

図 2-11 世界各国別 CO₂ 排出量割合 (2012 年)⁽²⁴⁾

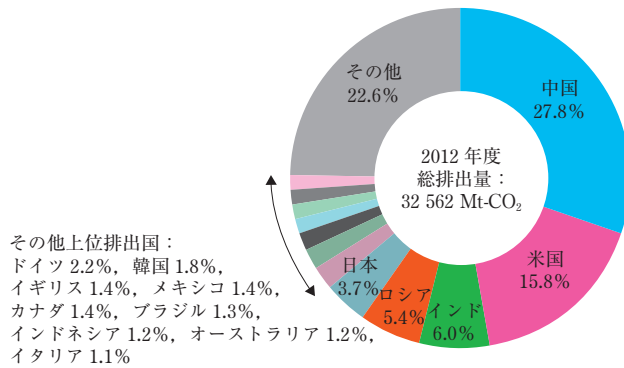


図 2-12 日本：CO₂ 排出量の部門別内訳 (2013 年度)⁽²⁴⁾

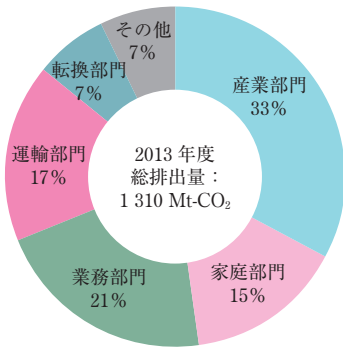
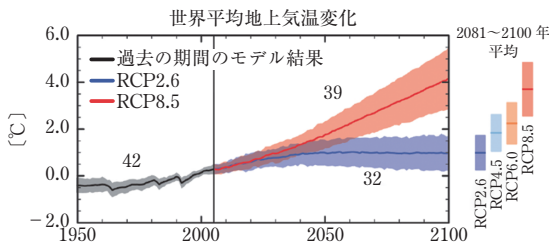


図 2-13 気温上昇の予測⁽²¹⁾



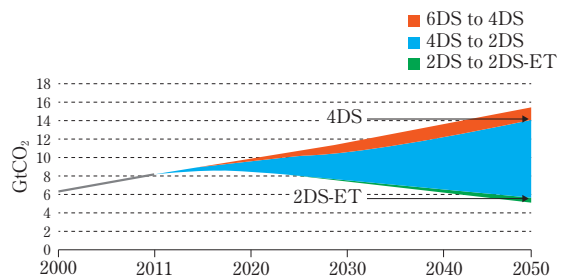
国別の CO₂ 排出量割合では、CO₂ 排出量が多い上位 14 カ国が約 72% を排出しており、そのほとんどは先進国である⁽²⁴⁾ (図 2-11)。

CO₂ 排出量の部門別内訳は、日本では CO₂ 排出量の 12 億 2 400 万 t (2012 年度) のうち、約 20% が自動車をはじめとする運輸部門から排出されている⁽²⁴⁾ (図 2-12)。この割合は地域によって異なるものの、米国では約 30%、欧州では約 20% を占めている。

(b) 今後の予測

CO₂ 排出量は、人口増加、経済成長、エネルギー使

図 2-14 運輸部門化の CO₂ 排出量予測⁽²⁶⁾



用量、技術の発展などによって、大きく異なる。IPCC 第五次報告は、いくつかのシナリオを置いて、今後の CO₂ 排出量を予測している。これらの予測では代表濃度経路を複数用意し、それぞれの将来の機構を予測するとともに、その濃度経路を実現する多様な社会経済シナリオを策定できる「RCP シナリオ」を用いている。ここでは、気温上昇の抑制幅を基準に四つのシナリオにて試算しており、2100 年には、0.3~4.8°C 気温が上がり、26~82 cm 海面が上昇すると予測されている (図 2-13)⁽²¹⁾。

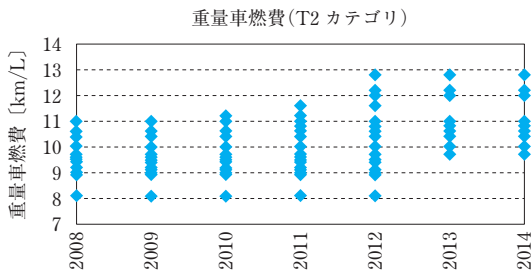
運輸部門から排出される CO₂ 排出量については、国際エネルギー機関が Energy Technology Perspectives にて 2050 年までの排出量を予測している (図 2-14)。

現在の傾向を売った報告、2050 年の CO₂ 排出量は、2000 年時点の約 2.5 倍になると予測される⁽²⁶⁾。

(2) 政策
① 国際的取組み

地球温暖化の科学的影響は必ずしも証明されていないものの、1980 年代より国際的な取組みが論議されている。並行して、世界気象機関(WMO)と国連環境計画(UNEP)が、気候変動に関する最新の科学的知見を取りまとめ、各国の政策に科学的な基礎を与えることを目的として、IPCC(International Panel on Climate

図 3-17 T2 カテゴリの重量車燃費推移⁽⁴³⁾



3-3-2 ディーゼルエンジン

(1) 環境性能とは

トラック・バス用ディーゼルエンジンの環境性能とは、燃費、排出ガス、騒音である。燃費は重量車燃費基準にて基準が設けられ、排出ガスは自動車排出ガス規制、騒音は自動車単体騒音規制にて規制される。図 3-17 に T2 カテゴリにおける重量車燃費の推移を示す。2011 年からのハイブリッド車および新型エンジンの登場により燃費が向上していることがわかる。今後も厳しくなる排出ガス規制、騒音規制を満足しつつ、燃費を向上させていかなければならない。

(2) 燃費と排出ガスの両立

3L ディーゼルエンジンにおける計算結果を図 3-18 に示す。一般的に燃費と排出ガスはトレードオフの関係にある。次に述べるように、DeNO_x 触媒の有無により、両立させる手法が異なっている。

(3) 燃費

燃費について理解を深めるため、正味熱効率 η_{the} を下式のように展開する⁽⁴⁴⁾。

$$\eta_{the} = \eta_{th} \times \eta_{gl} \times \eta_{comb} \times (1 - \eta_{cool}) \times \eta_{bl} \times \eta_{pl} \times \eta_m$$

ここで、 η_{th} ：理論熱効率 ($\eta_{th} = 1 - \varepsilon^{1-\kappa}$)、 η_{gl} ：等容燃焼効率、 η_{comb} ：燃焼効率、 η_{cool} ：熱損失率、 η_{bl} ：ブローダウン損失率、 η_{pl} ：ポンプ損失率、 η_m ：機械効率、 ε ：圧縮比、 κ ：比熱比(定性的理解のため狭義の理想気体)。

(a) 理論熱効率 η_{th}

理論熱効率、圧縮比を上げれば向上するため、DeNO_x 触媒を用いないエンジンでは、圧縮比を高くする傾向にある。圧縮比を上げると、圧縮端温度および燃焼温度が上がり、NO_x の排出量が増えるが、DeNO_x 触媒で浄化する。一方、DeNO_x 触媒を用いないエンジンでは、圧縮比を下げ、NO_x が減った分 EGR 率を下げる、燃料噴射時期を進める等により等容度を上げ、燃費を向上させている。また、ハイブリッド車専用ではあるが、膨張比>圧縮比となるミラーサイクル(アトキンソンサイクル)が日野自動車 N04C エンジンにて採用され、NO_x 排出量を増やさずに理論熱効率を上げることが可能となった。このミラーサイクルは、吸気弁閉弁時期を通常より遅くする吸気遅閉じにて実現されて

図 3-18 NO と燃費率のトレードオフ関係

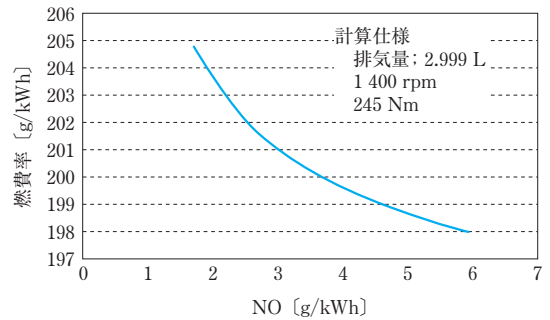
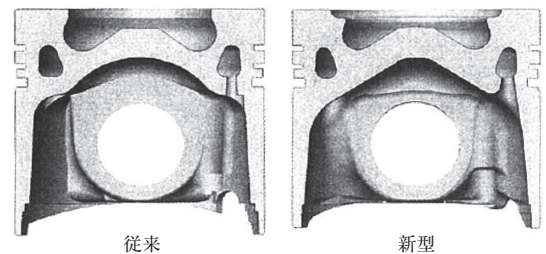


図 3-19 2 段階リップ燃烧室⁽⁴⁵⁾



いる。

比熱比は、空気過剰率を上げることで高めることができるが、ターボチャージャの性能限界(圧力比、サージング、チョーク、総合効率)および EGR 率との兼ね合いにより積極的な動きはない。一部のエンジンにおいて二段過給が採用されているが、これも空気(新気)過剰率を上げるためではなく、DeNO_x 触媒を用いないための高 EGR 率化に際し、必要新気量の確保が目的である。

(b) 等容度

もともとは Soot を減らすため、燃料噴射圧は増加傾向にあり、特にコモンレール式噴射系の実用化後は顕著で、20 MPa まで採用されており、さらなる高圧化も研究されている。高圧化により噴射期間および燃焼期間が短縮し、等容度が上がり、正味熱効率上がる。また、高圧化に伴うサプライポンプの駆動損失増加も、インジェクタのリークレス化で対応されている。

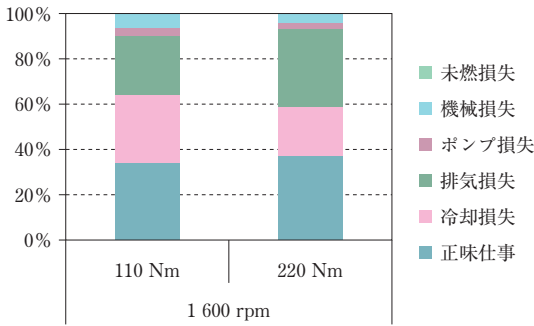
図 3-19 に示す 2 段階リップ燃烧室が実用化され、空気利用率を上げることで Soot を低減させるとともに、燃焼速度が速まり、等容度も上昇し、燃費も改善している。図は日野自動車 N04C エンジンのものである。

これらの対応も NO_x が増えるので、DeNO_x 触媒、圧縮比、EGR 率、燃料噴射時期も含めて検討しなければならない。

(c) 燃焼効率

圧縮比が高くリーン燃焼であるディーゼルエンジンにおいては、燃焼効率は 0.98 以上あり問題になることはない。しかし -20℃ といった低温始動の際は、暖機

図 3-20 熱勘定(3Lディーゼルエンジン)



するまで燃焼室温度が低いため燃焼効率は低い。ただし、この場合も HC, CO の増加という現象であり、暖機までの燃費悪化に大きく影響を及ぼすのは機械効率の悪化である。なお、今後低温燃焼が開発される場合には考慮に入れる必要がある。

(d) 熱損失率

冷却損失率ともいう。図 3-20 に 3L ディーゼルエンジンの熱勘定の計算結果を示す。一般的に損失の約 20~25% を占める。ただし、この熱勘定には EGR クーラ、インタクーラ等の冷却損失も含まれる。

熱損失は減らしたいが、燃焼室構成部品の破損防止、シリンダボアの潤滑性維持、体積効率確保、高温燃焼回避のため、適切な冷却は必要である。1990 年代に断熱エンジン(セラミックエンジン)が盛んに研究されたが、頓挫したのは、特に体積効率低下と、高温燃焼による Soot 悪化のためである。

大きな進歩はないが地道な改良は行われており、2000 年以降の乗用車用ガソリンエンジンでは常識であるシリンダボアの上部しか冷却しないシリンダロック構造が、欧州のトラック・バス用ディーゼルエンジンにおいて採用されている。たとえばダイムラー社 OM90, OM936 エンジン⁽⁴⁶⁾である。また、ダウンサイジング、ダウンスピーディングにより、通常使用時のエンジン負荷を高めることは熱損失率を減らすことになり、これらによる燃費向上の理由の一つである。

(e) ブローダウン損失率

排気弁が下死点の手前で開くために起こるが、わずかな値であることと、ターボチャージャーで回収できるため特段の損失低減手段は講じられていない。

(f) ポンプ損失率

2000 年以降は 4 弁式が標準となり、ポンプ損失はターボチャージャーの総合効率に負う。そのため二段過給とし、段間にインタクーラを設け、見かけのコンプレッサ断熱効率を上げたエンジンが欧州で実用化されている。たとえば MAN 社 D3876 エンジンである。コンプレッサにおける圧縮はポリトロープ変化であるが、途中にインタクーラによる等圧変化を挟むことで、二段

図 3-21 コンプレッサ P-V 線図

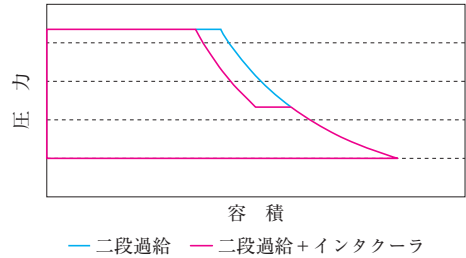
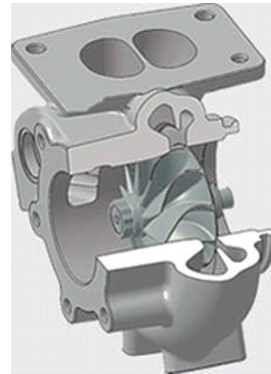


図 3-22 アシンメトリックターボ⁽⁴⁷⁾



合わせた圧縮過程は等温変化に近づく。よって見かけのコンプレッサ断熱効率が上がる。図 3-21 に P-V 線図を示す。同じ圧力比を少ない動力で得られることがわかる。

また、単段過給の場合、可変ノズル付きタービンが用いられることが多いが、現状の可変ノズル付きタービンはノズルレスタービンに比べ断熱効率が低い。そこでツインスクロールタービンの一種であるアシンメトリックターボが三菱ふそうトラック・バス 6R10 エンジンにおいて用いられている(図 3-22)。

(g) 機械効率

摩擦損失(フリクションロス)のことであるが、運動部品の機械損失のほかに、ウォータポンプ、オイルポンプという補機の駆動損失も含まれる。なお、クーリングファン、発電機、空調用コンプレッサ、冷凍機用コンプレッサ等の駆動損失は、エンジン試験上は含めないが、実用燃費を向上させるためには、これらも合わせて補機類の改善が重要である。たとえば三菱ふそうトラック・バス 6R10 エンジンにおいて、電子制御可変流量ウォータポンプが採用されており、部分負荷時に冷却水流量を減らし、ウォータポンプの駆動損失を減らすとともに、油温を適温に保つことで機械損失も減らしている。また、電子制御クーリングファンは、大型エンジンでは各社標準装備となっている。

摩擦損失はピストン、ピストンリング、シリンダボアの往復運動部品で 40%、クランクシャフト主軸受、