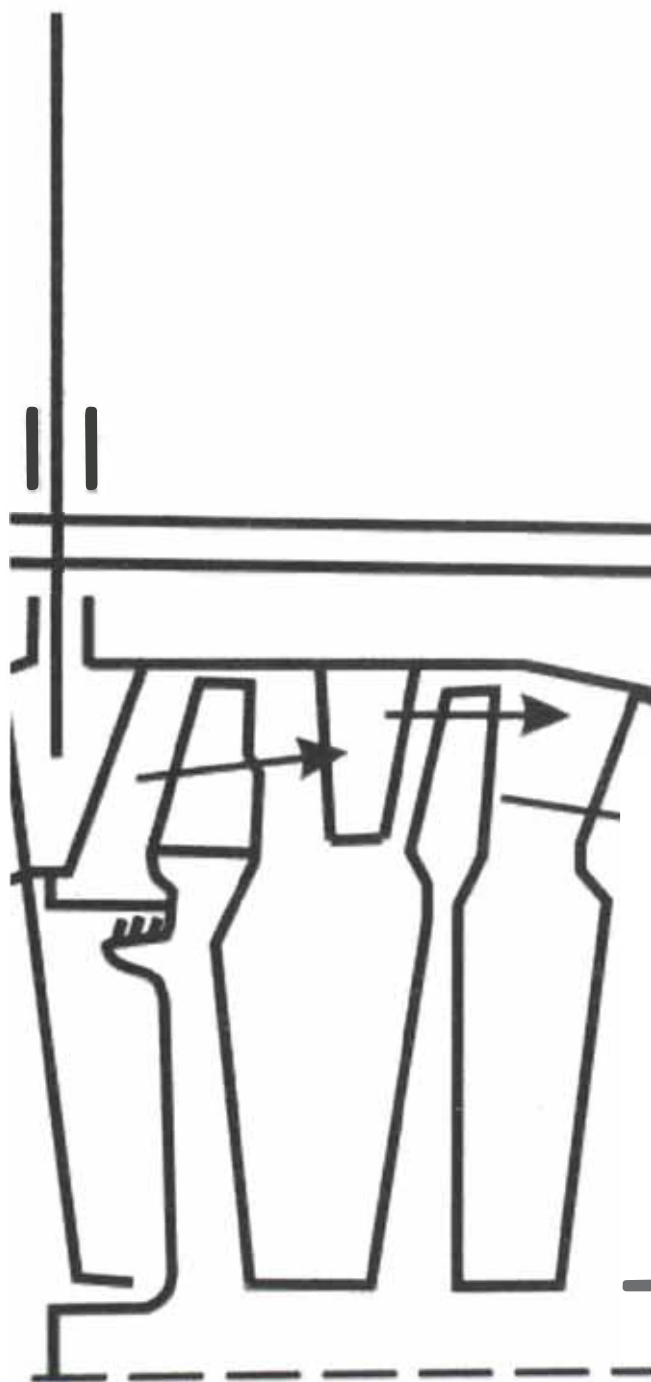
potencia G_g^{CATc} , se calcula en la sección 42-42 - sección en la entrada al estator de la turbina de potencia:

$$G_g^{CATc} = G_{gg} + (1 - v_{oxl_3}) \cdot G_{g3}, \quad kg / s$$

G_{gg} , consumo de gas teniendo en cuenta la refrigeración del rotor del turbocompresor, en kg/s

42-42 - sección en la entrada al estator de la turbina de potencia

42



V_{oxl3} , razón del caudal de aire para la refrigeración del apoyo posterior

G_{g3} , consumo de gas antes de los alabes del turbocompresor, en kg/s

6.2.35 Capacidad de la turbina de potencia A_4 , se calcula en la sección 42-42 - sección en la entrada al estator de la turbina de potencia:

$$A_4 = \frac{G_g^{CATC} \cdot \sqrt{T_4^*}}{P_{42}^*}, \quad \frac{kg \cdot m^2 \cdot K^{1/2}}{s \cdot N}$$

G_g^{CATC} , consumo de gas en el estator de la turbina de potencia, en kg/s

T_4^* , temperatura total del gas detrás del turbocompresor, en K

P_{42}^* , presión total antes del estator de la turbina de potencia, en N/m²

6.2.36 Presión total detrás de la turbina de potencia P_5^* , se calcula en la sección 5-5 - sección detrás de la turbina de potencia:

$$P_5^* = \frac{P_{42}^*}{\pi_{CT}^*}, \quad N / m^2$$

P_{42} , presión total antes del estator de la turbina de potencia, en N/m^2

π_{CT}^* , relación de expansión en el turbocompresor

6.2.37 Se da la eficiencia de la turbina de potencia η_{CT}^* , se calcula en la sección 5-5 - sección detrás de la turbina de potencia:

$$\eta_{CT} = \text{const}$$

ó

$$\eta_{CT}^* = f(\pi_{CT}^*, \lambda_u)$$

λ_u , velocidad verdadera detrás de la turbina de potencia

5-5 - sección detrás de la turbina de potencia



6.2.38 Consumo de gas en la entrada del rotor de la turbina de

potencia G_{gCM} , se calcula en la sección 42-42 - sección

en la entrada al estator de la turbina de potencia:

$$G_{gCM} = G_g^{CATC} + G_{oxl_4} + \gamma \cdot G_{oxl_2}, \text{ kg/s}$$

G_g^{CATC} , consumo de gas en la garganta del estator de la turbina de potencia, en kg/s

G_{oxl_4} , caudal para la refrigeración del cubo del disco de la tobera de salida, en kg/s

γ , parte de la sección del aire refrigerado en el trabajo del turbocompresor

G_{oxl_2} , caudal para la refrigeración del disco del estator de la turbina del compresor, en kg/s

6.2.39 Temperatura del gas en la entrada al rotor de la turbina

de potencia obtenida del balance térmico T_{4CM}^* , se calcula en la sección 5-5 - sección detrás de la turbina de potencia:

$$T_{4CM}^* = \frac{G_{gg} \cdot C_{pg} \cdot T_4^* + \Delta G_{oxl} \cdot C_{pb} \cdot T_k^*}{G_{pgCM} \cdot G_{gCM}}, K$$

G_{gg} , consumo de gas teniendo en cuenta la refrigeración del rotor del turbocompresor, en kg/s

C_{pg} , calor específico de los gases, en kJ/kg

T_4^* , temperatura total del gas detrás del turbocompresor, en K

ΔG_{oxl} , incremento del caudal para la refrigeración de la sección de la tobera de salida, en kg/s

C_{pb} , calor específico del aire, en kJ/kg

T_k^* , temperatura en la entrada a la cámara de combustión, en K

C_{pgCM} , calor específico de los gases en la entrada al rotor de la turbina de potencia, en kJ/kg

G_{gCM} , consumo de gas en la entrada del rotor de la turbina de potencia, en kg/s

$$\Delta G_{oxl} = (1 - v_{oxl3}) \cdot G_B + (1 - v_{oxl4}) \cdot G_B, \text{ kg/s}$$

v_{oxl3} , razón del caudal de aire para la refrigeración del apoyo posterior

G_B , caudal medido de aire, en kg/s

v_{oxl4} , razón del caudal de aire para la refrigeración del cubo del disco de la tobera de salida

6.2.40 Trabajo específico de la turbina de potencia L_{CT} , se calcula en la sección 5-5 - sección detrás de la turbina de potencia:

$$L_{CT} = C_{pCM} \cdot T_{4CM}^* \cdot \left(1 - \frac{1}{\pi_{CT}^*} \frac{k_g - 1}{k_g} \right) \cdot \eta_{CT}^*, \text{ kJ/kg}$$

C_{PgCM} , calor específico de los gases en la entrada al rotor de la turbina de potencia, en kJ/kg

T_{4CM}^* , temperatura del gas en la entrada al rotor de la turbina de potencia obtenida del balance térmico, en K

K_g , exponente adiabático de los gases

π_{CT} , relación de expansión en el turbocompresor

η_{CT} , eficiencia de la turbina de potencia

6.2.41 Temperatura del gas detrás de la turbina de potencia

T_5^* , se calcula en la sección 5-5 - sección detrás de la turbina de potencia:

$$T_5^* = T_{4CM}^* - \frac{L_{CT}}{C_{pcM}}, K$$

T_{4CM}^* , temperatura del gas en la entrada al rotor de la turbina de potencia obtenida del balance térmico, en K

L_{CT} , trabajo específico de la turbina de potencia, en kJ/kg

C_{pCM} , calor específico en la entrada del rotor de la turbina de potencia, en kJ/kg,

6.2.42 Consumo de gas detrás de la turbina de potencia G_{g5} , se

calcula en la sección 5-5 - sección detrás de la turbina de potencia:

$$G_{g5} = G_{gCM} + (1 - v_{oxl_5}) \cdot G_B + \gamma \cdot G_{oxl_2}, \text{ kg/s}$$

G_{gCM} , consumo de gas en la entrada del rotor de la turbina de potencia, en kg/s

v_{oxl_5} , razón del caudal de aire que se va para la refrigeración de la junta de la tobera de salida

G_B , caudal de aire a través del motor, en kg/s

γ , parte de la sección del aire refrigerado en el trabajo del turbocompresor

G_{oxl_2} , caudal para la refrigeración del disco del estator de la turbina del compresor, en kg/s

6.2.43 La pérdida de presión total en el dispositivo de escape

σ_{Bixl} se toma como constante, se calcula en dependencia de la velocidad detrás de la turbina de potencia, se calcula en la sección C-C - sección en la salida de gases:

$$\sigma_{Bixl} = 1 - \left(\frac{\lambda_s}{\lambda_{szad}} \right) \cdot (1 - \sigma_{Bixlzd})$$

λ_{szad} , velocidad específica detrás de la turbina de potencia para el motor calculado

σ_{Bixlzd} , pérdida de presión total en el dispositivo de escape para el motor calculado

6.2.44 Presión total en el dispositivo de escape P_c^* , se calcula en la sección C-C - sección en la salida de gases:

$$P_c^* = P_s^* \cdot \sigma_{Bixl}, \quad N / m^2$$

P_s^* , presión total detrás de la turbina de potencia, en N/m^2

σ_{Bixl} , pérdida de presión total en el dispositivo de escape

6.2.45 Temperatura de reposo en el dispositivo de escape T_c^* ,

se calcula en la sección C-C - sección en la salida de gases:

$$T_c^* = T_5^*, K$$

6.2.46 Densidad específica de la masa del flujo en el dispositivo

de escape $q(\lambda_c)$, se calcula en la sección C-C - sección en la salida de gases:

$$q(\lambda_c) = \frac{G_{g5} \cdot \sqrt{R_g \cdot T_c^*}}{P_c^* \cdot F_c \cdot m_c} = \lambda_c$$

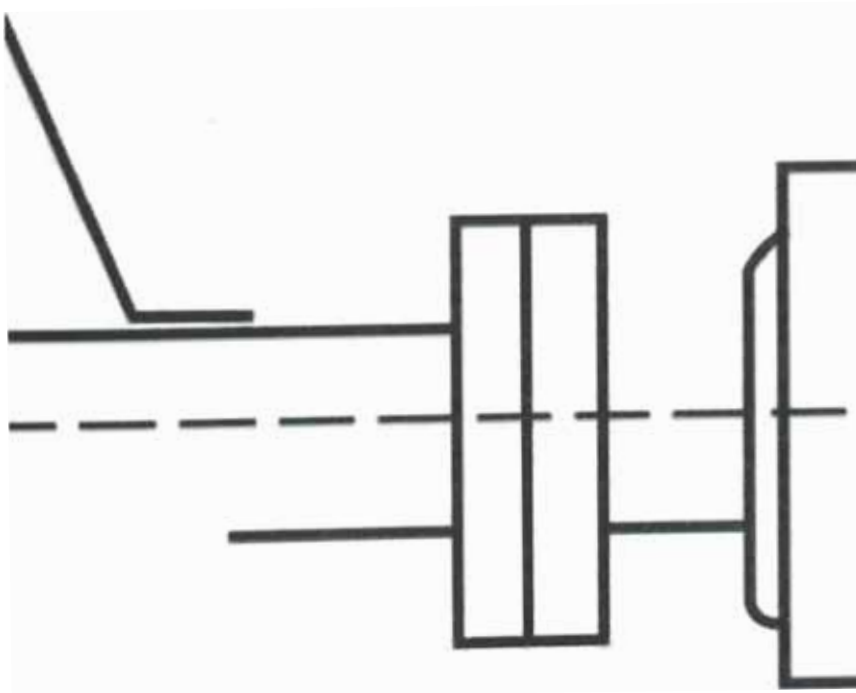
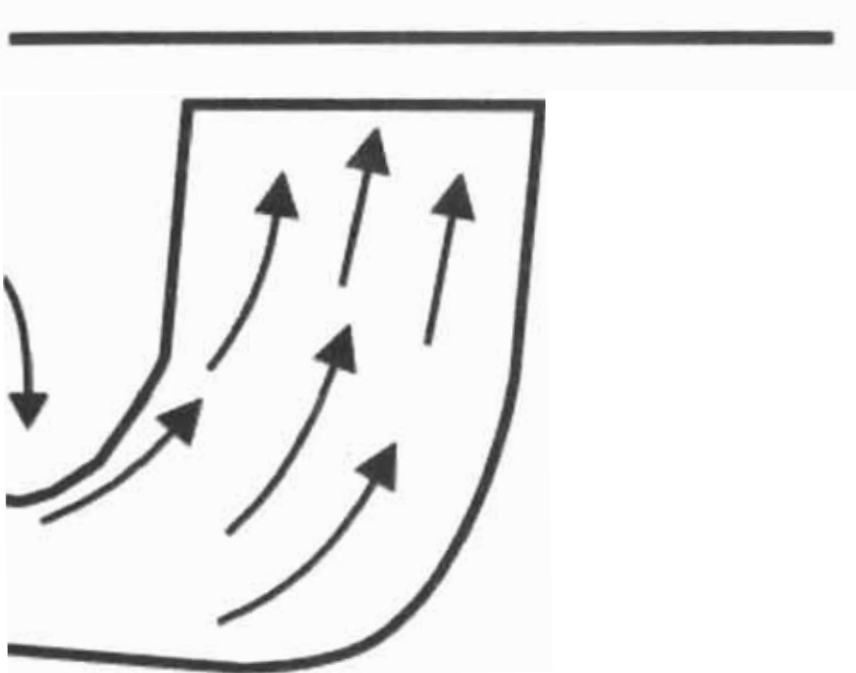
G_{g5} , consumo de gas detrás de la turbina de potencia,
en kg/s

R_g , empuje de los gases en el dispositivo de escape,
en N

T_c^* , temperatura de reposo en el corte del dispositivo
de escape, en K

C-C - sección en la salida de gases

C



P_c^* , presión total en el dispositivo de escape, N/m²

F_c , área del dispositivo de escape, en m²

m_c , masa de aire que sale por el dispositivo de salida,
en kg

6.2.47 Relación de expansión en la tobera $\pi(\lambda_c)$, se calcula en la sección C-C - sección en la salida de gases:

$$\pi(\lambda_c) = \left(1 - \frac{k_g - 1}{k_g + 1} \cdot \lambda_c^2 \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

k_g , exponente adiabático de los gases

λ_c , densidad específica de la masa del flujo en el corte del dispositivo de escape

6.2.48 Presión estática en el dispositivo de escape P_c , se calcula en la sección C-C - sección en la salida de gases:

$$P_c = P_c^* \cdot \pi(\lambda_c), \text{ N / m}^2$$

P_c^* , presión total en el corte del dispositivo de escape, en N/m²

$\pi(\lambda_c)$, relación de expansión en la tobera

6.2.49 Trabajo efectivo en el eje de salida L_{CT}^{ef} :

$$L_{CT}^{ef} = L_{CT} \cdot \eta_{Mex_2}^* \cdot \eta_{peg}^*, \text{ kJ / kg}$$

L_{CT} , trabajo específico de la turbina de potencia, en kJ/kg

$\eta_{Mex_2}^*$, eficiencia mecánica de la turbina de potencia

η_{peg}^* , frecuencia de rotación en el eje de salida

6.2.50 Potencia efectiva de la turbina de potencia N_e , se calcula en la sección 5-5 - sección detrás de la turbina de potencia:

$$N_e = A_3 \cdot \left(1 - \frac{1}{\pi_{T_2}^{\frac{k_g-1}{k_g}}} \right) G_{g_4} \cdot T_4^* \cdot \eta_{mex} \cdot V_{yl}, \text{ kW}$$

A_3 , rendimiento del turbocompresor, en $\frac{kg \times K^2 \times m^2}{sxN}$

π_{T_2} , grado de expansión en la turbina de potencia

k_g , exponente adiabático de los gases

G_{g_4} , consumo de gas detrás de la turbina del compresor, en kg/s

T_4^* , temperatura del gas detrás de la turbina del compresor

η_{mex} , eficiencia mecánica en la turbina de potencia

V_{yl} , razón del escape de aire a la atmósfera

6.2.51 Momento torsional M_{kp} :

$$M_{kp} = 76,2 \cdot \frac{N_e}{n} \cdot 1,36$$

N_e , potencia efectiva de la turbina de potencia,
en kW

n , frecuencia física de rotación del rotor en el
generador de gases

6.2.52 Eficiencia energética del motor η_e :

$$\eta_e = \frac{Q_N}{Q_{CT}}$$

Q_N , potencia térmica efectiva equivalente, en kJ/s;

Q_{CT} , cantidad de calor, entregado por el combustible,
en kJ/s

$$Q_{CT} = \frac{G_T}{3600} \cdot H_u, \text{ kJ/s}$$

G_T , consumo de combustible en la cámara de combustión, en kg/s

H_u , poder calorífico del combustible, en kJ/kg

$$\eta_E = \frac{N_e \cdot 3600}{G_T \cdot 42915} = 0,08389 \frac{N_e}{G_T}$$

N_e , potencia efectiva de la turbina de potencia, en kW

G_T , consumo de combustible en la cámara de combustión, en kg/s

6.3 Cálculo del consumo específico de combustible

6.3.1 Con combustible Diesel 2

$$FF_{Turbojet} \cdot \text{Capac.term.}_{Turbojet} = FF_{diesel} \cdot \text{Capac.term.}_{diesel}$$

$$FF_{diesel} = \frac{FF_{Turbojet} \cdot \text{Capac.Term.}_{Turbojet}}{\text{Capac.term.}_{diesel}}$$

6.3.2 Con gas natural (gas seco)

$$FF_{Turbojet} \cdot \text{Capac.term.}_{Turbojet} = FF_{gas} \cdot \text{Capac.term.}_{gas}$$

$$FF_{gas} = \frac{FF_{Turbojet} \cdot \text{Capac.Term.}_{Turbojet}}{\text{Capac.term.}_{gas}}$$

6.4 Calculo de la Potencia transmitida al generador

$$N_{helice} = K \cdot P_{torq}$$

k - coeficiente de potencia de la hélice

$P_{torq.gener.}$ - Fuerza en el torquimetro del generador

6.5 Cálculo del Consumo de aire para la refrigeración de la turbina

$$G_{caire} = S_{toma} \times V$$

G_{caire} - Consumo de aire para la refrigeración de la turbina, en $\frac{m^3}{s}$

S_{toma} - Superficie de la toma de aire para la turbina del motor, en m^2

V – Velocidad de vuelo del avión, en $\frac{m}{s}$

6.6 Consideraciones de diseño del sistema de suministro de gas natural

6.6.1 Volumen del tanque de alimentación de gas natural

V = Longitud del tanque x Ancho del tanque x altura del tanque

6.6.2 Presión de trabajo del tanque de alimentación

$$P = \rho RT$$

P – presión en el tanque de gas

ρ - densidad del gas natural

R - constante de los gases para el gas natural

T – temperatura del medio ambiente, en K

6.6.3 Tuberías de alimentación de gas natural

6.6.3.1 Para la presión del gas superior a 500 mmc.d.a.
(milímetros columna de agua)

Diámetro del tubo (d)

$$d = \left(\frac{48,6 \times ds \times L \times Q^{1,82}}{P_i^2 - P_f^2} \right)^{0,2074}$$

Esta fórmula es válida siempre que se cumpla que

$$\frac{Q}{d} < 150$$

Donde:

d = Diámetro interior del tubo en mm

ds = Densidad relativa del gas

(Gas natural = 0,62)

Le = Longitud equivalente en metros (Le = L_{real} x 1,2)

Q = Caudal en m³/h

P_i = Presión absoluta al inicio del tramo en bar.

P_f = Presión absoluta al final del tramo en bar.

(Para la presión absoluta, sumar la presión atmosférica a la presión relativa)

**6.6.3.2 Para la presión del gas menor o igual a 500 mmc.d.a.
(milímetros columna de agua)**

Diámetro del tubo (d)

$$d = \left[\frac{232000 \times d_s \times L_e \times Q^{1,82}}{P_i - P_f} \right]^{0,2074}$$

Esta fórmula es válida siempre que se cumpla que

$$\frac{Q}{d} < 150$$

Donde:

d = Diámetro interior del tubo en mm

d_s = Densidad relativa del gas

(Gas natural = 0,62)

L_e = Longitud equivalente en metros (L_e = L_{real} × 1,2)

Q = Caudal en m³/h

P_i = Presión relativa al inicio del tramo en mmc.d.a.

P_f = Presión relativa al final del tramo en mmc.d.a.

6.6.4 Velocidad del gas en la tubería

La velocidad del gas en la tubería no debe superar los 20 m/s

La velocidad (v) es:

$$V = 354x \frac{QxZ}{Px D^2}$$

donde:

v = Velocidad del gas en m/s

Q = Caudal de gas en m³/h

Z = Coeficiente de compresibilidad del gas

(Para las presiones a las que se trabaja habitualmente con los gases combustibles Z es prácticamente igual a 1)

P = Presión absoluta al final del tramo en bar

(Para obtener la presión absoluta, súmese la presión atmosférica a la presión relativa)

D = Diámetro interior de la tubería en mm

CAPITULO VII:

**Aplicación del método propuesto a un
prototipo basado en la conversión de la
turbina de gas aeronáutica Al-20D en planta
térmica de generación**

7.1 características y particularidades tecnológicas de la turbina de gas AI-20D

El motor de turbina de gas AI-20D, es un motor que se emplea en los aviones AN-32, el tipo de motor es turbohélice, trabaja con una hélice de paso variable, con rotación izquierda.

El motor se conforma de los siguientes grupos:

- reductor planetario;
- cárter delantero;
- compresor axial con 10 etapas;
- cámara de combustión anular; con 10 cabezales
- turbina axial de tres etapas;
- tobera reactiva es del tipo no regulable; con un área de salida de $0,225 \text{ m}^2$;
- accesorios, trabajos de mantenimiento del motor y avión.

En el siguiente esquema se muestra el corte transversal del motor AI-20D.

Principio de trabajo del motor

El aire atmosférico ingresa al motor a través de una toma de aire especial del avión, pasa al conducto de aire del cárter delantero y es succionado por el compresor axial.

Pasando por el conducto de aire del compresor, el aire se comprime paulatinamente e ingresa a la cámara de combustión, donde se divide en dos flujos; primario y secundario.

El flujo primario de aire a través de los estabilizadores, por los orificios en los cabezales de la cámara de combustión y por el anillo frontal ingresa a la cavidad de la cámara de combustión, donde se inyecta combustible pulverizado, el cual combustiona completamente con un regular exceso de aire, suministra un chorro de flama con una elevada temperatura en la zona de combustión..

El flujo secundario de aire, cubre la parte exterior de la cámara de combustión enfriándola, ingresa a través de orificios en la cavidad anular interna de la cámara de combustión, donde se combina con los gases calientes de la combustión del combustible en el flujo primario de aire, enfriándolo, suministra una determinada temperatura en todo el flujo de gas en la entrada de la turbina.

Los gases de la cámara de combustión con alta temperatura y elevada presión ingresa a la turbina reactiva axial de tres etapas, donde la parte principal de la energía de los gases calientes se

transforma en trabajo mecánico, entregando al eje de la turbina. Aproximadamente las dos terceras partes de la potencia, obtenido en el eje de la turbina, se gasta en la rotación del rotor del compresor y de los accesorios del motor, y la potencia remanente restante, se gasta en la rotación de la hélice.

La energía cinética de los gases, que sale del motor, crea el empuje reactivo, el cual junto con el empuje de la hélice conforma el empuje total de la planta propulsora. En los siguientes esquemas se muestran la distribución de los accesorios en el motor (vista derecha), distribución de los accesorios en el motor (vista izquierda) y la distribución de los accesorios en el motor (vista de arriba).

7.2 Programa de calculo para la conversión de la turbina de gas AI-20D en planta móvil de generación

7.2.1 Cálculo energético del motor

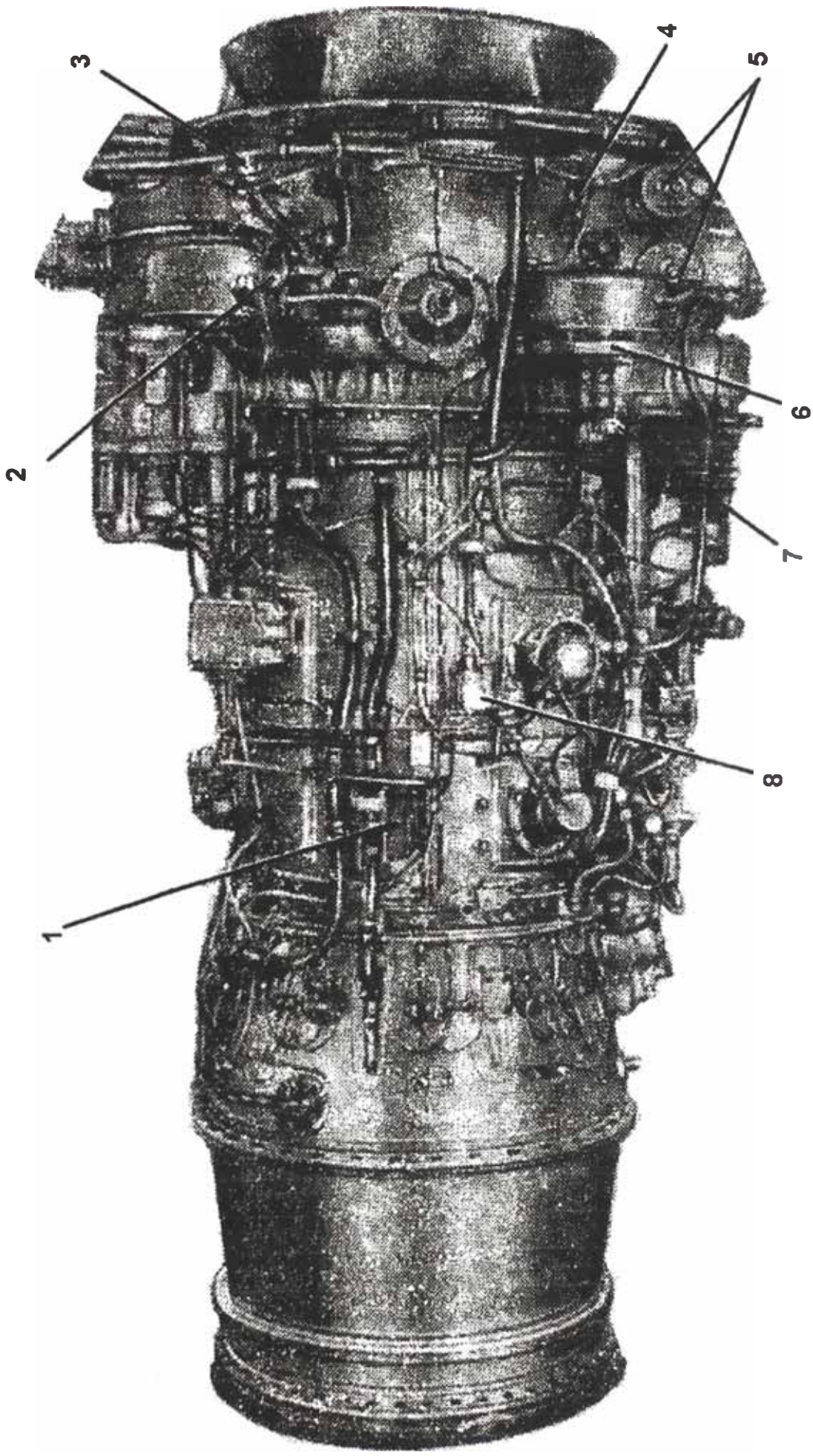
Datos técnicos:

$$H_p = 0 \text{ m} , \quad \text{altura de vuelo del avión}$$

$$v_p = 0 \text{ m/s} , \quad \text{velocidad de crucero del avión}$$

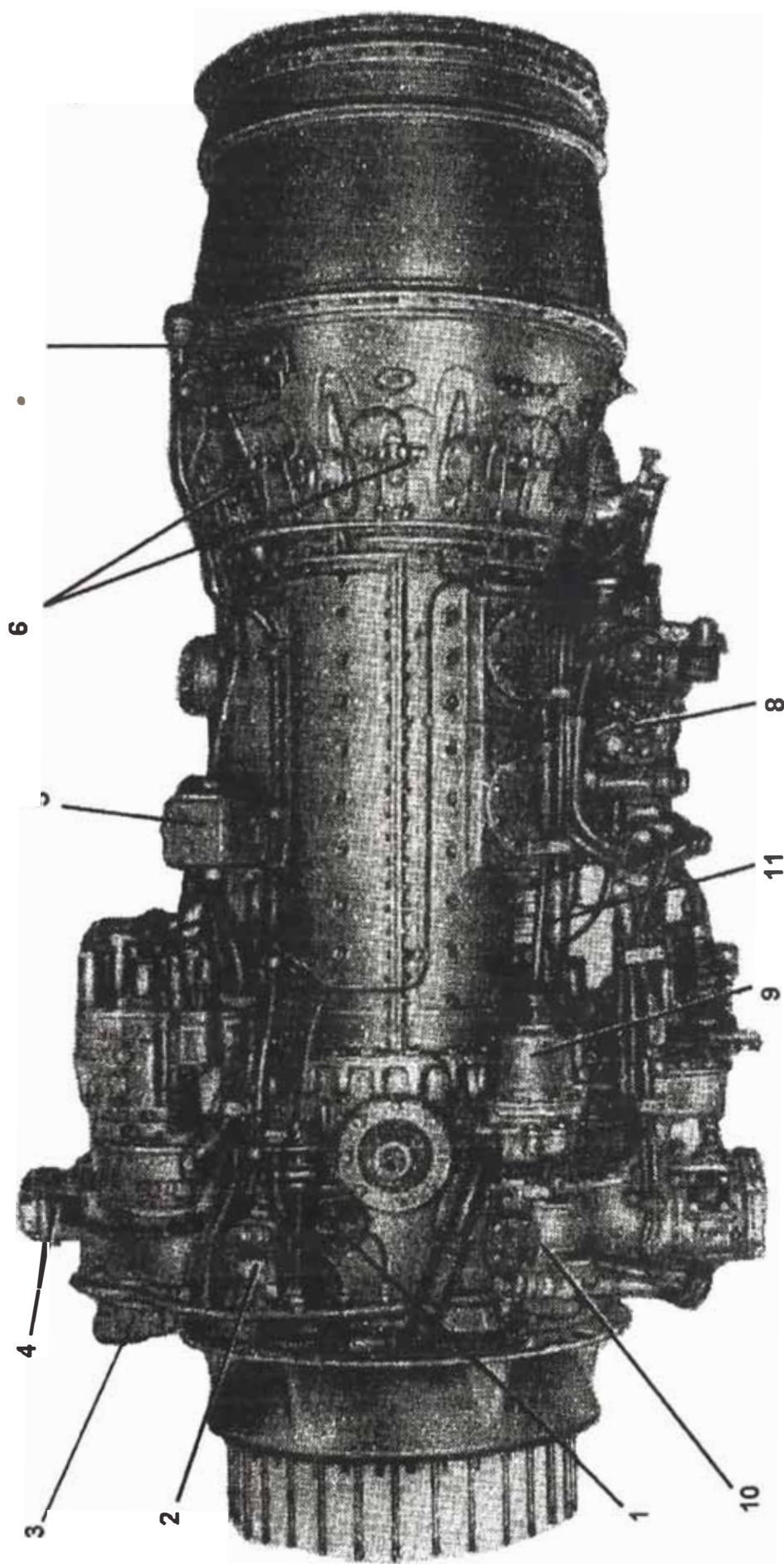
$$M_p = \frac{V}{a} = 0 , \quad \text{numero de Mach}$$

$$T^* = 1200 \text{ K} , \quad \text{temperatura del gas antes de la turbina}$$



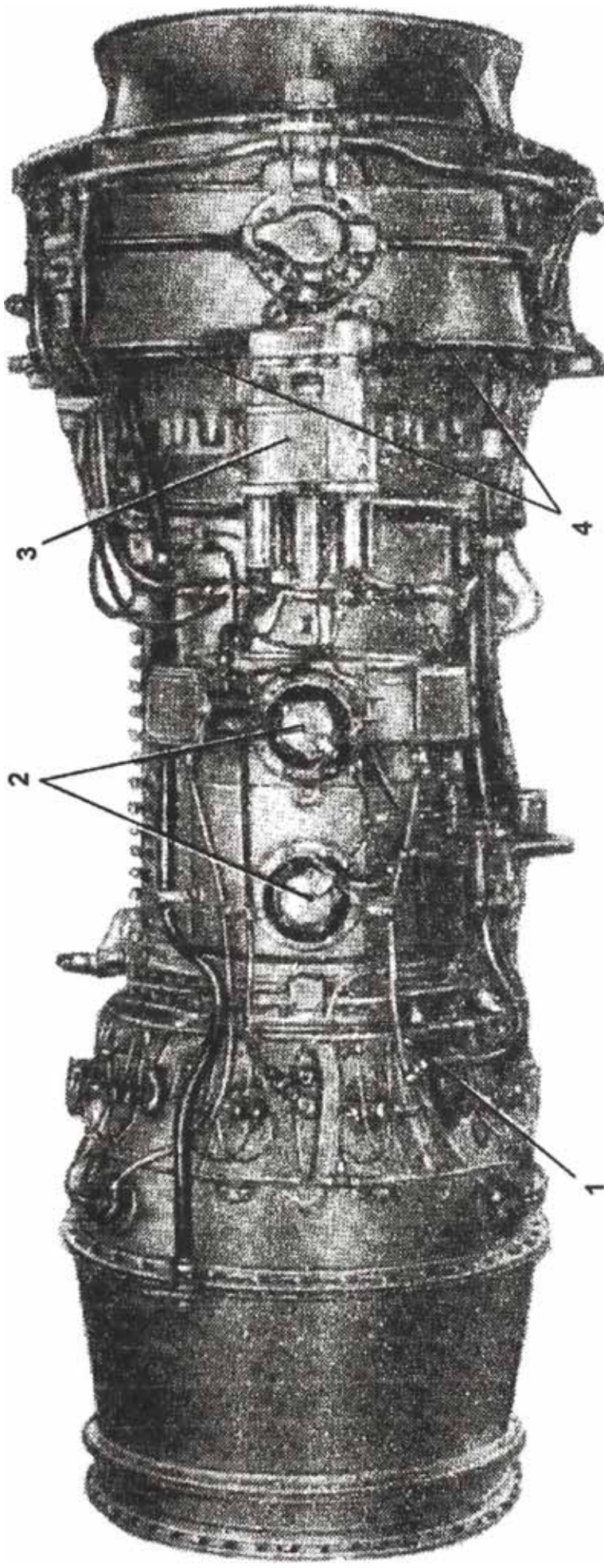
DISTRIBUCION DE LOS ACCESORIOS EN EL MOTOR (VISTA DERECHA)

1 - válvula de descarga de aire para el calentamiento de los alabes directrices de entrada con mecanismos eléctricos; 2 - válvula reductora del sistema de embanderado de empuje negativo; 3 - colector eléctrico; 4 - sonda; 5 - filtro de aceite del cárter frontal; brida de afianzamiento del generador de corriente alterna; 6 - brida de afianzamiento del tacómetro; 7 - válvula electromagnética del combustible de arranque



DISTRIBUCION DE LOS ACCESORIOS EN EL MOTOR (VISTA IZQUIERDA)

1 - detector de formación de hielo; 2 - sensor automático de embanderamiento de la hélice por el indicador del momento torsional; 3 - freno de parqueo; 4 - respiradero centrifugo; 5 - accesorio de encendido; 6 - inyectores; 7 - ignitor; 8 - accesorio regulador de combustible; 9 - separador de aire; 10 - bomba de alimentación de aceite; 11 - interruptor de los arrancadores



DISTRIBUCION DE LOS ACCESORIOS EN EL MOTOR (VISTA DE ARRIBA)

1 – brida de afianzamiento del sensor de aviso de incendio; 2 – válvula de descarga de aire; 3 – regulador de revoluciones; 4 – brida de afianzamiento del arrancador-generator

$$N_e = 2700 \text{ kW}, \quad \text{potencia del motor}$$

$$\pi_{kp} = 8, \quad \text{relación de compresión del compresor}$$

En la tabla se muestran las propiedades físicas de la Atmósfera Estándar Internacional (AEI).

Propiedades físicas de la Atmósfera Estándar Internacional

H (altura)	T_H (temperatura)	P_H (presión)	a (velocidad del sonido)
<i>m(metro)</i>	<i>k(Kelvin)</i>	N/m^2 (<i>Newton / metro</i> ²)	<i>metro / segundo</i>
0	288	$1,013 \cdot 10^5$	340
2500	272	$0,747 \cdot 10^5$	330
5000	256	$0,540 \cdot 10^5$	320
7500	239	$0,383 \cdot 10^5$	310
10000	223	$0,265 \cdot 10^5$	299
12500	217	$0,179 \cdot 10^5$	295
15000	217	$0,121 \cdot 10^5$	295

De esta tabla, para la altura deseada $H_p = 0m$, encontramos los parámetros

del aire atmosférico: presión $P_{Hp} = 1,013 \times 10^5 \text{ N/m}^2$, temperatura

$T_{Hp} = 288 \text{ K}$, y la velocidad del sonido $a_H = 340 \text{ m/s}$

7.2.1.1 Temperatura del aire en reposo relativo al motor (T_{HP}):

$$T_{HP}^* = T_{HP} \left(1 + \frac{K_B - 1}{2} M_P^2 \right)$$

$$T_{HP}^* = 288 \left(1 + \frac{1,4 - 1}{2} \times 0^2 \right)$$

$$T_{HP}^* = 288 \text{ K}$$

$K_B = 1,4$, exponente adiabático del aire

$M_P = 0$, número Mach del avión

7.2.1.2 Presión del aire en reposo (P_{HP}^*):

$$P_{HP}^* = P_{HP} \left(1 + \frac{K_B - 1}{2} M_P^2 \right)^{\frac{K_B}{K_B - 1}}$$

$$P_{HP}^* = 1,013 \times 10^5 \left(1 + \frac{1,4 - 1}{2} \times 0^2 \right)^{\frac{1,4}{1,4 - 1}}$$

$$P_{HP}^* = 1,013 \times 10^5 \text{ N/m}^2$$

$$P_{Hp} = 1,013 \times 10^5 \text{ N / m}^2, \text{ presión del aire atmosférico}$$

$$K_B = 1,4, \quad \text{exponente adiabático del aire}$$

$$M_p = 0, \quad \text{numero de Mach del avión}$$

7.2.1.3 Temperatura del aire en reposo a la entrada del

compresor (T_{Bp}^*):

$$T_{Bp}^* = T_{Hp}^* = 288 \text{ K}$$

El factor de recuperación de la presión σ_B en el dispositivo

de entrada comprende generalmente entre los valores 0,97 -

0,98. Ya que en el caso examinado $M_p = 0$, entonces

tomamos $\sigma_B = 0,97$.

7.2.1.4 Presión del aire en reposo delante del compresor (P_{Bp}):

$$P_{Bp}^* = P_{Hp}^* \sigma_B = 1,013 \times 10^5 \times 0,97$$

$$P_{Bp}^* = 0,983 \times 10^5 \text{ N/m}^2$$

$$P_{Hp}^* = 1,013 \times 10^5 \text{ N/m}^2, \text{ presión del aire en reposo} \bullet$$

$$\sigma_B = 0,97, \text{ factor de recuperación de la presión}$$

7.2.1.5 Relación de compresión del aire en el conducto de entrada

(π_{Bp}) :

$$\pi_{Bp}^* = \frac{P_{Bp}^*}{P_{Hp}^*} = \frac{0,983 \times 10^5}{1,013 \times 10^5}$$

$$\pi_{Bp} = 0,97$$

$$P_{Bp}^* = 0,983 \times 10^5 \text{ N/m}^2, \text{ presión del aire en reposo}$$

delante del compresor

$$P_{Hp}^* = 1,013 \times 10^5 \text{ N/m}^2, \text{ presión del aire atmosférico}$$

7.2.1.6 Trabajo adiabático gastado en comprimir 1 kg de aire en

el compresor (l_{kadp}):

$$l_{kadp} = C_{pB} T_{Hp}^* (\pi_{kp}^{\frac{k_B-1}{k_B}} - 1)$$

$$l_{kadp} = 1,004 \times 288 \left(8^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right)$$

$$l_{kadp} = 234,632 \text{ KJ / kg}$$

$C_{pB} = 1,004 \text{ kJ / Kg}$, calor específico del aire

$T_{Hp}^* = 288 \text{ K}$, temperatura del aire en reposo relativo al

motor

$\pi_{kp} = 8$, relación de compresión del compresor

$K_B = 1,4$, exponente adiabático del aire

De las particularidades constructivas del motor, se determina el prototipo correspondiente, el cual tiene un compresor de una cascada con un rendimiento de 0,82 – 0,86. Tomamos

$$\eta_k = 0,84$$

7.2.1.7 Trabajo real en el compresor (l_{kp}):

$$l_{kp} = \frac{l_{kadp}^*}{\eta_k^*} = \frac{234,632}{0,84}$$

$$l_{kp} = 279,323 \text{ kJ/kg}$$

$l_{kadp}^* = 234,632 \text{ kJ/kg}$, trabajo adiabático gastado en comprimir 1 kg de aire en el compresor

$\eta_k^* = 0,84$, rendimiento del compresor

7.2.1.8 Presión del aire detrás del compresor (P_{kp}^*):

$$P_{kp}^* = P_{Bp}^* \pi_{kp}^* = 0,983 \times 10^5 \times 8$$

$$P_{kp}^* = 7,864 \times 10^5 \text{ N/m}^2$$

$P_{Bp}^* = 0,983 \times 10^5 \text{ N/m}^2$, presión del aire en reposo delante del compresor

$\pi_{kp}^* = 8$, relación de compresión del compresor

7.2.1.9 Temperatura del aire detrás del compresor (T_{kp}^*):

$$T_{kp}^* = T_{Bp}^* + \frac{l_{kp}}{C_{pB}} = 288 + \frac{279,323}{1,004}$$

$$T_{kp} = 566,21 \text{ K}$$

$T_{Bp} = 288 \text{ K}$, temperatura del aire en reposo a la entrada del compresor

$l_{kp} = 279,323 \text{ kJ/kg}$, trabajo real en el compresor

$C_{pB} = 1,004 \text{ KJ/Kg}$, calor específico del aire

En el motor AI20D se utiliza el turbocombustible Turbo Jet A-1, que tiene un poder calorífico de $Hu = 43000 \text{ kJ/Kg}$, el rendimiento de la combustión η_g en el motor varia desde 0,95 hasta 0,99, tomamos $\eta_g = 0,97$, y el calor específico de los gases $C_{pg} = 1,161 \text{ kJ/kg}$.

7.2.1.10 Consumo relativo de combustible (g_{Tp}):

$$g_{Tp} = \frac{C_{pg} T_{gp}^* - C_{pB} T_{kp}^*}{Hu\eta_g}$$

$$g_{Tp} = \frac{1,161 \times 1200 - 1,004 \times 566,21}{43000 \times 0,97}$$

$$g_{Tp} = 0,02$$

$C_{pg} = 1,161 \text{ kJ/kg}$, calor específico de los gases

$T_{gp}^* = 1200 \text{ K}$, temperatura del gas antes de la turbina

$C_{pB} = 1,004 \text{ kJ/Kg}$, calor específico del aire

$T_{kp}^* = 566,21 \text{ K}$, temperatura del aire detrás del compresor

$Hu = 43000 \text{ kJ/kg}$, poder calorífico del Turbo Jet A-1

$\eta_g = 0,97$, rendimiento de la combustión del
Turbo Jet A-1 en el motor

7.2.1.11 Coeficiente de exceso de aire (α_p):

$$\alpha_p = \frac{1}{L_0 g_{Tp}} = \frac{1}{14,8 \times 0,02}$$
$$\alpha_p = 3,378$$

$L_0 = 14,8$, cantidad de aire estequiométrico

$g_{Tp} = 0,02$, consumo relativo de combustible

El valor del coeficiente de recuperación de la presión σ_{kc} ,
depende de las particularidades constructivas de la cámara de
combustión y generalmente comprende entre 0,94 – 0,98.

Tomamos $\sigma_{kc} = 0,96$.

7.2.1.12 Presión a la salida de la cámara de combustión (P_{gp}^*):

$$P_{gp}^* = \sigma_{kc} P_{kp}^* = 0,96 \times 7,864 \times 10^5$$

$$P_{gp}^* = 7,549 \times 10^5 \text{ N / m}^2$$

$\sigma_{KC} = 0,96$, coeficiente de recuperación de la presión en la cámara de combustión

$P_{kp}^* = 7,864 \times 10^5 \text{ N / m}^2$, presión del aire detrás del compresor

7.2.1.13 Trabajo de la turbina (l_{Tp}):

$$l_{Tp} \cong l_{kp} = 279,323 \text{ kJ / kg}$$

l_{kp} , trabajo del compresor

7.2.1.14 Temperatura del gas detrás de la turbina (T_{Tp}^*):

$$T_{Tp}^* = T_{gp}^* - \frac{l_{Tp}}{C_{pg}}$$

$$T_{Tp}^* = 1200 - \frac{279,323}{1,161}$$

$$T_{Tp}^* = 959,412 \text{ K}$$

$T_{gp}^* = 1200 \text{ K}$, temperatura del gas antes de la turbina

$l_{Tp} = 279,323 \text{ KJ / kg}$, trabajo de la turbina

$C_{pg} = 1,161 \text{ kJ/kg}$, calor específico de los gases

Para determinar la presión del gas detrás de la turbina P_{Tp} , es necesario conocer la magnitud del trabajo adiabático del gas en la turbina l_{Tadp} . Considerando, que el rendimiento

de la turbina η_T , se encuentra en los límites de 0,91 – 0,93,
tomamos $\eta_T^* = 0,92$.

7.2.1.15 Trabajo adiabático del gas en la turbina (l_{Tadp}):

$$l_{Tadp} = \frac{l_{Tp}}{\eta_T^*}$$

$$l_{Tadp} = \frac{279,323}{0,92}$$

$$l_{Tadp} = 303,612 \text{ kJ/kg}$$

$$l_{Tp} = 279,323 \text{ kJ/kg}, \quad \text{trabajo de la turbina}$$

$$\eta_T = 0,92, \quad \text{rendimiento de la turbina}$$

7.2.1.16 Relación de expansión en la turbina (π_{Tp}^*):

$$\pi_{Tp}^* = \frac{1}{\left(1 - \frac{l_{Tadp}}{C_{pg} T_{gp}^*}\right)^{\frac{k_g}{k_g - 1}}}$$

$$\pi_{Tp}^* = \frac{1}{\left(1 - \frac{303,612}{1,161 \times 1200}\right)^{\frac{1,33}{1,33 - 1}}}$$

$$\pi_{Tp}^* = 2,693$$

$l_{Tadp} = 303,612 \text{ kJ/kg}$, trabajo adiabático del gas en la turbina

$C_{pg} = 1,161 \text{ kJ/kg}$, calor específico de los gases

$T_{gp}^* = 1200 \text{ K}$, temperatura del gas antes de la turbina

$$K_g = 1,33,$$

exponente adiabático de los gases

7.2.1.17 Presión del gas detrás de la turbina (P_{Tp}^*):

$$P_{Tp}^* = \frac{P_{gp}^*}{\pi_{Tp}^*}$$

$$P_{Tp}^* = \frac{7,549 \times 10^5}{2,693}$$

$$P_{Tp}^* = 2,803 \times 10^5 \text{ N/m}^2$$

$$P_{gp}^* = 7,549 \times 10^5 \text{ N/m}^2, \text{ presión a la salida de la cámara}$$

de combustión

$$\pi_{Tp}^* = 2,693, \text{ relación de expansión en la turbina}$$

7.2.2 Cálculo del los consumos específicos de combustible para el gas natural (gas seco) en los regímenes de 50% y 60%

Tenemos los siguientes datos:

Para H=0

RÉGIMEN	50°	60°
$FF_{Turbojet}$, en $\frac{kg}{hr}$	450	570

- La relación entre la gravedad API y la gravedad específica es puramente matemática, y esta dada por la ecuación:

$$\text{grav. Espec. A } 60 F = \frac{141,5}{131.5 + API}$$

Esta formula es aplicada por la American Society for Testing and Materials the Institute of Petroleum, donde conociendo los valores de gravedad API a 60 F; se coloca este valor en la formula y se calcula la gravedad especifica a 60F, conociendo el valor de la gravedad especifica, por intermedio de la tabla 3 de la Petroleum Measurement Tables se puede encontrar el valor de la densidad del gas y derivados del petróleo a 15 C y viceversa.

Para el gas natural (gas seco), la gravedad API promedio a 60F es 96.7, según formula, la gravedad especifica a 60F es 0,6201, según la tabla 3, la densidad a 15 C es 0,6200.

El poder calorífico del gas natural es $17 \frac{kcal}{kg}$

Para el Turbo Jet A-1, la gravedad API promedio a 60F es 45.5, según formula, la gravedad especifica a 60F es 0,7994, según la tabla 3, la densidad a 15 C es 07991.

El poder calorífico del Turbo Jet A-1 es 10308 kcal/kg

7.2.2.1 Cálculo del consumo específico del gas natural (gas seco) para el régimen de 50%:

$$FF_{gas} = \frac{FF_{Turbojet} \cdot Capac.Term. Turbojet}{Capac.term. gas}$$

$$FF_{gas} = \frac{450 \frac{kg}{hr} \cdot 10308 \frac{Kcal}{kg}}{17 \frac{Kcal}{kg}} = 274764 \frac{kg}{hr}$$

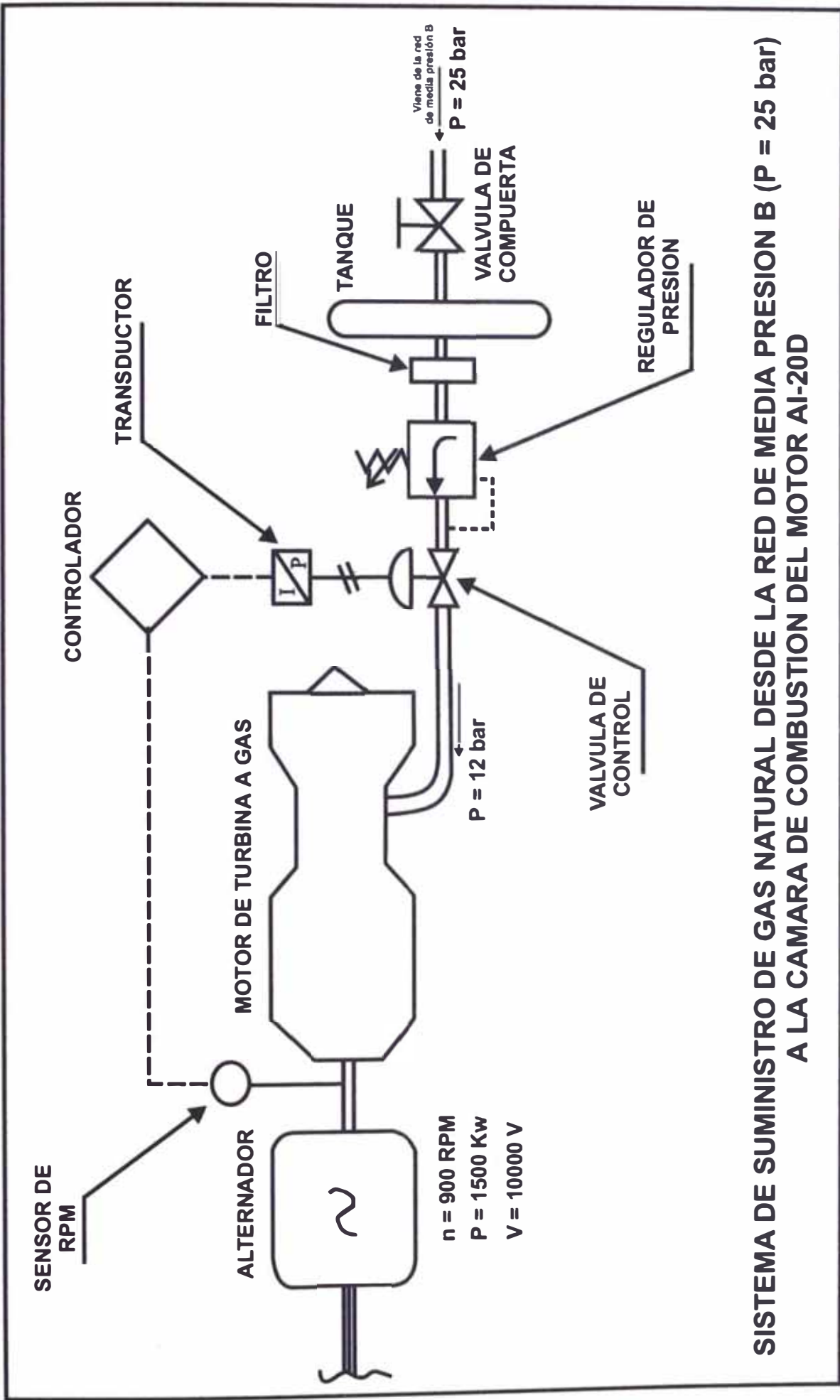
7.2.2.2 Cálculo del consumo específico del gas natural (gas seco) para el régimen de 60% (mínimo):

$$FF_{gas} = \frac{FF_{Turbojet} \cdot Capac.Term. Turbojet}{Capac.term. gas}$$

$$FF_{gas} = \frac{570 \frac{kg}{hr} \cdot 10308 \frac{Kcal}{kg}}{17 \frac{Kcal}{kg}} = 345621 \frac{kg}{hr}$$

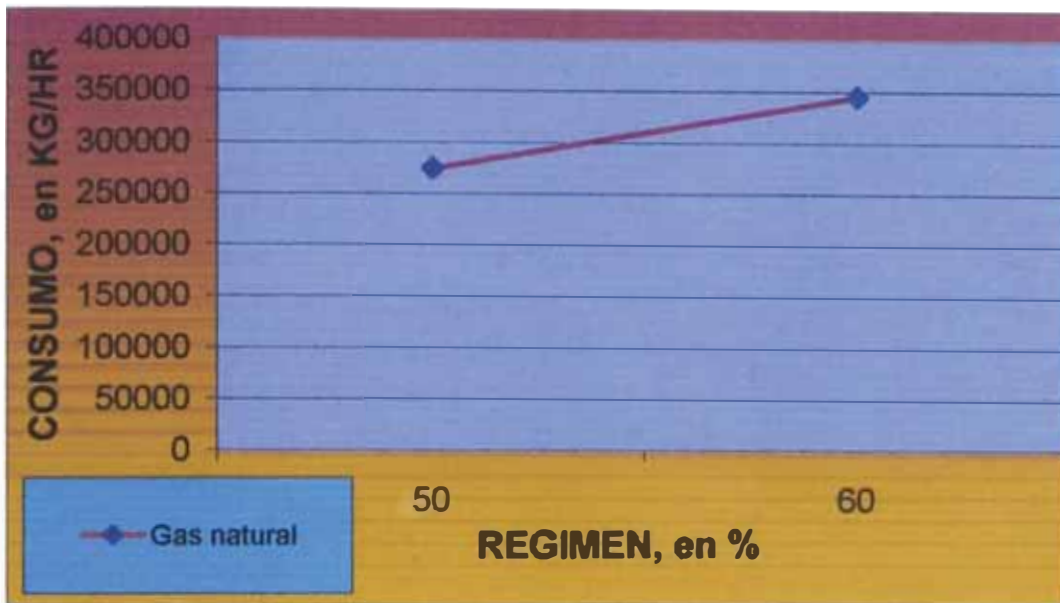
RÉGIMEN	50%	60% (mínimo)
FF_{gas} , en $\frac{kg}{hr}$	274764	345621

En el siguiente esquema se muestra el sistema de suministro de gas natural desde la red de media presión B (P=25 bar) a la cámara de combustión del motor AI-20D.



SISTEMA DE SUMINISTRO DE GAS NATURAL DESDE LA RED DE MEDIA PRESION B ($P = 25 \text{ bar}$) A LA CAMARA DE COMBUSTION DEL MOTOR AI-20D

**RELACIÓN DEL RÉGIMEN DE TRABAJO DEL MOTOR, EN % -
CONSUMO DE COMBUSTIBLE, EN KG/HR**



En los siguientes esquemas se muestran la unión del motor AI-20D con el alternador, la unión del motor PRATT&WHITNEY PT6A-25C con el alternador y la unión del motor ALLISON 501-B22A con el alternador.

7.2.3 Cálculo de la potencia en el eje de transmisión hacia el generador para los regímenes de 50% y 60%:

datos:

$$RPM_{helice} = 915$$

RÉGIMEN	50°	60°
$P_{torq.gener.}$, en $\frac{kgf}{cm^2}$	26	36

$$\text{Si } V \cong 320 \frac{\text{km}}{\text{hr}} \times \frac{1 \text{ hora}}{3600 \text{ seg}} \times \frac{1000 \text{ m}}{1 \text{ km}} = 88.88 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$S_{\text{toma}} = 7.5 \text{ cm} \times 17 \text{ cm} = 127.5 \text{ cm}^2 \times \frac{1 \text{ m}^2}{(100)^2 \text{ cm}^2}$$

$$S_{\text{toma}} = 127.5 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Entonces tenemos:

$$G_{\text{caire}_t} = S_{\text{toma}} \times V$$

$$G_{\text{caire}_t} = 127.5 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \times 88.8 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

$$G_{\text{caire}_t} = 1.13 \frac{\text{m}^3}{\text{seg}}$$

7.2.6 Cálculo del costo de 01 hora de consumo de gas natural

La densidad del gas natural es 0,62 kg/lit

El m³ de gas natural (gas seco) costara aproximadamente \$

0,0353,

$$1 \text{ m}^3 = 1000 \text{ lit} \times 0,62 \text{ kg/lit} = 620 \text{ kg}$$

1 kg de gas natural cuesta \$ 0,0353/620

Relación régimen UPRT, en % - costo en \$ USA por hora de consumo

RÉGIMEN, en %	GAS NATURAL, en kgxhr
50	$274764 \times 0,0353 / 620 = 15,64$
60	$345621 \times 0,0353 / 620 = 19,66$

Relación de régimen, en % - costo del gas natural, en \$ USAxhr de consumo



7.2.7 Reparación y mantenimiento de la planta móvil generadora de corriente eléctrica

El tiempo total de vida útil de la planta móvil generadora de corriente eléctrica es de 30000 horas.

El tiempo de servicio entre reparaciones es de 6000 horas

El mantenimiento parcial se realiza cada 1500 horas de operación

CAPÍTULO VIII:

Análisis de costo

8.1 COSTO DE MATERIALES Y EQUIPOS

8.1.1 Sistema de gas

Cantidad	Materiales	Peso, en kg	Costo en \$
01	tanque, filtro, regulador de presión, válvula de control, transductor, controlador y sensor de RPM	20	3900.00
01	Tubería de acero inox. 3 1/2"x 15 m	10	150.00
01	Manómetro	1/2	100.00
02	Válvulas de compuerta	1	50.00
TOTAL			4200.00

8.1.2 Plataforma y soportes

Cantidad	Materiales	Peso	Costo en \$
01	Plataforma de 2.10mx5m	200	3000.00
01	Soporte para el motor AI-20D	70	500.00
01	Soporte para el alternador	30	250.00
TOTAL			3750.00

8.1.3 Turbogenerador y accesorios

Cantidad	Materiales	Peso	Costo en \$
01	Turbogenerador AI-20D	1000	20000.00
01	Ventilador de $1.5 \frac{m^3}{s}$	10	1000.00
TOTAL			21000.00

8.1.4 Alternador y equipos

Cantidad	Materiales	Peso, en kg	Costo en \$
01	Alternador de 1500 kW	8850	150000.00
01	Tablero eléctrico	05	200.00
01	Transformador de voltaje	20	1500.00
TOTAL			151700.00

8.2 MANO DE OBRA, MONTAJE E INSTALACIÓN \$ 1000.00

8.3 COSTO TOTAL (EN DÓLARES USA) DE LA PLANTA MÓVIL GENERADORA DE CORRIENTE ELÉCTRICA

- Sistema de gas	4200.00
- Plataforma y soportes	3750.00
- Turbogenerador y accesorios	21000.00
- Alternador y equipos	151700.00
- Mano de obra, montaje e instalación	1000.00

Total: \$ 180750.00

8.4 Comparación de costos

La importación de una planta generadora de corriente eléctrica similar requiere una inversión de \$ 150000.00 USA, lo que significa un costo 08 veces mayor que la planta móvil generadora de corriente eléctrica diseñado.

CONCLUSIONES

- 1.- Se hizo una descripción sobre la situación actual de los hidrocarburos en el Perú, en las cuáles para resolver los problemas energéticos puede ser conveniente utilizar los motores de aviación que hayan cumplido su tiempo de servicio para el vuelo, para crear en base a ellos plantas móviles de turbinas a gas generadoras de corriente eléctrica (PMGC).
- 2.- En calidad de motor base para crear la PMGC se eligió al motor turbohélice de aviación AI-20D.
- 3.- Se ha desarrollado una configuración de la PMGC, adaptándole en el eje de transmisión, un alternador eléctrico de 1500 Kw.
- 4.- Se realizo el cálculo energético del motor.
- 5.- Se realizo el cálculo de los consumos específicos para el gas natural; en los regímenes de 50% y 60%.
- 6.- Se realizo el cálculo de la potencia hacia el generador para los regímenes de 50% y 60%.
- 7.- Se realizo el calculo del consumo de aire de refrigeración para la turbina del motor AI-20D.

- 8.- Se realizo las consideraciones de diseño del sistema de suministro de gas natural.
- 9.- Se realizo el análisis de costo de la planta transportable generadora de corriente eléctrica proyectado.
- 10.- Se llego a la conclusión final que es conveniente la utilización de los motores de aviación que hayan cumplido su tiempo de vida útil para el vuelo para convertidos en plantas móviles generadoras de corriente eléctrica para solucionar los problemas energéticos del Perú.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- 1) **ARCIENIER L.B.:** Motores de turbinas a gas estacionarios, Mashinoestroyenia - Leningrado-1989
- 2) **ARCIENIER L.B.:** Propiedades Termodinámicas de los gases, Mashinoestroyenia – Leningrado -1989
- 3) **CÁCERES GRAZIANI, Luis:** El Gas Natural, Editorial Grupo S.R.L., Lima 2000, segunda edición, 110 paginas
- 4) **CUESTA ÁLVAREZ, Martín:** Motores a reacción, Editorial Paraninfo, Madrid 1991, Séptima edición, 740 paginas.
- 5) **ESTEBAN OÑATE, Antonio:** Motores Atmosféricos y Turbo, Editorial Paraninfo, Madrid 1992, primera edición, 193 paginas.
- 6) **GALKIN, M. H., MALINOVSKI, K. A. :** Metodica para el calculo energético y características de los motores turborreactores, Editorial MATI, Moscú 1998, quinta edición, 33 paginas.
- 7) **NECHAIET I. N., FEDOROV R. M.:** Teoría de motores de aviación a turbinas de gases – Moscú 1981

- 8) **SAINZ DIEZ, Valentín:** El motor de reacción y sus Sistemas Auxiliares, Editorial Paraninfo, Madrid 2000, primera edición, 242 paginas.

- 9) **VELASQUEZ GRANDEZ, Camilo:** Fundamentos de la Aeronáutica, Lima- Perú – 2001, 760 paginas.

- 10) Ministerio de Energía y Minas: Atlas Minería y Energía en el Perú, Lima-2002, primera edición, 80 paginas.

- 11) Pagina web de Petróleos del Perú, vigente desde el 6 de octubre del 2002 Petróleos del Perú - PETROPERÚ S.A., Dpto. Sistemas de Información.

- 12) Pagina web del Ministerio de Energía y Minas, del 25 de octubre del 2002.

- 13) Petroleum Measurement Tables, American Society for Testing and Materials the Institute of Petroleum

14)I Simposium Internacional y Teleconferencia de INGEPET,
Tecnologías de Producción del gas natural, Universidad Nacional
de Ingeniería – Noviembre 2002.

15) Manual de mantenimiento técnico del motor AI-20D serie 5.