



(19) 대한민국특허청(KR)
(12) 등록특허공보(B1)

(45) 공고일자 2019년05월24일
(11) 등록번호 10-1982143
(24) 등록일자 2019년05월20일

- (51) 국제특허분류(Int. Cl.)
F02C 3/13 (2006.01) *F01D 25/08* (2006.01)
F01D 25/12 (2006.01) *F01D 9/04* (2006.01)
F01K 17/02 (2006.01) *F01K 23/10* (2006.01)
F02C 6/08 (2006.01) *F02C 6/18* (2006.01)
F02C 7/18 (2006.01)
- (52) CPC특허분류
F02C 3/13 (2013.01)
F01D 25/08 (2013.01)
- (21) 출원번호 10-2017-7024460
- (22) 출원일자(국제) 2016년03월23일
 심사청구일자 2017년08월31일
- (85) 번역문제출일자 2017년08월31일
- (65) 공개번호 10-2018-0086386
- (43) 공개일자 2018년07월31일
- (86) 국제출원번호 PCT/US2016/023764
- (87) 국제공개번호 WO 2016/127187
 국제공개일자 2016년08월11일

- (73) 특허권자
 플로리다 터빈 테크놀로지스, 인크.
 미합중국 플로리다 33458, 주피터, 스위트 110,
 밀리터리 트레일 1701
- (72) 발명자
 브로스트메이어 조셉 디.
 미합중국 플로리다주 33477 주피터 페가수스 드라이브 122
 존스 러셀 비.
 미합중국 플로리다주 33408 노스 팜 비치 캠프랜드 12101
 (뒷면에 계속)
- (74) 대리인
 하영옥

전체 청구항 수 : 총 7 항

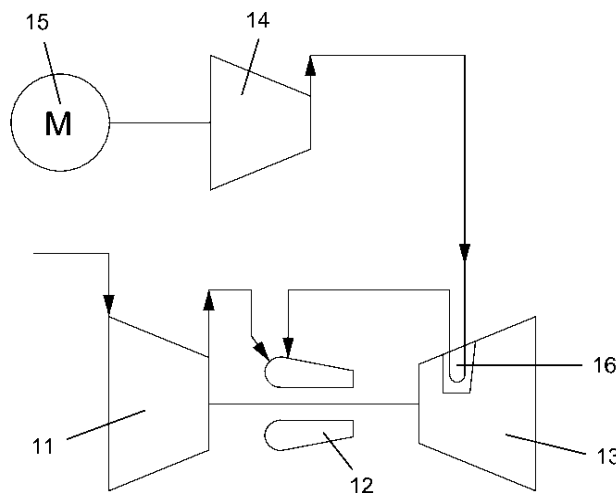
심사관 : 이택상

(54) 발명의 명칭 복합 사이클 발전 플랜트를 리트로피팅하는 장치 및 프로세스

(57) 요약

2개의 60Hertz 대형 프레임 헤비 듀티 산업용 가스 터빈 엔진을 사용하여 발전기를 구동하고 전기를 생성하는 발전 플랜트를 리트로피팅하는 프로세스로서, 각각 2개의 산업용 엔진은 최대 350MW의 동력 출력을 생산할 수 있다. 상기 프로세스는 2개의 350MW 산업용 엔진을 1개의 트윈 스톱 산업용 가스 터빈 엔진으로 대체하여 적어도 700MW의 동력 출력을 생산할 수 있다. 따라서, 종래 기술의 2개의 산업용 엔진을 1개의 산업용 엔진으로 대체하여 종래 기술의 2개의 산업용 엔진과 동등한 출력을 생산할 수 있다.

대표도 - 도1



(52) CPC특허분류

F01D 25/12 (2013.01)
F01D 9/041 (2013.01)
F01K 17/025 (2013.01)
F01K 23/10 (2013.01)
F02C 6/08 (2013.01)
F02C 6/18 (2013.01)
F02C 7/185 (2013.01)
F05D 2220/32 (2013.01)
F05D 2220/76 (2013.01)

(72) 발명자

체이카 저스틴 티.

미합중국 플로리다주 33418 팜 비치 가든즈 테라스
10번가 1004

오로사 존 에이.

미합중국 플로리다주 33410 팜 비치 가든즈 코튼
우드 서클 11730

리즈닉 존 이.

미합중국 플로리다주 33458 주피터 피츠버그 드라
이브 418

명세서

청구범위

청구항 1

제 1 발전기를 구동하는 제 1 대형 프레임 헤비 듀티 산업용 가스 터빈 엔진 및 제 2 발전기를 구동하는 제 2 대형 프레임 헤비 듀티 산업용 가스 터빈 엔진을 갖고, 또한 제 3 발전기를 갖는 열회수 증기 발생기를 더 갖는 복합 사이클 발전 플랜트를 리트로피팅하는 프로세스에 있어서;

상기 복합 사이클 발전 플랜트로부터 상기 제 1 대형 프레임 헤비 듀티 산업용 가스 터빈 엔진을 제거하는 단계;

상기 복합 사이클 발전 플랜트로부터 상기 제 2 대형 프레임 헤비 듀티 산업용 가스 터빈 엔진을 제거하는 단계; 및

상기 제 1 대형 프레임 헤비 듀티 산업용 가스 터빈 엔진 및 제 2 대형 프레임 헤비 듀티 산업용 가스 터빈 엔진을 대체하도록 상기 복합 사이클 발전 플랜트에 제 3 대형 프레임 헤비 듀티 산업용 가스 터빈 엔진을 설치하는 단계로서, 상기 제 3 대형 프레임 헤비 듀티 산업용 가스 터빈 엔진은,

고압 가스 터빈에 의해 구동되는 고압 컴프레서 및 연소기를 갖는 높은 스플; 및

저압 컴프레서 및 저압 터빈을 갖는 낮은 스플로서, 상기 높은 스플 내에서 회전할 수 없는 낮은 스플을 갖는 단계를 포함하고,

상기 제 3 대형 프레임 헤비 듀티 산업용 가스 터빈 엔진의 동력 출력은 상기 제 1 대형 프레임 헤비 듀티 산업용 가스 터빈 엔진과 제 2 대형 프레임 헤비 듀티 산업용 가스 터빈 엔진의 복합 동력 출력보다 크거나 같고, 상기 제 3 대형 프레임 헤비 듀티 산업용 가스 터빈 엔진의 터빈 배기 온도가 상기 제 1 대형 프레임 헤비 듀티 산업용 가스 터빈 엔진과 제 2 대형 프레임 헤비 듀티 산업용 가스 터빈 엔진 각각의 터빈 배기 온도와 실질적으로 동일해서 상기 열회수 증기 발생기의 개조를 필요로 하지 않는 복합 사이클 발전 플랜트를 리트로피팅하는 프로세스.

청구항 2

제 1 항에 있어서,

상기 복합 사이클 발전 플랜트는 60Hertz 발전 플랜트이고;

상기 제 3 대형 프레임 헤비 듀티 산업용 가스 터빈 엔진은 적어도 700MW의 동력 출력을 갖는 복합 사이클 발전 플랜트를 리트로피팅하는 프로세스.

청구항 3

제 1 항에 있어서,

상기 복합 사이클 발전 플랜트는 50Hertz 발전 플랜트이고;

상기 제 3 대형 프레임 헤비 듀티 산업용 가스 터빈 엔진은 적어도 1000MW의 동력 출력을 갖는 복합 사이클 발전 플랜트를 리트로피팅하는 프로세스.

청구항 4

제 1 항에 있어서,

상기 제 1 대형 프레임 헤비 듀티 산업용 가스 터빈 엔진 및 제 2 대형 프레임 헤비 듀티 산업용 가스 터빈 엔진은 각각 60Hertz 발전 플랜트에 대해 350MW 미만의 동력 출력을 갖는 복합 사이클 발전 플랜트를 리트로피팅하는 프로세스.

청구항 5

제 1 항에 있어서,

상기 제 1 대형 프레임 헤비 듀티 산업용 가스 터빈 엔진 및 제 2 대형 프레임 헤비 듀티 산업용 가스 터빈 엔진은 각각 50Hertz 발전 플랜트에 대해 500MW 미만의 동력 출력을 갖는 복합 사이클 발전 플랜트를 리트로피팅하는 프로세스.

청구항 6

제 1 항에 있어서,

상기 제 1 발전기 및 제 2 발전기를 제거하는 단계; 및

상기 제 3 대형 프레임 헤비 듀티 산업용 가스 터빈 엔진에 의해 구동되는 제 4 발전기를 설치하는 단계를 더 포함하는 복합 사이클 발전 플랜트를 리트로피팅하는 프로세스.

청구항 7

삭제

청구항 8

삭제

청구항 9

삭제

청구항 10

제 1 항에 있어서,

각각의 상기 제 1 대형 프레임 헤비 듀티 산업용 가스 터빈 엔진 및 제 2 대형 프레임 헤비 듀티 산업용 가스 터빈 엔진은 60Hertz 시스템 및 50Hertz 시스템 중 하나이고,

상기 제 1 대형 프레임 헤비 듀티 산업용 가스 터빈 엔진은 제 1 대형 프레임 헤비 듀티 산업용 가스 터빈 엔진이 60Hertz 시스템인 경우에 350MW 미만의 동력 출력을 갖고, 50Hertz 시스템인 경우에 500MW 미만의 동력 출력을 갖고,

상기 제 2 대형 프레임 헤비 듀티 산업용 가스 터빈 엔진은 제 2 대형 프레임 헤비 듀티 산업용 가스 터빈 엔진이 60Hertz 시스템인 경우에 350MW 미만의 동력 출력을 갖고, 50Hertz 시스템인 경우에 500MW 미만의 동력 출력을 갖는 복합 사이클 발전 플랜트를 리트로피팅하는 프로세스.

발명의 설명

기술 분야

[0001] 본 발명은 미국 에너지부에 의해 수여된 계약 번호 DEFE0023975 하에 미국 정부의 지원으로 이루어졌다. 미국 정부는 본 발명에 있어 특정 권리를 가진다.

본 발명은 일반적으로 산업용 가스 터빈 엔진에 관한 것이고, 더욱 구체적으로는 2개의 구형 가스 터빈 엔진을 보다 강력한 출력과 실질적으로 동일한 터빈 배기 온도를 가진 하나의 신형 가스 터빈 엔진으로 대체함으로써 복합 사이클 발전 플랜트를 리트로피팅하는 장치 및 프로세스에 관한 것이다.

배경 기술

[0002] 대형 프레임 헤비 듀티(large frame heavy-duty) 산업용 가스 터빈(IGT; Industrial Gas Turbine) 엔진 등의 가스 터빈 엔진에 있어서, 연소기에서 발생된 고온의 가스류는 터빈을 통과하여 기계적인 일을 행한다. 상기 터빈은 점차 감소하는 온도에서 상기 고온의 가스류와 반응하는 1개 이상의 로우 또는 스테이지의 스테이터 베인 및 로터 블레이드를 포함한다. 따라서 터빈 및 엔진의 효율성은 상기 터빈으로 보다 고온의 가스류를 통과시킴으로써 향상시킬 수 있다. 그러나, 터빈 유입구 온도는 특히 제 1 스테이지 베인과 블레이드의 물성, 및 이들 제 1 스테이지 에어포일에 대한 냉각 성능의 양으로 제한된다.

- [0003] 전력 생산에 사용되는 산업용 가스 터빈 엔진에 있어서, 낮은 전력 수요 기간 동안에는 상기 엔진의 출력이 감소된다. 낮은 전력 수요 기간 동안에, 종래의 발전 플랜트는 최대부하의 40~50%의 낮은 출력 모드를 갖는다. 이들 낮은 출력 모드에서, 상기 엔진 효율성은 매우 낮으므로, 엔진이 보다 높은 효율성으로 전속력으로 엔진이 작동될 때보다 전기 요금이 높다.
- [0004] 현재 사용되는 산업용 및 선박용 터빈 엔진은 도 12~15에 나타난다. 이들 설계는 그들이 작동될 수 있도록 낮은 극한 전력을 한정하는(이하, 턴다운비라고 함) 저 NOx 연소기를 구비하고 있을 때, 부분부하시에 높은 CO(일산화탄소) 배출 또는 낮은 부분 부하 부품 효율성 또는 높은 사이클 압력비에 대해 낮은 부품(컴프레서 및 터빈) 성능을 포함하는 수개의 주요 쟁점이 문제가 되고 있다.
- [0005] 도 12는 컴프레서 끝에 직접 구동 발전기(3)를 갖는 터빈(2)과 연결된 컴프레서(1)를 갖는 싱글 샤프트 IGT 엔진을 나타낸다. 도 13은 높은 스플 샤프트 및 발전기(3)를 직접 구동하는 분리된 출력 터빈(4)을 포함하는 듀얼 샤프트 IGT 엔진을 나타낸다. 도 14는 고압 스플이 저압 스플 주위를 회전하는 동심의 스플을 갖는 듀얼 샤프트 항공 터빈 엔진을 나타내고, 분리된 저압 샤프트는 발전기(3)를 직접 구동한다. 도 15는 발전기(3)를 구동하는 분리된 출력 터빈(4) 및 고압 스플 내에서 회전하는 저압 스플을 갖는 3개의 샤프트 IGT 엔진을 나타낸다.
- [0006] 도 12의 IGT 엔진의 형태는 가장 일반적인 발전의 형태이고, 고 압력비에서 높은 부품 효율성을 달성하기 위한 최적의 샤프트 속도로 제한된다. 질량 유동의 유입구 및 배출구 용량은 유동에 있어서, 높은 선단 속도 유도 마하수 손실로 인한 유입구 및 배출구 직경을 제한하는 선단 속도 및 AN^2 (최종 단계의 블레이드 응력)에 의해 구조적으로 제한된다. 따라서, 소정의 로터 속도를 위해서는, 높은 마하수 손실로 인한 컴프레서와 터빈 부품 효율성이 낮아지기 전에 상기 터빈에 대한 유동 용량 및 배출구 직경 및 상기 컴프레서에 대한 상응하는 최대 유입구 직경 및 유동 용량이 있다.
- [0007] 싱글 샤프트의 고 압력비에서 고정된 최대 유입구 유동이 존재하기 때문에, 상기 로터 블레이드는 상기 컴프레서 유로의 고압 부분에서 매우 작아져 개시되고 있다. 비교적 높은 반경에서의 작은 블레이드의 높이는 간격 및 누설 영향으로 인해 큰 손실을 제공한다. 높은 압력비의 항공 엔진은 분리된 고압 및 저압 샤프트의 도입으로 이러한 한계를 극복한다. 상기 고압 샤프트는 단계당 합리적인 일을 계속 수행하면서 보다 작은 반경을 허용하여 보다 빠른 속도로 회전한다. 이에 대한 예는 도 14에 나타내고, 이것은 통상적으로 전력 생산에 사용되는 항공 가스 터빈 엔진이다. 고압 스플(5)의 속도는 상기 고압 샤프트(5)의 내부 직경(ID) 내에 저속 샤프트(6)를 가짐으로써 계속해서 제한된다. 이것은 고압 샤프트(5) 유동 경로를 실행되는 것과는 다르게 보다 큰 반경으로 함으로써, 고압 스플의 효율성을 감소시키는 보다 작은 반경의 블레이드를 생성하는 상기 고압 로터의 속도를 감소시킨다. 도 13의 방식은 전체 컴프레서가 하나의 샤프트 상에 있기 때문에 도 12와 같이 고압력비로 높은 부품 효율성을 달성하는데 제한된다.
- [0008] 턴다운비는 가스 터빈 엔진이 전체 100% 부하 출력으로 나누어 작동될 수 있는 (또한, 오염 제한 이하로 CO 배출을 달성) 가장 낮은 출력 부하의 비율이다. 현재 가스 터빈은 대략 40%의 턴다운비를 갖는다. 일부는 30%를 달성할 수도 있다. 낮은 부분 부하의 작동은 낮은 연소기 배출구 온도 및 낮은 유입구 질량 유동의 조합을 요구한다. 낮은 CO 배출은 연소 과정을 완료하기 위해서 충분히 높은 연소기 온도를 요구한다. 연소기 온도가 CO 배출을 제어하도록 유지되어야 하기 때문에, 출력을 감소시키는 최선의 방법은 유입구의 질량 유동을 감소시키는 것이다. 통상의 싱글 샤프트 가스 터빈 엔진은 다수의 스테이지의 컴프레서 가변성 가이드 베인을 사용하여 유입구 질량 유동을 감소시킨다. 상기 컴프레서의 유동 감소에 대한 제한은 도 12에 나타난 바와 같이 싱글 샤프트 볼번 로터 속도의 컴프레서에 대해 대략 50%이다. 도 14의 방식은 저압 컴프레서가 발전기의 일정 속도를 실행하기 때문에 유동 유입구 질량 유동 감소에 있어서 도 12의 방식과 유사하게 제한된다. 발전기를 구동시키는 산업용 엔진에 있어서, 발전기를 구동하는 터빈은 유럽 국가에서 50Hz 엔진에 대해 3000rpm, 미국에서 60Hz 엔진에 대해 3600rpm 등의 일정한 속도로 작동시키기 위해서 설정된다.
- [0009] 도 15의 방식은 IGT 엔진에 대한 현재 형태의 가장 효율적인 방식이지만, 높은 스플 샤프트(5) 내에 낮은 스플 샤프트(6)가 회전하기 때문에 최적은 아니고, 따라서 높은 스플 반경에서의 감소가 달성될 수 없다. 또한, 상기 낮은 스플 샤프트(6)의 속도가 감소되어 유입구 질량 유동을 감소시키는 경우, HPT(고압 터빈)으로부터 LPT(저압 터빈)를 진입시키는 각도의 미스매칭 및 부분 부하시에 비효율적인 터빈 성능을 야기하는 LPT를 퇴장시키고 PT(동력 터빈)를 진입시키는 유동의 각도의 미스매칭이 있다.
- [0010] 도 16은 발전기(112)를 각각 구동하는 종래의 2개의 산업용 가스 터빈 엔진 (111)을 사용하는 종래의 발전 플랜트를 나타낸다. 현재의 종래기술에 있어서, 이들 각각의 산업용 엔진(111)은 60Hz 엔진에 대해 350MW의 출력 및

50Hz 엔진에 대해 500MW의 출력까지 생산할 수 있다. 이들 종래의 산업용 엔진(111)이 신형 엔진으로 대체되는 경우, 2대의 동일한 출력의 신형 산업용 엔진이 요구된다. 신형 산업용 가스 터빈 엔진이 복합 사이클 발전 플랜트에 있어서 구형 산업용 가스 터빈 엔진을 대체하는 경우, 복합 사이클 발전 플랜트의 열회수 증기발생기(HRS; Heat Recovery Steam Generator)가 보다 높은 배기 온도를 허용하도록 중요한 구조적 변화가 요구되기 때문에 상기 신형 엔진의 터빈 배기 온도는 상기 구형 엔진의 터빈 배기 온도와 상당히 같아야 한다. 예를 들면, 180MW 출력의 2대의 구형 IGT 엔진은 350MW의 출력을 생산하는 신형 IGT 엔진으로 대체할 수 있지만, 상기 신형 엔진의 터빈 배기 온도는 상기 구형 엔진보다 높으므로써 보다 높은 터빈 배기 온도를 취급할 수 있도록 HRS 시스템에서의 중요한 변화가 요구될 것이다. 다른 예에 있어서, 상기 신형 엔진이 현재로서 존재하지 않는 600MW를 생산해야 하기 때문에 2대의 300MW IGT 엔진은 신형 싱글 IGT 엔진으로 대체될 수 없다.

발명의 내용

- [0011] 2개의 스톨이 독립적으로 작동될 수 있어 엔진의 높은 효율성을 계속 유지하면서, 12% 정도의 턴다운비를 달성할 수 있는 고압 스톨 및 저압 스톨을 갖는 전력을 생산하는데 사용되는 형태의 산업용 가스 터빈 엔진이다. 발전기가 고압 스톨과 직접 연결되고 연속해서 일정한 속도로 작동한다. 상기 저압 스톨은 고압 스톨로부터의 터빈 배기에 의하여 구동되고, 상기 저압 스톨의 속도를 조절하기 위해서 가변성 유입구 가이드 베인을 포함한다. 상기 저압 스톨로부터의 압축 공기는 상기 고압 스톨의 컴프레서의 유입구에 공급된다. 인터스테이지 쿨러는 상기 고압 스톨을 통과한 압축 공기의 온도를 낮추는데 사용될 수 있다.
- [0012] 개별적으로 작동 가능한 스톨을 갖는 상기 트윈 스톨 IGT 엔진은 현재의 제한 내에서 배기 온도를 유지하면서 증가된 터빈 유입구 온도를 감안하여 40~55의 높은 압력비로 상기 터빈과 상기 컴프레서의 높은 부품 효율성을 유지할 수 있다.
- [0013] 양 스톨로부터의 상기 터빈 배기는 HRS(열회수 증기 발생기)로 향하게 하여 발전기를 구동시켜 상기 발전 플랜트의 전체 효율성을 더욱 증가시키는 증기 터빈을 작동시키는데 사용되는 증기를 생성하기 위하여 전달될 수 있다.
- [0014] 다른 실시형태에 있어서, 상기 저압 컴프레서로부터의 압축 공기의 일부가 추출되고, 부스트 컴프레서에 의해 더욱 압축된 후 상기 고압의 터빈 스테이터 베인에 대한 냉각 회로로 전달되고, 여기서 가열된 냉각 공기는 상기 연소기로 이어서 방출된다.
- [0015] 본 발명의 또 다른 실시형태에 있어서, 상기 고압 스톨로부터의 터빈 배기는 동력 샤프트에 의해 발전기, 기어박스, 컴프레서 또는 선박 프로펠러 등의 외부 부하와 연결되는 중간 압력 출력 터빈(IPPT; Intermediate Pressure Power Turbine)을 구동하는데 사용된다. 중간 압력 출력 터빈 샤프트는 상기 저압 스톨내를 통과함으로써 상기 저압 스톨의 속도를 제어하여 상기 낮은 스톨 컴프레서로부터 높은 스톨 컴프레서로 공급된 압축 공기의 질량 유동량을 조절함으로써, 상기 중간 압력 출력 터빈 샤프트의 속도를 조절할 수 있다. 본 실시형태에 있어서, 상기 부하는 고압 스톨과 연결되지 않지만 중간 압력 출력 터빈(IPPT)과는 연결된다.
- [0016] 본 발명의 트윈 스톨 IGT 엔진의 설계에 대해서, 가스 터빈 엔진 복합 사이클 발전 플랜트는 67% 초과와 정미 열효율로 작동할 수 있고, 현재의 엔진 열효율을 상당히 초과한다.
- [0017] 또한, 현재 전력 생산에 사용되는 IGT 엔진은 크기와 질량 유동의 제한으로 출력이 대략 350MW(60Hz 엔진) 및 500MW(50Hz 엔진)으로 제한되어 있다. 본 발명의 트윈 스톨 설계에 대해서, 종래의 IGT 엔진은 종래의 최대 출력의 두 배에 가깝게 작동하도록 개선될 수 있다. 일례는 50Hz에서 작동하고 최대출력 470MW를 생산하는 General Electric(GE)의 9HA.02 산업용 엔진이고, 또는 최대출력 330MW를 생산하는 60Hz 시장을 위한 GE의 산업용 엔진 7HA.02 이다. 상기 50Hz 산업용 엔진은 보다 낮은 속도로 작동하기 때문에 더 많은 출력을 생성할 수 있으므로 로터 블레이드가 더 길어질 수 있다. 따라서, 상기 엔진 유동은 AN² 제약에 근거하여 보다 크지만 더욱 느린 블레이드의 회전 때문에 더 커질 수 있다. 보다 큰 유동은 보다 큰 출력이 나온다.
- [0018] 상기 180MW IGT 엔진 등의 매우 구형의 IGT 엔진을 사용하는 복합 사이클 발전 플랜트에 있어서, 적어도 360MW의 신형 IGT 엔진이 필요하고, 새롭고 보다 강력한 IGT 엔진의 터빈 배기 온도는 상기 HRS 자체를 변형시킬 필요가 없도록 상기 2 개의 구형 엔진의 터빈 배기 온도와 상당히 동일해질 것이다. 사실, 상기 HRS의 유일한 적용은 상기 엔진 배출구로부터 HRS의 유입구까지 고온의 터빈 배기를 채널링하는 덕트 작업일 것이다. 2개의 구형 엔진을 2배의 출력을 가진 하나의 신형 IGT 엔진으로 대체하는 것은 훨씬 높은 터빈 배기 온도를 생성하므로 보다 높은 터빈 배기 온도를 수용하기 위해서 상기 HRS의 상당한 변형이 요구된다. 본 발명의 트윈 스톨 IGT

엔진은 대체될 엔진의 유사한 터빈 배기 온도를 가지므로, 상기 HRSG에 대한 어떠한 변화도 요구되지 않는다. 상기 신형 IGT 엔진은 상기 HRSG의 변형없이 2개의 보다 작은 IGT 엔진으로 대체되어 설치될 수 있다. 상기 터빈 배기 온도가 너무 높으면, 보다 높은 온도를 허용하도록 상기 HRSG의 상당한 변화가 요구될 수 있다. 상기 트윈 스톨을 갖는 본 발명의 싱글 엔진은 60Hz 엔진에 대해 700MW 이상 및 50Hz 엔진에 대해 1,000MW 이상을 생산할 수 있다.

[0019] 상기 트윈 스톨 IGT 엔진의 또 다른 장점은 상기 높은 스톨 컴프레서에서의 압축 공기를 공급할 수 있는 크기 및 압력비를 변경한 본 발명의 저압 스톨 설계를 포함함으로써 다양한 크기의 종래의 싱글 스톨 IGT 엔진계가 개선될 수 있다는 것이다.

[0020] 터빈의 고온 부분을 냉각시키는데 사용되는 냉각 공기는 연소기로 재도입되고, 디퓨저 내의 경계층에 에너지이징하기 위해서 상기 컴프레서의 배출구와 상기 연소기의 유입구 사이에 위치한 디퓨저로 상기 냉각 공기가 흘러가는 연소기 안으로 방출된다. 디퓨저의 일 실시형태에 있어서, 스테이터 베인으로부터의 냉각 공기는 디퓨저 외벽에 대해 상기 압축 공기의 유동과 평행하게 방출되고, 상기 로터 블레이드로부터의 냉각 공기는 상기 컴프레서 방출 공기의 유속 이상의 속도로 상기 디퓨저의 내벽에 대해 상기 컴프레서 방출 공기와 평행하게 방출되어, 상기 디퓨저에서의 경계층은 에너지이징된다.

[0021] 발전기용 산업용 가스 터빈 엔진은 발전기와 직접 연결된 높은 스톨 및 상기 높은 스톨로부터 분리된 낮은 스톨을 포함하여 상기 2개의 스톨이 서로 회전가능하게 독립적으로 작동할 수 있다. 상기 낮은 스톨 컴프레서로부터의 압축 공기는 상기 높은 스톨의 컴프레서 유입구로 유동한다. 상기 높은 스톨 컴프레서는 상이한 유동 온도를 갖는 내부 유로 및 외부 유로를 포함한다. 상기 내부 유로는 상기 높은 스톨 컴프레서에서 압축된 후에 연소기로 방출된다. 상기 외부 유로는 인터쿨러에서 먼저 냉각된 후에 상기 높은 스톨 컴프레서에서 압축되고, 상기 냉각된 압축 공기는 냉각시키기 위해서 상기 터빈의 스테이터 베인을 이어서 통과한다. 상기 높은 스톨 컴프레서의 외부 유로는 높은 스톨 컴프레서를 통과하는 전체 유동 중 대략 20%이다. 상기 외부 유동의 압축 공기가 냉각되지 않으면, 상기 높은 스톨 컴프레서로부터 방출된 압축 공기는 너무 고온이므로 터빈 베인을 냉각하는데 사용될 수 없다.

[0022] 상기 높은 스톨 컴프레서는 상기 외부 유로 및 상기 내부 유로에서 보다 냉각된 공기 유동을 가질 수 있어, 상기 보다 냉각된 압축 공기가 상기 높은 스톨 컴프레서의 로터를 냉각시키는데 사용될 수 있다. 듀얼 유로를 갖는 상기 높은 스톨 컴프레서는 로터로부터 연장되는 주 블레이드 및 상기 주 블레이드의 끝 상의 슈라우드를 포함하고, 하나 이상의 보다 작은 블레이드가 상기 슈라우드로부터 연장되어 상기 외부용 컴프레서 에어포일 및 보다 작은 유로를 형성한다.

[0023] 제안된 고급의 엔진 사이클에 대해서, 주 유동의 대략 20%가 냉각된 후에 개별적으로 압축하여 상기 터빈으로의 냉각 유동으로 사용할 수 있어야 한다. 축 HPC 컴프레서에서 제 2 격리된 유동의 추가는 분리된 컴프레서에 대해 중요한 지원 시스템을 추가하지 않아도 된다. 예를 들면, 주 가스 터빈과 연결된 기어박스 또는 전기 모터에 의해 구동되는 분리된 축 또는 원심의 컴프레서가 현재 잘 알려진 해결책일 수 있다.

도면의 간단한 설명

[0024] 본 발명, 및 수반되는 장점과 특성을 보다 완벽하게 이해하는 것은 첨부된 도면과 함께 고려될 때에 이하의 설명을 참조로 더욱 용이하게 이해될 수 있다.

도 1은 본 발명의 터빈 에어포일 냉각에 의한 가스 터빈 엔진의 제 1 실시형태를 나타낸다.

도 2는 본 발명의 인터스테이지 냉각을 갖는 터빈 에어포일 냉각에 의한 가스 터빈 엔진의 제 2 실시형태를 나타낸다.

도 3은 본 발명의 인터스테이지 냉각을 갖는 터빈 에어포일 냉각에 의한 가스 터빈 엔진의 제 3 실시형태를 나타낸다.

도 4는 본 발명의 증기 생산에 대한 HRSG와 관련된 인터스테이지 냉각을 갖는 터빈 에어포일 냉각에 의한 가스 터빈 엔진의 제 4 실시형태를 나타낸다.

도 5는 본 발명의 기계적으로 비결합된 트윈 스톨 터보차징된 산업용 가스 터빈 엔진의 제 1 실시형태에 의한 발전 플랜트의 다이어그램을 나타낸다.

도 6은 본 발명의 기계적으로 비결합된 트윈 스톨 터보차징된 산업용 가스 터빈 엔진의 제 2 실시형태에 의한

발전 플랜트의 다이어그램을 나타낸다.

도 7은 본 발명의 기계적으로 비결합된 트윈 스플 터보차징된 산업용 가스 터빈 엔진의 제 3 실시형태에 의한 발전 플랜트의 다이어그램을 나타낸다.

도 8은 본 발명의 기계적으로 비결합된 트윈 스플 터보차징된 산업용 가스 터빈 엔진의 제 4 실시형태에 의한 가스 터빈 엔진의 다이어그램을 나타낸다.

도 9는 본 발명의 기계적으로 비결합된 터보차징된 3개의 샤프트 산업용 가스 터빈 엔진을 지닌 발전 플랜트의 단면도를 나타낸다.

도 10은 본 발명의 터보차징된 가스 터빈 엔진에서의 컴프레서와 연소기 사이에 사용된 디퓨저의 단면도이다.

도 11은 본 발명의 터보차징된 가스 터빈 엔진에서의 컴프레서와 연소기 사이에 사용된 디퓨저의 제 2 실시형태의 단면도이다.

도 12는 컴프레서 끝 상에 직접 구동 발전기를 지닌 종래의 싱글 샤프트 스플 IGT 엔진을 나타낸다.

도 13은 발전기를 직접 구동하는 분리된 출력 터빈 및 높은 스플 샤프트를 갖는 종래의 듀얼 샤프트 IGT 엔진을 나타낸다.

도 14는 낮은 스플 주위를 회전하는 높은 스플에 동심의 스플을 갖는 종래의 듀얼 샤프트 항공 가스 터빈 엔진을 나타내고, 분리된 저압 샤프트는 발전기를 직접 구동시킨다.

도 15는 고압 스플 내에서 회전하는 저압 스플을 갖는 종래의 3개의 샤프트 IGT 엔진을 나타내고, 분리된 출력 터빈은 발전기를 직접 구동시킨다.

도 16은 2개의 산업용 가스 터빈 엔진이 사용되는 종래의 복합 사이클 발전 플랜트를 나타낸다.

도 17은 도 16의 발전 플랜트에서의 2개의 산업용 엔진을 대체하도록 사용되는 본 발명의 트윈 스플 터보차징된 산업용 가스 터빈 엔진을 나타낸다.

도 18은 본 발명의 또 다른 실시형태의 듀얼 유동 컴프레서를 갖는 기계적으로 비결합된 트윈 스플 터보차징된 산업용 가스 터빈 엔진을 지닌 발전 플랜트의 다이어그램을 나타낸다.

도 19는 본 발명의 외부 유로 상의 보다 적은 유동을 갖는 듀얼 유동 컴프레서의 단면도를 나타낸다.

도 20은 본 발명의 하류에 위치한 제 2 듀얼 유동 컴프레서를 갖는 도 19의 상기 듀얼 유동 컴프레서의 단면도를 나타낸다.

도 21은 본 발명의 내부 유로를 더욱 압축하기 위한 추가 블레이드를 갖는 내부 유로 상의 보다 적은 유동을 갖는 듀얼 유동 컴프레서의 단면도를 나타낸다.

도 22는 슈라우드에 의해 분리된 내부 유로 상에 하나의 블레이드를 갖는 외부 유로에서 다수의 블레이드를 갖는 본 발명의 듀얼 유동 컴프레서에서의 블레이드 중 하나의 도를 나타낸다.

도 23은 외부 유로에서의 슈라우드로부터 확장되는 하나의 블레이드 및 내부 유로에서의 다수의 블레이드를 갖는 본 발명의 듀얼 유동 컴프레서에서의 블레이드 중 하나의 도를 나타낸다.

도 24는 본 발명의 트윈 스플 터보차징된 산업용 가스 터빈 엔진의 실시형태를 나타내고, 터빈 에어포일에 대한 냉각 공기는 냉각된 후에 연소기로 방출되기 전의 압력으로 부스팅된다.

도 25는 상기 고압 컴프레서로부터의 추출 공기로부터 공급되는 냉각 공기를 제외하고, 도 24의 실시형태와 유사한 본 발명의 트윈 스플 터보차징된 산업용 가스 터빈 엔진의 실시형태를 나타낸다.

도 26은 낮은 스플 주위에서 회전 가능하고 낮은 스플과의 동심원인 높은 스플을 갖는 종래의 트윈 스플 항공 가스 터빈 엔진의 단면도를 나타낸다.

도 27은 본 발명의 기계적으로 비결합된 트윈 스플 터보차징된 산업용 가스 터빈 엔진의 단면도를 나타낸다.

도 28은 본 발명의 에어포일 냉각 시스템을 지닌 개선된 종래의 싱글 스플 산업용 가스 터빈 엔진을 나타낸다. 및

도 29는 본 발명의 에어포일 냉각 시스템을 지닌 개선된 종래의 항공 가스 터빈 엔진을 나타낸다.

발명을 실시하기 위한 구체적인 내용

- [0025] 본 발명은 터빈 스테이터 베인의 냉각에 의한 가스 터빈 엔진이다. 도 1은 컴프레서(11), 연소기(12) 및 터빈(13)을 갖는 가스 터빈 엔진을 지닌 본 발명의 제 1 실시형태를 나타내고, 상기 컴프레서(11) 및 상기 터빈(13)은 로터 샤프트에 의해 함께 연결되어 있다. 상기 터빈(13)은 냉각되는 스테이터 베인(16)의 제 1 스테이지를 갖는다. 상기 컴프레서(11)는 상기 연소기(12)에서 연료로 연소되는 공기를 압축하여 상기 터빈(13)을 통과하는 고온의 가스류를 생성한다. 제 2 또는 냉각 공기 컴프레서(14)는 상기 제 1 컴프레서(11)보다 고압으로 공기를 압축하기 위해서 모터(15)에 의해 구동된다. 그 후에, 보다 압축된 공기는 냉각을 위해서 상기 터빈(13)의 스테이터 베인(16)을 통과한 후에 가열된 냉각 공기는 연소기(12)를 통과하여, 상기 제 1 또는 주 컴프레서(11)로부터의 압축 공기와 연료가 결합된다.
- [0026] 상기 제 2 또는 냉각 공기 컴프레서(14)는 상기 스테이터 베인(16)의 냉각을 위해서 고압 압축 공기를 생성한 후에, 상기 연소기(12)로 방출시킬 수 있다. 상기 냉각 공기 컴프레서(14)로부터의 적절한 보다 높은 압력없이, 상기 스테이터 베인으로부터 방출된 냉각 공기 압력은 상기 연소기(12)로 통과하기에 충분히 높은 압력이 아닐 수 있다.
- [0027] 도 2는 본 발명의 제 2 실시형태를 나타내고, 냉각 공기 유동 컴프레서 시스템은 저압 컴프레서(LPC)(14)로부터 압축된 공기를 냉각시키는 사이에 인터쿨러(21)를 가지는 고압 컴프레서(HPC)(17) 및 저압 컴프레서(LPC)(14)를 포함한다. 그 후에, 상기 인터쿨러(21) 및 상기 냉각 공기 유동 컴프레서 시스템(14, 17)으로부터의 압축 공기는 상기 인터쿨러(21)를 갖는 냉각 공기 유동 컴프레서 시스템(14, 17)은 상기 제 1 컴프레서(11)보다 고압 냉각 공기를 생성하여 상기 스테이터 베인(16)의 냉각 후 충분한 압력을 유지시켜 상기 연소기(12)로 방출시킨다.
- [0028] 도 3은 본 발명의 제 3 실시형태를 나타내고, 상기 스테이터 베인(16)에 대한 냉각 공기가 상기 주 유동 컴프레서(11)의 추후 스테이지(제1 단 이후)로부터 배출되고, 인터쿨러(21)를 통과한 후에 냉각 공기 컴프레서(14)로 들어가 압력을 증가시킨다. 그 후에 냉각 공기 컴프레서(14)로부터의 고압 공기는 냉각을 위해서 상기 스테이터 베인(16)을 통과한 후 상기 연소기(12)로 방출된다.
- [0029] 제 3 실시형태에 있어서, 제 1 또는 주 유동 컴프레서(11)는 연소기(12)에 의해 요구된 공기의 대략 80%를 제공한다. 제 2 또는 냉각 공기 컴프레서(14)는 연소기(12)에 대해 나머지 20%를 생성한다. 하나의 산업용 가스 터빈 엔진 연구에 있어서, 제 1 또는 주 유동 컴프레서(11)는 30의 압력비를 갖는 반면에, 제 2 또는 냉각 공기 컴프레서(14)는 40의 압력비를 갖는다.
- [0030] 도 4는 터빈 냉각 및 인터쿨러의 열회수를 갖는 본 발명의 다른 실시형태를 나타낸다. 상기 가스 터빈 엔진은 주 유동 컴프레서(11), 연소기(12) 및 터빈(13)을 포함하고, 스테이터 베인(16) 등의 터빈 에어포일을 냉각시킨다. 연료가 연소기(12)로 도입되어 상기 터빈(13)을 통과하는 고온의 가스류를 생성한다. 상기 터빈 냉각 공기 유동에 대한 압축은 저압 컴프레서(32)와 인터쿨러(33)를 갖는 고압 컴프레서(34) 사이에서 일어난다. 인터쿨러/저압 증기 발전기(33)는 고압 및 저압 컴프레서(32 및 34) 사이에 위치되고 압축 공기를 냉각시켜 상기 연소기에서 더 많은 유동을 일어나게 한다. 모터(31)는 상기 터빈 에어포일(16)의 냉각에 사용되는 공기를 압축하는 양 컴프레서(32 및 34)를 구동한다.
- [0031] 상기 가스 터빈(13) 배기는 열회수 증기 발생기(HRSG)(40)에서 증기를 생성하는데 사용된다. 상기 HRSG(40)는 고압 터빈(36)으로 전달되어 제 1 발전기(35)를 구동하는 고압(HP) 증기(42)를 생성한다. 또한, 상기 HRSG(40)는 제 2 발전기(38)를 구동하는 저압(LP) 터빈(37)으로 유동하는 상기 HP 터빈 배기로부터 LP 증기와 결합하는 저압(LP) 증기(43)를 생성한다. 스택(41)은 상기 HRSG(40)에 사용된 후 상기 터빈 배기를 방출한다. 컨덴서(39)는 상기 LP 터빈(37)으로부터 방출된 증기를 물로 응축시킨 후에, 상기 HRSG(40) 또는 상기 인터쿨러(33)로 유동시킨다. 상기 인터쿨러(33)로 유동된 물은 저압(LP) 증기를 생성하는 상기 저압 컴프레서(32)로부터 방출된 압축 공기를 냉각시키는데 사용된 후에, 상기 HRSG(40)로부터의 LP 증기와 함께 LP 터빈(37)의 유입구로 유동한다. 그 결과, 상기 고압 컴프레서(34)로부터의 압축 공기는 인터쿨러를 사용하지 않았을 때보다 낮은 온도를 가져 상기 터빈 에어포일(16)의 냉각은 개선된다. 그 후에, 상기 터빈 에어포일(16)로부터의 냉각 공기는 상기 연소기로 방출되어 연료와 함께 연소되고 상기 터빈(13)에 대해 고온의 가스 증기를 생성한다.
- [0032] 도 5의 실시형태는 고압 스프링이 함께 동작될 수 있는 비동심 스프링을 갖거나 전력 부하에 따른 저압력 스프링을 갖지 않는 고압력비 플렉시블한 산업용 가스 터빈 엔진이다. 도 5는 발전기(55)와 로터 샤프트로 연결된 고압 가스 터빈(52), 연소기(53) 및 고압 컴프레서(51)를 갖는 주 가스 터빈 엔진을 포함하는 발전 플랜트를 나타낸다. 상기 주 엔진 (51, 52, 53) 및 상기 발전기(55)는 베어링에 의해 회전 가능하게 지지된다. 상기 유입구 공기를

상기 고압 컴프레서(51)에 공급하는 옵션에 있어서, 상기 주 고압 컴프레서(51)의 유입구는 벨브(57)를 통해서 부스트 컴프레서(56)와 연결된다. 상기 고압 컴프레서(51) 및 상기 고압 터빈(52)은 상기 고압 스톨의 일부이다.

[0033] 저압 가스 터빈(61)은 베어링에 의해 지지되는 로터 샤프트에 의해 저압 컴프레서(62)와 연결된다. 상기 저압 컴프레서(62)는 압축 공기 유동을 조절하는 것을 감안하여 가변성 스테이터 베인(63)과 유입구 가이드 베인을 포함한다. 상기 저압 가스 터빈(61) 및 저압 컴프레서(62)는 저압 스톨을 형성하고, 상기 주 엔진 또는 고압 스톨(51 및 52)과 비동심이다(독립적으로 작동할 수 있음). 유사하게, 상기 고압 컴프레서(51)는 유동 매칭 및 속도 제어를 감안한 가변성 스테이터 베인도 포함한다. 따라서, 저압 스톨(61 및 62)은 정지되어 작동되지 않지만, 상기 주 엔진 또는 고압 스톨(51 및 52)은 발전기(55)를 구동시킨다. 상기 저압 컴프레서(62)의 배출구는 라인(67)에 의해 상기 고압 컴프레서(51)의 유입구와 연결되어 있다. 인터쿨러(65)는 상기 저압 컴프레서(62)의 배출구와 상기 고압 컴프레서(51)의 유입구 사이에 사용되어 상기 압축 공기를 냉각시킬 수 있다. 또한, 벨브(66)는 상기 저압 컴프레서(62)로부터 상기 고압 컴프레서(51)까지 압축 공기용 라인(67)에 사용될 수 있다. 도 5는 후단에서 상기 고압 컴프레서(51)로 점선 표시된 유입구를 나타내지만, 제 1 단 컴프레서 블레이드로부터 상류에 위치할 수 있다.

[0034] 본 발명의 상기 트윈 스톨 터보차징된 산업용 가스 터빈 엔진의 주요 장점을 이하 설명한다(도 5에서 나타난 실시형태를 포함함). 종래의 대형 프레임의 헤비 듀티 산업용 가스 터빈 엔진은 발전기에 직접 연결된 로터 샤프트에 의한 싱글 스톨을 사용한다. 이러한 설계는 기어박스를 필요로 하지 않고 발전기에 다량의 출력을 전달하는 것을 가능하게 한다. 대형 프레임의 헤비 듀티 산업용 엔진에 있어서, 엔진의 출력이 기어박스가 노출될 수 있는 것보다 훨씬 크기 때문에 기어박스는 사용되지 않을 수 있다. 이들 요소로 인해, 상기 가스 터빈은 로컬의 전력 그리드의 동기화 속도와 매우 동등한 특정 로터의 속도로 작동되어야 한다. 본 발명에 의해 상기 가스 터빈의 부품을 모듈식 시스템으로 분리함으로써, 각각은 통합된 시스템 안에서 최고의 성능을 제공하도록 독립적으로 최적화시킬 수 있다. 또한, 상당한 출력 및 조작성 개선은 종래의 산업용 엔진을 넘어선다는 것을 알 수 있다. 예를 들면, 종래의 가장 큰 60Hz IGT 엔진은 기껏해야 350MW를 생성하지만, 본 발명의 트윈 스톨 터보차징된 산업용 엔진의 60Hz 버전은 700MW 이상을 생성할 수 있다. 종래의 가장 큰 50Hz IGT 엔진은 기껏해야 500MW를 생성하지만, 본 발명의 트윈 스톨 터보차징된 IGT 엔진의 50Hz 버전은 1,000MW 이상의 출력을 생성할 수 있다. 상기 50Hz와 60Hz 버전 모두에 있어서, 상기 터빈 배기 온도는 대체되는 상기 구형 IGT 엔진의 배기 온도와 실질적으로 동일하므로 상기 HRSG 자체에 실질적인 변형 또는 구조적 변경 등을 필요로 하지 않는다. 오직 HRSG로 상기 터빈 배기를 채널링하는 덕트 작업만이 변형될 필요가 있다. 180MW의 출력을 가진 것과 같이 매우 구형의 엔진을 사용하는 복합 사이클 발전 플랜트에 있어서, 360MW 출력의 싱글 신형 엔진이 이들 2개의 구형 IGT 엔진을 대체하는데 사용될 수 있지만, 상기 신형 엔진의 터빈 배기 온도가 대체되는 2개의 구형 엔진보다 상당히 높으므로 상기 HRSG가 보다 높은 터빈 배기 온도를 수용하기 위해서 실질적인 변형 및 변경이 요구될 수 있다. 본 발명의 상기 트윈 스톨 터보차징된 IGT 엔진이면, 본 발명의 1개의 트윈 스톨 터보차징된 IGT 엔진은 상기 HRSG에 요구되는 상당한 변화없이 2개의 구형 180MW 엔진을 대체하는데 사용될 수 있다.

[0035] 상기 가스 터빈의 효율성은 주로 전체 압력비의 함수인 것으로 알려져 있다. 일정(동기) 속도로 작동하면서 상기 컴프레서의 상기 고압 및 저압 부분에서 최적의 효율을 동시에 달성할 수 없기 때문에, 기존의 IGTs는 달성할 수 있는 최대 컴프레서의 압력비를 제한하지만, 상기 저압 및 고압 컴프레서를 각각 그들의 최적 로터 속도로 작동하게 하는 방식은 현재의 전체 압력비의 경계를 붕괴시킬 수 있다. 또한, 상기 저압 및 고압 시스템을 분리하는 것은 부품 효율 및 성능 매칭을 개선시킬 수 있다. 예를 들면, 기존 IGTs의 회전하는 블레이드 팁과 외부 정지 슈라우드 또는 링 세그먼트 사이의 간격은 상기 저압 시스템에서 부품의 크기에 의해 비교적 커야 한다. 본 발명에 있어서, 상기 고압 시스템의 간격은 감소되어 효율성과 성능을 증가시킬 수 있다.

[0036] 본 발명의 트윈 스톨 터보차징된 IGT는 턴다운 또는 부분 출력에서 보다 높은 효율로 전달될 수 있고 엔진의 민감성을 개선시킬 수 있도록 더욱 조작 가능한 시스템을 가능하게 한다. 또한, 이러한 설계는 시판의 종래의 IGTs보다 더 큰 턴다운의 레벨을 가질 수 있다.

[0037] 또 다른 예에 있어서, 종래 기술의 IGTs의 동력 출력 및 질량 유동은 최후 단계의 터빈 블레이드의 실현가능한 크기로 제한된다. 상기 최후 스테이지의 터빈 블레이드의 길이는 회전 면적(A)과 로터 속도(N)의 제곱의 곱에 의해 응력 제한된다. 이것은 일반적으로 터빈 AN^2 으로서 언급한다. 소정의 로터 속도에 대해서, 터빈 유동량은 상기 블레이드의 회전 면적에 의해 제한될 수 있다. 상기 로터 속도가 감소되는 경우, 회전 면적은 커질 수 있고, 그후에 터빈은 보다 많은 유동을 통과하여 보다 많은 출력을 생성하도록 설계될 수 있다. 이것은 3,000rpm

으로 회전하는 50Hz의 전력 시장에 대해 설계된 가스 터빈이 60Hz 시장(3,600rpm으로 회전)에 대해 설계된 동일한 가스 터빈보다 약 44% 높은 최대 동력 출력량으로 설계될 수 있는 이유에 대한 본질이다. 상기 가스 터빈 엔진이 모듈식 부품으로 설계되는 경우, 저압 컴프레서 및 터빈을 포함하는 분리된 저압 시스템은 저속으로 작동하여 상당히 다량의 공기를 가스 터빈의 고압(Core)으로 전달할 수 있도록 작동되게 설계될 수 있다.

[0038] 종래 기술의 IGTs에 있어서, 크기와 속도, AN^2 및 이전 단계의 터빈 블레이드에 대한 제한은 결과적으로 압력비 및 터빈 유입구 온도가 증가함으로써 효율의 감소를 초래한다. 또한, 압력비가 증가함으로써, 보다 큰 손실을 초래하는 컴프레서의 후단부 크기의 감소에 의해 컴프레서의 효율은 감소하기 시작한다. 보다 높은 압력비에서, 엔진 중심으로부터의 반경과 관련된 매우 작은 에어포일의 높이가 요구된다. 이것은 에어포일 끝의 넓은 간격 및 이차 유동의 누출 손실을 초래한다. 본 발명의 트윈 스톨 터보차징된 IGT는 종래 기술의 대형 IGT의 유동 크기를 2배까지 증가시킴으로써 이러한 종래 기술의 IGT의 문제들을 해결한다. 통상, 상기 유동 크기 증가는 터빈 AN^2 제한으로 불가능할 수도 있다. 본 발명의 해결책은 최후 스테이지의 터빈 블레이드를 고려하여 싱글 스톨에서 더블 스톨로 변경해서 전형적인 제한범위 안에서 상기 터빈을 유지되는 저속의 RPM으로 설계하는 것이다. 듀얼 스톨 엔진의 종래의 설계는 발전기를 낮은 스톨 상에 위치하고, 상기 발전기의 속도를 고정한 채 보다 높은 RPM의 높은 스톨 엔진을 갖는다. 본 발명의 상기 트윈 스톨 터보차징된 IGT에 대해서, 상기 발전기는 높은 스톨에 위치하여 낮은 스톨의 가변 속도를 갖는다. 이러한 설계는 많은 장점을 제공한다. 상기 낮은 스톨이 그리드 주파수로부터 제한되지 않기 때문에, 동기보다 저속의 RPM이 AN^2 제한 범위 내에서 상기 LPT가 작동하도록 선택될 수 있다. 다른 주요 장점은 고정된 낮은 스톨 속도로 기계에 실현시킬 수 있는 것 보다 엔진의 공기 유동 및 출력이 훨씬 큰 감소로 작동되는 동안에 상기 낮은 스톨의 RPM을 상당히 낮출 수 있다는 것이다. 본 발명의 트윈 스톨 터보차징된 IGT는 40% 부하에서 작동하는 종래의 싱글 스톨 IGT보다 12% 부하에서 더 높은 연소 방출 온도를 유지한다. 본 발명의 트윈 스톨 터보차징된 IGT에 있어서, 고압 컴프레서 상의 유입구 가이드 베인을 폐쇄함으로써 동력을 감소시켰다. 저압 및 고압 컴프레서의 공기역학적 매칭은 LPT 내의 유동 면적을 줄이는 가변성 LPT 베인을 사용함으로써, 낮은 스톨의 RPM을 감소시킨다.

[0039] 종래의 싱글 스톨 IGT는 최대 출력의 대략 40~50%로 저출력 설정을 달성할 수 있다. 본 발명의 트윈 스톨 터보차징된 IGT는 최대 출력의 대략 12%의 저출력 설정을 달성할 수 있다. 상기 향상된 턴다운의 성능은 가변성 발전원으로부터 전기 그리드에 부과되는 플렉시블성의 요건이 제공된 주요 경쟁력있는 장점을 제공한다.

[0040] 도 5에 있어서, 스택(41)을 갖는 HRSG(열회수 증기 발생기)(40)는 라인(64)를 통해서 상기 가스 터빈(52 및 61)로부터의 배기 가스를 취하고, 제 2 발전기(38)를 구동하기 위해 연결된 저압 증기 터빈(37)과 고압 증기 터빈(36)에 사용되는 증기를 생성하는데 사용된다. 마지막으로, 배기는 스택(41)을 통해서 방출된다. 도 5의 점선(68)은 상기 저압 가스 터빈(61)을 우회하는 상기 고압 가스 터빈의 배기로부터 HRSG(40)까지의 직접 연결을 나타낸다.

[0041] 높은 전력 수요의 기간 동안에, 상기 고압 컴프레서(51) 및 고압 가스 터빈(52)를 지닌 상기 주 엔진이 작동하여 전력 또는 저압 가스 터빈(61)으로 들어가는 상기 가스 터빈(52) 배기로 발전기(55)를 구동한다. 그 후에, 저압 가스 터빈(61)로부터의 배기는 상기 제 2 발전기(38)를 구동시키는 2개의 스팀 터빈(36 및 37)을 구동시키는 증기를 생성하기 위해 상기 HRSG(40)로 유동한다. 저압 컴프레서(62)로부터의 저압 압축 공기는 상기 고압 컴프레서(51)의 유입구로 유동한다.

[0042] 낮은 전력 수요의 기간 동안에, 상기 저압 가스 터빈(61) 및 상기 저압 컴프레서(62)는 저속으로 작동되고, 상기 고압 가스 터빈(52)으로부터의 배기는 상기 저압 가스 터빈(61)과 라인(64)를 통해서 상기 HRSG(40)로 유동하여 제 2 발전기(38)를 구동하는 2개의 스팀 터빈(36 및 37)에 대한 증기를 생성함으로써 더 높은 부하에서 엔진이 작동될 때에 용이하게 재개시하기 위해서 HRSG의 일부를 고온으로 유지한다. 고압 컴프레서(51)로의 유동은 최대 유동의 25% 까지 감소한다. 따라서, 상기 주 엔진(51, 52, 53)은 초저출력 모드를 개시할 수 있다. 종래 기술의 발전 플랜트는 최대 부하의 40~50%(컴프레서의 유입구 가이드 베인으로)의 저출력 모드를 가진다. 본 발명의 터보차징된 IGT에서는 더 높은 동력 출력이 요구되는 경우, 용이한 재개시를 위해서 발전 플랜트의 높은 증기 온도를 일시적으로 고온으로(고온의 유동을 통과시킴으로써) 유지하면서 최대 부하의 25%까지 낮출 수 있다. 또한, 상기 인터쿨러(65)는 저압의 압축 공기를 냉각시키기 위해서 물 분사를 포함할 수 있다.

[0043] 전출력과 최저 출력의 수요 사이의 부분 출력 조건에서, 중간 로터 속도로 상기 저압 컴프레서(62) 및 상기 저압 터빈(61)을 작동시킬 필요가 있다. 상기 엔진을 제어하는 수단은 상기 저압 컴프레서(62) 및 고압 컴프레서(51)의 안정된 작동을 보장하면서 완전히 정지시키지 않고 낮은 스톨 로터 속도를 감소시키기 위해서 필요하다.

안전한 제어 전략없이, 컴프레서의 부분 출력의 공기역학적 미스매칭은 컴프레서의 스톨 및/또는 서지를 야기할 수 있고, 안정성 및 내구성에 대한 걱정을 피할 수 있다. 정확하게 공기역학적으로 상기 컴프레서를 매칭시키면서 낮은 로터 속도를 제어하는 통상의 방법은 가변성 저압 터빈 베인(63)에 의한 것이다. 부분 출력 조건에서 가변성 저압 터빈 베인(63)을 폐쇄하는 것은 상기 저압 터빈(61)의 유동 면적 및 유동량을 감소시키고, 저압 스톨 (61, 62)의 회전 속도의 감소를 야기한다. 상기 로터 속도의 감소는 상기 저압 컴프레서(62)를 통해서 유동하는 공기를 감소시키고, 부분 출력으로 상기 고압 컴프레서(51)에 더 알맞은 공기역학적 매칭을 제공한다.

[0044] 도 6의 실시형태는 상기 고압 터빈(52) 스테이터 베인(76)에 사용된 후에 높은 스톨의 상기 연소기(53)로 방출시키는 것 이외에는 도 5의 것과 동일하다. 본 발명(도 6)의 전기 에너지의 생산 발전 플랜트의 전체 효율을 증가시키기 위해, 상기 저압 컴프레서(62)로부터 방출된 일부 압축 공기는 인터쿨러(71), 모터(73)에 의해 구동되는 컴프레서(72), 라인(75)를 통과한 후에, 고속 스톨의 상기 고압 가스 터빈(52)의 상기 스테이터 베인(76)을 냉각시키는데 사용될 수 있다. 그 후에, 상기 냉각 공기는 라인(77)을 통과하고 상기 연소기(53)의 유입구로 방출되고, 연료에 의한 연소를 위해서 상기 고압 컴프레서(51)로부터 상기 압축 공기와 결합하여 상기 2개의 가스 터빈(52 및 61)을 구동하는데 사용되는 고온의 가스 유동을 생성한다. 상기 냉각 공기 컴프레서(72)에 의해 생성되는 압축량은 상기 스테이터 베인(76)의 냉각으로부터 압력 손실을 극복하고 충분한 압력 초과를 유지하기에 충분하여 상기 연소기(53)로 유동한다. 상기 인터쿨러(71)로 통과하지 않는 상기 LPC(62)의 유동은 상기 고압 컴프레서(51) 유입구의 통로를 따라 임의의 인터쿨러(65)를 통과한다.

[0045] 도 7의 실시형태는 상기 고압 터빈(52)의 상기 스테이터 베인(76) 및 상기 고압 컴프레서(51)에 들어가는 압축 공기를 냉각시키는데 하나의 인터쿨러(65)만이 사용되는 것 이외에는, 도 6의 것과 동일하다. 모터(73)에 의해 구동되는 냉각 공기 컴프레서(72)는 상기 저압 컴프레서(62)의 압력을 충분히 증가시켜 충분한 압력으로 스테이터 베인(76)을 통과하여 상기 연소기(53)로 방출시키기 위해 상기 고압 컴프레서 배출구와 거의 동일한 압력으로 상기 연소기(53)로 유동한다.

[0046] 도 6 및 도 7의 상기 가스 터빈 엔진 실시형태에 있어서, 상기 고압 터빈의 상기 스테이터 베인을 냉각시키는데 사용되는 압축 공기는 상기 연소기(53)로 주입된다. 본 발명의 다른 실시형태에 있어서, 디퓨저(101)(도 10 참조)는 상기 연소기(53)의 유입구와 상기 고압 컴프레서(51)의 배출구 사이에 위치하여 압축 공기의 유동을 확산시킨다. 확산된 공기 유동의 경계층 유동을 제어하기 위해서, 상기 고압 터빈(52)의 상기 로터 블레이드의 리턴 관(105) 및 상기 스테이터 베인의 리턴 관(104)으로부터의 상기 냉각 공기는 상기 디퓨저(101)로 방출되어 상기 연소기(53)에 들어가기 전에 상기 고압 컴프레서(81)로부터의 압축 공기와 합쳐진다. 도 10의 실시형태에 있어서, 상기 스테이터 베인(76)으로부터의 냉각 공기(107)는 상기 디퓨저(101)를 둘러싼 외부 플레넘(102)에서 방출되어 상기 냉각 공기 유동(107)을 상기 컴프레서(81)로부터 방출된 압축 공기(106)와 평행한 방향으로 향하게 한다. 유사한 방법으로, 로터 블레이드로부터의 냉각 공기는 내부 플레넘(103)에서 방출되고 상기 냉각 공기(107)는 상기 컴프레서로부터 방출된 압축 공기(106)와 평행하게 유동한다. 상기 2개의 플레넘(102 및 103)으로부터의 냉각 공기(107)는 경계층의 형성을 방지하기 위해서, 상기 컴프레서(81)로부터 압축 공기(106)의 속도와 동등 또는 그 이상의 속도로 가속된다.

[0047] 도 11은 상기 디퓨저의 제 2 실시형태를 나타내고, 상기 스테이터 베인 리턴 관(104) 및 상기 로터 블레이드 리턴 관(105)으로부터의 냉각 공기 유동은 필름 냉각홀(108)의 배열을 통해서 상기 디퓨저(101)로 방출된다.

[0048] 도 8은 본 발명의 트윈 스톨 터보차징된 IGT의 배열의 단면을 나타낸다. 가변성 영역 노즐을 갖는 상기 저압 터빈(61)은 상기 고압 터빈(52)으로부터의 배출구 바로 뒤에 있는 유동 케이스 내에 위치되어 상기 고압 터빈(52)으로부터의 유동이 손실 없이 직접 상기 저압 터빈(61)으로 유동한다. 상기 LPT(61)로부터 상기 LPC(62)로의 상기 로터 샤프트는 상기 터빈 고온 가스에 대한 배기 및 상기 LPC(62)로의 공기에 대한 유입구를 형성하는 케이스를 통과한다. 상기 LPC(62)는 라인(67)에 의해 상기 HPC(51)의 유입구와 연결되어 있다. 상기 높은 스톨 (HPC(51) 및 HPT(52)를 포함)은 직접 발전기(55)를 구동한다.

[0049] 도 9는 발전 플랜트가 부하(85)를 구동시키는데 사용되는 본 발명의 실시형태를 나타내고, 상기 부하는 선박용 발전기 또는 컴프레서, 스크류 프로펠러일 수 있다. 도 9의 발전 플랜트는 상기 HPT(82)로부터의 배기에 의해 구동되어 프리 샤프트(FS)를 통해서 부하(85)를 구동하는 중간 압력 파워 터빈(IPPT)인 것 이외에는, 이전의 실시형태와 같이 상기 높은 스톨과 낮은 스톨을 포함한다. 고압 컴프레서(81)는 중간에 위치한 연소기(83)를 갖는 로터를 통해서 고압 터빈(82)과 회전 가능하게 연결되어 높은 스톨을 형성한다. 저압 터빈(91)은 저압 컴프레서(92)와 회전 가능하게 연결되어 낮은 스톨을 형성한다. 상기 LPT(91)는 가변성 유입구 가이드 베인 또는 노즐(93)을 포함한다. 또한, 상기 고압 컴프레서(81)는 다수의 가변성 스테이터 베인(VSV)을 갖는다. 중간 압력 파

위 터빈(IPPT)(84)은 상기 HPT(82)로부터 하류 바로 옆에 위치되고, 상기 낮은 스플의 로터 샤프트의 내부를 통과하는 프리 샤프트(FS)(86)를 통해서 상기 부하(85)와 회전 가능하게 연결된다. 압축 공기 라인(67)은 상기 HPC(81)의 유입구와 상기 LPC(92)의 배출구를 연결하고, 인터쿨러(65)를 포함하여 상기 압축 공기를 냉각시킬 수 있다. 낮은 스플(91, 92)이 고갈되면, 부스트 컴프레서(56)가 HPC(81)로 저압의 압축 공기를 공급한다. 임의의 HRS(40)가 상기 LPT(91) 배기와 연결되어 상기 터빈 배기를 증기로 변환하고, 상기 고압 증기 터빈(36) 및 증기 저압 스팀 터빈(37)을 구동시키고, 둘 모두는 발전기를 구동시킨다. 상기 파워 터빈(84) 및 상기 HPT(82)는 도 8의 상기 LPT(61) 및 HPT(52)와 같이 서로 가까운 케이스 안에 위치되어 있다. 상기 HRS는 엔진이 선박을 추진하는데 사용되는 경우 필요하지 않을 수 있다.

[0050] 도 9의 상기 트윈 스플 IGT 엔진은 다른 신규한 배열을 나타내고, 도 5~7의 실시형태의 다수의 동일한 속성을 갖는다. 그러나, 기계적 또는 발전기 부하의 속도는 상기 부하와 연결된 저압 샤프트를 통해서 상기 가스 터빈 고압 샤프트 속도와 별개로 작동할 수 있다. 통상, 이러한 별개의 부하 샤프트 속도의 속성은 역학적 부하에 대해 매우 중요하다. 상기 프리 샤프트(86)는 향상된 부분 부하 성능 및 12% 부하의 낮은 턴다운에 대해 자유롭게 느려진다. 중요한 점은, 상기 FS가 상기 HP 샤프트와 비교하여 큰 반경 및 낮은 속도로 실행되기 때문에, 상기 저압 샤프트는 상기 프리 샤프트(FS)의 내부직경(ID)을 통과한다. 따라서, 상기 HP 샤프트의 속도는 상기 배열로 고속으로 유지될 수 있다.

[0051] 도 9의 발전 플랜트는 상기 LPC(92)부터 상기 HPC(81)의 전체 유동을 인터쿨링하고; 상기 HPT(82)의 스테이터 베인을 냉각시키는데 사용되는 압축 공기만을 인터쿨링하고; 및 상기 스테이터 베인의 냉각을 위해 사용되는 냉각 공기만을 인터쿨링하고 분리된 부스트 컴프레서로 냉각 공기를 과가압하는 것을 포함한다. 상기 모든 방식에 있어서, 가변 형상 HPC(81)는 가변성 LPT 베인(93)과 함께 속도를 제어하는데 사용된다.

[0052] 도 16은 종래의 전기 발생에 사용되는 복합 사이클 발전 플랜트를 나타내고, 2개의 싱글 스플 산업용 가스 터빈 엔진(111)은 양 엔진(111)으로부터 고온의 터빈 배기 가스를 사용하는 HRS(열회수 증기발생기)(113) 및 발전기(112)를 각각 구동하여 제 3 발전기를 구동시키는데 사용되는 증기를 생성한다. 현재의 대형 산업용 가스 터빈은 전체 시스템 부품 기술 시스템 아키텍처에 이용되고, 상기 산업 전반에 걸쳐 근본적으로 일관성이 있고 수년 동안에 잘 사용되어 왔다. 이들 기계의 기계적인 설계 방식은 단순성, 기능성 및 편리성에 집중한 시스템으로 발전되어 왔다. 예를 들면, 엔진 케이스는 전형적으로 엔진 중심과 수평인 길이 방향으로 나뉘어져 편리성을 위해 엔진 하부로부터 상부를 제거하는 것을 허용했다. 단순성을 위해서, 양 컴프레서와 터빈을 포함하는 상기 터빈 로터는 대부분 발전기와 직접 연결된 샤프트의 일단을 갖는 싱글 샤프트로 구성되어 효율 감소된 기어박스의 필요 없이 다량의 출력 변환을 허용할 수 있다. 대형 프레임 헤비 듀티 산업용 엔진에 있어서, 기어박스는 산업용 엔진의 출력이 기어박스의 역량을 초과하기 때문에 사용될 수 없다. 이러한 요소에 인해, 가스 터빈은 미국 엔진에 대해 60Hz 및 유럽 엔진에 대해 50Hz 등의 로컬 전기 그리드의 속도와 동등한 매우 특정 로터의 속도로 작동되어야 한다. 이러한 관행은 단순하고 기능적이지만, 효율성, 조작성, 성능 및 턴다운(부분 출력) 용량에 대한 기계의 성능에 관하여 트레이드오프이었다.

[0053] 최신의 산업용 가스 터빈 엔진의 발전이 전기 발전 시장에서 폭넓은 효율인 것을 발견했지만, 트레이드오프 공학기술이 발전없이 수용되기 때문에 이들 기계의 효율은 제한된다. 흥미롭게도, 항공기 추진용 가스 터빈 엔진은 확실히 다른 방향으로 발전하였다. 중량, 성능/효율 및 조작성은 그 적용을 위해서 터보기계의 성공적인 발전에 중요한 요인이다. 효율을 개선시키기 위해서, 항공(에어로) 엔진은 산업용(IGT) 엔진보다 더 높은 압력 비에서 작동되도록 설계되어 왔다. 또한, 대다수의 항공(에어로) 가스 터빈 시스템은 다수의 샤프트를 가짐으로써, 상기 저압 부품(즉, 저압 컴프레서 및 저압 터빈)은, 소위 낮은 스플에 있다. 상기 고압 컴프레서 및 상기 고압 터빈 등의 고압 부품은 상기 높은 스플에 있다. 상기 두 스플은 상이한 속도로 작동하여 각각의 스플의 효율을 극대화시킨다. 가스 터빈 엔진의 다수의 샤프트의 사용은 부품과 전체 효율, 출력을 증가시키고, 성능 매칭 및 조작성을 개선시키는 이점을 얻는다. 후자는 상기 엔진의 반응성 및 부분 동력 성능 모두에서 나타난다.

[0054] 본 발명의 트윈 스플 터보차징된 산업용 가스 터빈 엔진은 최신의 엔진과 비교하여 다수의 장점을 제공한다. 모듈식의 시스템에서 상기 가스 터빈의 부품이 분리됨으로써, 그 후에 각각은 독립적으로 최적화되어 통합 시스템 내에서 최대 성능을 제공한다. 또한, 상당한 출력 및 조작성 개선을 얻을 수 있다.

[0055] 한 실시예에 있어서, 상기 가스 터빈의 효율은 모듈식 부품을 사용하여 증가시킬 수 있다. 상기 가스 터빈의 효율성은 주로 전체 압력비의 함수인 것으로 알려져 있다. 일정(동기) 속도로 작동하면서 상기 컴프레서의 상기 고압 및 저압 부분에서 최적의 효율을 동시에 달성할 수 없기 때문에, 기존의 IGTs는 달성할 수 있는 최대 컴프레서의 압력비를 제한하지만, 상기 저압 및 고압 컴프레서를 각각 그들의 최적 로터 속도로 작동하게 하는 방식

은 현재의 전체 압력비의 경계를 붕괴시킬 수 있다. 또한, 상기 저압 및 고압 시스템을 분리하는 것은 부품 효율 및 성능 매칭을 개선시킬 수 있다. 예를 들면, 기존 IGTs의 회전하는 블레이드 팁과 외부 정지 슈라우드 또는 링 세그먼트 사이의 간격은 상기 저압 시스템에서 부품의 크기에 의해 비교적 커야 한다. 본 발명에 있어서, 상기 고압 시스템의 간격은 감소되어 효율성과 성능을 증가시킬 수 있다.

[0056] 다른 예에 있어서, 본 발명의 터보차장된 IGT의 구성 기술은 보다 동작 가능한 시스템을 가능하게 하여, 엔진이 턴다운 또는 부분 출력에서 더 높은 효율을 전달할 수 있고 엔진의 응답성도 개선시킬 수 있다. 또한, 상기 모듈식 방식은 종래기술의 종래의 대형 프레임 헤비 듀티 IGTs로부터와는 달리 턴다운의 보다 큰 레벨을 허용한다. 이것은 태양열 및 풍력 등의 간헐적인 전력원이 전체 용량의 비율이 증가하는 경우, 전기 그리드에 부과되는 요건을 고려할 때에 중요하다.

[0057] 또 다른 예에 있어서, 종래 기술의 대형 프레임 헤비 듀티 IGTs의 동력 출력 및 질량 유동은 최후 스테이지 터빈 로터 블레이드의 실현가능한 크기로 제한된다. 상기 최후 스테이지 터빈 로터 블레이드의 길이는 회전 면적(A)과 로터 속도(N)의 제곱의 곱에 의해 응력 제한된다. 이것은 일반적으로 터빈 AN^2 으로서 언급된다. 소정의 로터 속도에 대해서, 터빈의 유동량은 상기 블레이드의 회전 면적에 의해 제한될 수 있다. 상기 로터 속도(N)가 감소되는 경우, 환형 면적은 커질 수 있고, 그 후에 터빈은 보다 많은 유동을 통과하여 보다 큰 출력을 생성하도록 설계될 수 있다. 이것은 상기 50Hz(3,000rpm)의 전력 시장에 대해 설계된 가스 터빈이 60Hz(3,600rpm) 시장에 대해 설계된 동일한 가스 터빈보다 약 44% 높은 최대 동력 출력량으로 설계될 수 있는 이유에 대한 본질이다. 상기 가스 터빈 엔진이 모듈식 부품으로 설계되는 경우, 저압 컴프레서 및 터빈을 포함하는 분리된 저압 시스템은 저속으로 작동하여 상당한 다량의 공기를 가스 터빈 엔진의 고압(core)으로 전달할 수 있도록 작동되게 설계될 수 있다.

[0058] 종래 기술의 가스 터빈 엔진 설계에는 제한이 존재한다. 크기와 속도, AN^2 , 최후 스테이지의 터빈 로터 블레이드에 대한 제한이 결과적으로 압력비 및 터빈 유입구 온도(TIT)가 증가함으로써 효율의 감소를 초래한다. 또한, 압력비가 증가함으로써, 더 큰 손실을 초래하는 컴프레서의 후단부 크기의 감소로 인해 컴프레서의 효율은 감소하기 시작한다. 단계별 효율적인 공기역학적 일의 근본원은 높은 에어포일의 회전 속도에 의해 개선된다. 이것은 공기역학 엔지니어가 상대적으로 고반경의 배치를 유지하기 위해 노력한다는 것을 의미한다. 높은 압력비에서, 이것은 엔진 중앙으로부터의 반경에 비례하여 매우 작은 에어포일 높이를 초래한다. 이것은 높은 에어포일 간격 및 큰 이차 유체 누설 손실을 초래한다.

[0059] 더 높은 엔진 효율은 더 높은 압력비와 더 높은 터빈 유입구 온도에 의해 얻어진다. 제 1 장애물은 더 높은 압력비로 인한 크기의 영향 때문에 부품들의 효율 감소이다. 본 발명의 IGT 엔진은 전형적인 대형 프레임 IGT의 유동 크기를 2배 증가시킴으로써 상기 문제점들을 해결한다. 일반적으로, 상기 유동 크기의 증가는 터빈 AN^2 의 제한으로 인해 불가능할 수 있다. 본 발명의 IGT 엔진의 해결책은 싱글 스톨 엔진에서 독립적으로 동작할 수 있는 2개의 스톨을 갖는 듀얼 스톨 엔진으로 변경하여 상기 낮은 스톨을 상기 높은 스톨 안에서 회전시키지 않는 것이다. 이것은 최후 스테이지의 블레이드가 제한 내에서 터빈을 더 낮은 RPM으로 유지하도록 설계될 수 있다. 듀얼 스톨 엔진의 종래의 설계는 발전기를 낮은 스톨 상에 위치시키고, 발전기의 속도를 고정하여 더 높은 RPM의 높은 스톨 엔진을 갖는다. 본 발명의 IGT 엔진은 종래의 규정에 대해서 발전기를 높은 스톨 상에 위치하고, 낮은 스톨의 가변 속도를 갖는다. 이러한 방식은 다수의 이점을 제공한다. 상기 낮은 스톨이 그리드 주파수로부터 제한되지 않기 때문에, 동기보다 낮은 RPM이 상기 LPT를 AN^2 제한 내에서 작동하도록 선택될 수 있다. 다른 주 이점은 고정된 낮은 스톨로 기계 상에 실현될 수 있는 동력 출력 및 엔진 공기 유동의 매우 큰 감소를 허용하여 작동 동안에 상기 낮은 스톨 RPM은 상당히 감소될 수 있다는 것이다. 본 발명의 IGT 엔진은 40%의 부하에서 작동하는 종래의 싱글 스톨 IGT 엔진보다 12%에서 더 높은 연소 배기 온도를 유지할 수 있다.

[0060] 본 발명의 보다 효율적이고 보다 강력한 IGT 엔진(도 17)은 2개의 종래 기술의 IGT 엔진(111)을 본 발명의 1개의 터보 IGT 엔진(121)으로 대체함으로써 도 16에 나타난 바와 같은 종래의 복합 사이클 발전 플랜트를 리트로 피팅하는데 사용될 수 있고, 신형 엔진의 터빈 배기 온도는 2개의 구형 엔진의 터빈 배기 온도와 상당히 동일하여 상기 IGT 배출구로부터 상기 HRSG(113)의 유입구로 상기 고온 터빈 배기를 채널링하는 배기 덕트의 작은 제작을 제외하고는 상기 HRSG의 변형은 요구되지 않는다. 따라서, 신형 터보 IGT 엔진에는 상기 HRSG 시스템 자체의 변형은 필요하지 않다. 오늘날 가장 큰 산업용 가스 터빈 엔진은 60Hz 엔진에 대해 350MW의 최대 출력 및 50Hz 엔진에 대해 700MW의 최대 출력을 갖는다. 본 발명의 터보 IGT 엔진은 60Hz 엔진에 대해 700MW 이상의 출력 및 50Hz 엔진에 대해 1,000MW 이상의 출력을 생성할 수 있다. 본 발명의 터보 IGT 엔진(121)은 각각의 상기

기존의 IGT 엔진(111)의 두 배 이상의 유동을 갖고 종래의 엔진(111) 중 하나와 거의 동일한 비용이 들기 때문에, 1개의 신형 엔진은 더 훌륭한 플랜트의 효율을 허용하면서 2개의 구형 구형 엔진을 대체하는데 사용될 수 있다. 이러한 개선에 있어서, 상기 엔진(121)의 터빈 배기는 상기 HRSG 발전기(114)를 구동하는 증기를 생산하기 위해서 상기 HRSG 내로 향하게 된다. 상기 신형 터보 IGT 엔진(121)을 설치하고 상기 2개의 구형 IGT 엔진(112)을 제거하면, 상기 신형 엔진(121)의 동력 출력과 유사한 범위에서 전력을 생성할 수 있는 신규한 발전기를 설치할 수 있다. 또 다른 실시형태에 있어서, 상기 2개의 구형 발전기(112)의 비용 절감을 위해서는 신형의 싱글 엔진(121)에 의해 구동되는 시리즈를 재사용하고, 시리즈와 연결될 수 있다.

[0061] 도 27은 본 발명의 트윈 스톨 터보차징된 IGT를 나타내고, 도 9의 실시형태와 같이 터빈의 스테이터 베인으로 전달되는 압축 공기를 냉각시키기 위해서 인터쿨러(65)를 필요로 하지 않는다. 상기 파워 터빈은 도 16에서 나타난 종래의 트윈 스톨 항공 엔진과는 대조적으로 발전기(55)를 구동하는 주 코어 엔진(121)의 독립적인 회전으로 작동될 수 있다. 연소기로부터의 고온 가스류가 양 터빈을 통해서 유동해야 하므로(상기 높은 스톨이 상기 낮은 스톨 주위를 회전함) 상기 고압 스톨 및 상기 저압 스톨은 함께 동작하여(도 26의 항공 엔진) 양 컴프레서가 구동한다. 본 발명의 트윈 스톨 터보차징된 IGT에 있어서, 상기 주 코어 엔진(121)(상기 발전기(55)를 구동하는 상기 높은 스톨)이 일정 속도로 작동되는 동안에 상기 저압 스톨(122)은 상이한 속도로 구동될 수 있다. (상기 낮은 스톨이 상기 높은 스톨 내에서 회전하지 않기 때문에)

[0062] 도 18은 상기 듀얼 유동 컴프레서가 사용되는 본 발명의 발전 플랜트의 실시형태의 예를 나타낸다. 상기 주 엔진의 상기 고압 터빈(52)은 외부 유로와 동심이지만 분리된 내부 유로를 갖는 듀얼 유동 컴프레서(130)를 구동하고, 상기 외부 유로가 그것을 냉각시키기 위해서 상기 스테이터 베인으로 유동하면서 상기 내부 유로는 상기 연소기로 유동한다. 상기 낮은 스톨 컴프레서(62)로부터의 압축 공기는 상기 컴프레서(130)의 내부 유로로 유동하는 주 유동(67)과 인터쿨러(65)를 통해서 유동하는 더 작은 유동(131)(대략 20%)으로 나뉘어 냉각을 제공한다. 그 후에, 더 작고 냉각된 압축 공기의 유동은 컴프레서(130)의 외부 유로로 유동한 후에 상기 터빈(52)의 스테이터 베인의 하나 이상의 로우로 유동하여, 상기 스테이터 베인의 냉각을 제공한다. 그 후에, 냉각 공기는 연소기로 방출된다. 상기 스테이터 베인을 냉각시키는데 사용되는 낮은 스톨 컴프레서(62)로부터의 냉각 공기는 상기 스테이터 베인이 충분히 냉각되기 위해서 더 압축되고 냉각되어야 한다. 상기 듀얼 유동 컴프레서(130)를 사용하면, 분리된 컴프레서는 상기 스테이터 베인을 냉각시키기 위해서 사용되는 상기 낮은 스톨 컴프레서로부터의 공기를 더 압축할 필요가 없다.

[0063] 도 19는 본 발명의 듀얼 유동 컴프레서의 일 실시형태를 나타낸다. 로터 블레이드는 상기 스테이터 또는 케이싱으로부터 연장된 스테이터 베인(145)을 갖는 상기 로터(141)로부터 연장된다. 각각의 로터 블레이드는 내부 및 외부 에어포일로 형성되는 2개의 유로가 분리되는 슈라우드(143)를 갖는 내부 에어포일(142) 및 외부 에어포일(144)을 포함한다. 또한, 각각의 스테이터 베인(145)은 상기 외부 공기 유로로부터 내부 공기 유로를 분리하기 위해서 슈라우드를 포함한다. 블레이드와 베인의 다수의 스테이지는 소망의 압력으로 공기를 압축하는데 사용된다.

[0064] 도 20에 있어서, 제 2 컴프레서는 공기를 더 압축하는데 사용된다. 상기 로터는 내부 유로 상의 제 1 로터 블레이드(152) 및 외부 유로 상의 제 2 컴프레서 블레이드(151)를 포함한다. 본 실시형태에 있어서 제 2 컴프레서 블레이드(151)는 내부 유로의 압력 이상으로 외부 유로의 압력을 증가시키는 원심 컴프레서이므로, 터빈 스테이터 베인 냉각이 충분한 잔류 압력으로 수행되어 상기 스테이터 베인으로부터의 냉각 공기는 다시 상기 연소기로 되돌아간다. 제 1 및 제 2 컴프레서는 동일한 로터와 연결됨으로써 함께 회전한다. 총 압축 공기 유동의 대략 20%가 상기 터빈의 로터 베인을 냉각시키는데 사용되기 때문에, 도 19 및 도 20의 실시형태에 있어서 외부 유로는 상기 외부 유로의 컴프레서 유동을 통해서 총 유동의 20%로 작아진다.

[0065] 도 21은 20%의 보다 작은 유로가 내부 유로를 따라 유동하는 본 발명의 듀얼 유동 컴프레서의 제 2 실시형태를 나타낸다. 내부 유로를 따라 유동하는 보다 작은 공기 유동을 통과시키는 것은 상기 로터의 냉각을 제공한다. 도 21의 실시형태에 있어서, 상기 내부 유로로부터의 냉각 공기가 상기 터빈 스테이터 베인을 냉각시키기 위해서 사용되므로 상기 내부 유로는 상기 외부 유로보다 높은 압력에 있어야 하기 때문에, 상기 외부 유로보다 로터 블레이드 및 스테이터 베인을 갖는 애프트로 상기 내부 유로는 더 연장된다.

[0066] 도 22는 상기 듀얼 유동 컴프레서에 사용되는 로터 블레이드의 일 실시형태를 나타내고, 하나의 큰 블레이드(142)는 상기 슈라우드(143)로부터 연장된 다수의 작은 블레이드(144)를 갖는 상기 로터(141)로부터 연장된다. 외부 유로가 작아지므로, 더 많은 블레이드가 각각의 스테이지에 사용되어 공기를 압축시킬 수 있다. 이 블레이드는 도 19 및 도 20의 상기 듀얼 유동 컴프레서에 사용될 수 있다.

[0067] 도 23은 도 21의 상기 듀얼 유동 컴프레서에 사용되는 블레이드의 일 실시형태를 나타내고, 상기 더 작은 블레이드(144)는 상기 내부 유로에 있고 상기 더 큰 블레이드(142)는 상기 외부 유로에 있다. 상기 슈라우드(143)는 상기 2개의 유로를 분리한다. 다수의 블레이드(144)는 상기 더 작은 유로를 사용하여 통로 중형비가 너무 작아 지지 않도록 할 수 있다. 예를 들면, 하나 이상의 블레이드(144)가 사용될 수 있다. 도 23의 실시형태는 상기 더 작은 블레이드(144)가 외형 반경에 위치한 상기 더 큰 블레이드(142)를 지지해야 한다는 문제점을 가지고 있다. 만약 상기 더 작은 내부 블레이드가 상기 더 큰 외부 블레이드를 구조적으로 지지할 수 있다면, 그 후에 본 실시형태는 상기 스테이터 베인을 냉각시키는데 사용되는 압축 공기를 허용하여 상기 로터의 추가 냉각을 위해 상기 로터를 따라 유동할 수 있다. 도 23의 실시형태에 있어서, 하나 이상의 블레이드(144)가 사용될 수 있다.

[0068] 도 24는 본 발명의 터보차징된 산업용 가스 터빈 엔진의 또 다른 실시형태를 나타내고, 컴프레서 방출 압력과의 동일한 압력으로 연소기로 방출되기 위해서 에어포일로부터의 부스트 컴프레서 하류에 의한 압력에 의해 상기 터빈 에어포일에 대한 냉각 공기는 부스팅된다. 상기 저압 컴프레서(62)로부터의 압축 공기는 주 바이패스 유동(67)으로부터 배출되고 인터쿨러(71)를 통해서 유동하여, 상기 압축 공기의 온도는 낮아진다. 그 후에 상기 저온 압축 공기는 상기 고온 터빈(52)의 스테이터 베인(76) 등의 상기 터빈 에어포일을 냉각시키는데 적절한 압력으로 모터(73)에 의해 구동되는 제 1 냉각 공기 컴프레서(72)에 의한 압력에 의해 부스팅된다. 상기 냉각 공기 컴프레서(72)로부터의 냉각 공기는 라인(A)을 따라 스테이터 베인(76)으로 유동한다. 그 후에, 소비된 상기 압축 공기는 제 2 냉각 공기 컴프레서(132)를 통해서 상기 스테이터 베인(76)을 통과하여 상기 압력을 부스팅해서, 상기 압축 공기는 상기 고압 컴프레서(51)의 배출구 압력과 실질적으로 매칭되는 압력으로 연소기로 방출될 수 있다. 상기 터빈 에어포일(76)로부터의 소비된 냉각 공기는 냉각 공기 컴프레서(132)에 들어가기 전에 인터쿨러(133)를 사용하여 냉각될 수 있다. 도 18의 실시형태에 있어서, 상기 공랭된 에어포일(76)을 통과하는 압축 공기 압력은 상기 에어포일을 냉각시키고 상기 연소기(53)로 방출시키기에 충분히 높아야 할 필요는 없다. 이것은 보다 높은 압력셀을 요구할 수 있다. 또한, 공랭된 에어포일을 통과한 후에 여분 압력을 상기 냉각 공기에게 가하여 상기 보다 낮은 압력 압력셀이 사용될 수 있다.

[0069] 도 25는 상기 터빈 에어포일에 대한 냉각 공기가 고압 컴프레서(51)(저압 컴프레서(62) 대신에)로부터 배출되고, 이어서 스테이터 베인(76)의 로우 등의 터빈 에어포일 및 냉각관(134)을 통과하여 냉각을 제공하고, 이어서, 소비된 냉각 공기를 상기 연소기(53) 내로 방출시키기 위해서 요구되는 고압으로 상기 모터(131)에 의해 구동되는 상기 냉각 공기 컴프레서(132)에 의한 압력으로 부스팅되는 것 이외에는, 도 18의 실시형태와 유사한 터보차징된 산업용 가스 터빈 엔진의 또 다른 실시형태를 나타낸다. 상기 터빈 에어포일(76)로부터 소비된 냉각 공기는 상기 냉각 공기 컴프레서(132)에 들어가기 전에 인터쿨러(133)를 사용하여 냉각된다. 도 19의 실시형태에 있어서, 상기 고압은 상기 냉각된 에어포일(76)로부터 하류를 발생시키므로 상기 냉각 공기 관에서의 셀은 더 낮은 압력셀일 수 있다.

[0070] 도 28은 리트로피팅하는 장치 및 프로세스, 및 산업용 터빈 엔진을 나타내고, 터빈 에어포일 냉각 시스템은 효율을 증가시키기 위해서 엔진에 추가된다. 산업용 가스 터빈 엔진은 고온 가스 증기를 생성하는 연소기(163)와 함께 터빈(162)에 의해 구동되는 컴프레서(161)를 포함하여 발전기(165)를 구동하여 전력을 생성한다. 압축 공기는 상기 컴프레서(161)로부터 배출되고 냉각을 위해 인터쿨러(166)를 통과한다. 그 후에, 상기 냉각된 압축 공기는 팬 또는 모터(168)에 의해 구동되는 컴프레서(167)를 통과하여 상기 컴프레서(161)로부터의 방출된 압력의 대략 1.1배의 비율로 압력을 증가시킨다. 그 후에, 상기 팬(167)으로부터의 압축 공기는 냉각 공기 라인(169)을 통과하고 에어포일(164) 냉각 회로로 들어가서 냉각을 제공한 후에, 상기 소비된 냉각 공기는 상기 연소기(163)로 방출되어 상기 컴프레서(161) 방출에 따른 연료와 함께 연소된다. 엔진의 시동시에 또는 상기 팬(167)이 작동하지 않는 경우에, 유동 밸브(170)를 갖는 바이패스는 상기 팬(167)을 바이패스하는데 사용되고 상기 컴프레서(161)로부터의 압축 공기를 상기 터빈(162)의 에어포일 냉각 회로(164)로 직접 통과하게 한다. 상기 유동 밸브(170)는 상류 압력보다 하류 압력이 높지 않을 때에 통상적인 개방 조건을 갖고 상기 팬(167)이 상기 컴프레서(161) 배출구로부터의 압축 공기를 가압하지 않음을 나타낸다. 상기 팬(167)이 작동되는 경우, 상기 컴프레서(161)로부터 배출된 모든 공기가 상기 인터쿨러(166) 및 상기 팬(167)을 통과하여 상기 에어포일(164) 냉각 회로로 유동할 수 있어 상기 유동 밸브(170)로부터의 하류 압력은 상류 압력보다 더 높아지고 상기 유동 밸브(170)는 폐쇄된다.

[0071] 도 29는 산업용 엔진용 도 28에 나타낸 것과 유사한 항공 가스 터빈 엔진을 리트로피팅하는 장치 및 프로세스를 나타낸다. 냉각 공기는 상기 컴프레서로부터 배출되고 상기 인터쿨러 및 팬을 통과하여, 상기 컴프레서 배출구와 비교하여 대략 1.1배의 압력비로 더 압축된 후에 터빈 에어포일을 냉각하는데 사용된다. 그 후에, 상기 터빈 에어포일로부터 소비된 냉각 공기는 상기 연소기로 방출되어 연료와 함께 연소된다.

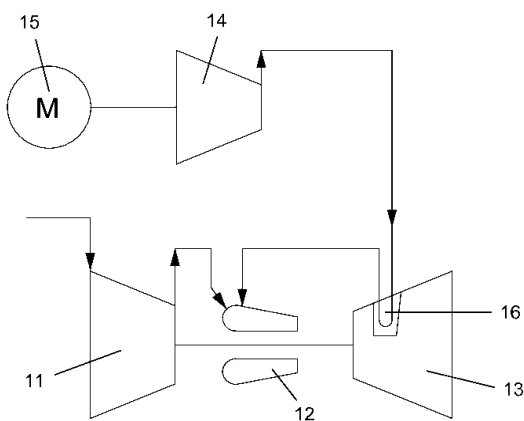
[0072] 본 발명의 구형 산업용 가스 터빈 엔진을 개선시키는 또 다른 프로세스는 개방 루프 냉각 시스템을 가진 구형 엔진에 폐쇄 루프 냉각 시스템을 추가하는 것이다. 전력 생산에 사용되는 통상의 종래기술의 산업용 가스 터빈 엔진은 로터 블레이드의 제 1 스테이지와 제 2 스테이지, 및 스테이터 베인 등의 터빈 에어포일을 냉각시킬 수 있다. 이들 에어포일에 대한 냉각 공기는 상기 컴프레서 배출구로부터 취한 후에, 상기 블레이드와 베인 내의 냉각 회로를 통과한다. 각각의 이들 에어포일은 상기 소비된 냉각 공기를 상기 터빈을 통과하는 고온의 가스류로 방출시킬 수 있는 필름 냉각 홀의 다수의 로우를 갖는다. 따라서, 상기 냉각 공기를 가압하기 위한 컴프레서에 의한 작업은 엔진에서 손실된다. 상기 스테이터 베인은 총 컴프레서 방출의 15%까지 사용되어 이들 에어포일을 냉각시킬 수 있다. 또한, 상기 터빈 내에서 형성된 과열 줄무늬 때문에, 각각의 베인이 냉각 공기 유동의 동일한 양을 수용하도록 설계되어 있으므로 일부 베인이 과냉각된다. 상기 이유는 과열 줄무늬에 노출된 스테이터 베인이 충분히 냉각되도록 하기 위해서이다. 따라서, 종래 기술의 엔진의 개방 루프 냉각 설계는 고온 가스류로 방출되는 냉각 공기에 의해 스테이터 베인의 냉각에 많은 에너지를 낭비한다.

[0073] 본 발명의 상기 IGT 엔진을 개선시킴에 있어서, 상기 로터 블레이드는 본래의 시스템에 따라 그대로 유지되고 냉각된다. 그러나, 상기 스테이터 베인은 충돌 냉각 인서트를 가짐으로써 신규한 베인으로 대체되고, 상기 냉각 공기는 상기 베인으로 유동하고 상기 베인 내에서 선택된 표면 상에 충돌한 후에 상기 터빈의 고온 가스류로 방출되지 않고 상기 베인 중으로 유동한다. 일부 냉각 공기는 폐쇄 루프 냉각 회로가 이들 얇은 에어포일 벽에 형성되기 어렵기 때문에, 상기 베인의 트레이일링 에지 섹션 등의 고온의 가스류로 방출될 수 있다. 따라서, 제 1 및 심지어 제 2단계의 스테이터 베인은 폐쇄 루프 냉각 회로로 대체된다. 상기 스테이터 베인에 대한 냉각 공기는 상기 컴프레서 방출로부터 취하고, 인터쿨러를 통과하여 상기 압축 공기를 냉각시킨다. 그 후에, 상기 냉각된 압축 공기는 냉각 공기 컴프레서 또는 팬을 사용하여 압력을 부스팅시켜 상기 주 컴프레서 방출의 대략 1.1 배의 압력으로 증가시킬 수 있고, 상기 냉각 공기를 상기 스테이터 베인 폐쇄된 루프 냉각 회로를 통과시키고 충분한 압력을 가져 상기 연소기로 방출시킬 수 있다. 따라서, 상기 스테이터 베인은 압축 에너지가 낭비되는 상기 터빈의 고온 가스류로 방출되는 대신에 가열된 후에 상기 연소기로 방출되는 냉각 공기에 의해 냉각된다.

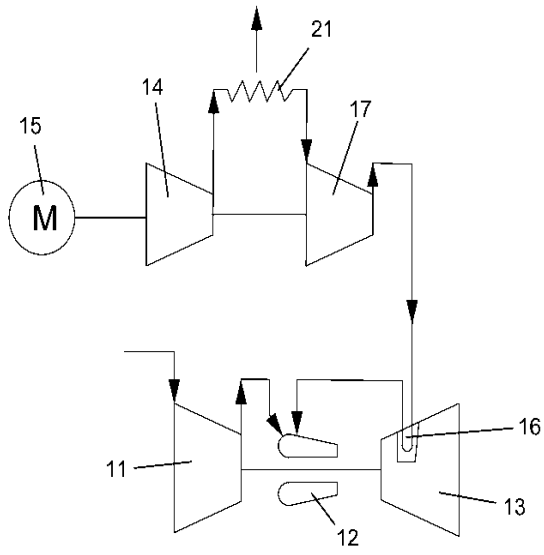
[0074] 본 발명은 특별히 나타난 것과 상술한 것으로 제한되지 않음이 당업자에게 있어서 명백할 것이다. 또한, 상술한 것과 반대인 것으로 언급되지 않는 한, 수반되는 도면의 전체는 치수에 비례하지 않음을 유의해야 한다. 본 발명의 범위와 정신을 벗어남 없이 상술한 것을 고려하여 다양한 변경 및 변형이 가능하고, 이하의 청구항에 의해서만 한정된다.

도면

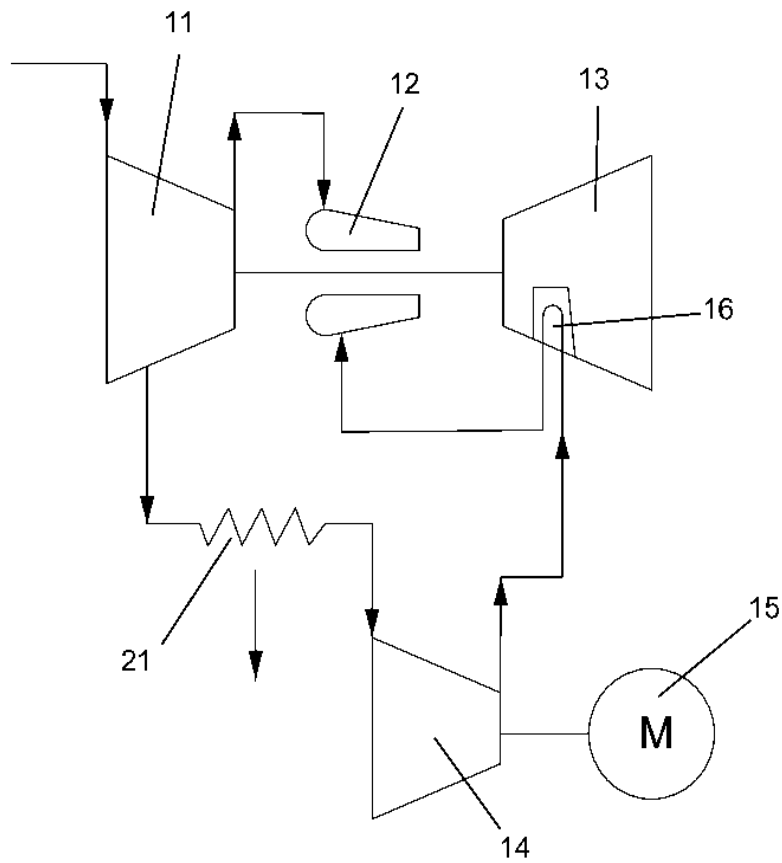
도면1



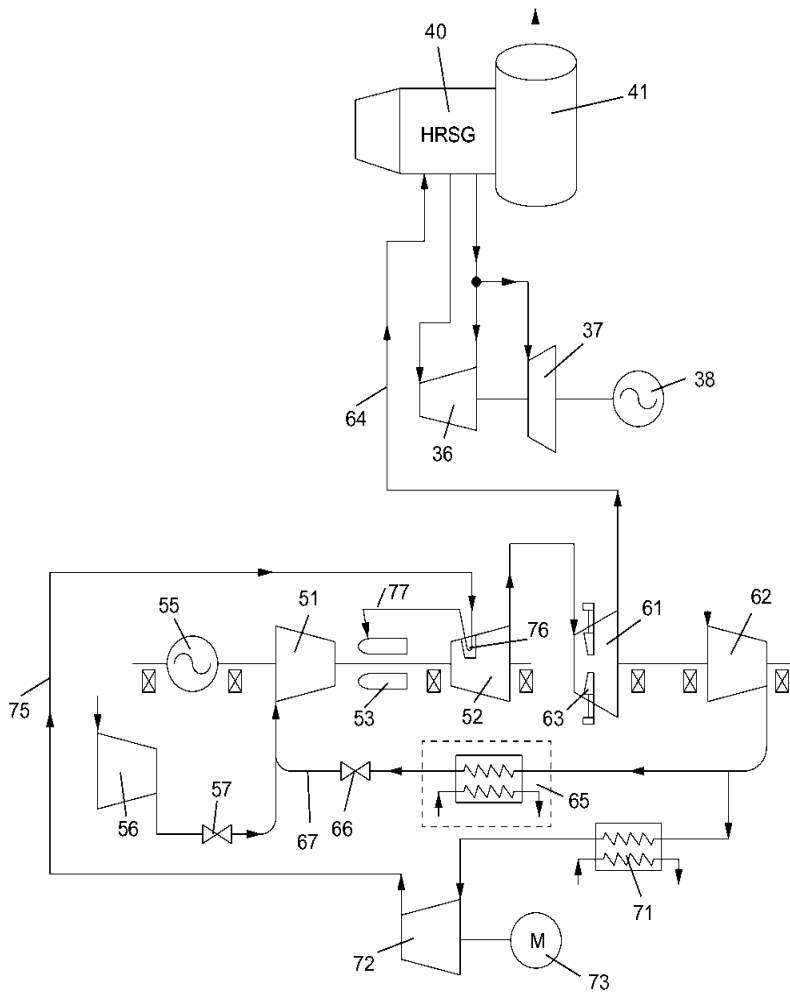
도면2



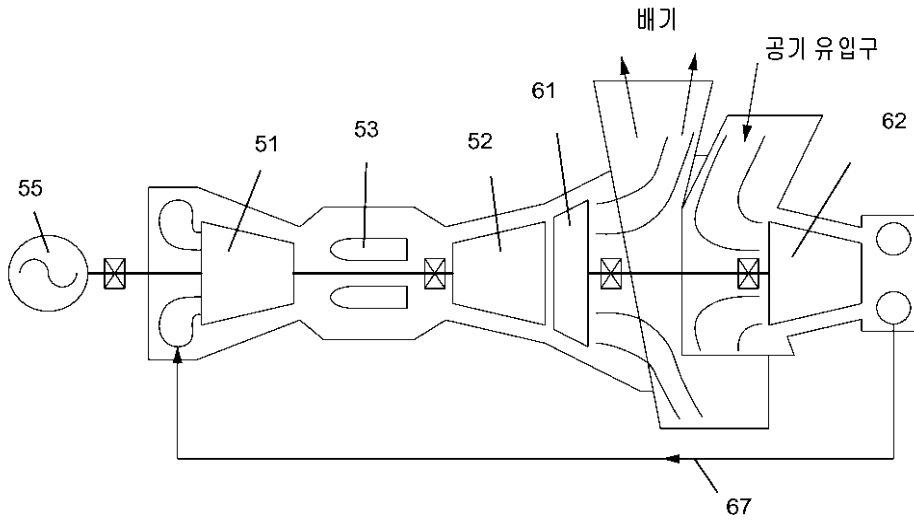
도면3



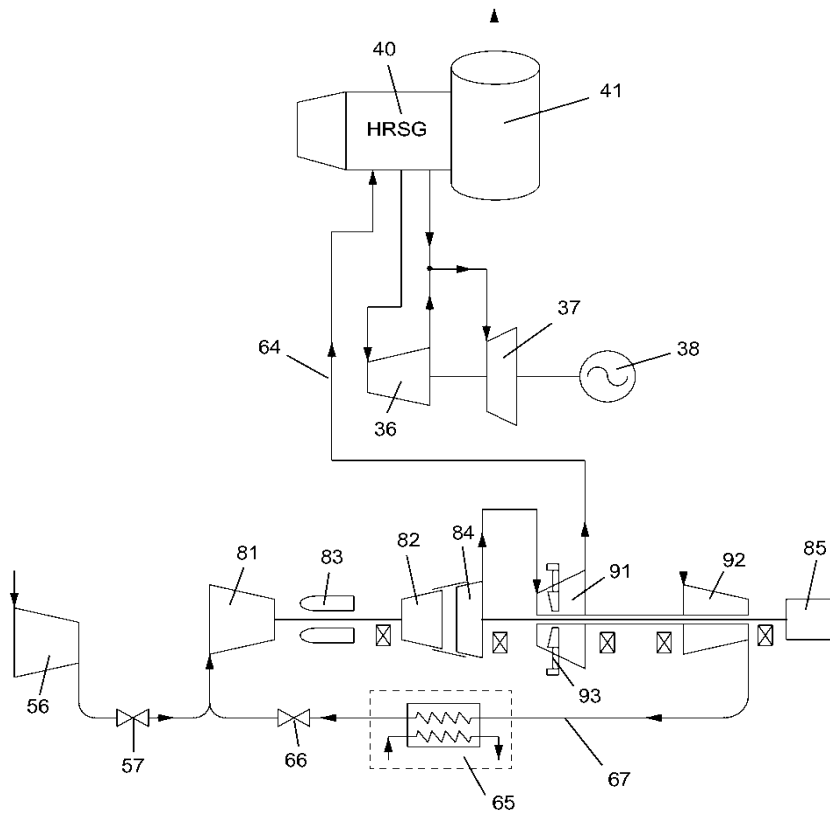
도면6



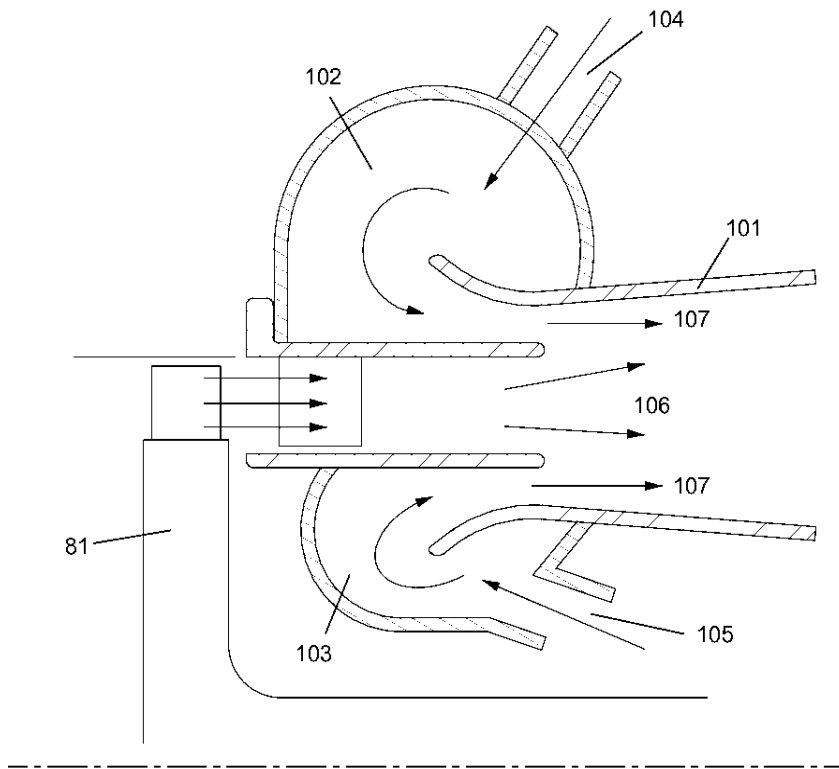
도면8



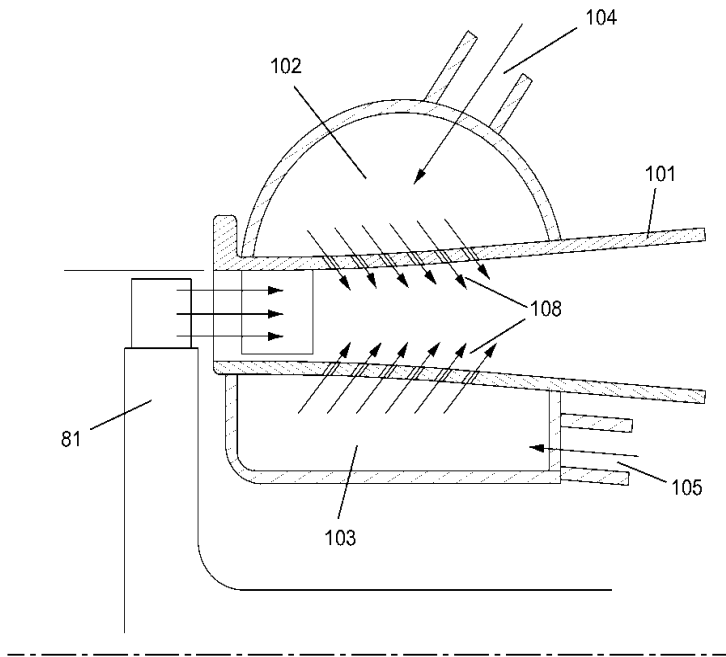
도면9



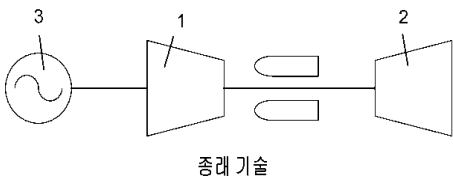
도면10



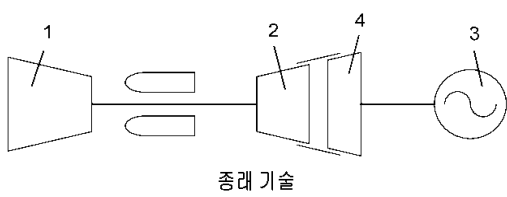
도면11



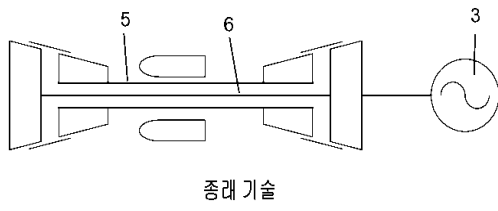
도면12



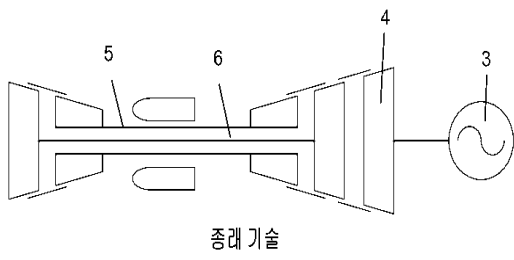
도면13



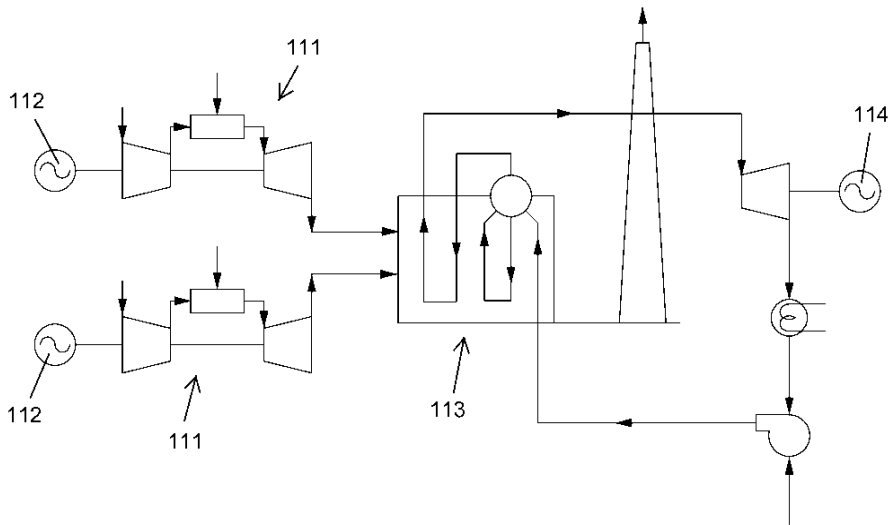
도면14



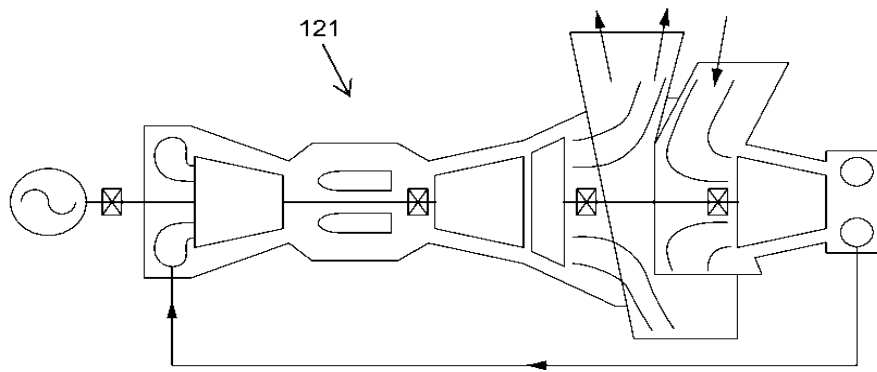
도면15



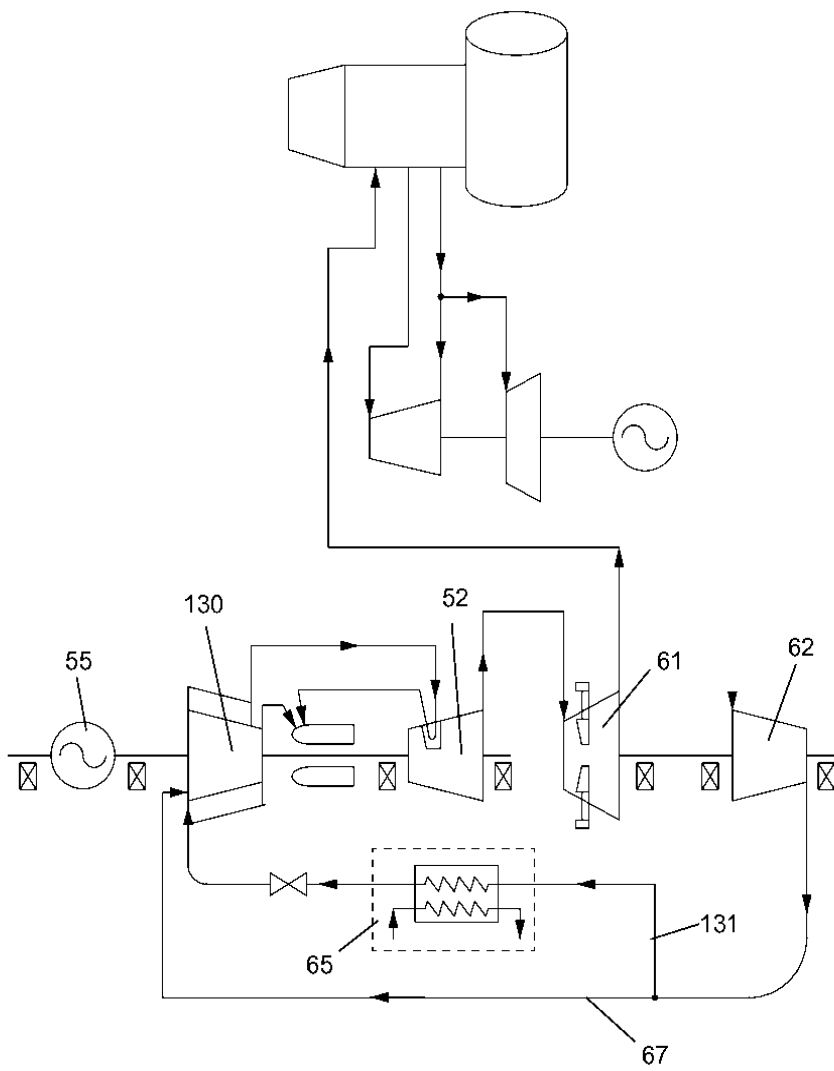
도면16



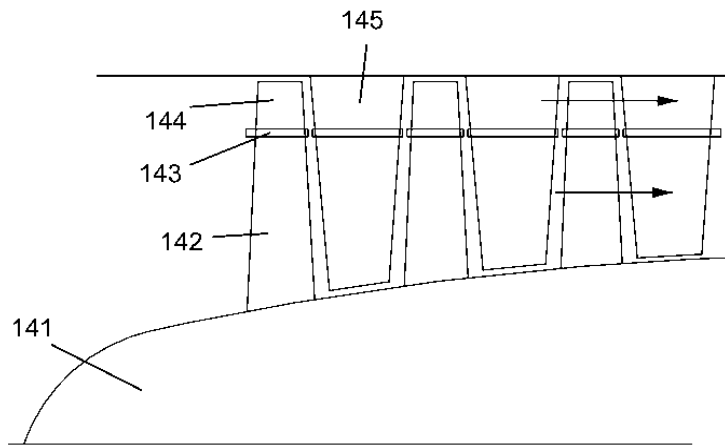
도면17



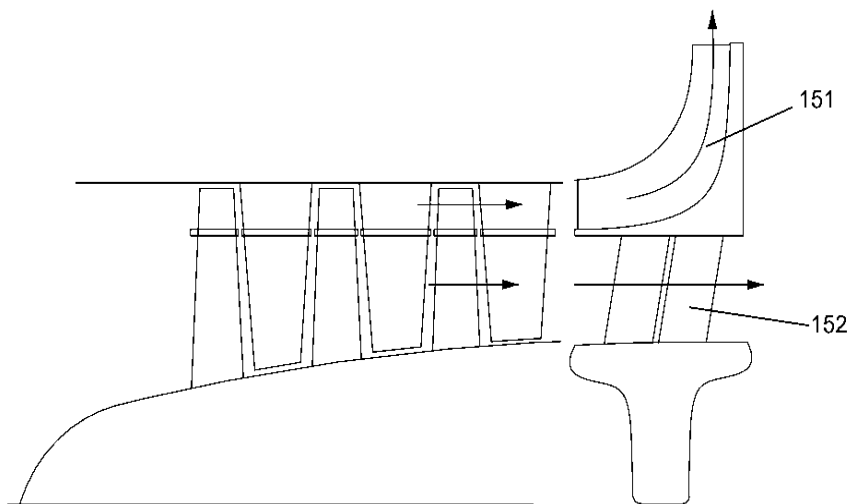
도면18



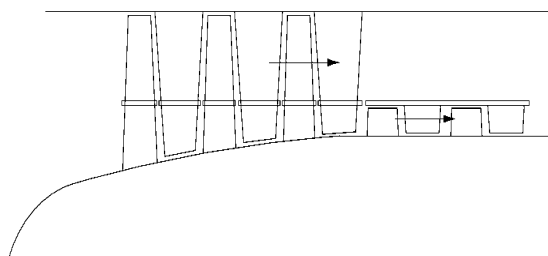
도면19



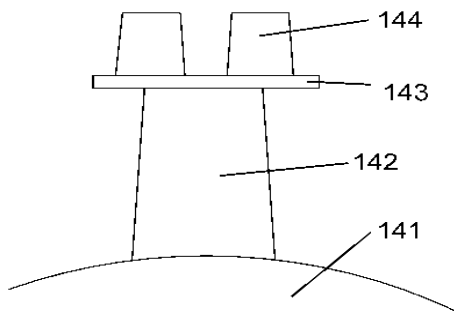
도면20



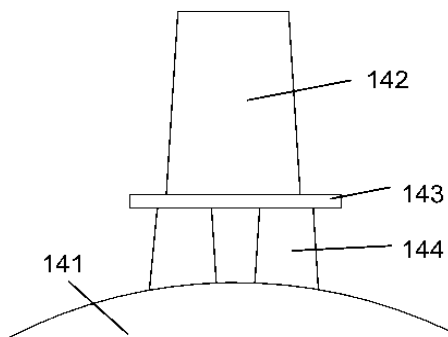
도면21



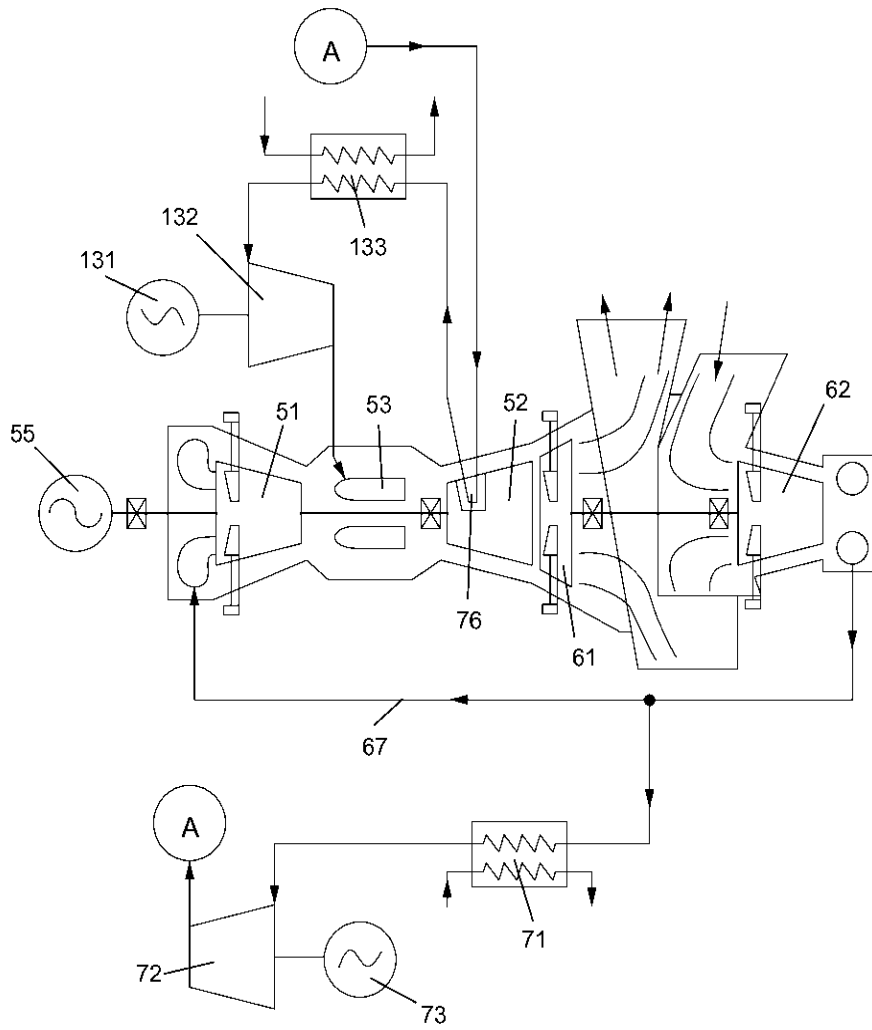
도면22



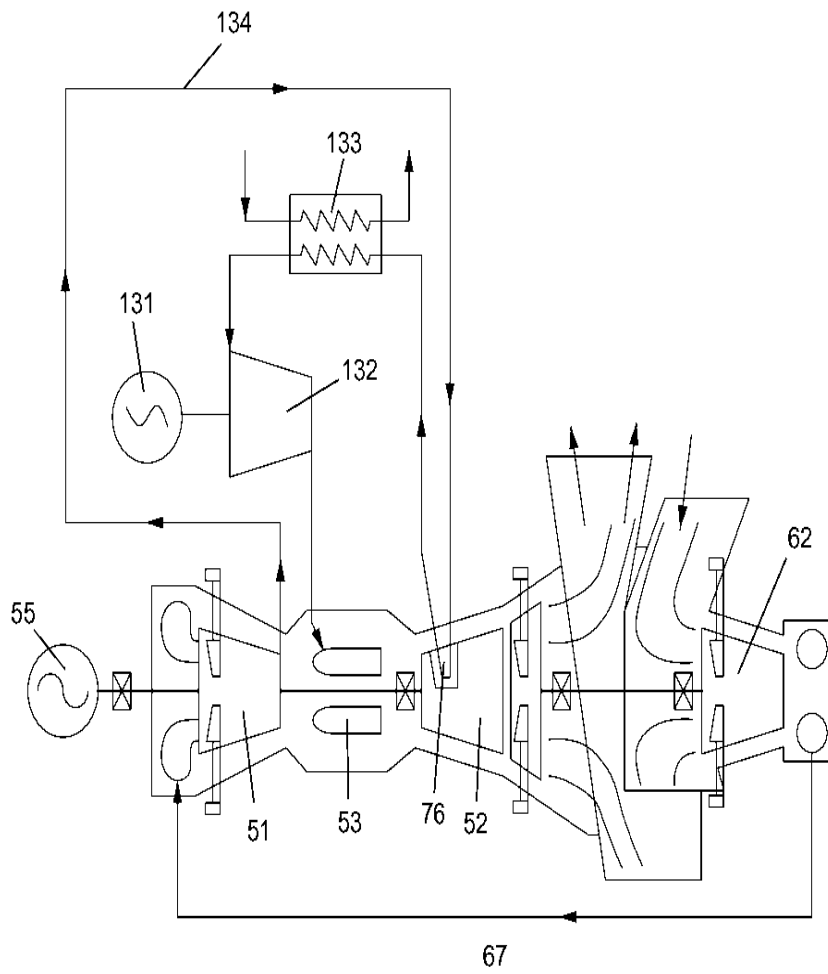
도면23



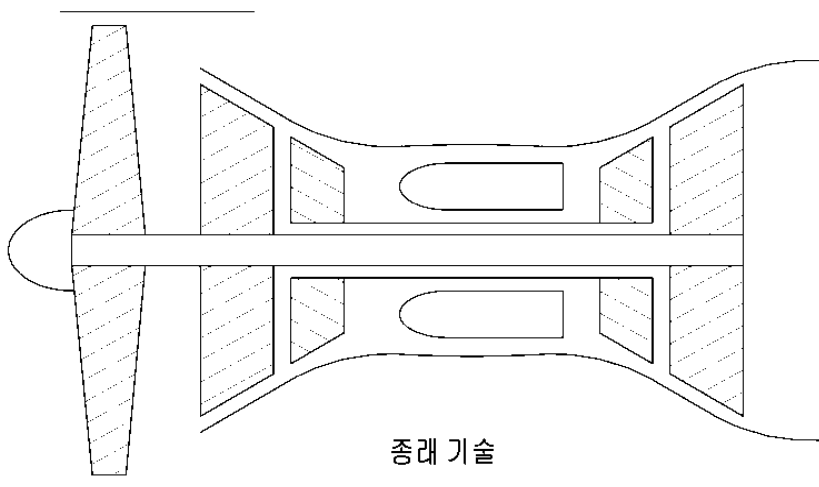
도면24



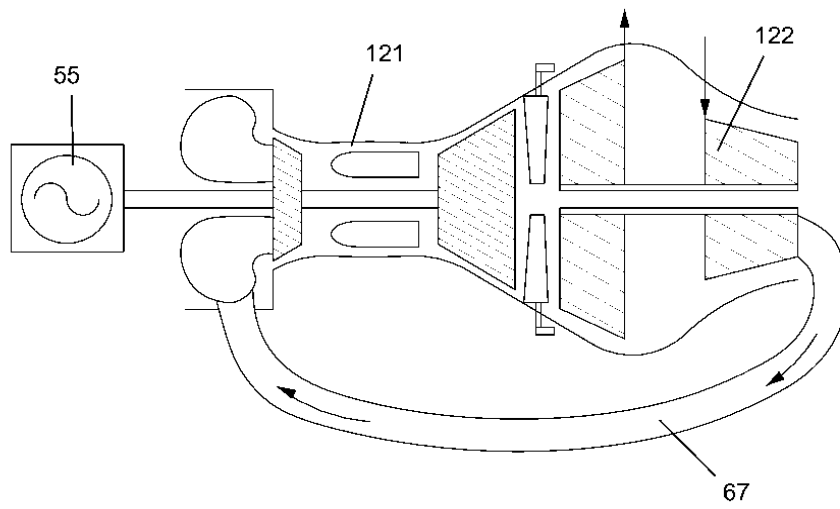
도면25



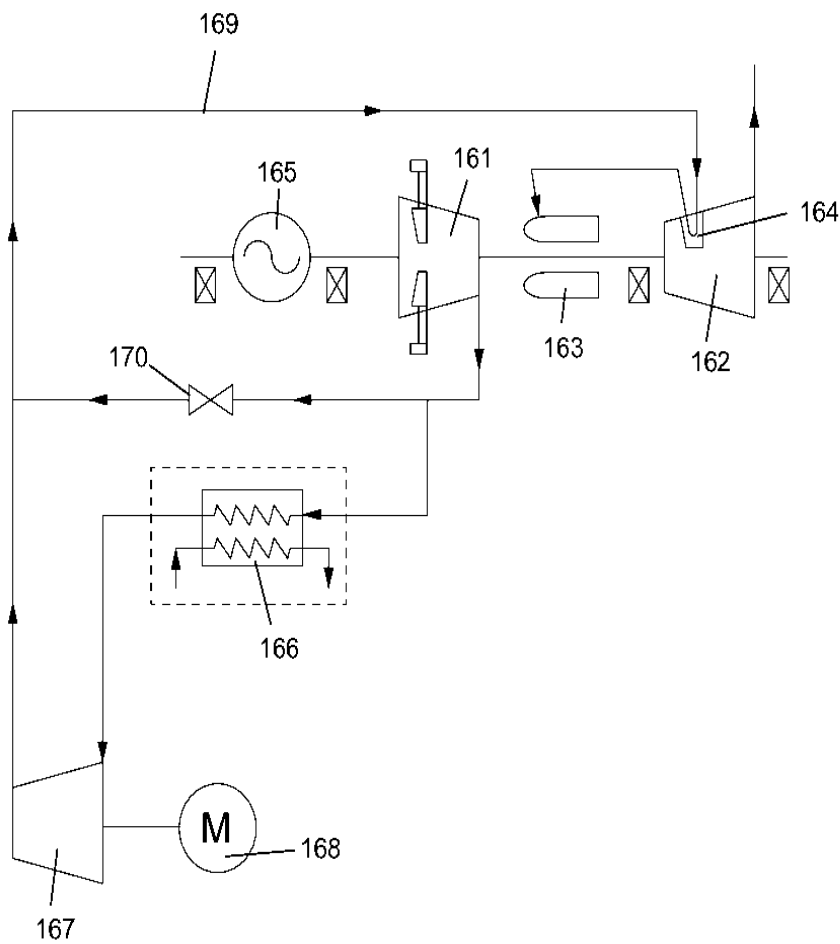
도면26



도면27



도면28



도면29

