

論文 / 著書情報
Article / Book Information

題目(和文)	可変圧縮比エンジン用6節可調整ピストン・クランク機構の機構要素の動特性の解明と設計への適用
Title(English)	
著者(和文)	中村勝敏
Author(English)	Katsutoshi Nakamura
出典(和文)	学位:博士(工学), 学位授与機関:東京工業大学, 報告番号:乙第4188号, 授与年月日:2022年3月31日, 学位の種別:論文博士, 審査員:山浦 弘,岩附 信行,小酒 英範,武田 行生,田中 真二,田中 智久
Citation(English)	Degree:Doctor (Engineering), Conferring organization: Tokyo Institute of Technology, Report number:乙第4188号, Conferred date:2022/3/31, Degree Type:Thesis doctor, Examiner:,,,,,
学位種別(和文)	博士論文
Type(English)	Doctoral Thesis

可変圧縮比エンジン用 6 節可調整ピストン・クランク機構の
機構要素の動特性の解明と設計への適用

中村 勝敏

目次

第1章 序論	1
1.1 研究の背景.....	1
1.2 ガソリンエンジンにおけるCO ₂ 排出量低減.....	4
1.2.1 仕事の損失の低減.....	4
1.2.2 熱効率の向上.....	5
1.2.3 高圧縮比化の課題.....	6
1.2.4 広運転領域への対応を目的とした従来エンジンにおける性能向上手法.....	8
1.2.5 高圧縮比化にともなう技術の推移.....	11
1.3 可変圧縮比によるエンジンの性能向上.....	12
1.3.1 圧縮比変更の達成手段.....	12
1.3.2 これまでの可変圧縮比エンジンの研究, 提案事例.....	13
1.4 6節可調整ピストン・クランク機構による可変圧縮比の実現.....	16
1.4.1 6節可調整ピストン・クランク機構と従来機構の主運動系との比較.....	16
1.4.2 6節可調整ピストン・クランク機構と他の可変圧縮比機構との比較.....	19
1.4.3 6節可調整ピストン・クランク機構の構成と運動学解析.....	20
1.4.4 可変圧縮比による高燃費性能と高動力性能の両立.....	26
1.4.5 可変圧縮比による代替燃料への対応.....	30
1.5 6節可調整ピストン・クランク機構の副次的利点.....	31
1.5.1 エンジン上下方向振動の低減.....	31
1.5.2 クランク軸に生じるトルク変動振幅値の低減.....	34
1.5.3 ピストン側圧に起因する摩擦損失の低減.....	35
1.6 6節可調整ピストン・クランク機構のこの影響.....	36
1.7 リンクジオメトリがリンク機構と構成部品の成立性におよぼす影響.....	37
1.8 6節可調整ピストン・クランク機構の課題.....	39
1.9 本研究の目的と内容.....	41
第2章 動的挙動解析を活用した可変圧縮比エンジン用6節可調整ピストン・クランク機構の開発	43
2.1 緒言.....	43
2.2 6節可調整ピストン・クランク機構用クランクシャフトの課題.....	43
2.3 細軸径高剛性クランクシャフトの設計.....	44
2.3.1 6節可調整ピストン・クランク機構用クランクシャフトの特徴.....	44

2.3.2	6 節可調整ピストン・クランク機構用クランクシャフトの入力荷重の特徴	46
2.3.3	6 節可調整ピストン・クランク機構によるクランクシャフトの変形量の低減効果の分析	46
2.3.4	シャフト高剛性化による軸受片当たりの改善の検討	48
2.3.5	コントロールシャフト配置位置が力学的特性におよぼす影響の検討と分析	50
2.3.6	コントロールシャフトの配置可能領域の策定	58
2.3.7	クランクシャフト軸径の設定	61
2.4	マルチボディダイナミクス解析による 6 節可調整ピストン・クランク機構の解析と検証	61
2.5	本章の結論	65
第 3 章 可変圧縮比エンジン用 6 節可調整ピストン・クランク機構の軸受要素の開発		
3.1	緒言	66
3.2	6 節可調整ピストン・クランク機構の軸受要素の課題	66
3.3	6 節可調整ピストン・クランク機構の軸受要素の構成	66
3.4	6 節可調整ピストン・クランク機構の軸受要素の設計	68
3.4.1	L-Link ベアリングの設計	69
3.4.2	メインベアリングの設計	76
3.4.3	C-Link 大端部ベアリング, U ピンブッシュ, C ピンブッシュの設計	78
3.4.4	コントロールシャフトベアリングの設計	90
3.4.5	ピストンピンブッシュの設計	91
3.5	6 節可調整ピストン・クランク機構の軸受要素の特徴の整理	92
3.6	軸受部の摩擦損失の検討と分析	93
3.7	本章の結論	94
第 4 章 6 節可調整ピストン・クランク機構のリンク間の連成挙動の解析と設計への応用		
4.1	緒言	95
4.2	6 節可調整ピストン・クランク機構のリンクジオメトリと力学的特性との関係	95
4.2.1	6 節可調整ピストン・クランク機構成立のためのリンクジオメトリの制約条件	95
4.2.2	リンクジオメトリが力学的特性におよぼす影響	97
4.3	実機におけるリンク挙動の測定と分析	100
4.4	マルチボディダイナミクス解析による挙動の検証	103
4.4.1	C-Link 変形挙動の要因分析	103
4.4.2	クランク回転方向挙動と C-Link 挙動との関係の分析	107
4.4.3	ピストン, U-Link の軽量化の効果の検討	111
4.5	本章の結論	113
第 5 章 結論		
		114

参考文献.....	117
付録A.....	a
付録B.....	c
付録C.....	h
付録D.....	i
付録E.....	j
謝辞	

記号表 1

量記号	単位	名称, もしくは定義
A/F	-	空燃比
B_B	m^2/N	組合せ円筒での軸受剛性に関する係数
B_H	m^2/N	組合せ円筒でのハウジング剛性に関する係数
D	m	軸受外径
D_H	m	ハウジング内径
E_B	Pa	ベアリングのヤング率
E_H	Pa	ハウジングのヤング率
e_{cs}	m	コントロールシャフト主軸中心と偏心軸中心との距離
F_{cs}	N	C-Linkの引張荷重
F_r	N	総密着力
F_{ui}	N	不平衡慣性力
f_{0x}	N	全体座標系におけるクランクシャフトとエンジンブロックのメインベアリングとの間に生じる荷重のx方向成分
f_{0y}	N	全体座標系におけるクランクシャフトとエンジンブロックのメインベアリングとの間に生じる荷重のy方向成分
f_{1x}	N	全体座標系におけるL-Linkとクランクピンとの間に生じる荷重のx方向成分
f_{1y}	N	全体座標系におけるL-Linkとクランクピンとの間に生じる荷重のy方向成分
f_{2x}	N	全体座標系におけるL-LinkとC-Linkとの間に生じる荷重のx方向成分
f_{2y}	N	全体座標系におけるL-LinkとC-Linkとの間に生じる荷重のy方向成分
f_{3x}	N	全体座標系におけるU-LinkとL-Linkとの間に生じる荷重のx方向成分
f_{3y}	N	全体座標系におけるU-LinkとL-Linkとの間に生じる荷重のy方向成分
f_{4x}	N	全体座標系におけるピストンとU-Linkとの間に生じる荷重のx方向成分
f_{4y}	N	全体座標系におけるピストンとU-Linkとの間に生じる荷重のy方向成分
f_{5x}	N	全体座標系におけるC-Linkとコントロールシャフト偏心軸との間に生じる荷重のx方向成分
f_{5y}	N	全体座標系におけるC-Linkとコントロールシャフト偏心軸との間に生じる荷重のy方向成分
f_s	N	ピストン側圧による荷重
I_c	$\text{kg}\cdot\text{m}^2$	C-Linkの物体固定座標系 X_C - Y_C についての慣性モーメント
I_l	$\text{kg}\cdot\text{m}^2$	L-Linkの物体固定座標系 X_L - Y_L についての慣性モーメント
I_u	$\text{kg}\cdot\text{m}^2$	U-Linkの物体固定座標系 X_U - Y_U についての慣性モーメント
L	m	軸受幅
L_1	m	クランク半径
L_2	m	L-LinkのL-LinkベアリングとCピンの中心間距離
L_3	m	C-Linkの両端間の距離
L_4	m	L-LinkのL-LinkベアリングとUピンの中心間距離
L_5	m	UピンとCピンの中心間距離
L_6	m	U-Linkの両端間の距離
L_{cbb}	m	C-Link大端部ベアリングの幅
L_{con}	m	コネクティングロッド長さ
L_{cr}	m	クランク半径
L_{mb}	m	メインベアリングの幅
M_c	kg	C-Link質量
M_{cr}	kg	クランクシャフト質量
M_l	kg	L-Link質量
M_p	kg	ピストン質量

記号表 2

量記号	単位	名称, もしくは定義
M_u	kg	U-Link質量
m	kg	1気筒あたりの往復慣性質量
m_a	kg	空気の質量
m_f	kg	燃料の質量
P_r	Pa	密着圧力
Q_1	J	供給熱量
Q_2	J	取り去られた熱量
R_{lev}	-	6節可調整ピストン・クランク機構のてこ比
S_t	m ²	TDCにおける燃焼室の表面積
T_{cr}	N・m	クランクシャフトトルク
T_{cs}	N・m	コントロールシャフト主軸周りに生じるトルク
t	m	ベアリング裏金の厚さ
V_b	m ³	BDCにおける燃焼室容積
V_s	m ³	行程容積
V_t	m ³	TDCにおける燃焼室容積
W	J	有効仕事
W_{exp}	N	ピストン冠面に作用する燃焼荷重
X_c	m	コントロールシャフト偏心軸中心のx座標値
X_{cs}	m	コントロールシャフト主軸中心のx座標値
X_{GC}	m	C-Linkの物体固定座標系 X_C-Y_C におけるC-Link質量の重心位置のx座標値
X_{GCR}	m	クランクシャフトの物体固定座標系 $X_{CR}-Y_{CR}$ におけるクランクシャフト質量の重心位置のx座標値
X_{GL}	m	L-Linkの物体固定座標系 X_L-Y_L におけるL-Link質量の重心位置のx座標値
X_{GP}	m	ピストンの物体固定座標系 X_P-Y_P におけるピストン質量の重心位置のx座標値
X_{GU}	m	U-Linkの物体固定座標系 X_U-Y_U におけるU-Link質量の重心位置のx座標値
X_{off}	m	シリンダボア中心軸に対するピストンピンのオフセット量
x_1	m	クランクピン中心のx座標値
x_2	m	Cピン中心のx座標値
x_3	m	Uピン中心のx座標値
x_4	m	ピストンピン中心のx座標値
x_{gc}	m	全体座標系におけるC-Linkの重心位置のx座標値
x_{gc}''	m/s ²	全体座標系におけるC-Linkの重心位置の加速度のx方向成分
x_{gcr}	m	全体座標系におけるクランクシャフトの重心位置のx座標値
x_{gcr}''	m/s ²	全体座標系におけるクランクシャフトの重心位置の加速度のx方向成分
x_{gl}	m	全体座標系におけるL-Linkの重心位置のx座標値
x_{gl}''	m/s ²	全体座標系におけるL-Linkの重心位置の加速度のx方向成分
x_{gp}	m	全体座標系におけるピストンの重心位置のx座標値
x_{gp}''	m/s ²	全体座標系におけるピストンの重心位置の加速度のx方向成分
x_{gu}	m	全体座標系におけるU-Linkの重心位置のx座標値
x_{gu}''	m/s ²	全体座標系におけるU-Linkの重心位置の加速度のx方向成分
Y_c	m	コントロールシャフト偏心軸中心のy座標値

記号表 3

量記号	単位	名称, もしくは定義
Y_{cs}	m	コントロールシャフト主軸中心のy座標値
Y_{GC}	m	C-Linkの物体固定座標系 X_C-Y_C におけるC-Link質量の重心位置のy座標値
Y_{GCR}	m	クランクシャフトの物体固定座標系 $X_{CR}-Y_{CR}$ におけるクランクシャフト質量の重心位置のy座標値
Y_{GL}	m	L-Linkの物体固定座標系 X_L-Y_L におけるL-Link質量の重心位置のy座標値
Y_{GP}	m	ピストンの物体固定座標系 X_P-Y_P におけるピストン質量の重心位置のy座標値
Y_{GU}	m	U-Linkの物体固定座標系 X_U-Y_U におけるU-Link質量の重心位置のy座標値
y_1	m	クランクピン中心のy座標値
y_2	m	Cピン中心のy座標値
y_3	m	Uピン中心のy座標値
y_4	m	ピストンピン中心のy座標値
y_{gc}	m	全体座標系におけるC-Linkの重心位置のy座標値
y_{gc}''	m/s ²	全体座標系におけるC-Linkの重心位置の加速度のy方向成分
y_{gcr}	m	全体座標系におけるクランクシャフトの重心位置のy座標値
y_{gcr}''	m/s ²	全体座標系におけるクランクシャフトの重心位置の加速度のy方向成分
y_{gl}	m	全体座標系におけるL-Linkの重心位置のy座標値
y_{gl}''	m/s ²	全体座標系におけるL-Linkの重心位置の加速度のy方向成分
y_{gp}	m	全体座標系におけるピストンの重心位置のy座標値
y_{gp}''	m/s ²	全体座標系におけるピストンの重心位置の加速度のy方向成分
y_{gu}	m	全体座標系におけるU-Linkの重心位置のy座標値
y_{gu}''	m/s ²	全体座標系におけるU-Linkの重心位置の加速度のy方向成分
δ	m	軸受直径圧入代
ε	-	圧縮比
η_{th}	-	理論熱効率
θ_c	rad	全体座標系のx軸方向に対する物体固定座標系 X_C-Y_C の相対角度
θ_c''	rad/s ²	全体座標系のx軸方向に対する物体固定座標系 X_C-Y_C の相対角加速度
θ_{cl}	rad	C-Linkの引張荷重方向成分の角度
θ_{cr}	rad	クランクシャフトが全体座標系のY軸と成す角度
θ_{cs}	rad	コントロールシャフト主軸中心とコントロールシャフト偏心軸中心とが成す任意の角度
θ_l	rad	全体座標系のx軸方向に対する物体固定座標系 X_L-Y_L の相対角度
θ_l''	rad/s ²	全体座標系のx軸方向に対する物体固定座標系 X_L-Y_L の相対角加速度
θ_u	rad	全体座標系のx軸方向に対する物体固定座標系 X_U-Y_U の相対角度
θ_u''	rad/s ²	全体座標系のx軸方向に対する物体固定座標系 X_U-Y_U の相対角加速度
κ	-	比熱比
A	-	膜厚比, 軸受の最小油膜厚さを表面粗さで除した数値
λ	-	コネクティングロッドの連槓比
μ_s	-	ピストン側面部とシリンダボア間の摩擦係数
v_B	-	ベアリングのポアソン比
v_H	-	ハウジングのポアソン比
ω	rad/s	クランク軸角速度

第1章 序論

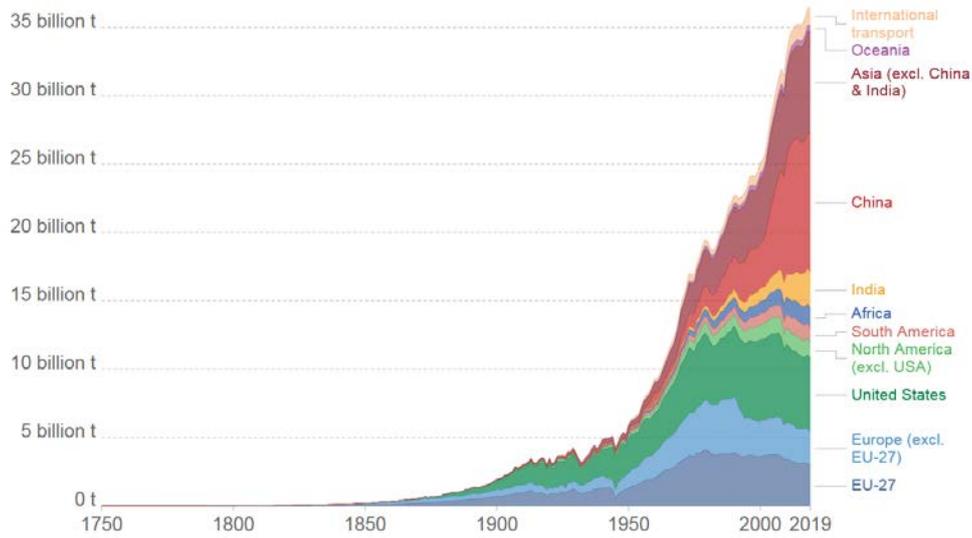
1.1 研究の背景

産業革命を起点に18世紀中盤より拡大が始まった経済活動は世界規模に広がり、人間の社会生活に豊かさと利便性をもたらした。一方で、それは大規模な化石資源の消費をともなうものであり、CO₂の排出量は第二次世界大戦を経て顕著に増大し続けている(図1-1[1]参照)。

近年、このCO₂排出量増大に起因すると考えられる地球規模の温暖化とそれにとまなう気候変動に対する懸念が高まっており、CO₂排出量の削減に向けて早急な対応が迫られている中、官民間問わず排出量低減に向けての取り組みが進められている。我が国におけるCO₂排出量について、2019年時点での部門毎の割合を図1-2[2]に示す。運輸部門の占める割合は18.6%、そのなかでも自動車による排出割合は86.1%となっており、総排出量に対する自動車が占める割合は16%にもおよんでいる。自動車におけるCO₂排出量に対する寄与は、エンジンに由来するものの割合が高いため、これまで自動車の製品価値を担う動力性能の向上のための研究、技術開発とともに、燃費性能向上を目的とした様々な研究、技術開発も重点的になされてきた。エンジンの燃費性能向上の指標となる、1kmあたりのCO₂排出量の年次推移について図1-3[3]に示す。技術の進歩にしたがい、世界各国において生産される自動車の燃費性能はおしなべて向上しており、CO₂排出量についても低減してきている。一方近年、アジア等における人口の急激な増加、所得増加にとまなう消費の増大もあり、自動車の生産台数は増加の一途を辿っている(図1-4[4]参照)。

こうした背景に加え、2021年時点で、環境負荷の軽減をよりドラスティックに促進するためのカーボンニュートラル(人間活動によって排出される温室効果ガスを、人間の活動によってすべて吸収・除去すること)を実現する、脱炭素社会を推進する機運が高まっている。日本を含む125か国と1地域(2021年4月時点)が、この目標を2050年までに実現することを表明しており、先進諸国を中心として具体的な目標を設定した取り組みがなされつつある。この一環として、自動車においてはエンジンの代替としてバッテリーを動力源としたモーターを主たる原動機とするための取り組みが本格化されつつある。一方、それを実現するためのインフラ設備展開の課題、バッテリーの蓄電量、充電時間、生産性に加え、回収、リサイクル、処分法などについて各種課題が挙げられており、実用化までに時間がかかる見通しとなっていることから、依然、化石燃料を前提としたエンジンが原動機としての役目を担う期間が続くことが予測されている。また、近年の電動化技術と組み合わせることによる燃費性能向上に加え、e-fuel や水素燃料といった化石資源に由来しない燃料をエンジン用のエネルギーとして展開してゆく動きも活発化してきており、エンジンを取り巻く環境は多様化の様相を示している。本研究では、これまでエンジンにおいて取り組まれてきた燃費性能向上策を踏まえたうえで、量産自動車用エンジンとしてはこれまでに実装されていない、燃費性能向上の実現を見込む機能を取り入れることでより一層の燃費性能向上、および動力性能向上を見込むエンジンの実現を対象とした。

Annual total CO₂ emissions, by world region



Source: Our World in Data based on the Global Carbon Project OurWorldInData.org/co2-and-other-greenhouse-gas-emissions • CC BY
Note: This measures CO₂ emissions from fossil fuels and cement production only – land use change is not included. *Statistical differences (included in the GCP dataset) are not included here.

図 1-1: 国, 地域別 CO₂ 排出量推移[1]

運輸部門における二酸化炭素排出量

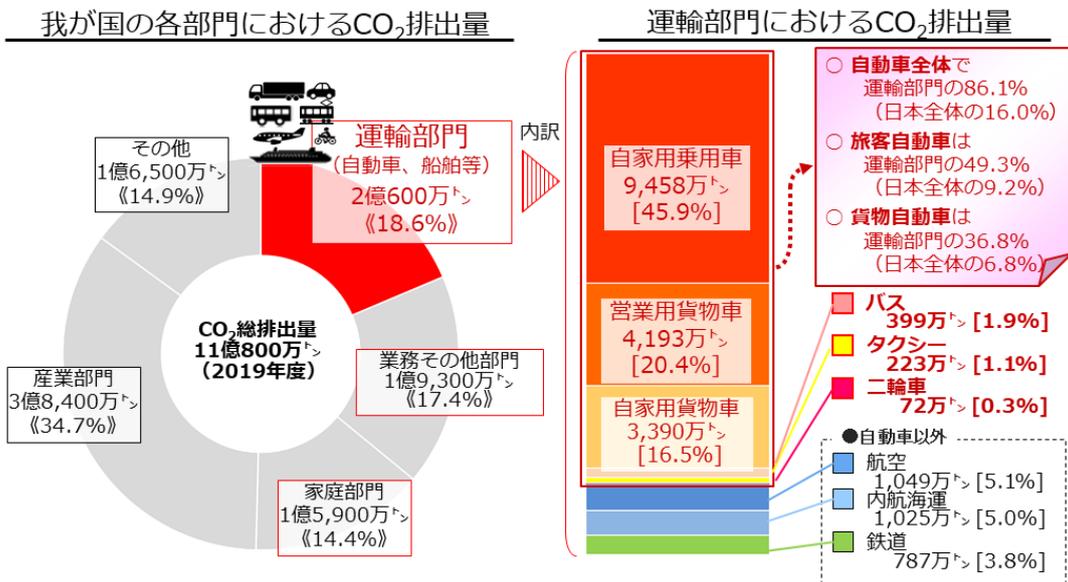


図 1-2: 運輸部門における二酸化炭素排出量[2]

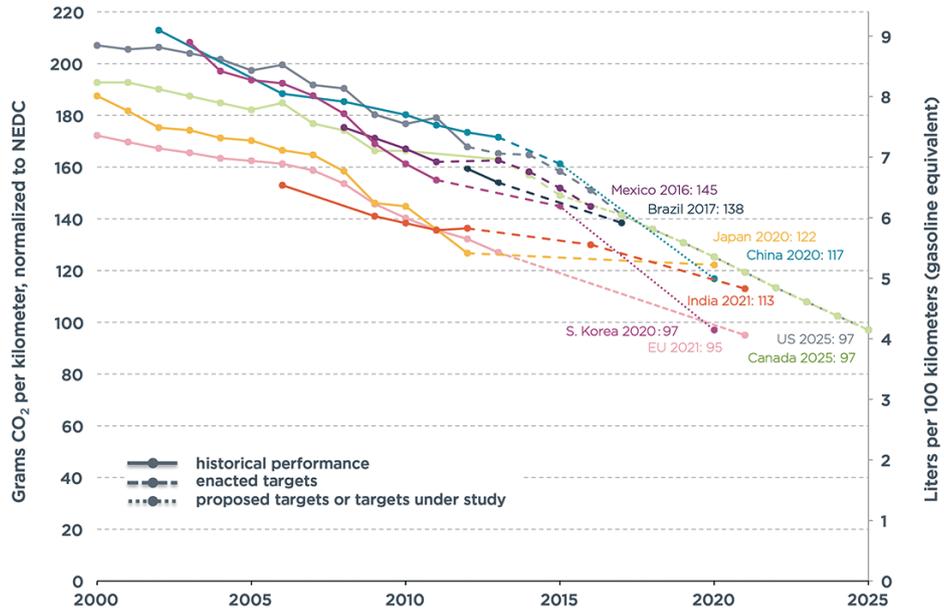


図 1-3: 乗用車の CO₂ 排出量と求められる基準値の推移 [3]

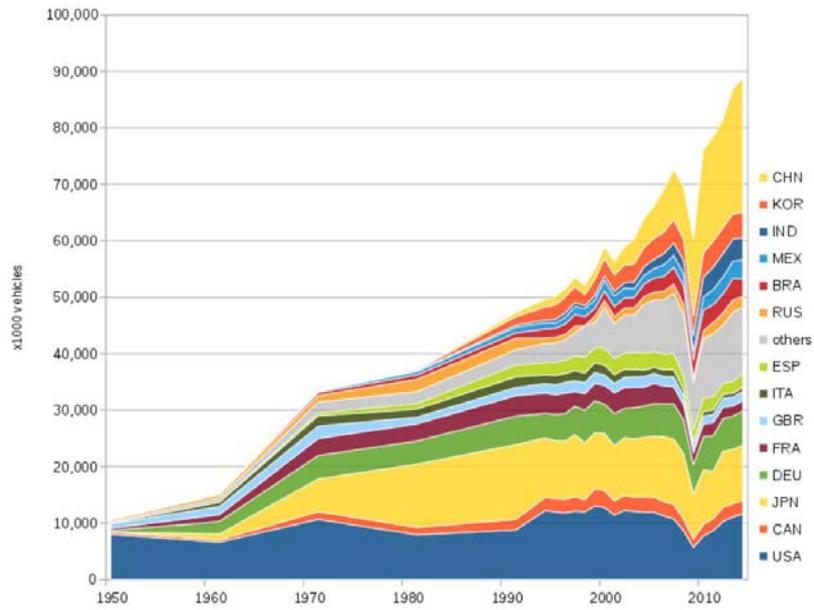


図 1-4: 自動車生産台数の推移 [4]

1.2 ガソリンエンジンにおける CO₂ 排出量低減

本研究では、自動車用エンジンの中でも一般的な、4 サイクルガソリンエンジンを研究の対象とする。ガソリンエンジンの CO₂ 排出量を低減する際の着目点として、理論熱力学サイクルによる理想仕事に対して実際のエンジンで生じる損失の低減と、熱効率そのものの向上とがある。

1.2.1 仕事の損失の低減

ガソリンエンジンの理論熱力学サイクルであるオットーサイクルについて、その動作を示す圧力-体積線図を図 1-5 に示す。図中の 1→2 は断熱圧縮、2→3 は定容受熱、3→4 は断熱膨張、4→1 は定容排熱にそれぞれ相当し、定容受熱行程で得られる熱量 Q_1 より、定容排熱行程で棄てられる Q_2 を差し引いた $W=Q_1-Q_2$ が取り出される有効仕事となる。有効仕事は図中のサイクル線図の内側の面積分に相当する。一方、実際のガソリンエンジンでは圧縮行程、膨張行程で熱の逃げが生じること、ピストン・クランク機構の特性上、燃焼中に定容を保つことができないこと、また自動車用としては一般的な 4 サイクルエンジンでは、吸入行程、排気工程で圧損(負の圧力仕事)が生じることから、理論サイクルと比較して取り出すことのできる有効仕事は目減りする(図 1-6 参照)。この理論仕事に対する損失分を減らすことが、ガソリンエンジンの燃費性能向上において重要な着目点である。

この損失分として、冷却損失、ポンプ損失、時間損失、排気吹き出し損失、および機械損失が挙げられ、それぞれについて低減のための研究、技術開発がなされている。冷却損失についてはロングストローク化、減筒化による燃焼室の表面積低減、ポンプ損失については吸気の絞りの緩和のためのノンスロットル化、時間損失については燃焼期間を短期化するための燃焼室内の積極的な気体の流動の形成、機械損失については摺動部や流路における摩擦損失の低減が主要な手段であり、エンジンに実装されている。一方で上記取り組みはいずれについても、得失を見据えながらの対策となっている[5][6]。

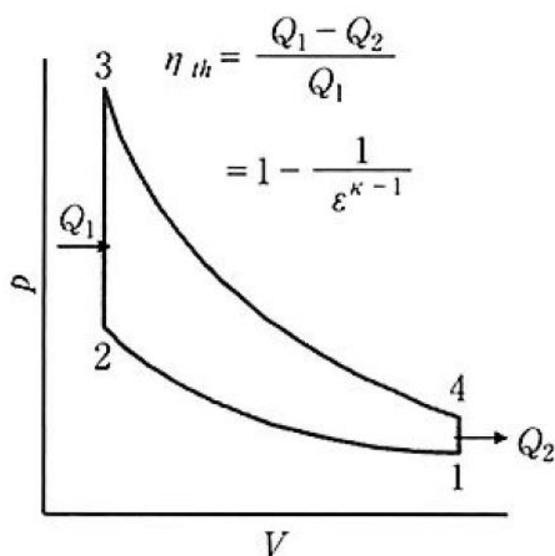


図 1-5: オットーサイクルの圧力-体積線図 [5]

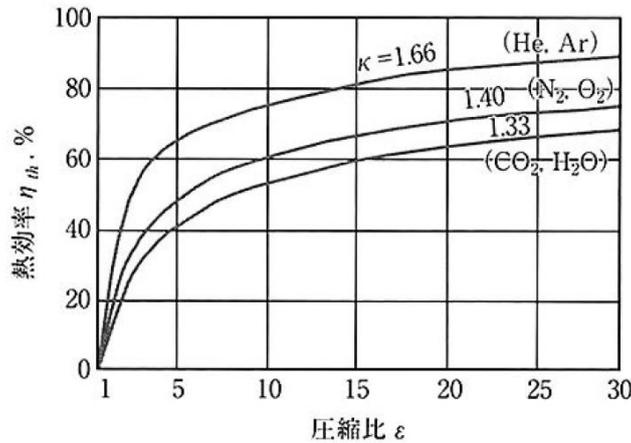


図 1-7: 圧縮比と熱効率との関係[5]

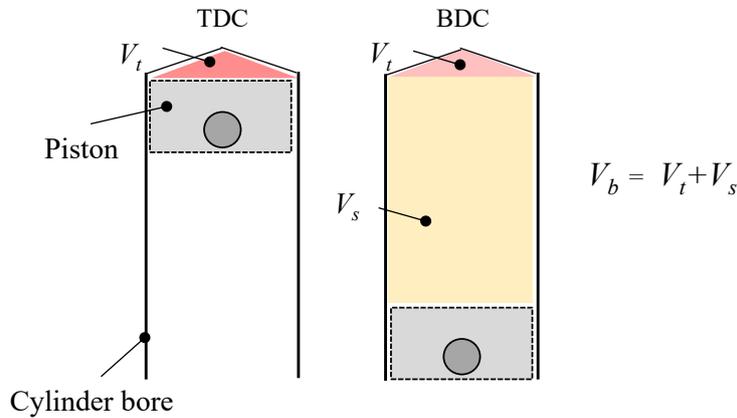


図 1-8: TDC と BDC における燃焼室容積

1.2.3 高圧縮比化の課題

式(1-1)より、理論熱効率は高圧縮比とすることで向上させることができる関係にあるが、図 1-7 に示すとおり、高圧縮比となるほど熱効率の向上代が目減りする傾向となる。図 1-9 に示すとおり、高圧縮比となるほどピストン上死点における燃焼室の形状が扁平形状となり、その際の燃焼室容積 V_t に対する表面積 S_t の大きさを示す S_t/V_t の値が増加する。高圧縮比ともなう熱効率の向上代が目減りは、 S_t/V_t の値の増加にともない燃焼室における冷却損失が増大し、また、低温部となる燃焼室の壁の面積の増加にともない未燃損失が増大することで生じる。熱効率向上代が目減りを回避するために、排気量を変えずに S_t/V_t の値を低くする方法として、シリンダ径を小さくし、ピストンストローク値を増加させるロングストローク化が挙げられる[6]。一方で、このロングストローク化は、図 1-10 に示すとおり、クランク半径の増大にともないコネクティングロッドとシリンダボア下端部との干渉を引き起こすため、シリンダボア下端部の位置を上げるためにエンジン全高を上げるなど、構成部品を設計する上での課題が発生する。

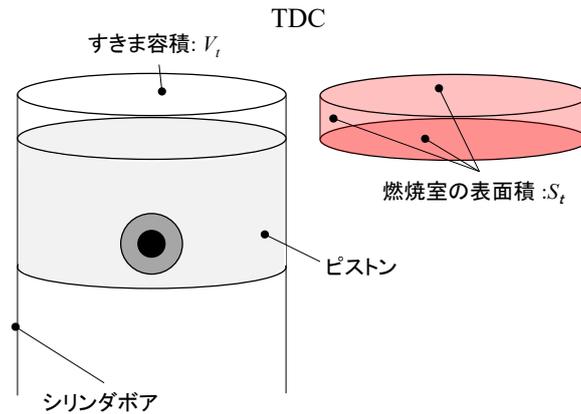


図 1-9: 燃焼室の諸元と S/V 値との関係

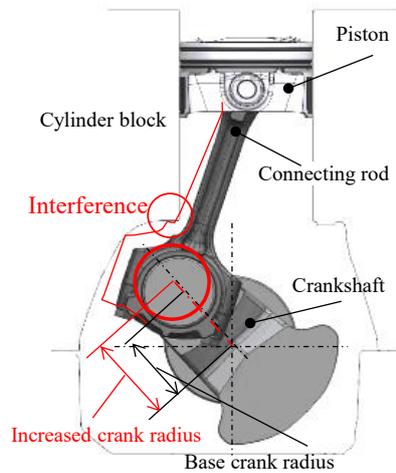


図 1-10: クランク半径増大にともなうコネクティングロッドとクランクケースとの干渉

また高圧縮比化にともなう主たる課題として、ノッキングやブレイグニッションへの対応が挙げられる。燃焼室容積が最小となる圧縮上死点のタイミングでは、圧縮された作動ガスの温度は上昇し、高圧縮比となるほど温度が上昇する傾向となる。実際のガソリンエンジンにおいては、過剰な高圧縮比化は、未燃ガスの自着火などにより発生するノッキングや、ブレイグニッションの発生の原因となる。ノッキング、ブレイグニッションは、異常燃焼によるエンジンの熱効率の低下を引き起こすだけでなく、異音や部品損傷につながる現象である。

図 1-11[6]に、エンジンの軸トルク、図示熱効率のそれぞれについて、MBT（エンジン回転数、最適点火時期、空燃比とも一定とした際に、軸トルクが最大となる点火タイミング）と高圧縮比化との関係を示す。まず軸トルクに着目すると、高圧縮比となるほど MBT は遅角側に移っていき、MBT で最大の軸トルクを得られる圧縮比を経て、一定以上の圧縮比ではノッキングが生じてしまう関係にある。この傾向は図示熱効率においても同様となる。高圧縮比化にともない生じるノッキングを避けるために、点火時期の調整によりエンジン負荷を下げるなどして燃焼室内の熱発生量を下げることが必要だが、この対応により、エンジン動力性能、熱効率の低下をともなってしまう傾向にある[6]。

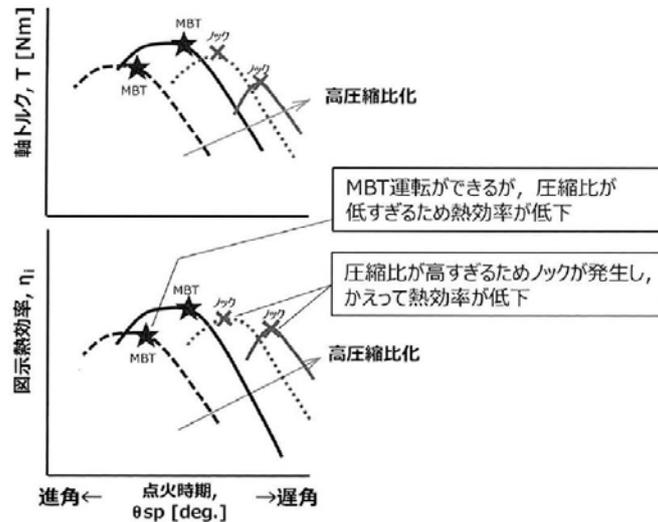


図 1-11: ノッキングが起こる圧縮比における軸トルクと熱効率特性[6]

1.2.4 広運転領域への対応を目的とした従来エンジンにおける性能向上手法

実際の自動車用エンジンでは、運転条件は固定されておらず、市街地走行、高速走行といった様々な運転の状況に対応する必要があるため、運転領域に応じた燃費性能、動力性能が求められる。こうした前提において、前述した点火時期の調整以外のノッキングへの対応手段の中で最もとられている方法として、可変動弁機構を用いたバルブタイミングの変更による空気量の調整が挙げられる。エンジンの運転領域毎に空気量を調整することで、ノッキングに対応することができる。図 1-12 に、空気量を調整する際の、吸排気バルブのリフトカーブの例を示す。

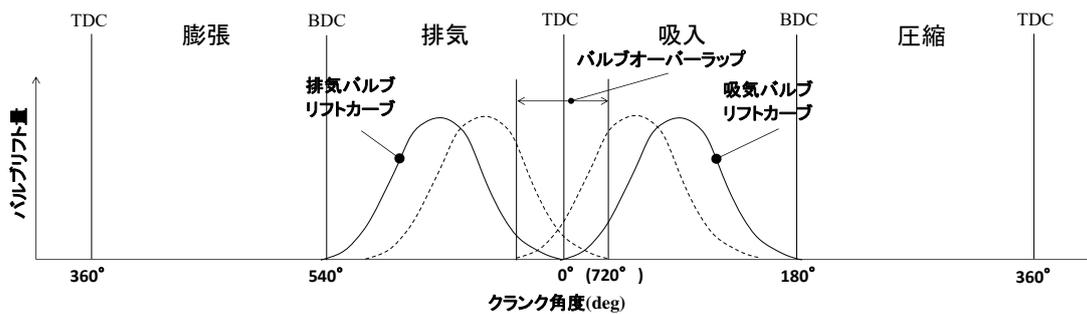


図 1-12: 吸排気バルブのリフトカーブ

冷間始動直後などの燃焼室の温度が低く燃焼の安定性が得られ難い場合、図 1-12 の実線に示すように、吸気バルブ、排気バルブ両方とも開く期間であるバルブオーバーラップの期間を 0 に近づけることで残留ガスの量を増やし、燃焼室の温度を上げることで燃焼の安定性を高めることができる。一方、ノッキングの発生しやすい高負荷運転時では、図 1-12 の破線に示すように、バルブオーバーラップの期間を大きくとり、吸気を取り込みつつ高温ガスを掃気することでノッキングを回避することができる。

また、高燃費性能が求められる低回転数、低負荷運転時では、高燃費性能を実現するためのミラーサイクルが用いられている。ミラーサイクルは、吸気バルブの閉じるタイミングを早閉じ、もしくは遅閉じとすることにより、空気吸入量を制限することで有効圧縮比を下げ、ノッキングを回避しつつ、膨張比を上げて、幾何的な圧縮比を変えずに高熱効率を達成することを狙ったものである。一方で、ミラーサイクルでは空気吸入量を低減することで有効な排気量が低下するため、動力性能が低下する傾向にある[6]。このように、可変動弁機構を用いることで運転領域に応じてバルブタイミングを変更し、空気量を調整することにより、ノッキングを回避しつつ、高燃費性能を得ることができる。

また、可変動弁機構と併せて高圧縮比時のノッキングに対応しつつ、燃費性能を向上させる手段として、三つの代表的な技術を示す。まず一つ目としてガソリン燃料の筒内直接噴射が挙げられる(図 1-13を参照)。従来のポート噴射による、吸気の段階でガソリンと空気を混合気としてから燃焼室に導入する方式に対して、シリンダ内にガソリン燃料を直接噴射することにより、生じる気化潜熱を利用することで燃焼室内の温度を下げるができる[5][6][7][8]。これにより高温時に発生する傾向にあるノッキングを回避することができる。二つ目としてリーンバーン(希薄燃焼)が挙げられる。空気を多く取り込むことにより、燃焼時の空燃比についてガソリンエンジンにおける理論空燃比である 14.7 よりも大きい比率とした燃焼により、式(1-1)中の κ の値が増加することで熱効率が向上するとともに、燃焼温度が低下し、ノッキングを回避できる方向となる。また、空気を多く取り込む際にスロットルバルブの開度が大きい状態が続くため、図 1-6 で示したポンピングロスの低減も同時に図ることができる[5][6][7]。空燃比は式(1-3)[6]によって表される。

$$A/F = \frac{m_a}{m_f} \quad (1-3)$$

ここで、 m_a は空気の質量、 m_f は燃料の質量である。リーンバーンは前述の筒内直接噴射を併用することで、点火プラグ近傍について点火可能な空燃比として、安定した燃焼を狙った事例が多い。一方、リーンバーンでは空燃比が理論空燃比から外れることで、排ガス後処理装置として一般的に用いられる三元触媒の浄化効率が悪化することが課題となるため、採用の際には、 NO_x 、CO、HC の排出について留意した対応が必要となる。また筒内直接噴射との併用においては、混合気の濃度が不均一となることでの高温域での NO_x の発生、および希薄域での不完全燃焼による HC、CO の発生の抑制が課題となる[6]。三つ目として、EGR(Exhaust Gas Recirculation)システムの採用が挙げられる(図 1-14 を参照)。EGR システムの採用により、燃焼室を通過した不活性ガスを多く含む排気を吸気側に戻し、再度燃焼室内に導入することで、吸気側の圧力が増大することによりポンピングロスの低減が図れるとともに、燃焼温度が低下し、ノッキングを回避することができる。またクールド EGR システムでは、水冷式クーラーを設けて還流する排気を冷却する機能を備えるため、より一層の燃焼温度の低減を見込むことができる。一方、過剰な EGR の導入によって引き起こされる燃焼時の初期火炎形成の悪化、火炎伝播速度の低下による、HC、CO の排出の増大への留意が必要となる。またクールド EGR システムでは、構成部品の耐久性の低下を引き起こす、凝縮水や腐食性物質の発生に留意する必要がある[5][6][7]。

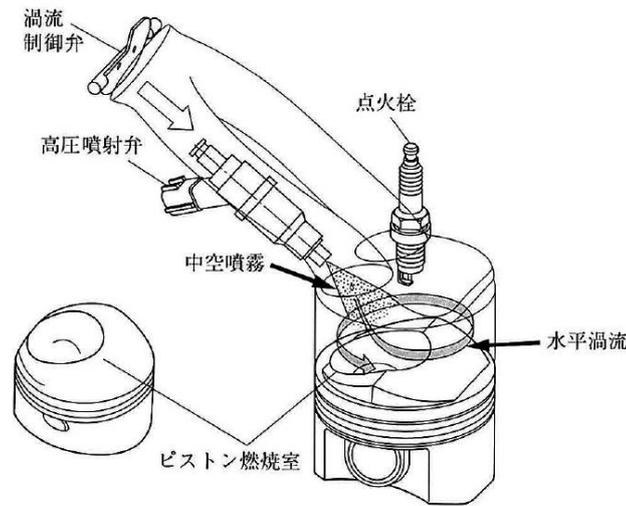


図 1-13: 筒内直接噴射の実装の事例[7][8]

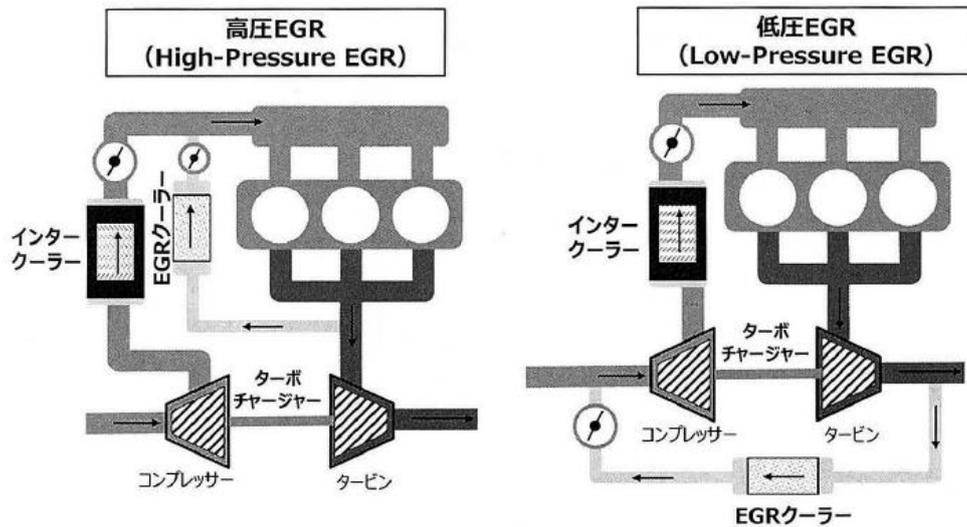


図 1-14: EGR システムの構成の事例[6]

上述のとおり、可変動弁機構により空気量を調整しつつ、筒内直接噴射などの技術を併用することでノッキングを回避しつつ高燃費性能の達成を図ることができる。また、高動力性能については、可変動弁機構を用いて吸気を増やしつつ、燃焼室内に多くの燃料を送り込むことで実現を図っている。このように、近年の自動車用ガソリンエンジンでは可変動弁機構を用いて燃焼室における空気量を調整することを前提として、前述の技術を併用することで、 NO_x 、CO、HC による排ガスの増大に留意しつつ、低燃費性能と高動力性能との両立を図っている。

一方で、自動車用エンジンは様々な運転領域に対応する必要があるため、特定の運転領域に特化した過度な高圧縮比化や、前述の技術の併用による高燃費性能化は、他の運転領域における燃費性能、排気性能、および動力性能の低下を引き起こす原因となりうる。特に高動力の運転の際、燃焼室は高温の傾向となるため、ノッキングの発生防止の観点から機械的な手段による高圧縮比化に限界が生じる。

1.2.5 高圧縮比化にともなう技術の推移

図 1-15 に、年次毎の量産自動車用ガソリンエンジンの圧縮比の推移を示す[9]。前述のとおり、圧縮比を上げることがエンジンの熱効率を高める有効な手段であることから、高圧縮比化が積極的に推進されてきたと同時に、高圧縮比化の障害となるノッキングを回避するため様々な手段が講じられてきた。

1970 年代前半までは、市場のガソリンのオクタン価の向上に合わせ、ガソリンエンジンの高圧縮比化が進められた。オクタン価はガソリンの着火しづらさを示す指標であり、値が高いほどノッキング、自己着火が起こりづらい傾向となる。オクタン価の向上が頭打ちとなった 1970 年代後半以降のノッキング回避の取り組みとしては、ノックセンサー、および前述の可変動弁機構を前提とした、点火時期の制御や空気量の調整に加え、筒内直接噴射、リーンバーン、EGR システムの採用等が挙げられる。近年ではこれらの対応に加え、エンジンの運転領域が限定される傾向にあるハイブリッドシステムへの適用の増加もあり、自然吸気エンジンにおいて圧縮比 13~14 程度を設定したエンジンが増加してきている(図 1-16 参照[10][11])。

また、自然吸気エンジンと比べて燃焼圧力が高く、熱量も増大することから一般的に高圧縮比の設定が困難とされる過給機付エンジンにおいても、前述したガソリン燃料の筒内直接噴射により得られる気化潜熱の冷却効果で筒内の温度を下げることで高圧縮比設定の実装が可能となり、圧縮比 12 を超える設定の機種も増加している(図 1-16 参照[10][11])。近年、この筒内直接噴射の気化潜熱による冷却効果を利用した高圧縮比化に加え、過給機により低排気量を前提としながらも動力性能を大排気量エンジン同等としつつ、小型減筒数化による機械損失と吸排気損失の低減も見込むことで高燃費性能も狙った、過給ダウンサイジングコンセプトを採用したエンジンが登場している。本コンセプトは当初、筒内直接噴射による成層燃焼で、理論空燃比に対し空気が過剰な条件下においても燃焼が可能となることでの比熱比の向上による高熱効率化、それともなう低燃焼温度による冷却損失の低減、およびポンプ損失の低減が可能となる一方で、理論空燃比時に活性化される、NO_x を処理するための三元触媒が有効に働かなくなることがコンセプト成立の障害であったが、NO_x を一旦吸蔵できる機能持つ NO_x 吸蔵還元触媒の技術の確立が成立の契機となった。一方で、1.2.3 で示したとおり固定圧縮比を前提とした高圧縮比化は、なおノッキング回避、動力性能確保とのトレードオフを見据えたものであり、近年、ドラステックな圧縮比の増加は見込みづらい状況にある。

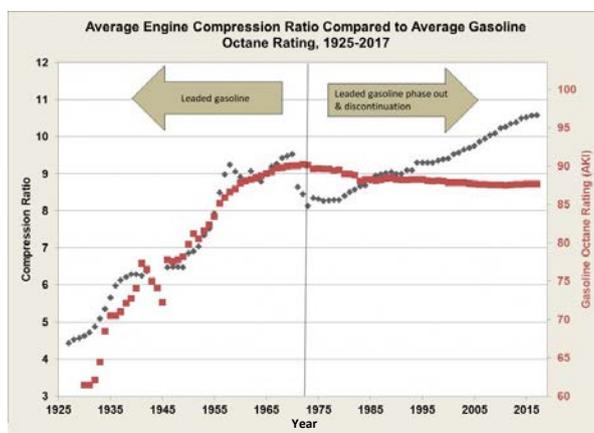


図 1-15: エンジンの圧縮比とガソリンオクタン価の推移[9]

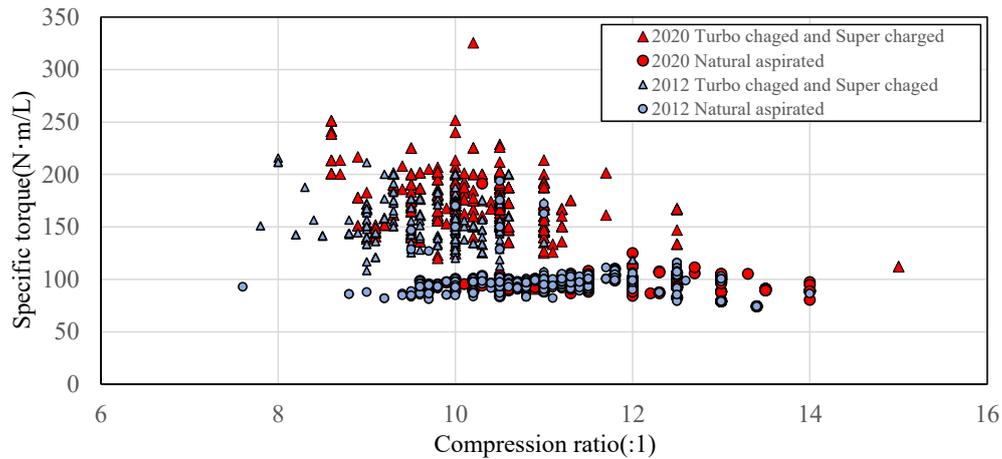


図 1-16:年次毎の量産ガソリンエンジンの圧縮比とトルクとの関係[10][11]

1.3 可変圧縮比によるエンジンの性能向上

1.2で述べたように、近年ドラスティックな圧縮比の増加が見込みづらい状況にあり、このことが高燃費性能化の障害の主要因となることは、可変圧縮比エンジンの開発の契機の一つとなった。また、これまでに述べてきた背景から、低負荷時に高い圧縮比を用いて熱効率を上げ、高負荷時には低い圧縮比を用いてノッキングを回避することができる可変圧縮比エンジンが着目された。可変圧縮比エンジンでは、エンジンが電子制御などにより機械的に圧縮比を変更する機能を備えることで、運転条件に応じて圧縮比を選択的に変えることが可能となる。この機能により前述の高圧縮比設定時に問題となる、特に高負荷時に発生しやすいノッキングを回避できることはエンジンにとって大きな利点となる。その一方で、可変圧縮比の機能を付加する際に、圧縮比を切り替えるための機能を果たす構造を新たに高荷重が発生する部位、若しくはその近傍に設ける必要があるため、耐久性、および圧縮比変更の際の応答速度等の確保に困難をもたらす原因ともなる。

1.3.1 圧縮比変更の達成手段

機械的に圧縮比を変更する手段は大きく二つに分けることができる。その分類の一例を図 1-17 に示す[12]。(a)~(c)は、主運動系部品である、(a)ピストン、(b)コネクティングロッド小端部、(c)コネクティングロッド大端部、のそれぞれに可変機能を設けて圧縮比を可変させる方式である一方で、(d)~(g)は、固定部品側にアクチュエーターを置き、(d)ピストン・クランク機構、(e)シリンダブロック、(f)クランク主軸の保持部、(g)シリンダヘッド、のそれぞれに可変機能を設けて圧縮比を可変させる方式である。特に(d)はピストン・クランク機構をスティーブソン形6節リンク機構を基礎とした可調整機構(本論文では6節可調整ピストン・クランク機構と呼称する)に置き換える方式が提案されている。

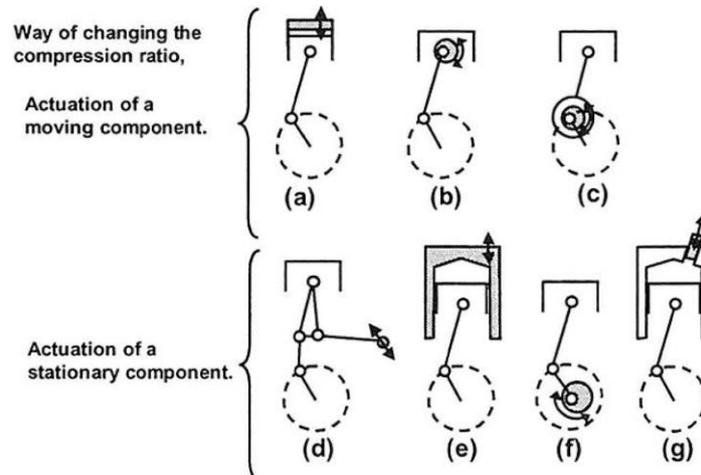


図 1-17: 可変圧縮比エンジンの類別[12]

1.3.2 これまでの可変圧縮比エンジンの研究, 提案事例

可変圧縮比の機能を持つエンジンの起源は、1919年にイギリスのHarry Ricardoが研究を目的として試作したE35 Research Engineに遡る[13]。ピストン上死点位置を維持したまま、燃焼室側の構造を構成するシリンダヘッド、シリンダブロックの固定位置をピストン運動方向に手で変更することで圧縮比を変更できる形式であった。本エンジンは燃料の特性の研究用として用いられ、ガソリンの規格の定まっていない黎明期におけるガソリンのオクタン価の定義の作成に寄与した。1928年にはアメリカにおいても同様の構造のCFR(Cooperative Fuel Research)エンジンが、同じくガソリンのオクタン価の測定用として登場した[14]。また我が国においても航空機用エンジンの研究用として、気圧が低く酸素が得られにくい高度における動力性能向上を目的として圧縮比を変更できるエンジンの研究、試作がなされた事例がある[15]。一方、運転の状況に合わせて圧縮比を変える機能を備えた自動車搭載用エンジンに対する取組みは長く滞っていたが、近年の高強度、高精度を実現する部品製造技術、および電子制御技術の向上も相まって、様々な形式の可変圧縮比エンジンの研究、提案がなされるようになった。

自動車用エンジンとしては、前述のとおり主運動系部品などの可動部品に可変機能を設ける方式と、シリンダヘッド、シリンダブロック等の固定部品に可変機能を設ける方式の、大別して二通りの取り組みがなされている。図1-17の(a)は、図1-18に示す具体的事例、および機構図のとおり、ピストンに可変機能を設け、ピストンピンに対するピストンの冠面の位置を上下に動かすことで図中のLの長さが変化し、可変圧縮比を実現できる方式である[16][17][18][19]。(b)は、コネクティングロッド小端部に可変機能を設け、コネクティングロッドの長さを変えることでピストン上死点位置を変える方式である[20][21][22][23]。中でも、試作、検証がなされた事例として、図1-19に示すコネクティングロッドのロッド部内にスライダ機構をとまなう油圧室を設け、二分割されたコネクティングロッドを長さ方向に伸縮させることで、図中のLの長さを変えて可変圧縮比を実現する方式と、図1-20に示す、ロッド部に設けた2つの油圧室の交互の伸縮によりピストンピンブッシュに相当する偏心スリーブを揺動させ、図中のL1の長さを変えることで可変圧縮比を実現する方式が挙げられる。(c)は、コネクティングロッド大端部、もしくはクランクピン部に可変機能を持たせた方式である[24][25][26]。(d)は主運動系について、従来の4節リンク形往復スライダ・クランク機構を、より多くの節で構成されるリンク機構に置き換え、機構の中の静止対偶点の位置を調整することで可変圧縮比を実現する方式である[19][27][28][29][30][31]。この方式について、

本論文の方式以外に試作、検証がなされた事例として、図 1-21 に示す、主運動系を構成するリンク部品間を繋ぐ対偶について、ギヤの噛み合いによる連結の構造を用い、図中の静止対偶点の O2 の位置を上下方向に調整することで可変圧縮比を実現させる方式が提案されている。この方式では、静止対偶点 O2 の位置の上下方向の調整こともない、対偶 C1, C3 に相当するギヤの噛み合う位置についても変化するため、静止対偶点 O2 の位置とともに L3 と L6 の長さについても変化することで圧縮比の変更が達成される。(e) はエンジンヘッド、ブロック等の固定部品を可変させる方式である[19][34][35][36][37]。中でも、試作、検証がなされた事例として、図 1-22 に示す、主運動系について従来の 4 節リンク機構を維持しつつ、静止節である固定部品についてシリンダブロックとシリンダヘッドを分割し、偏心軸を用いてシリンダヘッド部を可動させることにより燃焼室容積を変えることで可変圧縮比を実現する方式の研究、提案が挙げられる。(f) は、図 1-23 に示す、クランク主軸受部に可変機能を持たせることで、ピストン上死点時の燃焼室の容積を変える方式である[38][39]。また、(g) はシリンダヘッドに可変機能を持たせることで、燃焼室の容積を変える方式となっている[19][40][41]。

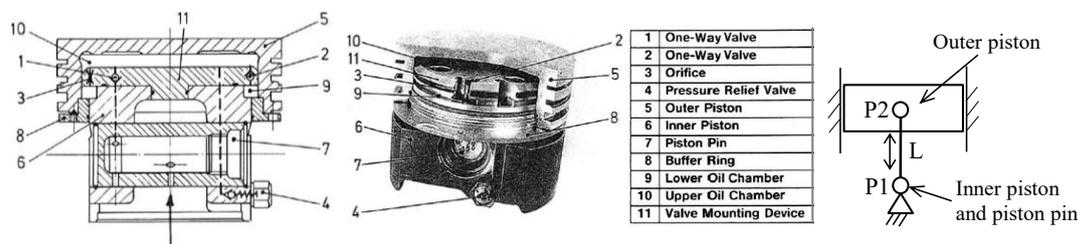


図 1-18: ピストンの冠面の位置の可変により可変圧縮比を実現する方式[16]

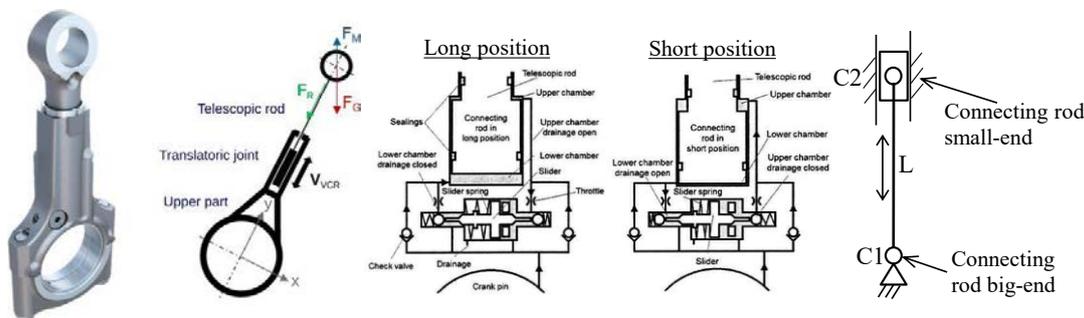


図 1-19: コネクティングロッド小端部の位置の可変により可変圧縮比を実現する方式1 [20][21]

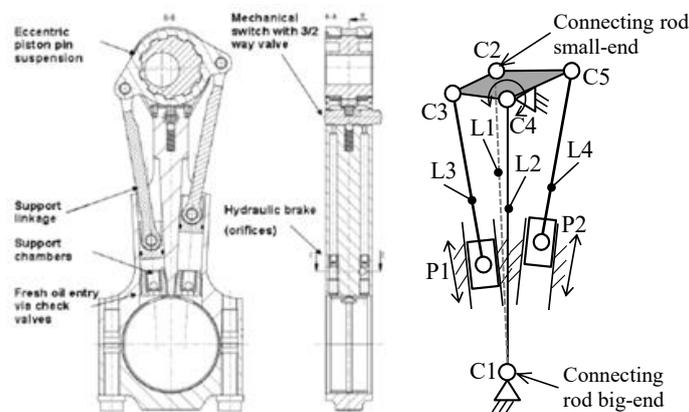


図 1-20: コネクティングロッド小端部の位置の可変により可変圧縮比を実現する方式2 [22][23]

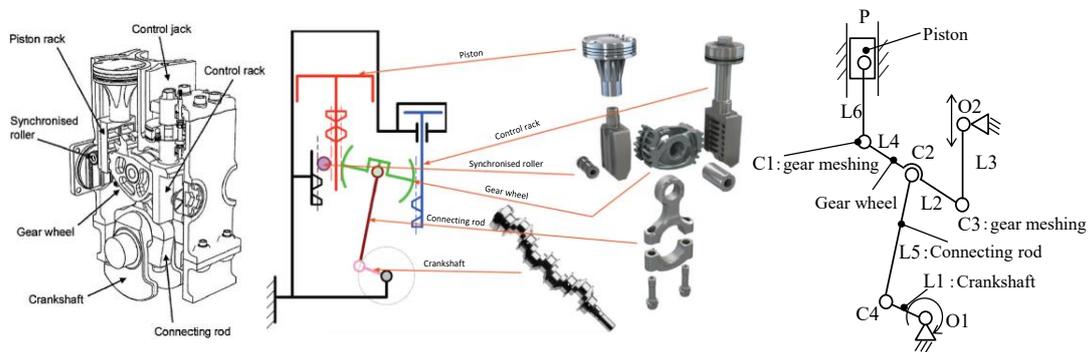


図 1-21: 主運動系の静止対偶点の位置の可変により可変圧縮比を実現する方式[31] [32]

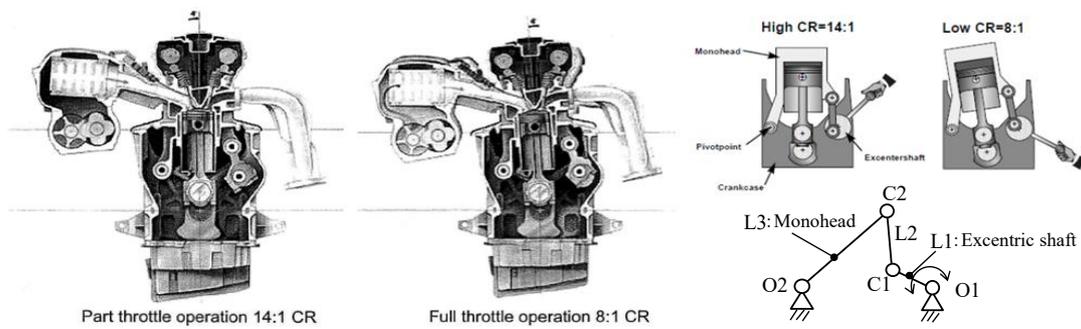


図 1-22: シリンダブロックとシリンダヘッドとを繋がる偏心軸の可変により可変圧縮比を実現する方式[36] [37]

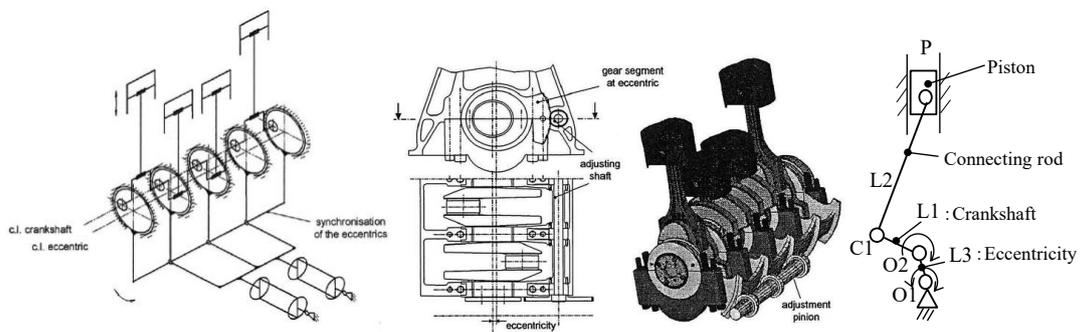


図 1-23: シリンダブロックとクランク主軸受部とを繋がる偏心構造の可変により可変圧縮比を実現する方式[39]

1.4 6節可調整ピストン・クランク機構による可変圧縮比の実現

本研究で取り扱う可変圧縮比エンジンは、前述の図 1-17 の分類においては、(d)に示した中でも、6節可調整ピストン・クランク機構を備えた方式に相当する。本方式は、運転シーンに応じて、固定部品部に設置されたアクチュエーターを作動させることでピストン上死点位置を変更し、幾何的に圧縮比を変更できる可変圧縮比機構を有することが特徴である。

1.4.1 6節可調整ピストン・クランク機構と従来機構の主運動系との比較

従来の一般的なエンジンに用いられているピストン・クランク機構は、ピストン、クランクシャフト、および両部品を接続するコネクティングロッドにより構成される(図 1-24 参照)。自動車用エンジンにおいて一般的な4サイクルエンジンの場合の、吸気行程、圧縮行程、膨張行程、排気行程の4工程における姿勢について、図 1-25 に示す。ピストン・クランク機構は、上死点付近でピークとなる燃焼圧をともなうピストンのシリンダ上下方向の往復運動を、コネクティングロッドの揺動運動を介してクランクシャフトの回転運動に変換することで、燃焼圧力の仕事を軸トルクとして取り出す役割を担うシステムである。

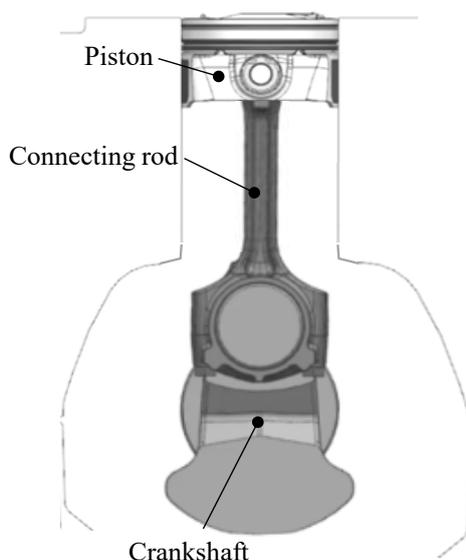


図 1-24: ピストン・クランク機構の構成

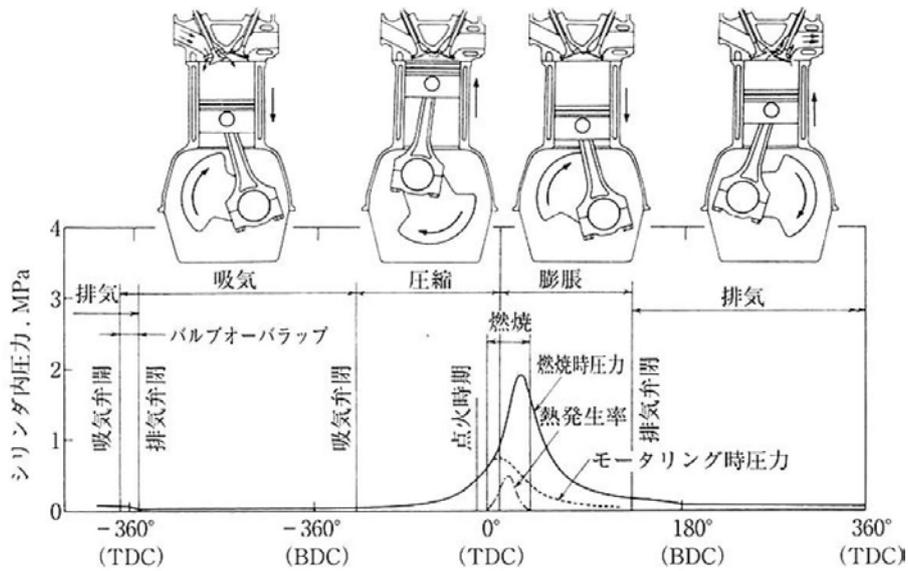


図 1-25:4 サイクルエンジンの作動[5]

一方、本研究で取り扱う、6 節可調整ピストン・クランク機構を前提とした可変圧縮比機構 (Variable Compression Ratio (VCR) system) の部品構成を図 1-26 に、吸气行程、圧縮行程、膨脹行程、排气工程の 4 工程における各リンクの姿勢について、図 1-27 に示す。従来のピストン、コネクティングロッド、クランクシャフトの接続により構成される、ピストン・クランク機構(図 1-24)に対し、コネクティングロッドを代替する部品群としてアッパーリンク、ロアリンク、コントロールリンク(本論文ではそれぞれ、U-Link, L-Link, C-Link と呼称する)が接続するステイブソン形 6 節リンク機構により構成されている[12][42][43]。C-Link 大端部はクランクシャフトのエンジン下方側にベアリングキャップにより固定されるコントロールシャフトの偏心軸部に接続し、更にこのコントロールシャフトより連結部を介しアクチュエーターリンク(本論文では A-Link と呼称する)に繋がり、エンジン側面に配置されるアクチュエーターへと接続される構造となっている。圧縮比の変更については、モーターの作動により減速機構(ハーモニックドライブ®機構)を介しコントロールシャフト主軸部が回転することで偏心軸部に接続する C-Link 大端部中心位置が変化し、結果、ピストン上死点位置が変更されることで実現できる仕組みとなっている(図 1-28 を参照)。本機構の機構図に基づく節、対偶の構成、および圧縮比変更時の動作について、1.4.3 にて後述する。

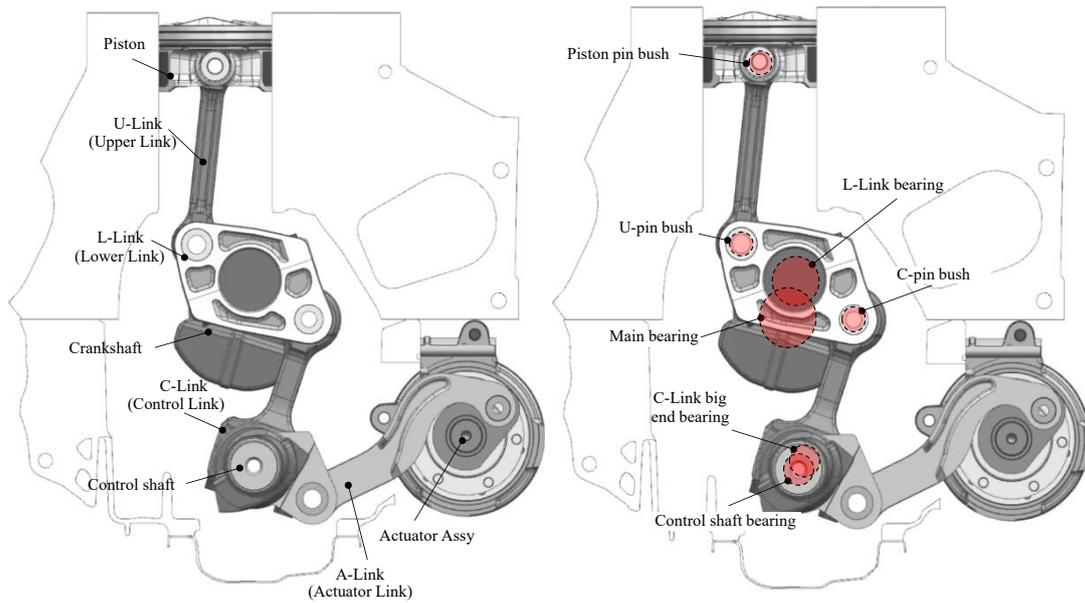


図 1-26:6 節可調整ピストン・クランク機構の部品と軸受の構成

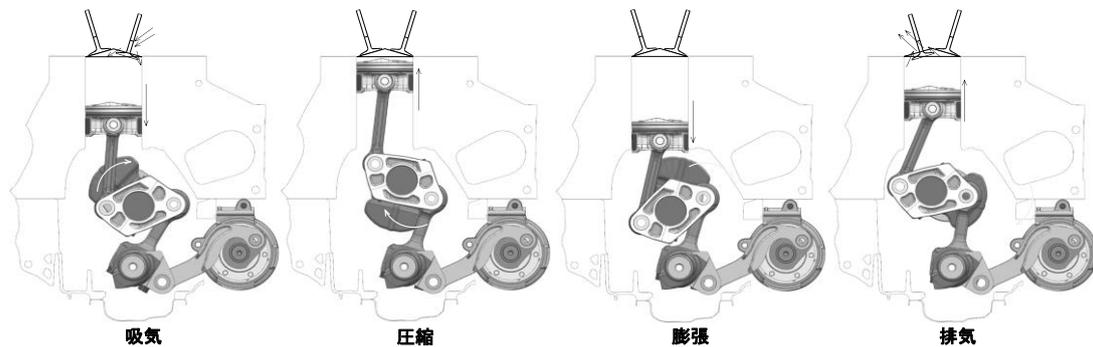


図 1-27:6 節可調整ピストン・クランク機構の作動

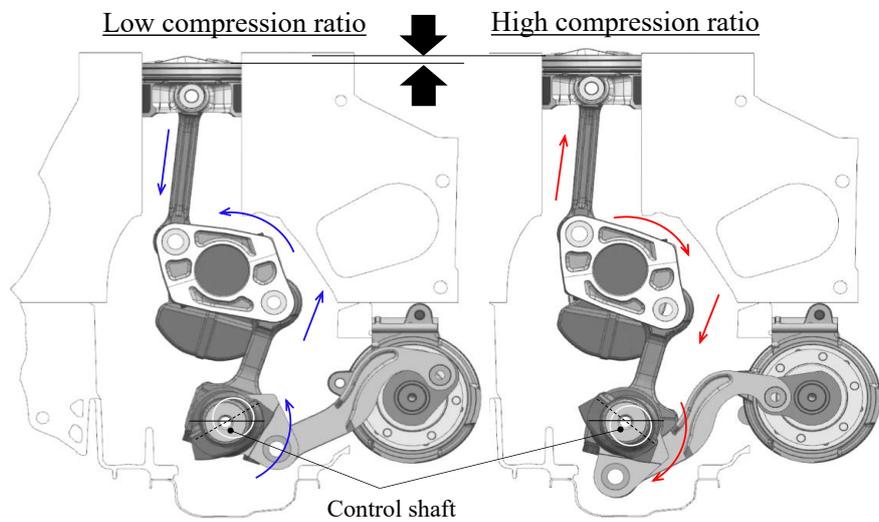


図 1-28:6 節可調整ピストン・クランク機構の圧縮比変更作動

1.4.2 6節可調整ピストン・クランク機構と他の可変圧縮比機構との比較

前述のとおり、本論文で取り上げる6節可調整ピストン・クランク機構は、従来のピストン・クランク機構を図1-17の(d)に相当するスティーブソン形6節リンク機構による方式に置き換え、機構の中の静止対偶点の位置を調整してピストンの上死点を変えることで、圧縮比の変更することができる機構である。また圧縮比の変更機構に加え、従来のピストン・クランク機構である4節リンク形往復スライダ・クランク機構と比べてリンクの数が多いため、設計時の機構定数の設定により、従来のピストン・クランク機構では実現が困難な、1.5に後述するエンジン振動の低減や、摩擦損失の低減の効果を見込める構成とすることができる[12][42][44][45][46][47][48]。

図1-29の(I)から(III)にスティーブソン形6節リンク機構を基礎としたピストン・クランク機構の例を示す。いずれの構成も、ピストンの往復運動がリンク機構の節の動きを介してクランクシャフトの回転運動に変換される機構となっており、静止対偶点の位置を調整することでピストンの上死点位置を変え、圧縮比を変更することが可能である。一方で、圧縮比の変更の際に調整する静止対偶点に相当するControl pointは、主運動系部品と固定部品との連結部であり、その位置の設定はエンジンの左右幅に影響を与える。左右幅の増大は、実際のエンジンにおいて車両搭載性の悪化、および重量増大を引き起こすため、避ける必要がある。またControl pointは固定部品における荷重の作用点となるため、固定部品の耐久性への影響を考慮した位置の設定が必要となる。Control pointの位置をシリンダボアの側面に配置する場合、従来のエンジンの構成と比較してエンジンの左右幅が増大する傾向となる。また同時に、荷重の作用点がシリンダブロックにおいて剛性が低いシリンダボアの側面となるため、シリンダブロックにおける耐久性の確保が困難な傾向となる。一方、下段の(I')～(III')に示す機構は、(I)から(III)と比較して、シリンダブロックにおける耐久性の確保を考慮し、Control pointの位置についてクランクシャフト回転中心に対して、ピストンと反対側に配置した事例である。(I')と(III')の構成については、寸法を与える際、クランクシャフトの回転中心とピストン上下方向軸との距離が増大する傾向となり、(I)～(III)と同様にエンジン左右幅の増大が問題となる。一方、(II')は左右幅の増大の抑制を見込むことができ、加えてControl pointによる荷重の作用点について高剛性の構造を形成しやすい位置となり、耐久性の確保を前提とした設計がより容易となる。これらのことから、(II')の構成を選定した[12]。

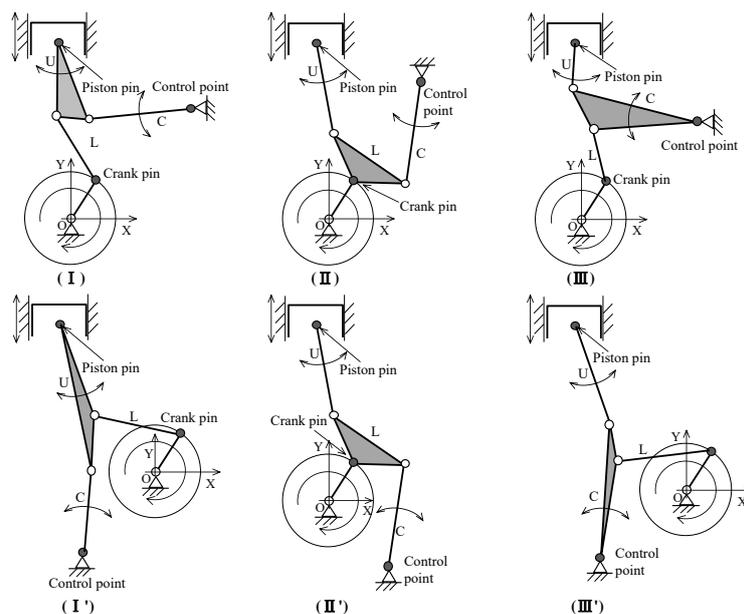


図 1-29: スティーブソン形6節リンク機構の類別[12]

本機構の特徴として、1.3.2で取り上げた他の可変圧縮比機構の形式と比較して、可変機能を担うアクチュエーターを、固定部品であるオイルパンの側面部に設けたことが挙げられる。1.3.2で示した図1-17の(b)の形式のように主運動系部品側に可変機能を付加する場合、固定部品側にも主運動系部品側の可変機能を作動させるための追加のスイッチを別途設けるなど、直接可変機能を担う可動部以外の機能を別途追加する必要があり、機構が複雑となる傾向となる。また、1.3.2で取り上げた事例ではコネクティングロッドのロッド部に油圧室を設けているが、油圧装置は大荷重を受けることについて有効である一方で、限られたスペースへの設定であるため、可変が2段階方式となっている。2段階方式を前提とする場合、本機構で採用した連続可変方式と比べて、運転領域に合わせたきめ細かい圧縮比変更は難しくなる。また、圧縮比について作動油の流れに依存する形となり、十分な応答速度が期待できない他、圧縮比の把握が難しい傾向となる。同じく1.3.2で、本機構と同様の図1-17の(d)形式に相当する可調整機構方式の事例として、可変機能としてギヤ方式を適用する方式を示したが、この場合、ギヤ部のバックラッシュの存在により音振性能が不利な傾向にある。またギヤで大荷重を受けるため、耐久性についても不利となり、圧縮比の精度についても悪化する傾向となる。(e)に相当するエンジンヘッド、ブロック等の固定部品を可変させる方式の事例として取り上げた、ピストン・クランク機構を維持しつつシリンダヘッド部を可動させることで燃焼室容積を変える方式については、吸排気系が付加され、大重量部位となるシリンダヘッドが可動の対象部位となるため、圧縮比変更時の応答速度が不利となると考えられる。

一方、本研究で取り上げる可変圧縮比エンジン用6節可調整ピストン・クランク機構の特徴として、荷重が負荷される連結部分が全てすべり軸受で構成されていることが挙げられる。すべり軸受は比較的簡素な構造、且つ小型でありながら高速、高荷重に耐えることができるため、本機構の小型と信頼性の両立に寄与している。もう一つの特徴は、多気筒エンジンにおいて圧縮比を変更する際、全気筒の圧縮比について共通する1本のコントロールシャフトの回転動作で一律に変更できることである。気筒毎に圧縮比の変更を行う方式と比べ、コントロールシャフトの位相により複数の気筒のピストン上死点位置を機械的に一律に規制できるため、気筒間の圧縮比のばらつきを軽減する効果が期待できる[12]。

1.4.3 6節可調整ピストン・クランク機構の構成と運動学解析

一般的なエンジンに用いられているピストン・クランク機構は、図1-30に示す機構図のとおり、4節リンク形往復スライダ・クランク機構に分類される。節Bを固定節とすると、クランク半径に相当する節L1がクランク回転中心である点O周りに回転することで、コネクティングロッドに相当する節Lcを介し、ピストンに相当する節Pが直線往復運動を行う機構である。一方、本研究で取り扱う可変圧縮比を実現するリンク機構について図1-31に示す。コントロールシャフトより機構の末端側に相当するアクチュエーター側に配置されるA-Link、アクチュエーター内部に配置される第二コントロールシャフトまでを含めると、9節2自由度リンク機構の構成となっている。点O1、点O2、点O3が静止対偶点であり、クランク半径に相当する節L1がクランク回転中心である点O1周りに回転することで、ピストンに相当する節Pが直線往復運動を行う動きは、従来のピストン・クランク機構と同様である。一方、図1-32に示すとおり、節Lcs2が、点O3周りに回転することで節ecsが点O2周りに回転し、結果、ピストン上死点位置を変えて圧縮比を変更することのできる構成となっている。

この9節2自由度リンク機構について、本論文で6節可調整ピストン・クランク機構として取り扱う、ピストンからC-Link 大端部までに相当する図 1-31 中の α 部について、点C4について静止対偶点として仮定した上で着目すると、ステューブソン形6節リンク機構の構成となっている。また α 部の中の赤線部については4節リンク機構を構成しており、更に青線部に相当するU-Link とピストンは、L-Link を介して赤線部に接続され、ピストンに相当する節Pが直線往復運動を行う構成となっている。圧縮比が固定である前提において、4節リンク機構を構成する赤線部は、クランク回転中心に相当する点O1とC-Link 大端部の揺動中心に相当する点C4により成される節Lc4に対し、クランク半径に相当する節L1が完全回転する機構となっている。このことから、本リンク機構は、原動節であるクランク半径部の節L1の回転角度に応じて、図に示す姿勢をとる(図 1-33 参照 [12][44][45][46][47][49]).

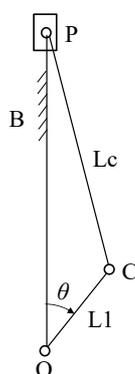


図 1-30:4 節リンク形往復スライダ・クランク機構

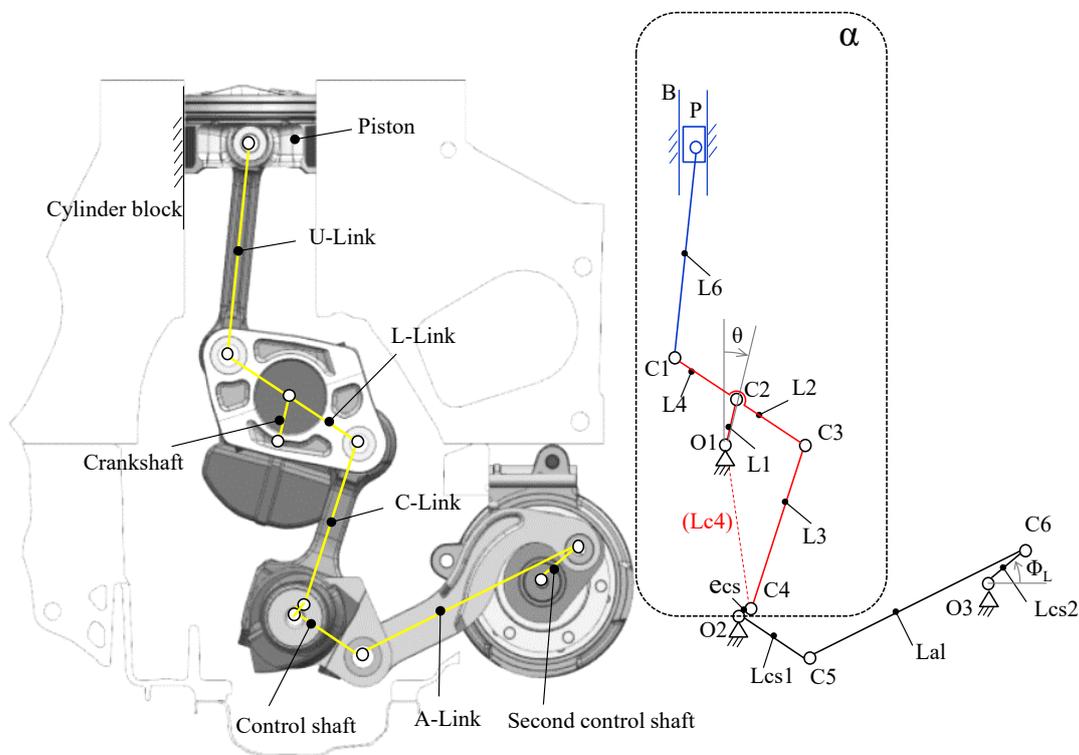


図 1-31:9 節 2 自由度リンク機構

Low compression ratio

High compression ratio

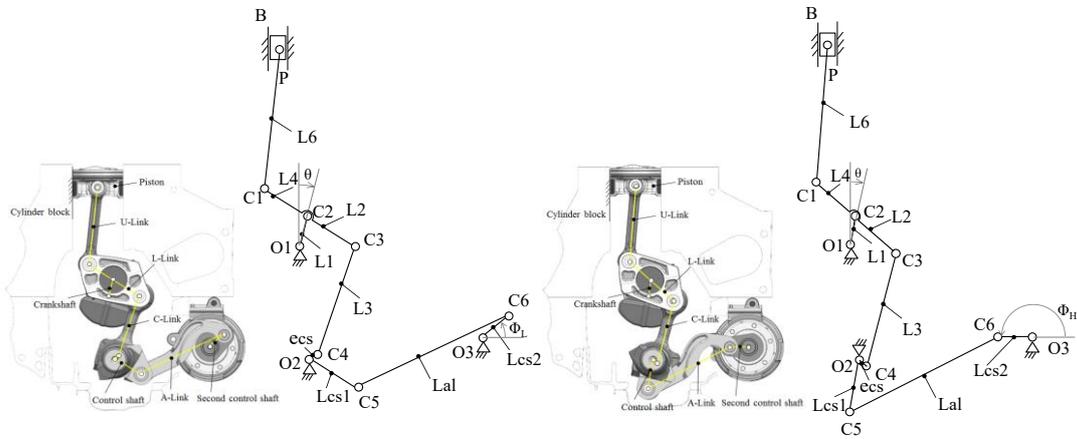


図 1-32:9 節 2 自由度リンク機構によるピストン上死点位置の変更

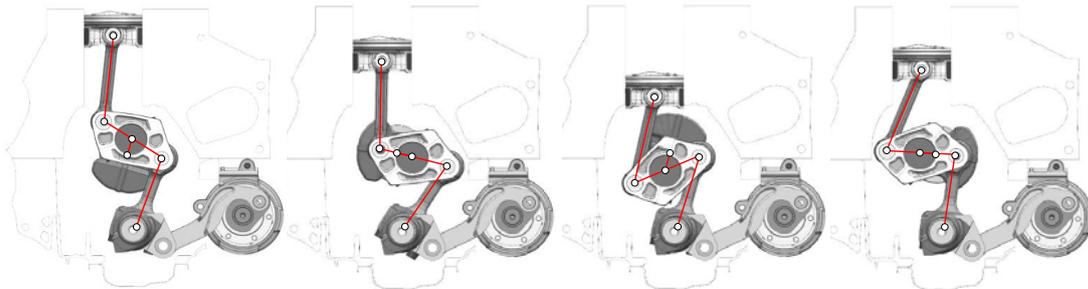


図 1-33:6 節可調整ピストン・クランク機構のクランク角度変更にもなう構成部品の姿勢の推移

本論文で6 節可調整ピストン・クランク機構として取り扱う，ピストンから C-Link 大端部までに相当する部位を対象とした運動学解析を行う際の構成と各変数について図 1-34 に示す．本構成は，クランク回転方向を反時計回り方向と一致させる観点から，本機構をエンジンの後側から確認した構成としている．本リンク機構は， $L_1, L_2, L_3, L_4, L_5, L_6, x_4, (X_{cs}, Y_{cs}), e_{cs}$ ，および θ_{cs} により表すことができる．ここで各変数の定義について， L_1 はクランク半径， L_3 はC-Link の両端間の距離， L_6 はU-Link の両端間の距離である． L_2, L_4, L_5 はL-Link に関する寸法であり， L_2 はクランクピン中心とC-Link とL-Link とを連結するC ピン中心とがなす距離， L_4 はクランクピン中心とU-Link とL-Link とを連結するU ピン中心とがなす距離， L_5 はU ピン中心とC ピン中心とがなす距離である． x_4 はピストンピン中心のX 座標値， (X_{cs}, Y_{cs}) はコントロールシャフト主軸中心の座標値， e_{cs} はコントロールシャフト主軸中心と偏心軸中心とがなす距離，また， θ_{cs} はピストン上死点の位置を変更し，圧縮比を所定の値とする際のコントロールシャフト主軸中心とコントロールシャフト偏心軸中心とが成す任意の角度である．クランク角度毎の各連結部の座標値は，上記の変数を用いて導出することができる．各座標値について， (x_1, y_1) はクランクピン中心C2 の座標値， (x_2, y_2) はC ピン中心C3 の座標値， (x_3, y_3) はU ピン中心C1 の座標値， (x_4, y_4) はピストンピン中心P の座標値， (X_c, Y_c) はコントロールシャフト偏心軸中心C4 の座標

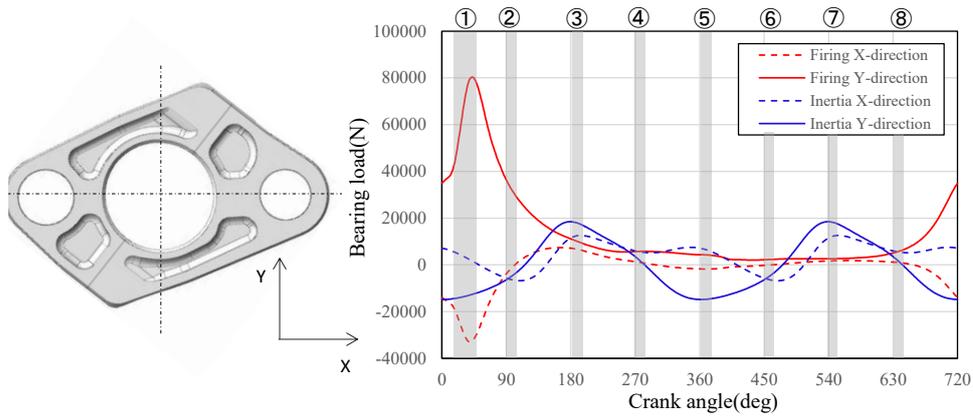


図 1-35: 動力学解析による L-Link ベアリングの荷重の凡例

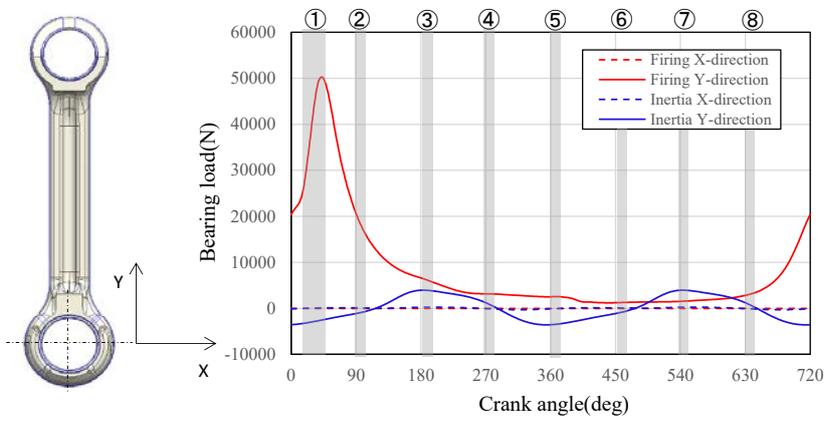


図 1-36: 動力学解析による U ピンブッシュの荷重の凡例

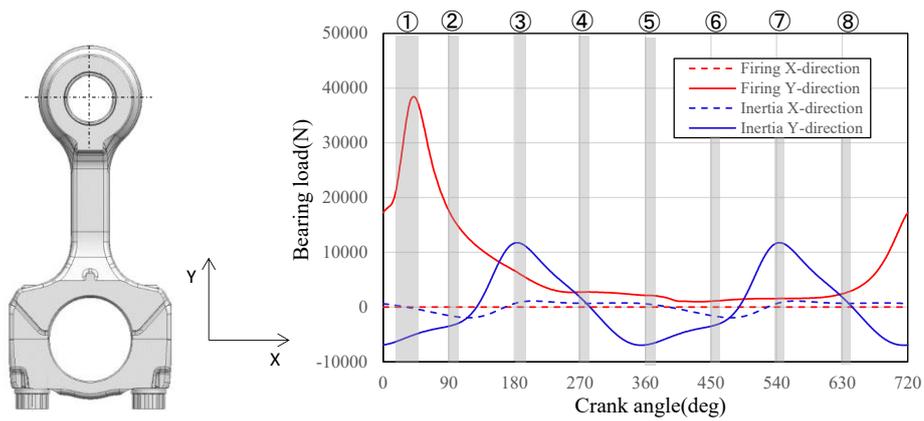


図 1-37: 動力学解析による C ピンブッシュの荷重の凡例

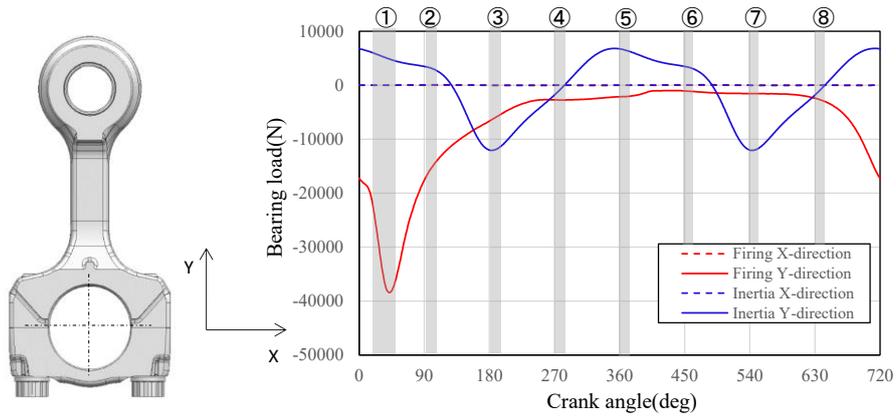


図 1-38: 動力学解析による C-Link 大端部ベアリングの荷重の凡例

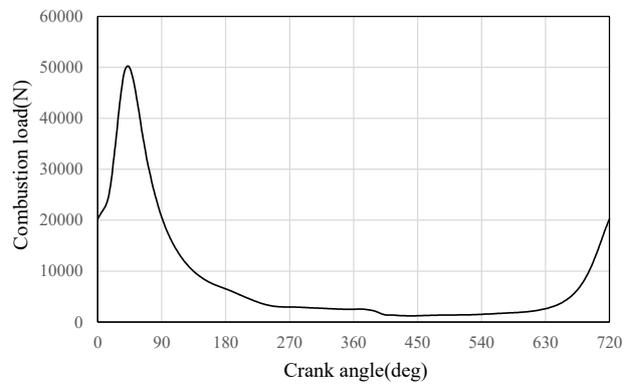


図 1-39: 動力学解析時の燃焼荷重の凡例

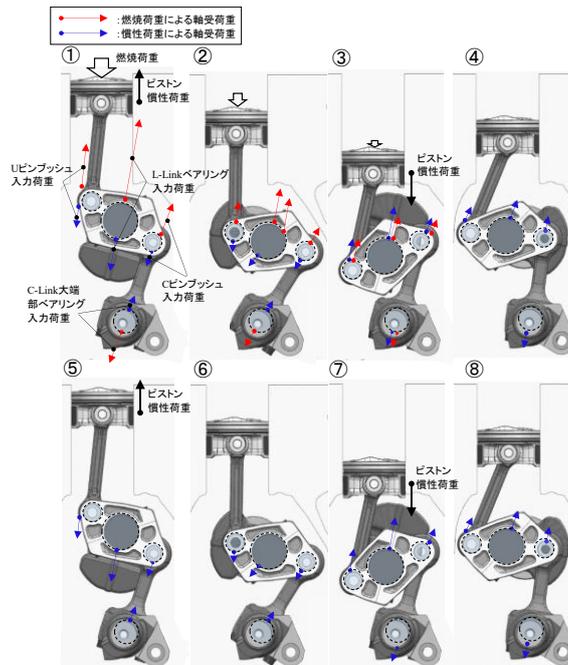


図 1-40: クランク角度毎の連結部の荷重の推移

1.4.4 可変圧縮比による高燃費性能と高動力性能の両立

本研究で取り扱う6節可調整ピストンクランク機構を備えた量産自動車用エンジンについて、その諸元を表1-1に示す。本エンジンは、排気量は2.0L、直列4気筒のガソリンエンジンであり、最低圧縮比を8、最高圧縮比を14とすることができる。また圧縮比の可変機能とともに、1.2.4で述べた過給機付き、小型減筒化を前提とした過給ダウンサイジングコンセプトが採用されている[50][51][52]。圧縮比の変更に伴い、排気量についても変化が生じるが、その変化率は1%程度と微小である。

エンジンが可変圧縮比機構を備えることにより、実運転時に想定される様々な運転領域に応じて圧縮比を変えることで、エンジンの性質を変えることが可能となる。図1-41にその概念を図に示す。比較的エンジン負荷の少ない街乗りのようなシーンでは、エンジン負荷が小さいことから、固定圧縮比を前提としたエンジンにおける圧縮比よりも更に高圧縮比に設定できることで、従来機構エンジンより更に高熱効率による低燃費の利点を得ることができる。一方、交差点での信号待ち後の右折時などの再発進時や、高速道路での追い越しなど、高動力性能が必要となるシーンでは、圧縮比を下げることでノッキングを回避することで、高トルクが実現できる。この際、固定圧縮比のエンジンよりも更に低い圧縮比が設定できるため、より小さい排気量で同等の動力性能が達成することが可能となる。

表 1-1: 量産自動車用エンジン KR20DDET の諸元[50]

Engine type	Inline 4 DOHC 16V
Compression ratio	8:1-14:1
Bore (mm)	84.0
Stroke (mm)	90.1 (CR 8:1) 88.9 (CR 14:1)
Displacement (cc)	1,997 (CR 8:1) 1,970 (CR 14:1)
Intake	Turbocharged with air cooled
Fuel System	Direct and port fuel injection
Valve timing control	Int : Electric valve timing control Exh : Hydraulic valve timing control
Max.Power (kW)	200
Max.Torque (Nm)	390
Emission level	LEV III-ULEV70

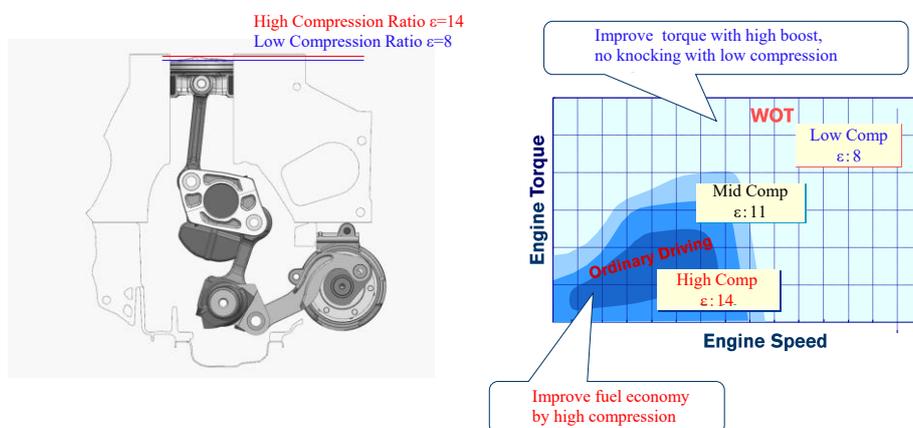


図 1-41: 運転条件に応じた圧縮比変更の例

前述のとおり、本機構の圧縮比の変更は、モーターの作動により減速機を介し、コントロールシャフト主軸部が回転することで偏心軸部に接続するC-Link 大端部中心位置が変化することで達成されるが、エンジン運転中においては、各気筒の燃焼荷重によりC-Link がエンジン上方に引っ張られ、C-Link 大端部軸受に荷重が生じることで、コントロールシャフトの主軸周りにトルク T_{cs} が発生する(図 1-42 を参照)。このため、エンジン運転中に一定の圧縮比を維持するためには、アクチュエーターを構成するモーターにおいて保持トルクを発生させる必要がある。一方で、本エンジンの可変圧縮比による燃費向上効果を最大限に引き出すため、実運転シーンではノッキングを回避可能な範囲で、できる限り高負荷まで高圧縮比を保持することが望ましい。このことから、アクチュエーターの仕様の決定するにあたり、車両搭載性や、部品のレイアウトの成立性等の制約範囲内で、十分な駆動トルクを有するモーターと、高減速比の減速機の組み合わせを選定した(図 1-43 を参照)。モーターにおけるトルク、減速機における減速比のそれぞれの特性について、低トルクと低減速比の組み合わせとして可変動弁機構用のアクチュエーターと同等の高応答速度とした場合(図 1-44 を参照)と、高トルクと高減速比の組み合わせとして低応答速度とした場合(図 1-45 を参照)について、市街地走行を想定した走行モードである LA#4 モードにおける圧縮比の挙動の比較を示す。高トルクと高減速比の組み合わせにより十分な保持トルクを確保することで、高燃費性能である高圧縮比側に保たれる期間の増加が確認できた[53][54]。

このように本エンジンでは、広い運転領域で高圧縮比を維持するため、可変圧縮比用アクチュエーターについて高トルクである一方で低応答速度の特性としている。この前提のもとに、ノッキングの回避、およびアクセルペダルと連動した良好な加速性能を実現するため、従来機構同様に点火時期制御や吸気電動可変動弁機構についても用いることで、より高応答速度の点火時期調整、空気量調整を行っている[54]。これらの高応答速度の制御は、可動対象の質量がより大きく、応答速度が低い可変圧縮比用アクチュエーターの動きを観測することを前提としている。より低応答である圧縮比変更の状態を観測の対象とすることで高応答側の制御の精度を保証し、より確実にノッキングを回避できる構図となっている。図 1-46 に本エンジン搭載車両を含む、車両毎の車両燃費性能と動力性能との関係を示す。他の車両のプロット群が示す燃費性能と動力性能とのトレードオフの関係に対し、本エンジンは両性能共に良好な値となることが確認できた[50][51][52]。また、一般的に冷間始動時において問題となる HC 等の排ガス量の増大について、可変圧縮比の機能を利用した対応を行った。本エンジンでは、低圧縮比として点火時期を進角させることで、図 1-47 に示すとおりシリンダの温度をより高温とすることができる。これに加えて、低圧縮比により S/V_c の値(1.2.3 参照)が小さくなることで、図 1-48 に示すとおり高圧縮比時と比較して HC 排出量を改善することができる。結果として、高圧縮比に固定した場合と比較して HC 排出量を半減できることが確認できた[51]。

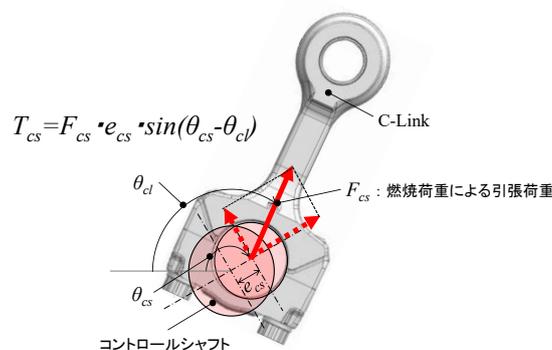


図 1-42:C-Link 大端部軸受の荷重により生じるコントロールシャフトのトルク

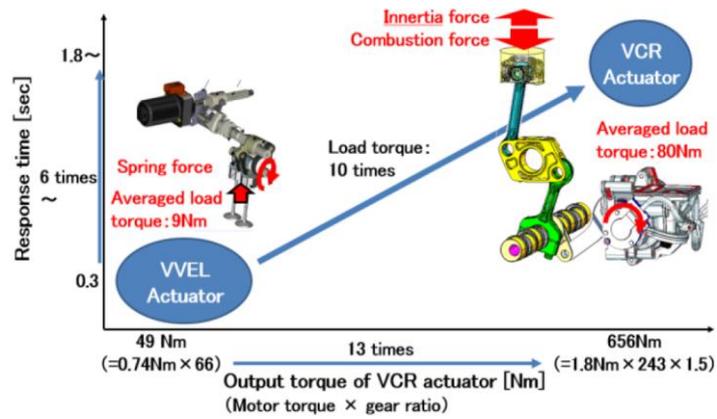


図 1-43: アクチュエーターのトルクと応答速度との関係[53]

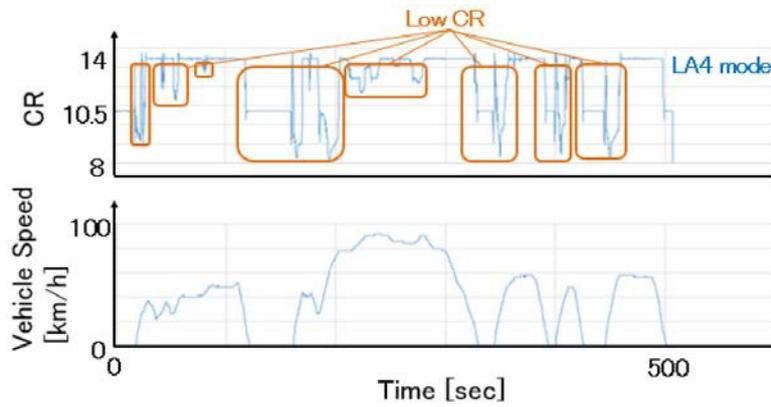


図 1-44: 低トルクモーター，低減速比減速機とした場合の実走行モードにおける圧縮比の推移[53]

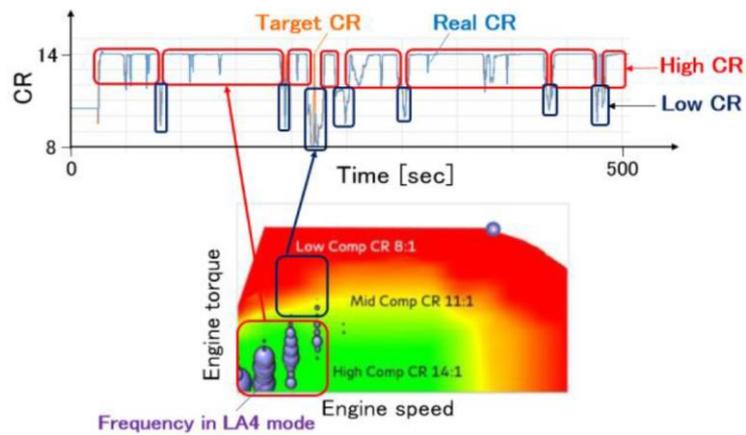


図 1-45: 高トルクモーター，高減速比減速機とした場合の実走行モードにおける圧縮比の推移[53]

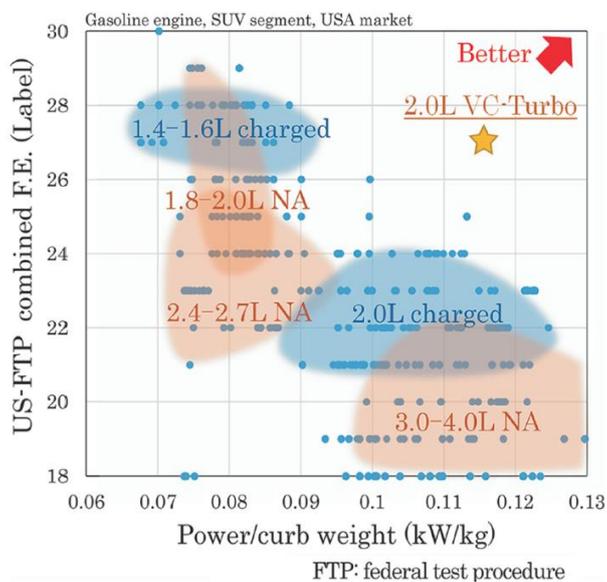


図 1-46: 実車両における燃費性能と動力性能との関係[51]

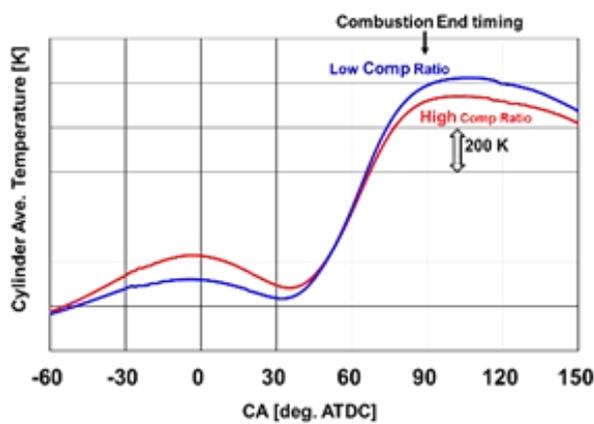


図 1-47: 燃焼後のシリンダ内温度の推移[51]

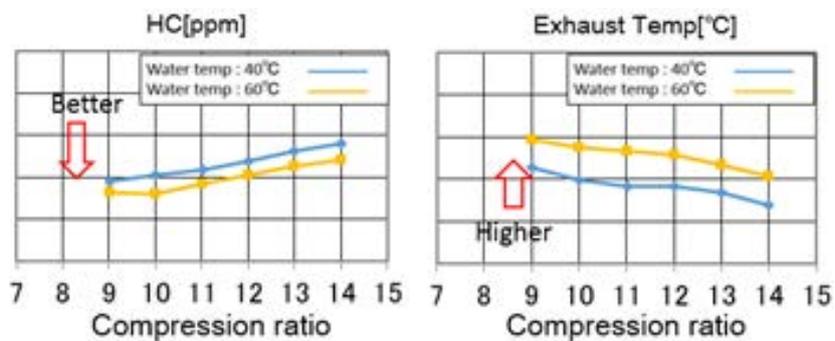


図 1-48: 低圧縮比を用いることによる HC 排出量の改善[51]

1.4.5 可変圧縮比による代替燃料への対応

近年、カーボンニュートラルの実現に向けた世界的な取り組みが進められており、エンジンにおいても化石燃料に代わる代替燃料の利用の拡大が提案されている。

この中でも、ガソリンに代わりオートサイクルに用いられる代替燃料として、バイオエタノールと e-fuel が挙げられる [55][56]。バイオエタノールは、植物に含まれる糖分を微生物により発酵させ、それを蒸留することで生成されるエタノールを利用したものである。原料となる生物の成長過程で、光合成の際に大気中からの CO₂ の吸収をともなうため、生産から消費までの全期間を前提とした場合、CO₂ の削減に寄与することができる。e-fuel は、CO₂ と H₂ の合成により生成される合成燃料である。e-fuel についても、H₂ について再生エネルギーを由来とするものを利用することで、やはり CO₂ の削減に寄与することができる。このように、エンジンにおけるカーボンニュートラルの実現の手段は、気体燃料である水素燃料の利用も含めて複数想定されており、今後展開されるインフラの中で、複数の代替燃料が並立していくことも想定される。

一方で、これらの代替燃料は、燃え難さを示すオクタン価が燃料毎に異なり、結果として最大熱効率を得られる圧縮比がそれぞれで異なる。このため、それぞれの燃料で良好な燃費性能を得るためには、燃料毎に圧縮比の異なるエンジンを用意する必要がある。

ここで、本研究で取り上げる可変圧縮比エンジンは、連続的な可変圧縮比が可能であり、任意の圧縮比を選択できる機能を有している。このため、圧縮比が固定である従来機構のエンジンと比べて、複数の代替燃料での最大熱効率の実現がより容易であると考えられる。また近年、ハイブリッドシステムやレンジエクステンダーなどの電動化技術の適用の増加もあり、エンジンとして定点運転条件における高熱効率が求められる傾向にある。この際に複数の代替燃料への対応を想定した場合、可変圧縮比を用いることで、より弾力的に高熱効率を発揮することができると考えられる。

1.5 6節可調整ピストン・クランク機構の副次的利点

6節可調整ピストン・クランク機構の有する力学的特質により、主機能である可変圧縮比のみならず、エンジン静粛性、機械損失に関してもメリットを得ることができる。エンジン静粛性に関するメリットとして、直列4気筒の構成におけるエンジン上下方向振動の低減[12][42][57]、およびトルク変動の低減[42]が挙げられる。一方の機械損失に関するメリットとして、ピストン側圧に起因する摩擦損失の低減が挙げられる[12][57][58]。

1.5.1 エンジン上下方向振動の低減

直列4気筒エンジンにおいては、ピストン、コネクティングロッドの往復慣性力の不釣り合いにより生じる不平衡慣性力について回転2次成分が支配的となり、これがエンジン上下方向振動の原因となる。図1-49の(a)に従来のピストン・クランク機構におけるクランク角度に対するピストンの位置の推移を示す。図中では、ピストンの位置の推移の片振幅値を1として示している。細線に示す正弦波に対し、ずれが生じており、正弦波に対し上死点付近では速度が高速に、下死点付近では低速になっている[5]。図1-49の(b)に、ピストンの位置の推移の二階微分値に相当する加速度を示す。加速度値は正弦波の片振幅値を1とした時の相対値として表した。正弦波と比べ、速度が高速となる上死点付近では加速度の絶対値が増大し、低速となる下死点付近では減少している。直列4気筒エンジンではクランクピンが180 deg 毎に配置されており、1番気筒、4番気筒に対し、2番気筒、3番気筒は逆相に配置される。このため、エンジン全体として見ると、1番気筒、4番気筒と2番気筒、3番気筒とでクランクピンに対し互いに逆方向のピストン、コネクティングロッドの往復慣性力が作用するため、並進力において相殺の関係となるが、上死点付近と下死点付近とでピストンの加速度の絶対値が異なるため、この差分が回転2次成分として残り、不平衡慣性力の原因となる。この不平衡慣性力の合力 F_{ui} は式(1-4)[5]に、また、式(1-4)中のコネクティングロッドの連棹比 λ は式(1-5)[5]に表すことができる。

$$F_{ui} = 4\lambda mL_{cr}\omega^2 \quad (1-4)$$

$$\lambda = \frac{L_{cr}}{L_{con}} \quad (1-5)$$

ここで、 m は往復慣性質量、 L_{cr} はクランク半径、 ω はクランク軸角速度、 L_{con} はコネクティングロッド長さである。直列4気筒エンジンにおいて、この不平衡慣性力はエンジン上下方向振動を引き起こし、エンジン振動、騒音を悪化させる原因となる。これを抑制するため、近年、特に不平衡慣性力が増大する傾向にある大型の直列4気筒エンジンにおいては、2次バランサーを装着することが一般的となっている。一方、6節可調整ピストン・クランク機構におけるピストンの位置の推移を図1-50の(a)に、加速度を図1-50の(b)に示す。従来機構同様、ピストンの位置の推移と加速度値について正弦波の片振幅値を1とした時の相対値として表した。6節可調整ピストン・クランク機構は6節のリンク

で構成されるため、機構を構成する各リンク長さを変数として調整することで、ピストンの位置の推移を正弦波に近づけることができる[12][42][43][57]。図 1-51 に、ピストン・クランク機構と 6 節可調整ピストン・クランク機構におけるピストン加速度の 1 次成分、2 次成分についての比較を示す。6 節可調整ピストン・クランク機構においては、2 次成分が低減していることが確認できた。この特性により 6 節可調整ピストン・クランク機構では、従来機構で問題となる不平衡慣性力を、2 次バランサーを用いることなく抑制することが可能となる。

また図 1-52 に、本機構の最低圧縮比時と最高圧縮比時、および従来機構における、それぞれのピストン位置の推移の比較を示す。最低圧縮比時と最高圧縮比時とで生じる差異は、従来機構のピストン位置の推移と比べて有意に小さいことが確認できた(ピストン速度についての検討は付録 D を参照のこと)。

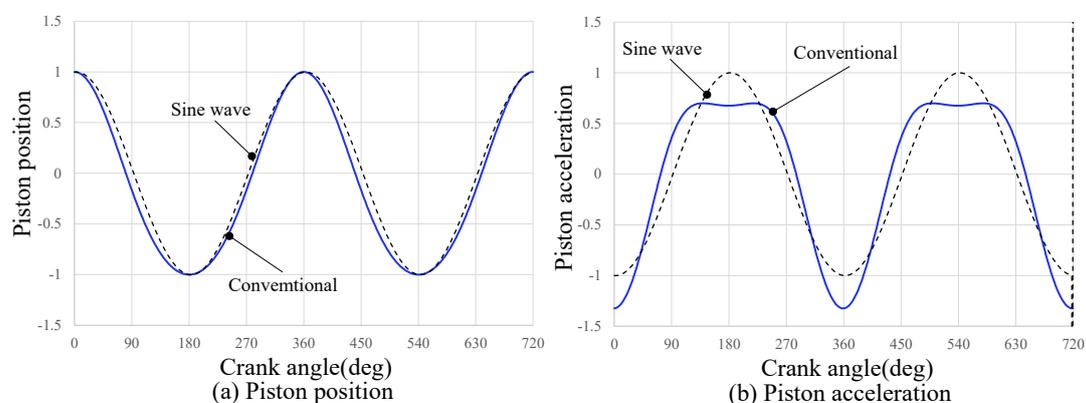


図 1-49: ピストン・クランク機構のピストンの位置の推移とピストン加速度

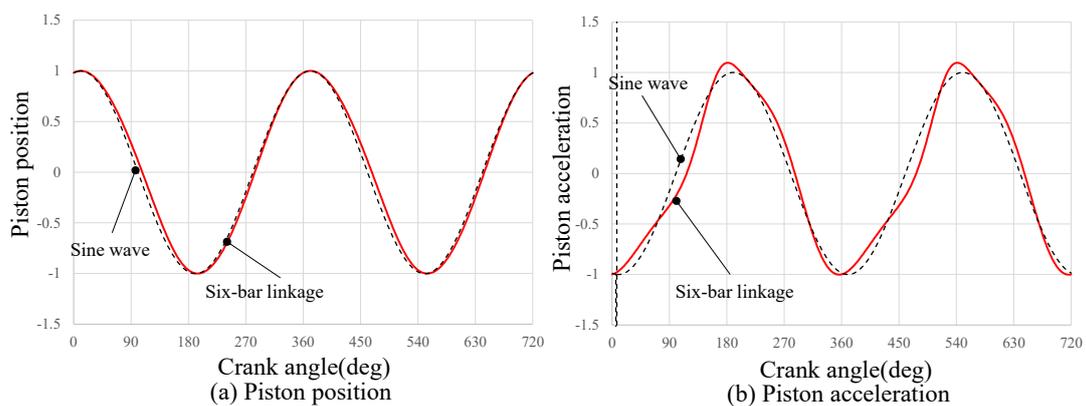


図 1-50: 6 節可調整ピストン・クランク機構のピストンの位置の推移とピストン加速度

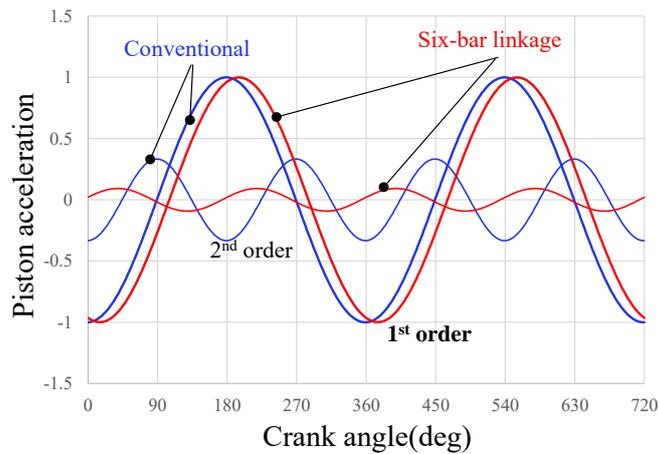


図 1-51: ピストン加速度の 1 次成分, 2 次成分についての比較

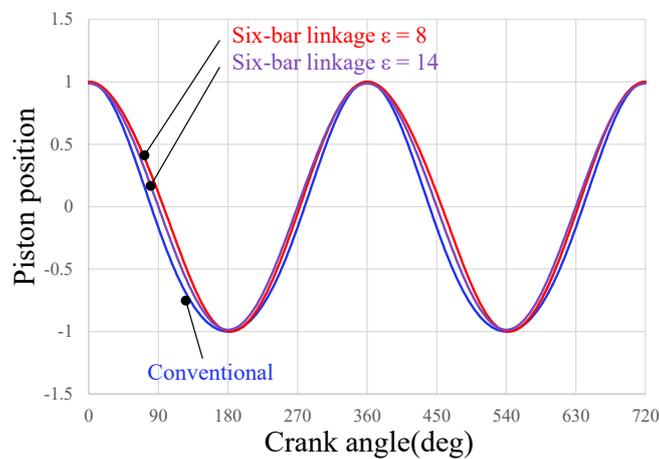


図 1-52: 圧縮比毎のピストンの位置の推移の比較

1.5.2 クランク軸に生じるトルク変動振幅値の低減

6 節可調整ピストン・クランク機構では、リンク長さの調整により前述の不平衡慣性力によるエンジン上下方向振動の低減を図る際、前述のとおりピストンの位置の推移が正弦波に近づくため、従来機構と比べてピストン上死点付近のピストン速度が低下する。一方、図 1-53 に示すとおり、ピストン上死点付近の速度が遅くなることでピストンの加速度が低下しつ、相対的に燃焼時間が長くなるため、6 節可調整ピストン・クランク機構(図中の VCR)では、ピストンの往復運動ともなう慣性力が低下しつ、従来機構(図中の Baseline)と同じトルクをより低い燃焼圧力で達成できる傾向となる。図 1-54 に、従来機構と 6 節可調整ピストン・クランク機構の単気筒あたりのトルク変動を示す。6 節可調整ピストン・クランク機構ではトルク変動振幅値がより低くなる傾向にある。トルク変動は、エンジン振動の原因となるクランク軸周りに発生する起振力となるため、振幅値が低減されることでエンジンの振動レベルを低減することができる[42]。

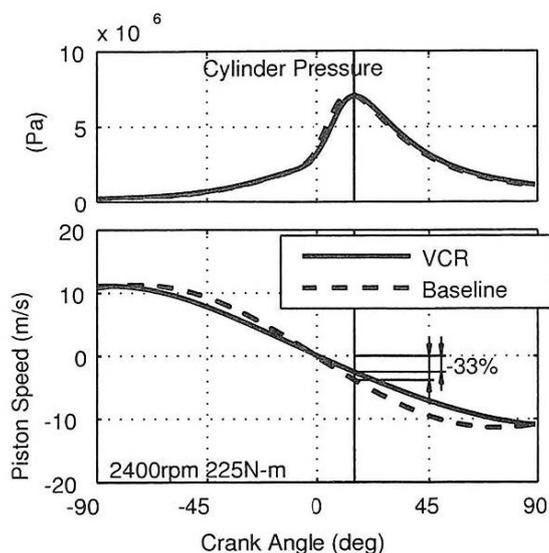


図 1-53: 筒内圧力とピストンスピードとの比較[42]

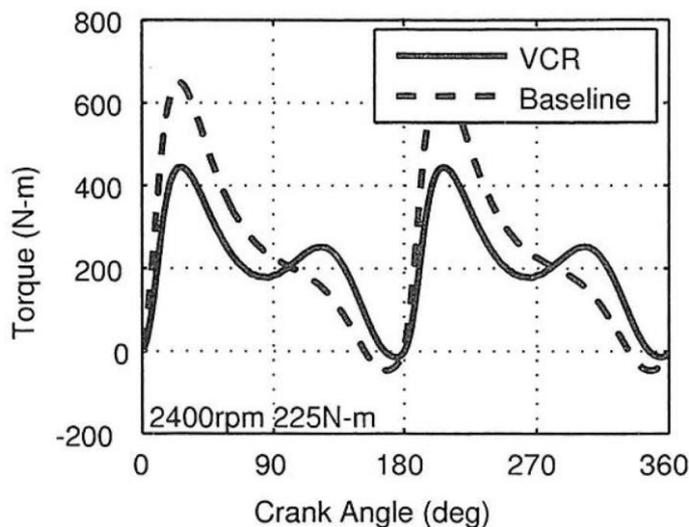


図 1-54: トルク変動の比較[42]

1.5.3 ピストン側圧に起因する摩擦損失の低減

6 節可調整ピストン・クランク機構は，クランクシャフト回転中心位置に対しシリンダボア中心軸位置が，従来機構と比べて大きくオフセットする関係にある(図 1-26 参照)．この特徴により，ピストンが燃焼荷重を受ける膨張行程，すなわち ATDC 時のピストン降下タイミングにおいてピストン直下の U-Link (従来機構エンジンのコネクティングロッドに相当) が直立姿勢を維持するため，従来機構と比較してピストン側圧が低下する．また前述のとおり，クランク角度に対するピストンの位置の推移が正弦波に近づくことでピストン上死点付近の速度が遅くなるため，膨張行程における燃焼圧荷重の影響が大きい期間のピストン速度が低下する傾向となる．ピストンの摩擦損失は一般的にピストン側圧とピストン速度の積との比例の関係にあるため，以上の要因により，図 1-55 に示すとおりピストン側圧に起因する摩擦損失は従来機構と比べて低減される[12][42][57][58]．

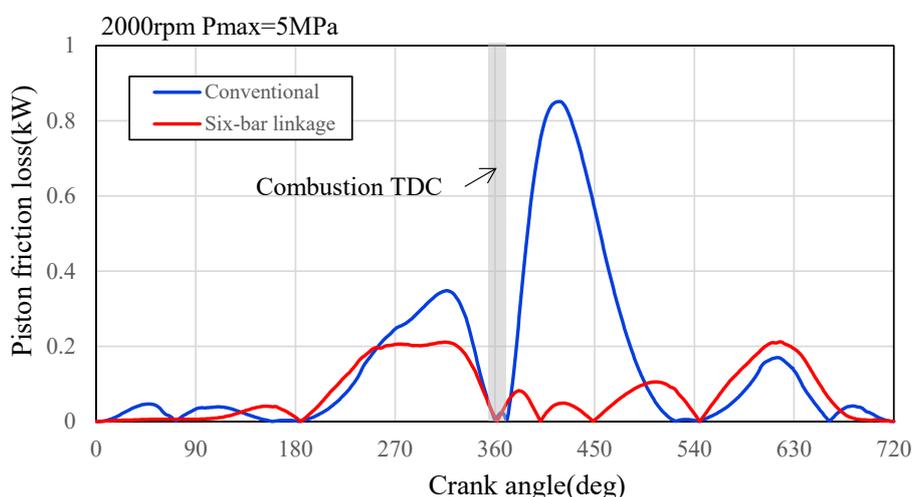


図 1-55: ピストン側圧に起因する摩擦損失の比較

1.6 6節可調整ピストン・クランク機構のてこの影響

U, C-Link の最大燃焼圧などによる入力荷重値は、従来機構のコネクティングロッドにおける入力荷重値と同等値である一方、L-Link への入力荷重値はてこの効果で増幅される。図 1-56 に示すとおり、増幅率 R_{lev} は式(1-6)により表される。

$$R_{lev} = \frac{L_2 + L_4}{L_2} \quad (1-6)$$

ここで、 L_2 は L-Link の L-Link ベアリングと C-pin ブッシュの中心間距離、 L_4 は L-Link の L-Link ベアリングと U-pin ブッシュの中心間距離である。この増幅率の値が 1.9 となる場合、最大燃焼圧発生タイミングにおける荷重値は、1.9 倍にまで増大することを示している。これは 6 節リンク機構のてこの構成により筒内圧荷重が約 2 倍となって、支点到相当するクランクピン部に印加されることによるものである。また、この約 2 倍となる荷重は、軸受からの反力としてクランクメインジャーナル部にも作用する。この対応として、一般的な方法で部品強度の確保を行うと、軸受面圧低減のための軸径増や、剛性確保のための肉厚増など部品サイズが増大する方向の対応となり、結果エンジンサイズが増大してしまう傾向にある。

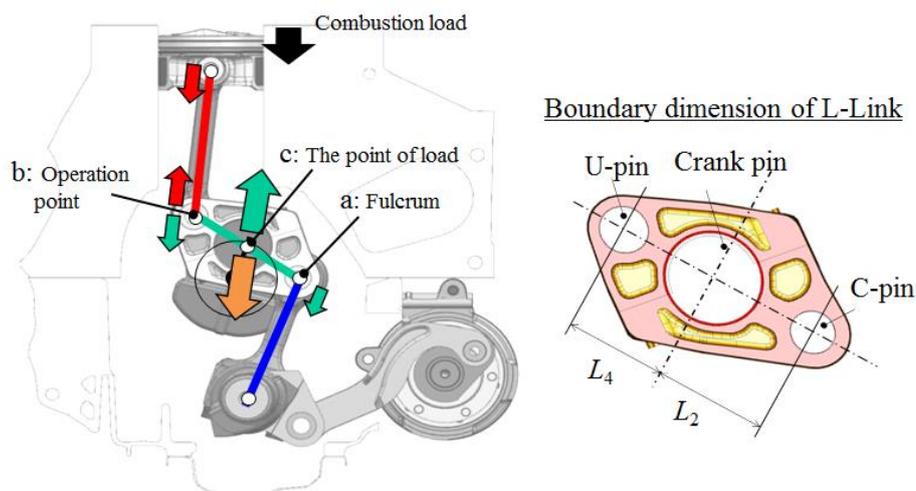


図 1-56: てこの構成による荷重の増大

1.7 リンクジオメトリがリンク機構と構成部品の成立性におよぼす影響

1.5で前述したとおり、6節可調整ピストン・クランク機構により副次的利点を得ることができ、一方でその達成度は、1.4.3で前述したリンクジオメトリによって決定される。図 1-57に、これまでの6節可調整ピストン・クランク機構に関する研究、報告で取り上げられたリンクジオメトリと、本研究で取り扱う量産型可変圧縮比エンジン用のリンクジオメトリについて示す。これまでの研究、報告では、本機構で得られる力学的特性上の副次的利点である、エンジン上下方向振動 2 次成分の低減効果について重点的に着目したリンクジオメトリとなっていた [12][42][43][57][59]。表 1-2 に示すとおり、Ver.1[12][42]、Ver.2[57][59]ともに、従来機構と比較してエンジン上下方向振動が低減されている。特に Ver.2 は、エンジン上下方向振動 2 次成分の値がほぼ 0 となるため、本機構により得られるエンジン上下方向振動 2 次成分低減についての副次的利点を最大限生かしたリンクジオメトリであるといえる。

一方で Ver.1、Ver.2 では、表 1-2 に示すとおり、第 2 章で後述するトルク変動 4 次成分の振幅値について、許容値の 1.4~2 倍程度の数値となることが分かった。トルク変動 4 次成分の振幅値はクランクシャフトの捩じり振動の入力となる成分であり、その増大はクランクシャフト、および構成部品の耐久性を損ねる原因となるため、許容値以下に収める必要がある。また、コントロールシャフトの配置位置について、クランクシャフトの配置位置に対して左右方向の寸法が増大することで、軸受荷重により本体構造系部品に生じるモーメントが増大する傾向となり、エンジン左右方向幅が増大することで車両搭載性が悪化するとともに、構造部品の耐久性についても損ねる原因となる(図 1-58 を参照)。

このように、リンクジオメトリの差異が各力学的特性、レイアウト等について相反する関係となる得失をもたらすため、リンクジオメトリの設定にあたり、各パラメータの特性を把握し、各々を満足させる必要がある。

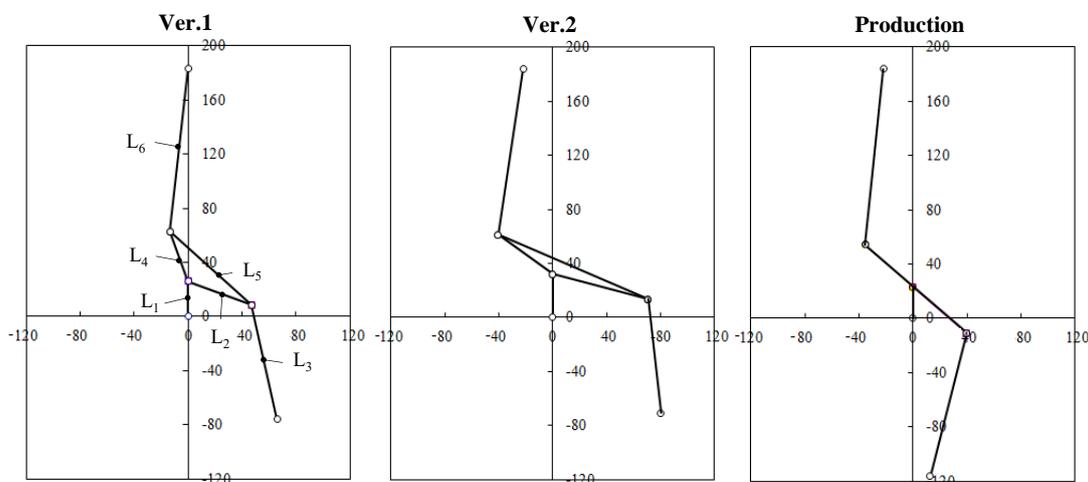


図 1-57: リンクジオメトリの凡例

表 1-2: リンクジオメトリ毎のエンジン上下方向 2 次振動, トルク変動 4 次成分の比較

	Ver.1	Ver.2	Production
Displacement (cc)	2,051	2,392	1,997
2nd order Vibration ratio to conventional engine (%)	43.2	0.4	24.3
4th order of torque fluctuation ratio to tolerance (%)※	139.0	193.3	91.7

※Engine operating condition : 6000 rpm 390 Nm

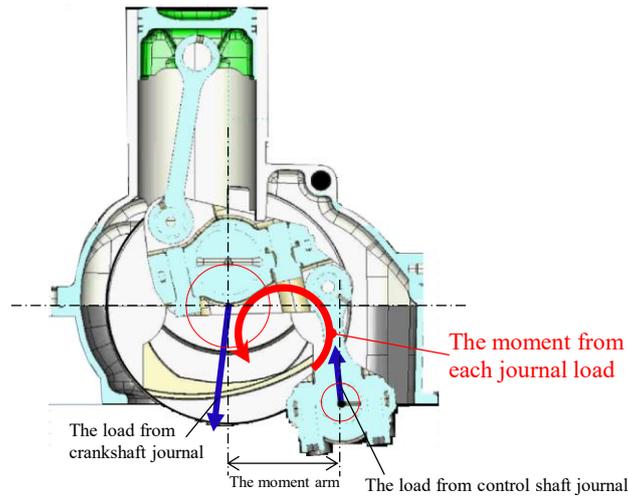


図 1-58: 軸受荷重により本体構造系部品に生じるモーメント

1.8 6節可調整ピストン・クランク機構の課題

前述のとおり、本論文で取り上げる6節可調整ピストン・クランク機構を備えた可変圧縮比エンジンは、運転条件に応じて圧縮比を変えることで、高燃費性能と高動力性能とを実現できることに加え、エンジン上下方向振動の低減、トルク変動振幅値の低減、ピストン側圧に起因する摩擦損失の低減といった、副次的利点も有することが報告されている[12][42][43][57][59]。

一方で、本エンジンの量産設計を行うにあたり、本機構の有するこの影響により増大する構成部品の入力荷重への対応、リンク間を連結する軸受部の耐久性の保証、リンク部品、リンクシステムを設計する上で必要となるリンク機構の連成挙動の把握といった、本機構特有の課題を解決することで耐久性を確保する必要がある。そこで本論文では、6節可調整ピストン・クランク機構の量産設計の成立にあたって以下の四つの課題に着目し、本論文における研究対象とした。

一つ目の課題として、1.6で述べた本機構の有するこの影響により増大する構成部品への入力荷重への対応が挙げられる。この影響により従来機構用と比較して入力荷重が増え、構成部品の耐久性を損ねる方向となる。また構成部品の一つであるクランクシャフトに着目すると、入力荷重が増える際にクランクシャフト自身の変形量が増えるだけでなく、クランクシャフトの支持部に相当するメインベアリングにおける片当たりの傾向が増大し、ベアリングの負荷容量を損ねる方向となる。増大する荷重への一般的な対応策として軸径の増大が挙げられるが、部品サイズの増大はエンジンサイズの増大につながり、また摩擦損失の悪化の原因ともなる。クランクシャフトの軸部で発生する摩擦損失は、一般的に自動車用ガソリンエンジンの摩擦損失全体の2割から3割弱におよぶことから、軸径の増大は燃費性能の低下に直結し、可変圧縮比を用いることによる燃費性能向上効果を損ねる方向となるため、特に6節可調整ピストン・クランク機構では、この得失に着目した設計が必要となる。これまでの本機構に関する研究、報告では、可変圧縮比を実現する機構の構成や、機能、性能の向上については言及されているが、この影響を考慮したクランクシャフト、およびメインベアリングの耐久性について検討がなされていない[12][42][43][57][59]。また、従来機構におけるメインベアリングの軸受機能を対象とした報告は多く見られるものの[60][61][62]、荷重の増大とクランクシャフトの剛性の向上を同時に考慮し、検討されたものはない。このため、今回、この課題を研究対象とした。

二つ目の課題として、本機構を成立させるための多目的最適化を考慮した設計手法の確立が挙げられる。1.6.2で述べたコントロールシャフトの配置位置を含めたリンクジオメトリの設定は、1.7で前述したとおり、レイアウトのみならず、機構系と各構成部品の力学的特性にも影響を与える。これまでの本機構に関する研究、報告において取り扱われたリンクジオメトリは、本機構で得られる力学的特性上の副次的利点である、エンジン上下方向振動2次成分の低減効果について重点的に着目したものとなっており、この効果の最大化を目標としたものとなっていた[12][42][43][57][59]。一方で、エンジン上下方向振動2次成分の低減効果に特化したリンクジオメトリすることで、第2章で後述する、クランクシャフトの捩じり挙動の入力となるトルク変動4次成分が却って増大し、構成部品の耐久性を損ねる傾向となる。これまでの研究、報告では、トルク

変動 4 次成分, およびトルク変動 4 次成分がクランクシャフト等の構成部品の強度に与える影響について着目したものは無く, この着目が無い状態で耐久性を確保するためには, クランクシャフトの軸径を増大させて, エンジンのサイズや摩擦損失を増大させつつ強度の向上を図るか, もしくはエンジン回転数, エンジントルクを下げざるを得ず, 結果的に本機構による燃費性能, 動力性能の向上効果に限界をもたらす状況となっていた. この事例のように, リンクジオメトリの設定の差異が, 機構系と各構成部品群の設計パラメータである, 各力学的特性, レイアウト等についての得失をもたらすため, 本機構を設定するにあたり多目的最適化を考慮した設計手法が必要となるが, これまでこの課題に着目した研究がなされていないため, この課題を研究対象とした.

三つ目の課題は, クランクシャフトの軸受, およびリンク同士の連結部に相当する軸受に関する課題である. 6 節可調整ピストン・クランク機構では, 図 1-56 に示すこの構成により, クランクシャフトの軸受である L-Link ベアリング, メインベアリングについて入力荷重が増大する傾向にある. これにともない, 軸受の耐久性の確保のため負荷容量を向上させる必要があるが, 二つ目に挙げた課題と同様に, 部品サイズを増大, 摩擦損失の悪化の原因との得失に着目した設計が必要となる. またリンク同士の連結部に相当する揺動軸受に着目すると, 従来機構用軸受と同様にいずれもすべり軸受で構成されており, 比較的簡素な構造で高荷重に対応する耐久性が期待できる一方で, リンク部品のサイズを増大させることのない, 細軸径を前提とした負荷容量の確保, および摺動面におけるエンジンオイルの確保が必要となる. 特に後者については, 本揺動軸受群は, 固定部品を介さないリンク部品同士の連結部であるため, シリンダブロックのメインギャラリからの油経路を設定しやすい従来機構用のメインベアリング, コネクティングロッドベアリングと比較して, エンジンオイルの摺動面への導入が難しいことへの対応が課題となる. これまでの本機構に関する研究, 報告において, 前述のような本機構の力学的特性, および構造の特徴を踏まえた軸受の設計について言及したものは見られないため, 今回, この課題を研究対象とした.

四つ目の課題はリンク機構の連成挙動に関する課題である. 本機構の各リンク部品の軸受間の寸法によって決定されるリンクジオメトリ, および構成部品毎の質量特性は, 6 節可調整ピストン・クランク機構を構成する個々のリンク部品自身の力学的特性にも影響を与える. この幾何学的な影響に加えクランクシャフト等の構成部品の弾性挙動が, 接続するリンク機構の構成部品の挙動に影響を与える関係にあり, 更なる荷重の増大, それにともなう部品の耐久性低下や音振性能の悪化を引き起こす原因となる. このように, 6 節可調整ピストン・クランク機構でリンクジオメトリを設定する際, 構成部品の連成挙動の影響についても考慮することが必要となる. 現状, 従来のピストン・クランク機構を前提として, マルチボディダイナミクス解析を利用することで連成挙動について検討された事例は多く見られるが[63][64][65][66][67][68], 本機構のように, 従来機構と比べて節の数が多く, 連成挙動の影響がより大きいと考えられる 6 節リンク機構を前提として検討されたものは見られないため, 今回, この課題を研究対象とした.

1.9 本研究の目的と内容

以上を踏まえ、本論文では、低燃費、高動力性能の両立が可能となる自動車用可変圧縮比エンジンについて、エンジンの構成要素の中でも重要なシステムである6節可調整ピストン・クランク機構、およびそれを構成する要素部品の、従来のピストン・クランク機構とは異なる力学的特性について、動解析、実測により確認、検証を行うことでそのメリット、デメリットの双方を含む特質を抽出し、この特質を踏まえた設計手法を明らかにすることを目的とした。

本論文の構成を以下に示す。

第1章では、運転シーンに応じ圧縮比を使い分けることで、低燃費、高動力性能の相反する要素の両立を高次元で実現できる可変圧縮比機能を有する本可変圧縮比エンジンについて、主機能である圧縮比の変更機能、および静粛性や摩擦損失の抑制といったユニークな付加価値とともに本機構が有する課題について述べた上で、本研究の目的と本論文の構成について示した。

第2章では、6節可調整ピストン・クランク機構を構成する要の部品の一つであるクランクシャフトについて着目する。6節可調整ピストン・クランク機構のこの構成により、本機構用クランクシャフトは従来機構用クランクシャフトとは特徴の異なる力学的特性を有することとなり、この力学的特性が本機構を成立させる上で重要な役割を果たすことを示す。本章ではクランクシャフト単体での力学的特性と、マルチボディダイナミクス解析を用いたクランクシャフトを含む本機構の系全体の動特性とを解析し、その結果を実機測定結果と照らし合わせることで、6節可調整ピストン・クランク機構のクランクシャフトの特有の力学的特性によって得られる軸受負荷容量の増大の効果について検証を行う。また、コントロールシャフトの配置位置を含めたリンクジオメトリの設定が、レイアウトのみならず、第2章の前半で着目するクランクシャフトを含む機構系と各構成部品の力学的特性にも影響を与えることを例にとり、本機構を設計するにあたり有用な設計手法となりうる、多目的最適化を考慮した設計手法の必要性について示す。

第3章では、6節可調整ピストン・クランク機構を成立させる上で重要な機能部品である、リンク間を繋ぎ合わせる役目を担う軸受要素について着目する。それぞれの軸受における独特の荷重、摺動特性、およびエンジンオイルの供給を考慮し、本機構が有する付加価値を損ねることなく機能信頼性を確保を図ったことについて述べる。この効果について、弾性変形を考慮した流体潤滑解析であるEHL解析の結果と実機測定結果を照らし合わせることで検証を行う。

第4章では、機構を構成する部品の弾性挙動が、接続する他の構成部品の弾性挙動に与える影響に着目する。6節可調整ピストン・クランク機構を構成する個々のリンク部品の力学的特性は、本機構の各リンク部品の軸受間の寸法によって決定されるリンクジオメトリと、接続するリン

ク機構の構成部品の弾性挙動により影響を受ける。本章ではマルチボディダイナミクス解析を実施し、実機測定結果と照らし合わせることで連成挙動の検証を行い、リンクジオメトリ、構成部品の設計の指針を示す。

第5章では、本論文で得られた結果を総括する。

第2章 動的挙動解析を活用した可変圧縮比エンジン用

6節可調整ピストン・クランク機構の開発

2.1 緒言

前章では、可変圧縮比を実現する6節可調整ピストン・クランク機構の構成、動作、および機構により得られる副次的利点について述べた。また機構が有するこの構成が、部品への入力荷重を増幅する特質についても取り上げた。本章でははじめに、6節可調整ピストン・クランク機構を成立させる上で重要な部品であるクランクシャフトに着目する。6節可調整ピストン・クランク機構にてこの構成がクランクシャフトへの荷重を約2倍に増大させる一方で、ピストンストローク量についても増幅させることで、クランク半径は約0.5倍に短縮されるが、これにより得られた高剛性、小変形の特質を利用することで、6節可調整ピストン・クランク機構を成立させることができたことについて述べる。クランクシャフトの力学的特性の把握にあたっては、クランクシャフト単体についての検討に加え、リンク系部品、軸受部を含む機構系全体を対象としたマルチボディダイナミクス解析を実施し、本機構用の高剛性クランクシャフトの特徴的な力学的特性が、機構系の中で有効に機能していることを実機確認も交えて検証を行う。

一方で、リンクの長さやリンク同士の幾何学的関係、および質量特性により構成されるリンクジオメトリに目を移すと、コントロールシャフトの配置位置を含めたリンクジオメトリの設定は、エンジンのサイズに影響する構成部品のレイアウトに加え、クランクシャフトを含む、機構系と各構成部品の力学的特性にも影響をおよぼす。本章ではその事例として、リンクジオメトリがクランクシャフトの捩じり振動の入力となるトルク変動4次成分に与える影響についてメカニズムの分析を行うことで、リンクジオメトリが力学的特性におよぼす影響について検証を行う。また、この検証で得られた結果を踏まえ、本機構を設計するにあたり必要な着目となる、多目的最適化を考慮した設計の必要性について述べる。

2.2 6節可調整ピストン・クランク機構用クランクシャフトの課題

車両への搭載性確保などの観点から、6節可調整ピストン・クランク機構を有するエンジンにおいても、従来機構エンジン同等のサイズに留める必要がある。一方で、前章で取り上げた6節可調整ピストン・クランク機構の特徴である“てこ”の構成により、クランクシャフトへの入力荷重が従来のピストン・クランク機構と比較し、およそ2倍に増加してしまう。このことへの対応として、一般的な方法で部品強度の確保を行うと、部品サイズが増大する方向となり、結果エンジンサイズが増大してしまう傾向にある。そこで本機構の実用化にあたっては、エンジンサイズを増大させずに、2倍となった入力荷重に対応するという困難な課題の解決が必要となる。

2.3 細軸径高剛性クランクシャフトの設計

2.3.1 6節可調整ピストン・クランク機構用クランクシャフトの特徴

従来機構ではピストンストローク量とクランク半径とでほぼ1:1の関係となる。この前提の下に燃費性能向上の有効な手段となるロングストローク化を行う場合、クランク半径を伸ばすことで対応することとなるが、この際、クランク曲げ剛性低下にともなうクランクシャフトの口開き変形量（図 2-1 に示す、クランクピンへの荷重による変形にともなう、a-b 間距離の拡大量）の増大が問題となる。

口開き変形量の増大は、クランク軸のクランクウェブとの接続部における応力の増大のみならず、軸受部の焼付きの原因となる片当たり、およびエンジンの振動騒音の悪化についても引き起こす原因となるため、これを防止するために軸径増大による剛性維持を行うのが一般的な対応である（図 2-1 を参照）。一方、軸径増大は摩擦損失の増加のみならず、図 2-2 に示すコネクティングロッドのサイズの肥大にともなうエンジンサイズ増大の原因ともなり、車両搭載時の妨げとなるため、ロングストローク化に対し大きな制約を与える要因となってしまう。

今回、6節可調整ピストン・クランク機構の開発にあたり、この従来機構の有する欠点を解決することを目的の一つとした。6節可調整ピストン・クランク機構は、構成が有するこの効果により、ピストンストローク量を増幅させる効果を持つ。その効果を図 2-3 に示す。この増幅率の値は、前章の図 1-56 に示すL-Link の寸法値であるL2, L4 値、および、支点、力点、作用点が a, b, c に対応することから、 $(L2+L4)/L2$ (式(1-6))と定義できる。以上からクランク半径とピストンストローク量との関係は、6節可調整ピストン・クランク機構の採用により、従来機構に対し大幅にクランク半径を縮小することができることを示している。ピストンストローク量と口開き剛性との関係について図 2-4 に示す。口開き剛性は、クランクピンにクランク半径方向に入力される荷重を、その際に生じる a-b 間距離の変形による拡大量で除した値であり、クランクシャフトの曲げ剛性を示す代表的な指標となる。今回、ピストンストローク量 90.1 mm を例にとると、クランク半径を従来機構比で約半減(23.33mm←45.05mm)することで、口開き剛性を3倍程度までに向上させることができることを示している。

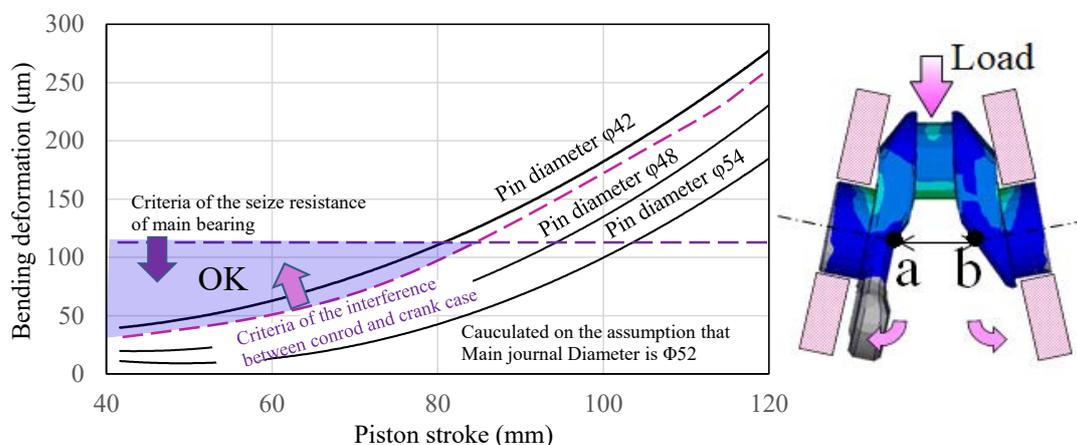


図 2-1: クランクシャフトピン径の増大の制約

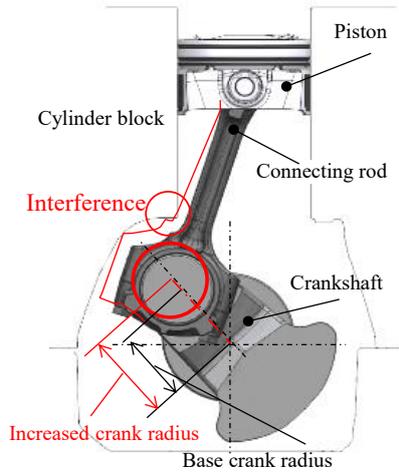


図 2-2: クランク半径増大にともなうコネクティングロッドとクランクケースとの干渉

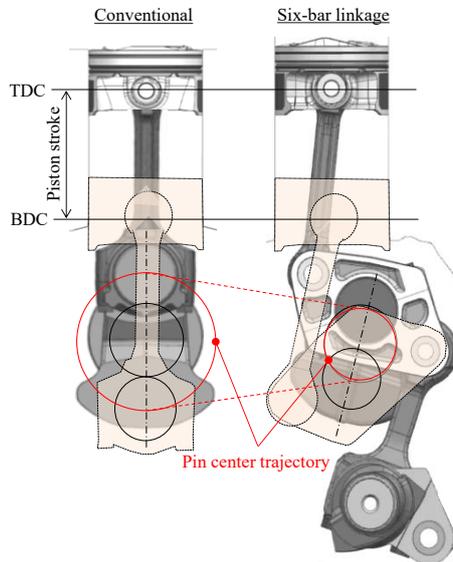


図 2-3: てこの構成によるピストンストローク量の増大

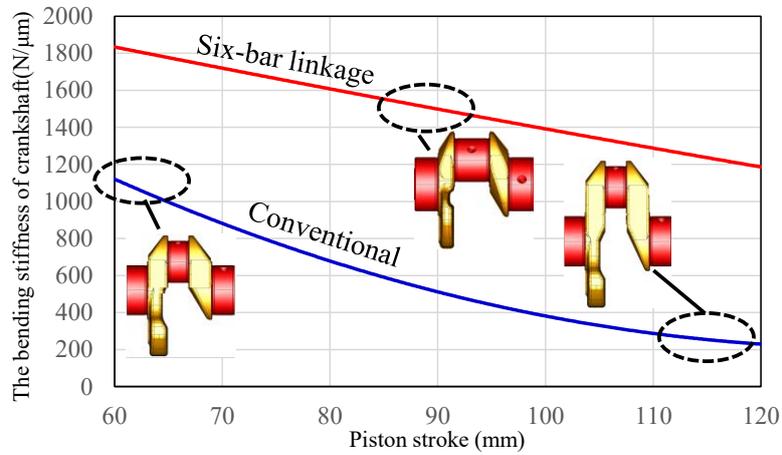


図 2-4: ピストンストローク量とクランク口開き剛性との関係

2.3.2 6 節可調整ピストン・クランク機構用クランクシャフトの入力荷重の特徴

U, C-Link の最大燃焼圧などによる入力荷重値は、従来機構のconnecting rod における入力荷重値と同等値である一方、L-Link への入力荷重値は、2.3.1 にて述べたピストンストローク量同様にてこの効果で増幅され、その増幅値は $(L2+L4)/L2$ 倍となる。この $(L2+L4)/L2$ の値が 1.9 となる場合、最大燃焼圧発生タイミングにおける荷重値は、1.9 倍にまで増大することを示している。これは機構にてこの構成により筒内圧荷重が約 2 倍となって、支点到に相当するクランクピン部に印加されることによるものである(図 2-5 参照)。

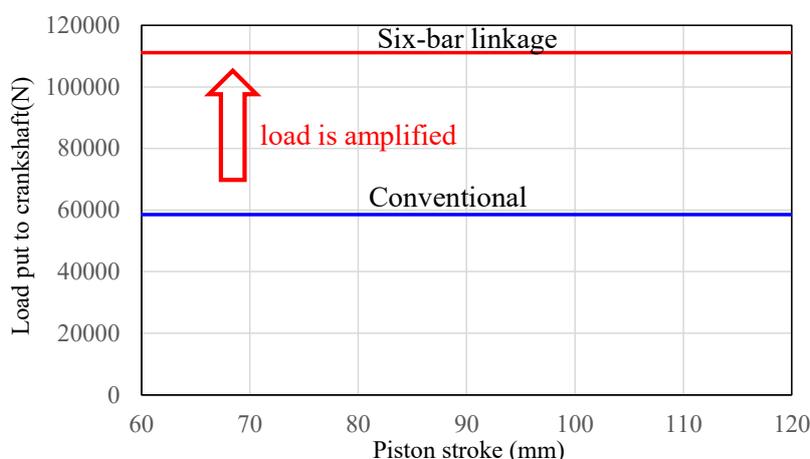


図 2-5: ピストンストローク量とクランクピン荷重との関係

2.3.3 6 節可調整ピストン・クランク機構によるクランクシャフトの変形量の低減効果の分析

2.3.2 で述べたとおり 6 節可調整ピストン・クランク機構用クランクシャフトは従来機構用クランクシャフトと比較して入力荷重が増大する一方で、2.3.1 で示したとおり、口開き剛性を向上させるメリットを持つ。両者の影響を勘案すると、結果的に従来機構用クランクシャフトと比較して口開き変形量を低減することができる。この関係を図 2-6 に示す。ここで示す 6 節可調整ピストン・クランク機構を前提にロングストローク化を行う際に、クランク剛性の向上する比率が入力荷重が増大する比率を上回る特徴は、機構の構成部品サイズの肥大化を抑え、本機構を成立させるための契機となった。図 2-7 にクランクピン - メインジャーナル間のオーバーラップ部断面積と口開き変形量との関係について、図 2-8 にシャフトの外観、軸径諸元について 6 節可調整ピストン・クランク機構用クランクシャフトと従来機構用クランクシャフトとの比較をそれぞれ示す。6 節可調整ピストン・クランク機構用クランクシャフトは従来機構用クランクシャフトと比較してオーバーラップ部断面積をより大きく確保しているためより高剛性となり、結果的に口開き変形量が低減されている。

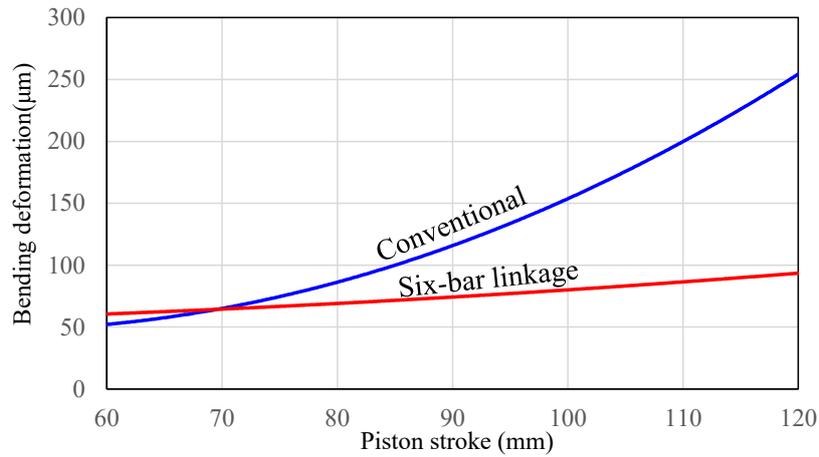


図 2-6: ピストンストローク量とクランク口開き変形量との関係

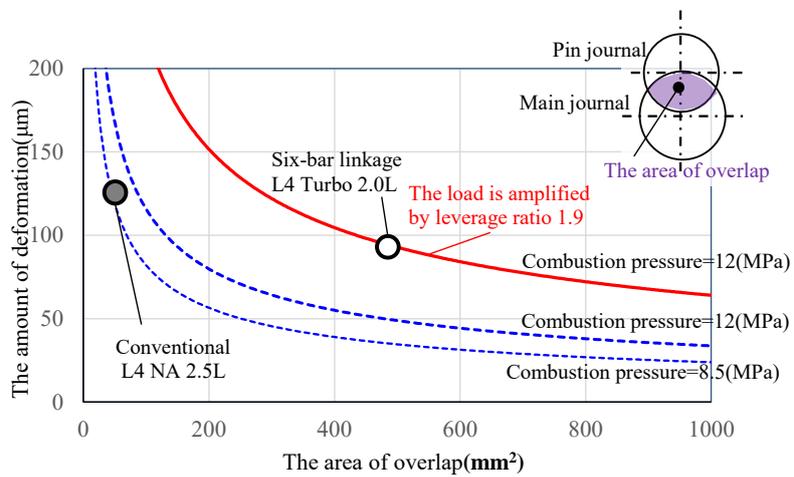


図 2-7: クランク口開き変形量とクランクオーバーラップ量との関係

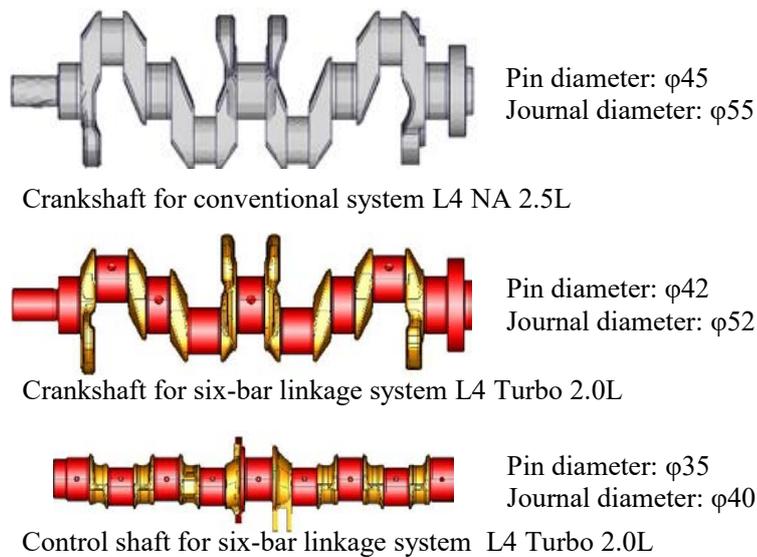


図 2-8: シャフト部品の軸径の比較

2.3.4 シャフト高剛性化による軸受片当たりの改善の検討

前項までに述べた、本機構によるクランクシャフト口開き変形量低減の効果を検討するため、6 節可調整ピストン・クランク機構、および従来機構を対象として、EHL 解析によるメインベアリングの耐久性の検討をおこなった。連成挙動の影響については AVL 社のエンジン用マルチボディダイナミクス解析ツールである EXCITE™ Power Unit を用いて導出し、得られた荷重を EHL 解析の荷重として導入することで、軸受部の圧力、油膜厚さの計算を行った。この際、EHL 解析は摺動部の粗さを考慮した混合 EHL 解析として実施した [69][70]。計算の前提条件は、4 気筒エンジンにおいて高回転時に慣性力が増大する 3 番メインベアリングを対象とし、エンジン回転数 5600 rpm、全負荷の条件を前提として計算を実施した。また計算に用いた軸受摺動面の形状は、摺動によるなじみが生じる前の形状とした。

EHL 解析時の軸受の諸元、および摺動速度などの計算条件を表 2-1 に、それぞれのエンジンのクランク角度に対する荷重値を図 2-9 に、焼付きの指標となる局所面圧値の分布について図 2-10 に、油膜厚さの分布について図 2-11 に、クランク角度に対する最小油膜厚さ、および膜厚比 $A=3$ (最小油膜厚さを粗さの標準偏差で除した値 A について、粗さの突起間の干渉が起り始める値) との関係と、分布図に対応するメインベアリングの組み込み状態における位相について図 2-12 に示す。図 2-9 のタイミング I に着目すると、従来機構に対し 6 節可調整ピストン・クランク機構は、最大荷重値が 2 倍程度に増大する関係にある。一方、片側の隣接気筒の燃焼タイミングであるタイミング II では、片当たり傾向が顕著となり、従来機構では局所面圧値が最大荷重時の 4 倍程度となる一方、シャフト口開き変形量が相対的に小さい 6 節可調整ピストン・クランク機構では、局所面圧値、最小油膜厚さが最大荷重発生時(タイミング I)と同等であることが分かった (図 2-10, 図 2-11 参照)。また図 2-12 に示す最小油膜厚さの推移に着目すると、両機構ともに膜厚比が 3 以下となる混合潤滑領域の期間が支配的である一方、6 節可調整ピストン・クランク機構では最小油膜厚さがより大きく、慣性荷重と燃焼荷重との交番が起こるタイミングで油膜が確保される傾向となる。これらの特徴により、6 節可調整ピストン・クランク機構では従来機構と比較して、最大局所面圧値増大が抑制され、最小油膜厚さについても確保される傾向となり、2.3.1~2.3.3 で述べた 6 節可調整ピストン・クランク機構におけるクランクシャフトの高剛性の効果が確認できた。また 6 節可調整ピストン・クランク機構においては、過給機を備えた、より高出力である条件においても、より小軸径の設定が可能であるといえる。

表 2-1: エンジン, およびメインベアリングの諸元

	Specifications	Six-bar linkage	Conventional	
Engine spec	Engine displacement (cc)	1997	2488	
	Turbo	With	Without	
	Max torque (N·m)	390	245	
Crankshaft journal size	Diameter of pin journal (mm)	Φ42	Φ45	
	Diameter of main journal (mm)	Φ52	Φ55	
Main bearing size	Width of main bearing (mm)	17	20	
	Circumferential direction oil groove	Both side	Upper side	
	Width of oil groove (mm)		3.15	
Other specifications about EHL	Young's modulus of crankshaft side (Gpa)		210	
	Poisson's ratio of crankshaft side		0.3	
	Young's modulus of bearing side (Gpa)		70	
	Poisson's ratio of bearing side		0.35	
	Clearance ratio of vertical direction to matching surface of bearings	0.00188		0.00178
	Dynamic viscosity of oil film (mPa·s)		2	
	Sliding velocity (m/s)	15.247		16.127
	Oil pressure at bearing end side(kPa)		100	
	Oil pressure at oil groove side(kPa)		400	

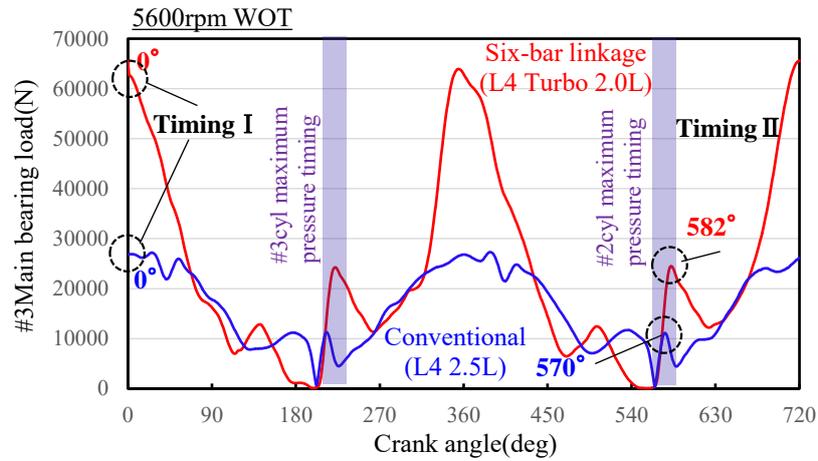


図 2-9: メインベアリング荷重の比較

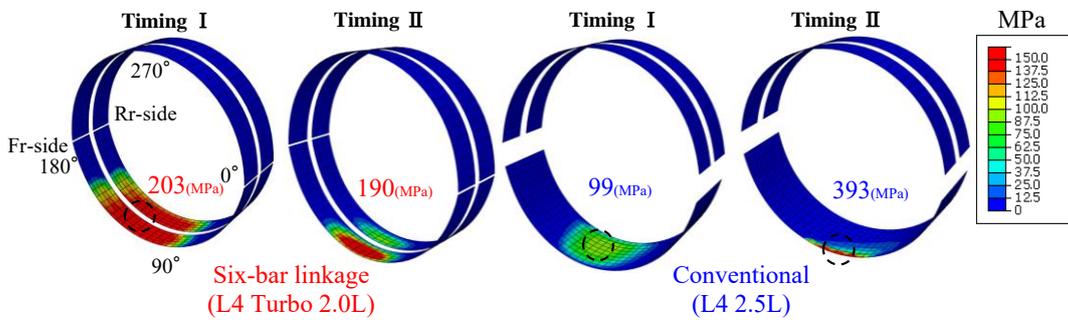


図 2-10: 最大局所面圧値の比較

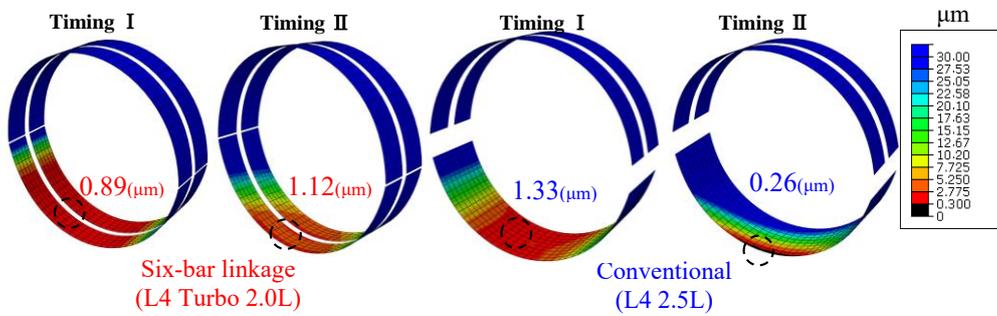


図 2-11: 最小油膜厚さの比較

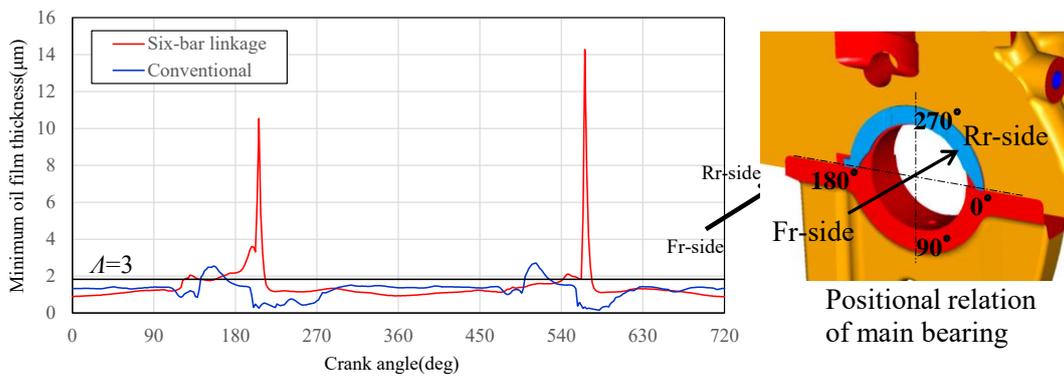


図 2-12: 最小油膜厚さの推移とメインベアリングの位置と位相

2.3.5 コントロールシャフト配置位置が力学的特性におよぼす影響の検討と分析

コントロールシャフトは、姿勢変更により圧縮比の変更を実現する本6節可調整ピストン・クランク機構特有の構成部品である(図 1-26 を参照)。コントロールシャフトの配置位置はそれ自体がエンジンサイズに影響する一方で、クランクシャフトを含めた6節可調整ピストン・クランク機構を構成する各リンク部品群の力学的特性に対して影響をおよぼす。図 2-13 に同一ピストンボア、ストローク(直列4気筒, 2.0 L)における、コントロールシャフト配置位置がそれぞれ異なる、三つの6節可調整ピストン・クランク機構のリンクジオメトリの凡例を、図 2-14 に対応するリンクジオメトリ毎の連結部の軌跡を示す。連結部に相当する図中のUピン, CピンはL-Link に圧入されており, UピンはU-Link と, CピンはC-Link と, それぞれブッシュを介して連結されている(図 1-26 を参照)。リンクジオメトリ(C)(表 1-1 に示す量産自動車用エンジンのリンクジオメトリに相当)は(A), (B)と比較して, 本機構の副次的利点であるエンジン上下方向振動2次成分の低減効果がやや目減りする反面, コントロールシャフトの配置位置がクランクシャフト直下に推移することでベアリングキャップのボルト間に収めることができ, 結果としてエンジン全幅が短縮されるため, エンジンのコンパクト化の実現により良好な車載性が確保できる。

一方で, このリンクジオメトリにおけるコントロールシャフトの配置位置は, クランクシャフトのねじれ振動を増大させる原因となるトルク変動にも影響し, 結果として, 1.5.2 で述べたエンジン振動, およびクランクシャフトの強度, 耐久性に影響を与える。このように, リンクジオメトリを変更することによりエンジンのサイズや機構系, 各構成部品の力学的特性について得失が生じるため, 本機構のリンクジオメトリを設定するにあたり, 複数の特性を許容範囲内に収めるための多目的最適化を前提とした設計が必要となる。今回, コントロールシャフトの配置位置が, クランクシャフトのねじれ振動の原因となるトルク変動におよぼす影響の事例に着目し, メカニズムの分析を行った。

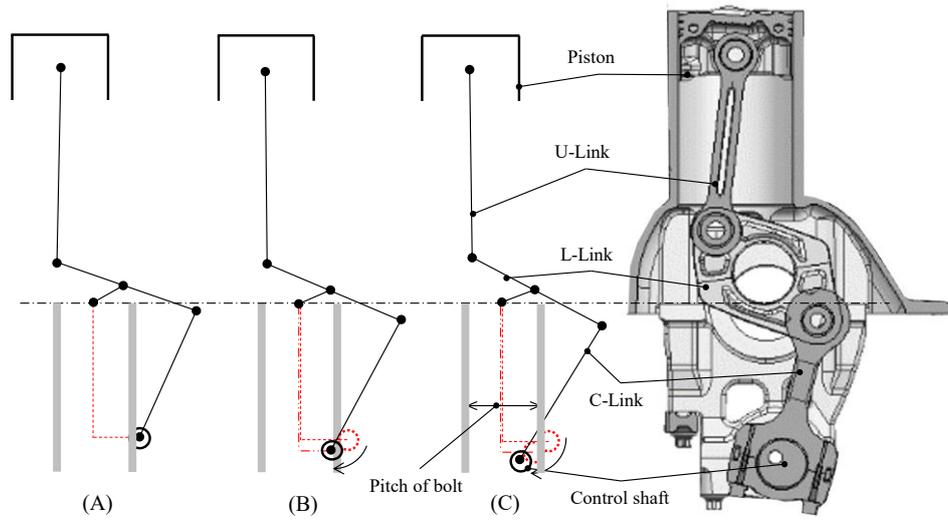


図 2-13: リンクジオメトリの比較

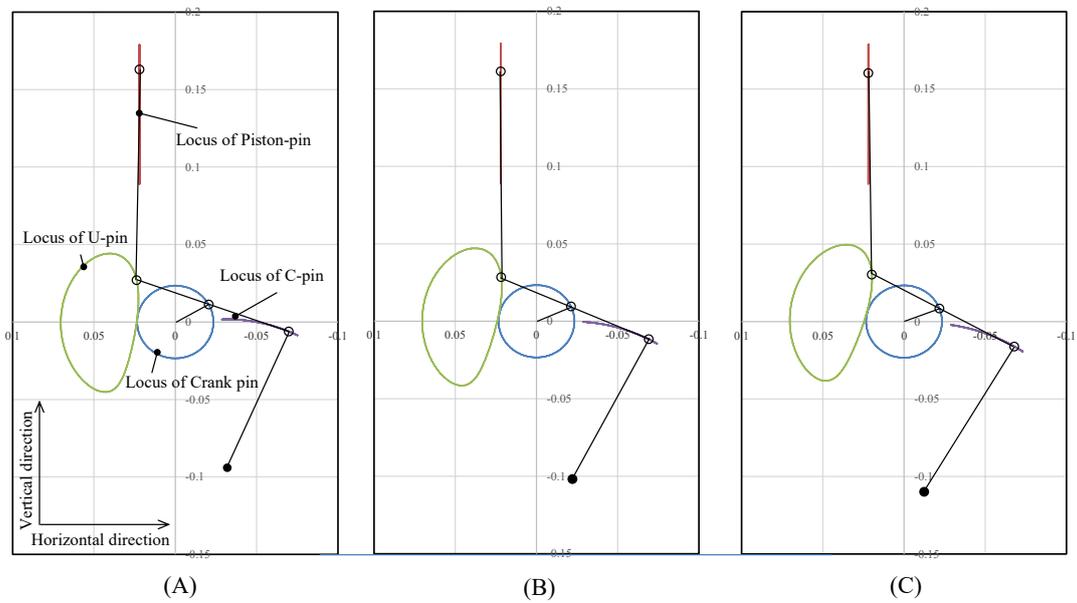


図 2-14: リンクジオメトリ毎の連結部の軌跡

1 気筒あたりのトルク変動に着目すると、燃焼荷重が最大となるタイミング付近で最大値を示し、4 サイクルエンジンでは2 回転に1 回の燃焼が発生するため、トルク変動の波形は0.5 次の波形を基調としたものとなる。一方で回転数が増大するほど、回転部品の慣性荷重の影響が大きくなり、結果として1 次成分以上の波形を基調とした慣性トルクについても増大する。結果、トルク変動の波形は、この両者を合成した波形となる。

図 2-15 に、図 2-13 で示した各リンクジオメトリについて、エンジン回転数 6000 rpm, 1 気筒あたりのトルクについて一律 95 N・m とした場合の、クランク軸周りのトルク変動について示す。クランク角度は図 1-34 の θ_{cr} に対応している。I に示す全振幅値はいずれも概ね同程度の値となるが、クランク角度 160 deg 付近と 510 deg 付近の振幅のピーク値についてリンクジオメトリ間で差が生じている。差異の要因の検討のため、トルク変動の4 次成分についても確認したところ I の 160 deg 付近、510 deg 付近の振幅の特徴と一致し、4 次成分の差によるものであることが分かった(図 2-15 の II を参照)。

直列 4 気筒エンジンにおいてクランクシャフトの捩じれ固有値は 400 Hz 程度となることから、トルク変動の4 次成分は、エンジン回転数に換算すると一般的に高回転の運転条件となる 6000 rpm 周辺においてクランクシャフトの捩れ共振を励起する入力に相当するため、本成分を低減することは耐久性確保にあたり有効な手段となる。本検討により、リンクジオメトリ(C)の配置とすることでエンジンのコンパクト化が実現するとともに、クランク捩じり入力についても低減できることが明らかになった。

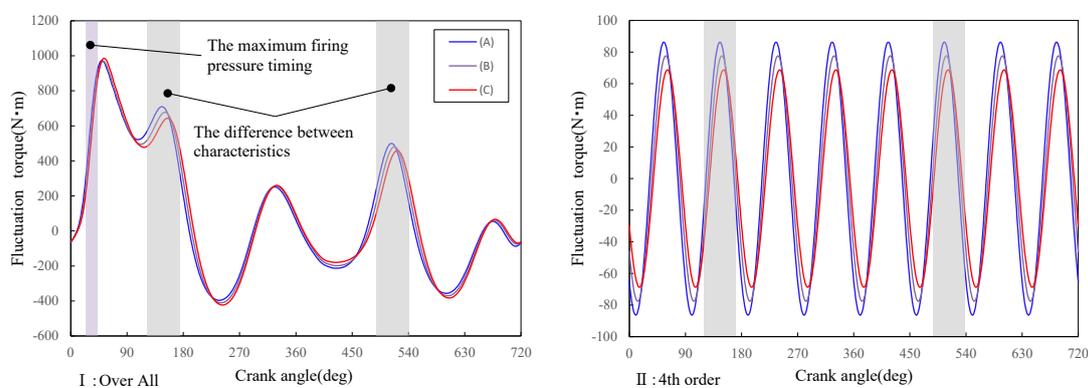


図 2-15: リンクジオメトリ毎のトルク変動, およびトルク変動 4 次成分

リンクジオメトリ(C)のように、コントロールシャフトの配置位置をクランクシャフト直下とすることでトルク変動4次成分が低減されるメカニズムの分析を行った。図2-16にトルク変動4次成分を構成する慣性トルクと燃焼トルクについて、各リンクジオメトリの比較を示す。燃焼トルクはリンクジオメトリ間の振幅、位相の差異が小さい一方で、慣性トルクについては振幅、位相とも差異が大きい関係となる。このことから、(C)の慣性トルクは振幅値が小さいことに加え、燃焼トルクが最大となるタイミングとの位相差が広がっており、この2つの要因により、合成された振幅値がより低減される結果となることが分かった。

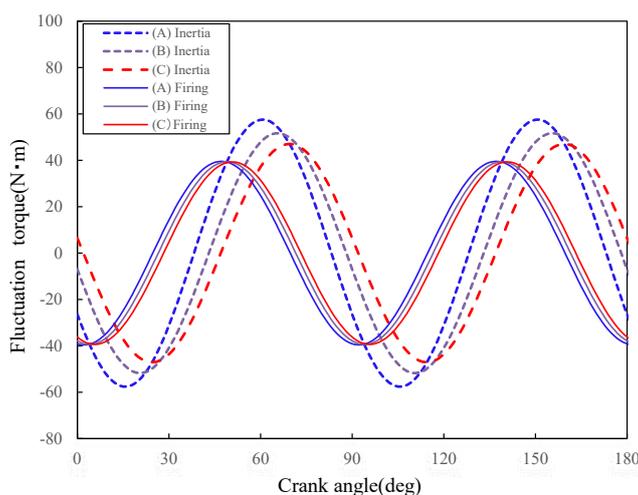


図 2-16: 燃焼荷重, 慣性荷重によるトルク変動4次成分

位相、振幅値ともにリンクジオメトリ間での差異が大きい慣性トルクの特徴の把握のため、まずトルクの構成要素である慣性荷重に着目し、検討を行った。6節可調整ピストン・クランク機構では、図2-17に示すとおりピストン、U-Linkを主とした、従来機構同様の往復運動部品のエンジン上下方向運動に加え、C-Linkの揺動運動にともなうCピン部のエンジン左右方向の往復運動が追加されることが特徴であり、この2つの往復運動による慣性荷重が慣性荷重のトルク変動を引き起こす原因となる。

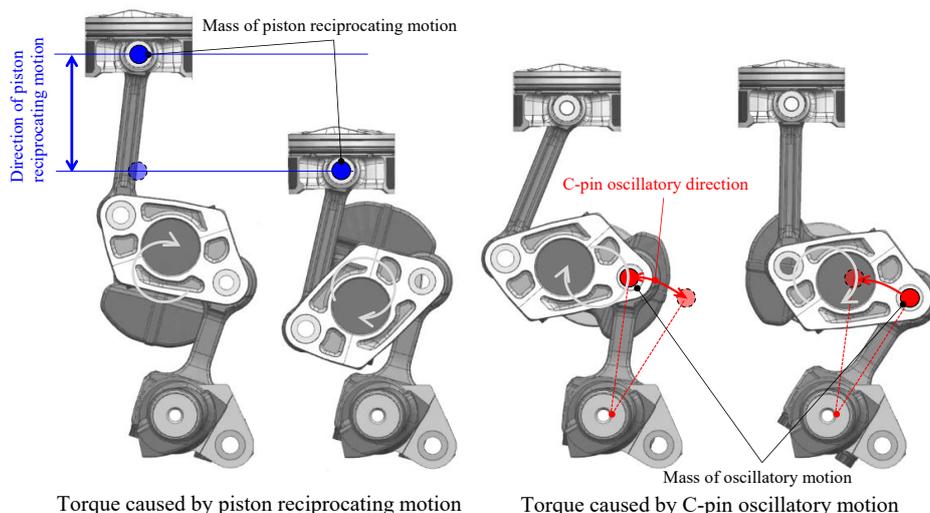


図 2-17: 6 節可調整ピストン・クランク機構における慣性トルクの発生要因

図 2-18 に、リンクジオメトリ (A)～(C)における慣性トルクによるトルク変動について示す。いずれのリンクジオメトリにおいても 135 deg～150 deg で最大値となるが、(A)、(B)と比べ(C)は、最大値が低減し、同じタイミングでピークとなる 4 次成分の振幅値についても低減していることが分かった。次に慣性トルクの特性を把握のため、慣性荷重の構成要素であり、本機構特有の部位である U ピン部の加速度について、エンジンの上下方向成分を図 2-19 に、左右方向成分を図 2-20 に示す。加速度の上下方向成分はピストン上下方向の往復運動と同一方向の成分であるため、いずれのリンクジオメトリにおいても 1 次成分の影響が支配的となり、最大値も同程度となることが分かった。一方、左右方向成分は 1 次成分を基本としながらも、150 deg～180 deg において極大値を持つ、2 次以上の成分による波形も混在しており、リンクジオメトリ毎の振幅値、位相の差異が顕著となる。(A)、(B)に対し(C)において、150 deg～180 deg の範囲内で、より角度が進んだタイミングで低い極大値を迎える傾向は、慣性トルクのトルク変動の傾向と一致している(図 2-18, 図 2-20 参照)。加速度上下方向成分は、従来機構と同様にピストンの往復動による 1 次成分が支配的となる一方で、左右方向成分については、C ピン部の往復動による 1 次成分に加え、6 節可調整ピストン・クランク機構の挙動の影響により 2 次以上の成分の影響が強くなり、トルク変動に影響を与えていると考えられる。

この原因の分析のため、U ピン部加速度の左右方向成分が特徴的な挙動を示す 120 deg～210 deg における (A)～(C)の U ピン部の軌跡の詳細について検討した(図 2-21 参照)。図 2-14 に示すとおり、リンクジオメトリ毎で U ピン部の楕円状の軌跡について、エンジン上下方向に相当するピストン運動方向に対する傾きが変化しており、(A)、(B)と比較して(C)ではより傾きが大きくなっていることが分かった。これは、(C)では C-Link の揺動中心に相当するコントロールシャフト配置位置がクランクシャフト直下に移ることにより、リンクジオメトリが全体として時計回り方向に回転したためである。U ピン部の軌跡において慣性トルクのトルク変動の振幅が最大となるタイミングは、楕円形状の下端部である長軸との交点の近傍のタイミングとなるが、リンクジオメトリ (A)は(C)と比較して、軌跡の速度変化が急激になりやすい、楕円状のより長軸との交点に近い位置でタイミングを迎える傾向となっていることが分かった(図 2-21 参照)。

これに対しリンクジオメトリ (C)では、U ピン部の楕円状の軌跡の長軸の方向がピストン運動方向に対しより傾いており、トルク変動の振幅が最大となるタイミングの近傍における U ピン部の軌跡の速度変化がより緩やかになることで U ピン部の加速度が低減し、結果、トルク変動の振幅値が低減されたと考えられる。

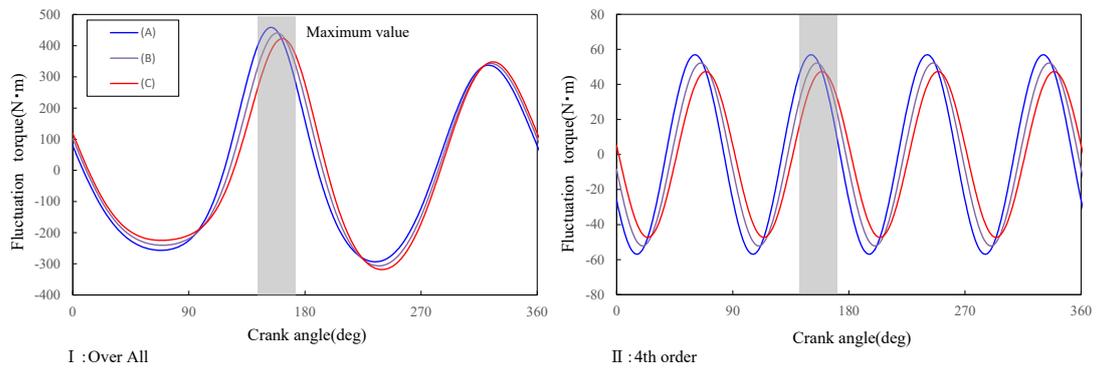


図 2-18: リンクジオメトリ毎の慣性荷重によるトルク変動

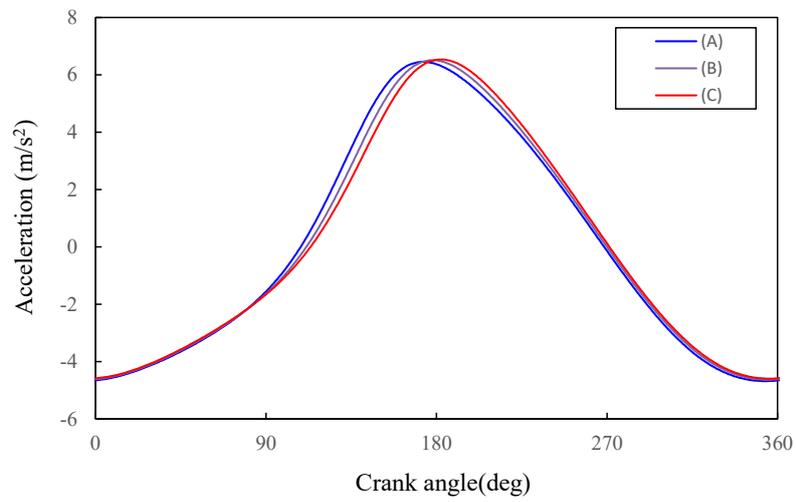


図 2-19: U ピン部の上下方向加速度

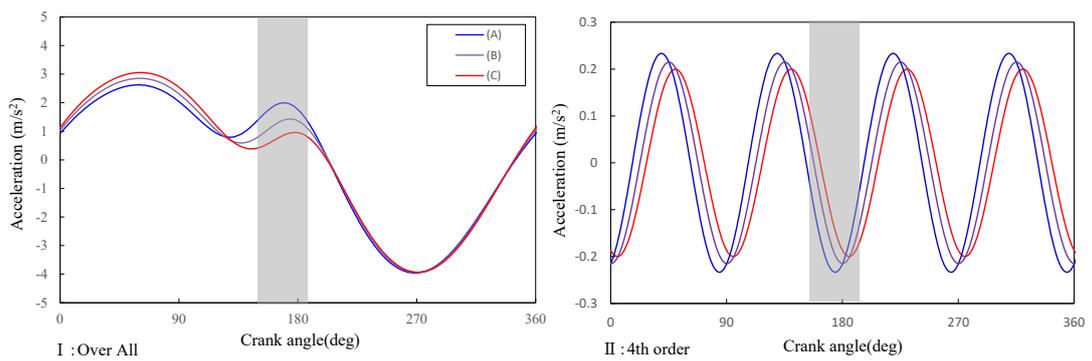


図 2-20: U ピン部の左右方向加速度

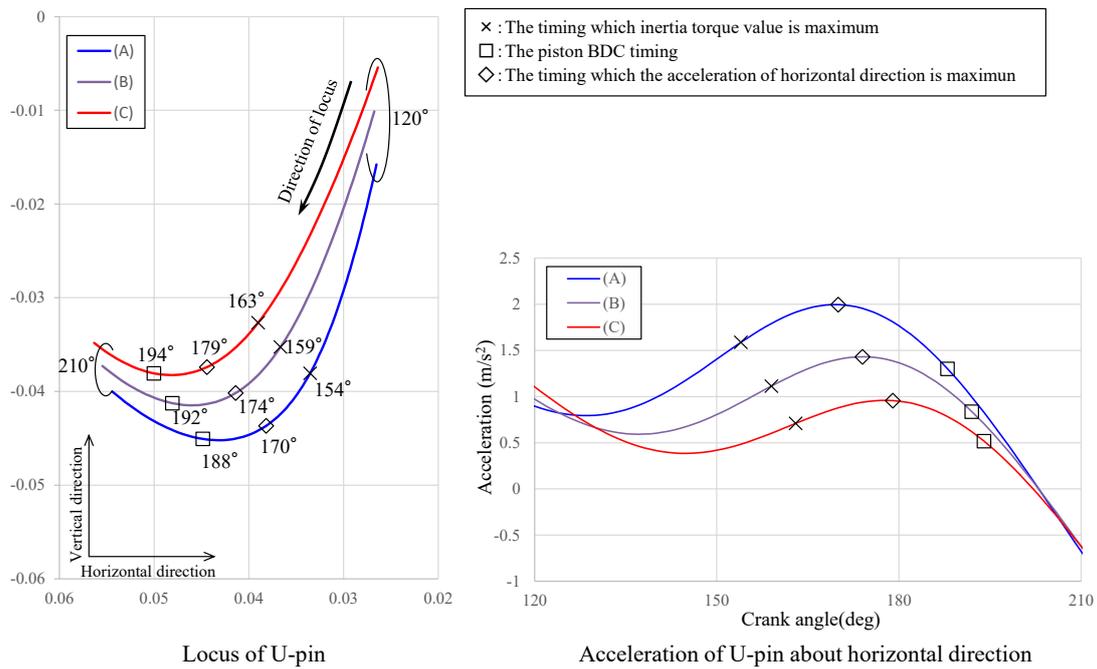


図 2-21: リンクジオメトリ毎の U ピン部軌跡, 左右方向加速度の比較

次に、リンクジオメトリの差異が燃焼トルクと慣性トルクの位相差に与える影響の検証のため、各リンクジオメトリにおいて慣性トルクのトルク変動4次成分が150 deg付近で最大となるタイミングの姿勢について図 2-22 に示す。ジオメトリ間でクランク角度、U-Link の姿勢に差が生じている一方で、クランクシャフト、L-Link、C-Link 間の相対角度はほぼ同じとなることが分かった(表 2-2 参照)。

前述のとおり、燃焼トルクは慣性トルクと比べてリンクジオメトリ間で振幅、位相の差が小さいため、リンクジオメトリ (C) では(A), (B) と比べ、U ピン部軌跡、C ピン部軌跡についてクランク回転中心に対し時計回り方向に回転したジオメトリとすることで、燃焼トルク、慣性トルクの位相差を広げており、結果、変動トルク4次成分の振幅値の低減が実現できることが明らかになった(図 2-23 参照)。

以上より、(C)のようにコントロールシャフトをクランクシャフト直下近傍位置へ配置することでコンパクト化が実現するとともに、4気筒エンジンにおいてクランクシャフトの捩じり共振の原因となるトルク変動4次成分についても低減できることを見出した。

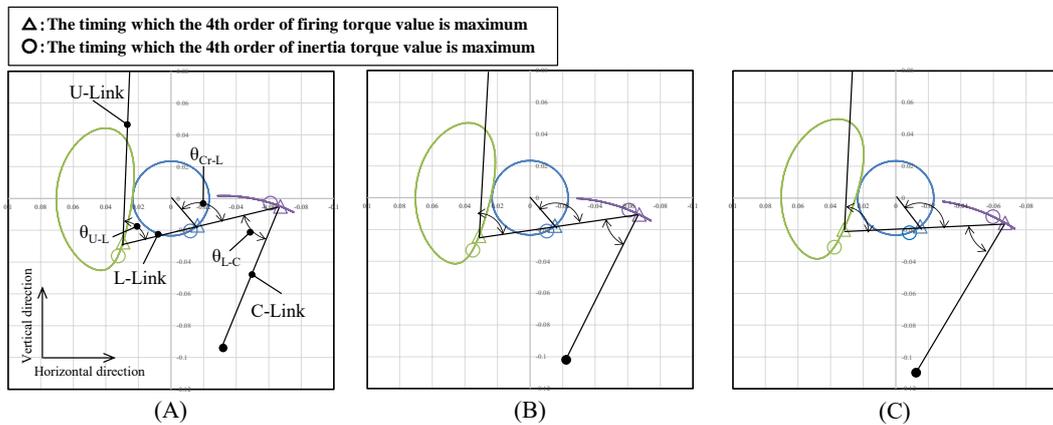


図 2-22: 慣性荷重によるトルク変動4次成分最大時のリンクジオメトリの姿勢の比較

表 2-2: 慣性荷重によるトルク変動4次成分最大時のリンク間角度の比較

	(A)	(B)	(C)	(deg)
θ_{U-L}	65.4	69.1	71.9	
θ_{L-C}	52.7	53.0	53.2	
θ_{Cr-L}	99.0	99.9	99.8	
θ_{Cr}	151	155	159	

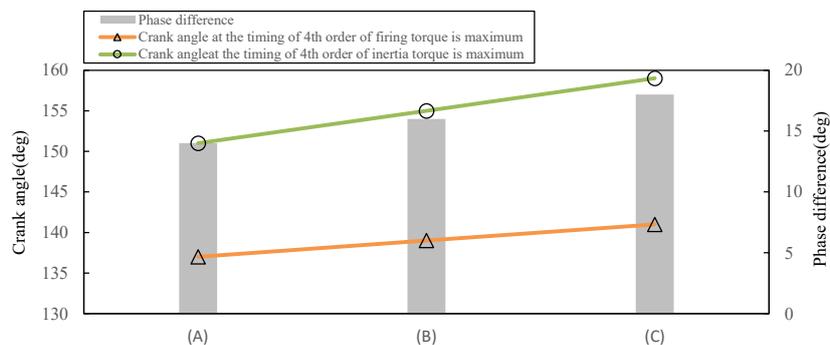


図 2-23: トルク変動4次成分の位相差

2.3.6 コントロールシャフトの配置可能領域の策定

コントロールシャフト配置位置が6節可調整ピストン・クランク機構の力学的特性におよぼす影響について、前述したトルク変動4次成分への影響に加え、本機構の特長であるエンジン上下方向振動2次成分の低減効果に対しても大きく寄与する。2.3.5で述べたとおり、クランクシャフト直下に配置することでトルク変動4次成分が低減されるとともに、エンジン上下方向振動2次成分についても成立することが分かった。この2つの力学的特性について、コントロールシャフトを図2-24に示す黄緑色の領域に配置することで、両特性ともに成立させることができる。

一方で、この際コントロールシャフトをベアリングキャップボルトの間に配置することでエンジンの幅方向サイズを縮小するとともに、シリンダブロックの内力となるクランクシャフト、コントロールシャフトからの荷重が相殺される関係となるため、本体構造部品の耐久性についても確保できることが報告されている[71]。図2-25に、シリンダブロックがクランクシャフト、およびコントロールシャフトより受ける荷重について示す。それぞれのベアリングにおける荷重は、互いに対向の方向に作用する荷重となる関係にある。図2-26にコントロールシャフトの配置位置毎のシリンダブロックが受ける荷重と、それにより生じるモーメントの大きさについて示す。コントロールシャフトをクランクシャフトの直下とし、ベアリングキャップボルトの間に配置することで、対向する荷重により生じるモーメントが低減され、シリンダブロックの耐久性の改善に寄与している。

このような特性を踏まえ、図2-24に力学的特性であるトルク変動4次成分、エンジン上下方向振動2次成分についての成立領域に加え、エンジン左右方向幅の縮小と上述のシリンダブロックの耐久性改善に寄与するキャップボルト間への配置、およびエンジン下面部の路面干渉回避の、合計4つの要件について満たすことのできる、コントロールシャフトの配置可能領域を示す。各要件を満たす配置可能領域を見出すことができた一方で、コントロールシャフトの配置可能位置は、以上の条件を満たすためにはごく限られた領域となることについても明らかになった。

このように今回、リンクジオメトリを設定する際、複数の設計パラメータに影響を与えるコントロールシャフトの配置位置に着目しつつ、力学的特性やレイアウトについての複数の満たすべき設計パラメータの把握を行った。その上で、それぞれの設計パラメータについて制約条件を満たすコントロールシャフトの配置可能な領域を把握し、いずれの設計パラメータについても制約条件を満たす配置可能領域を見出すことで、システムとして成り立つ配置可能位置を決定することが明らかになった。

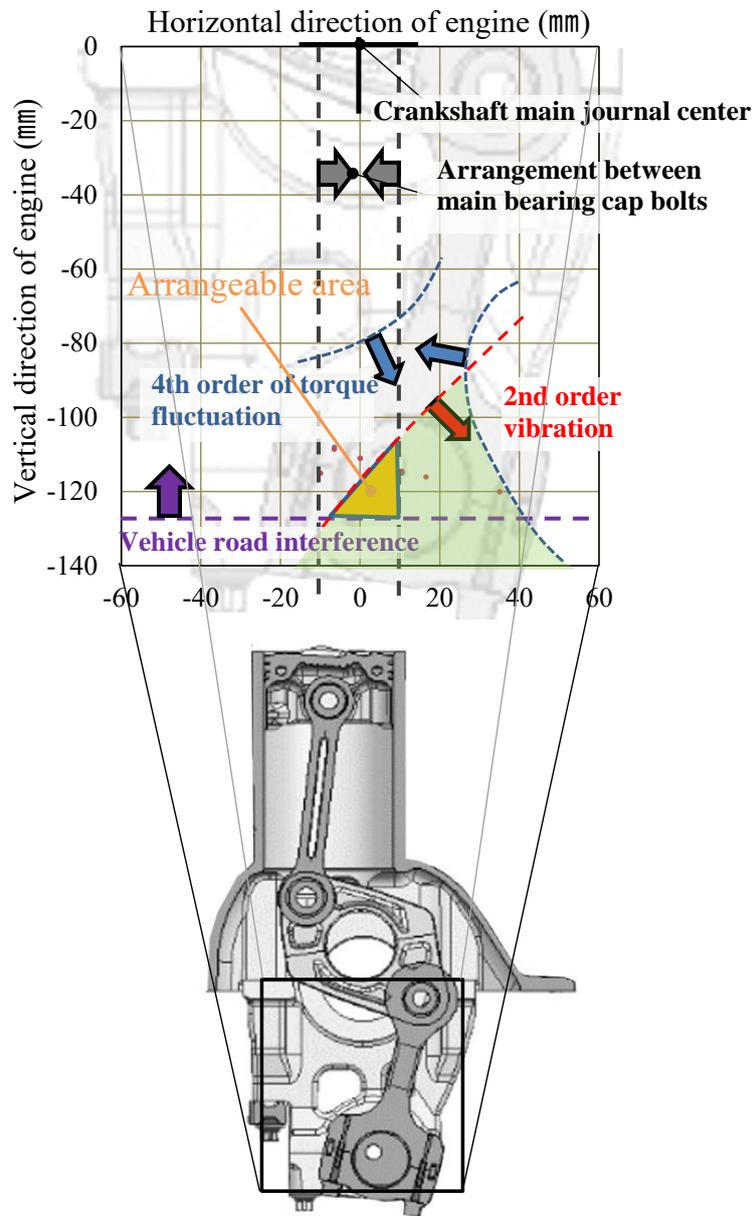


図 2-24: コントロールシャフトの配置可能位置

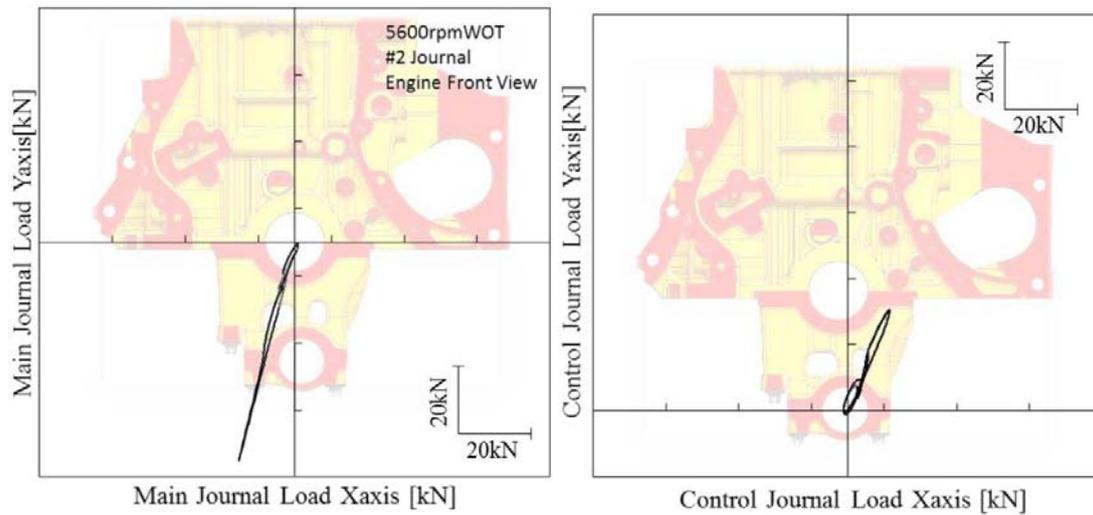


図 2-25: シリンダブロックがシャフト部品より受ける荷重[71]

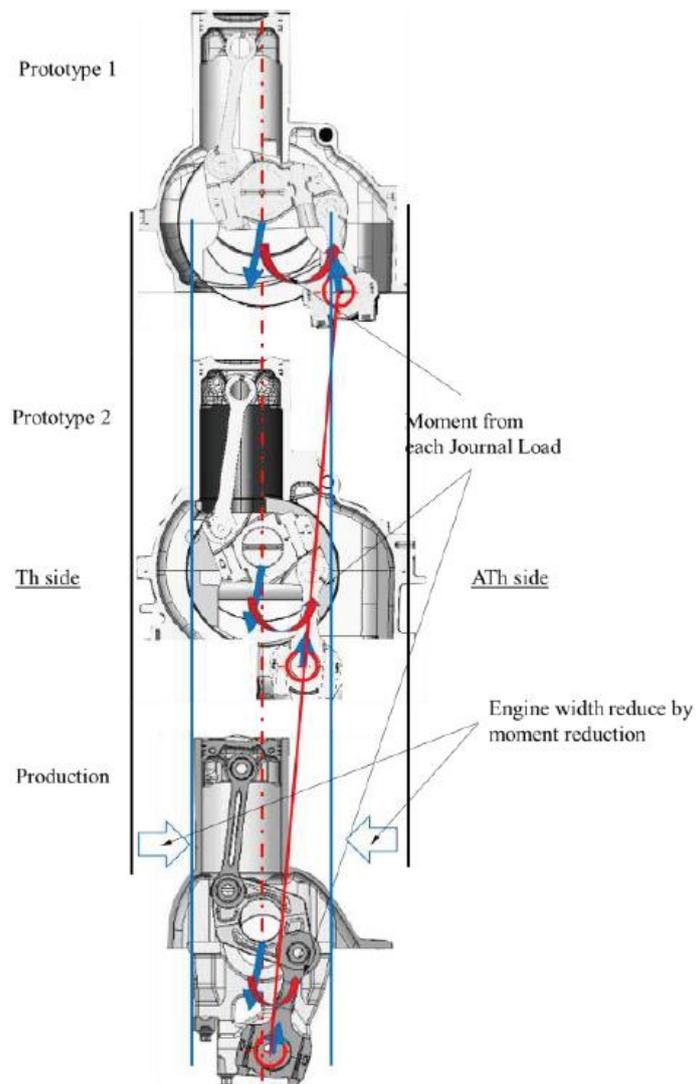


図 2-26: シリンダブロックがシャフト部品より受けるモーメント[71]

2.3.7 クランクシャフト軸径の設定

クランクシャフトの軸径について2.0 L, 4気筒, 過給機付きを前提として, 2.3.4にて述べた高剛性クランクシャフトによる軸受耐久性の向上, および2.3.5, 2.3.6にて述べたコントロールシャフトの適正な配置によるトルク変動4次成分, エンジン上下方向振動2次成分の低減を前提として検討した結果, 表2-3に示すとおり, 主軸径を $\phi 52$, ピン軸径を $\phi 42$ と, 最大トルク値が約半分である2.0 L, 4気筒, 自然吸気の従来機構エンジン用クランクシャフトと比較してもより小径の軸径の設定が可能となった. また, 同様のコンセプトで設計されたコントロールシャフトについても主軸径を $\phi 40$, ピン軸径を $\phi 35$ と, クランクシャフト同様に小径で設定することができた.

表 2-3:機種毎のクランクシャフトの軸径の諸元

	Model	System	Engine displacement (cc)	Turbo	Max torque (N·m)	Diameter of pin journal	Diameter of main journal
Crankshaft	A	Conventional	1997	Without	200	$\Phi 44$	$\Phi 52$
	B	Conventional	2488	Without	245	$\Phi 45$	$\Phi 55$
	C	Six-bar linkage	1997	With	390	$\Phi 42$	$\Phi 52$
Control shaft	C	Six-bar linkage	1997	With	\uparrow	$\Phi 35$	$\Phi 40$

2.4 マルチボディダイナミクス解析による6節可調整ピストン・クランク機構の解析と検証

6節可調整ピストン・クランク機構の挙動を検討するにあたり, AVL社のマルチボディダイナミクス解析ソフトEXCITE™ Powet Unitを解析に適用した. EXCITE™ Power Unitは従来機構用としての用途を想定して開発された解析ツールであるが, 基本コードは他の機構にも適用が可能である. 図2-27, 図2-28に, 2.3.4にて述べたクランクシャフト剛性の向上の効果について, 4気筒エンジンを対象として検討した解析結果を示す. 6節可調整ピストン・クランク機構用のクランクシャフト(図2-28)ではクランクピンへの入力荷重を主軸受で受け止める際, 従来機構用クランクシャフト(図2-27)と比較して, 荷重の分担箇所が荷重発生気筒の前後の軸受のみに集中せず, 他軸受にも分散されており, 軸受内の片当たりの傾向についても軽減されていることが分かった.

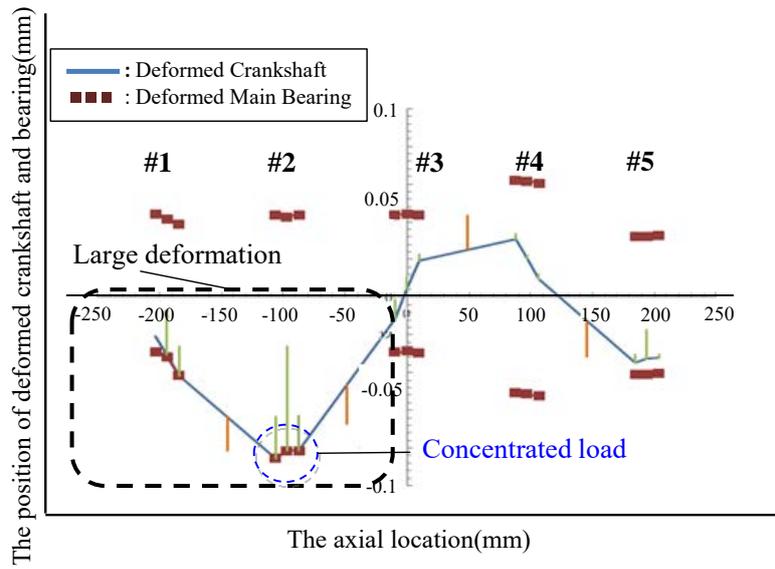


図 2-27: 動解析による従来機構用クランクシャフトの変形

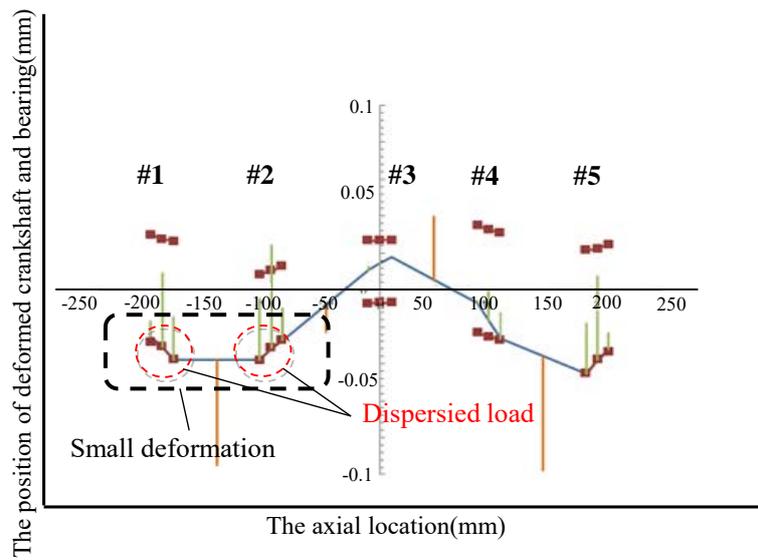


図 2-28: 動解析による6節可調整ピストン・クランク機構用クランクシャフトの変形

このマルチボディダイナミクス解析で得られた傾向について、軸受部負荷の指標となる各軸受部の実機における昇温を測定し、前記の解析結果と比較することで検証を行った。昇温を測定するにあたり、図 2-29 に示すとおりベアリングの背面部に测温接点を設けた。測定位置について、周方向は慣性荷重、燃焼荷重共に作用する合わせ面から 90 deg の方向とし、幅方向はベアリング幅 L_{mb} に対して両端部から $L_{mb}/4$ の位置とした。各エンジンの諸元を表 2-4 に示す。いずれのエンジンについても、クランク回転中心よりコネクティングロッド、若しくはリンク分を含むクランクピン側の回転慣性質量に対するカウンターウェイト側の回転慣性質量を 40%程度としており、エンジン毎の回転慣性力を打ち消す割合についてはほぼ等価を見込める前提となっている。

エンジン毎の各軸受部の実測による昇温の結果を図 2-30 に示す。昇温値については、各軸受における 2 か所で測定された昇温値の平均値とした。従来機構同様、6 節可調整ピストン・クランク機構においても、高回転時において最も慣性力が増大する 3 番メインベアリングで最も昇温が高くなる傾向は一致する。一方で、隣接する軸受部に相当する 2 番、4 番メインベアリングの昇温に着目すると、従来機構に対し、6 節可調整ピストン・クランク機構では 3 番メインベアリングとの温度差が小さくなっており、また、よりクランク半径が大きく、一方でエンジントルクの小さい従来機構エンジンと比較しても 3 番メインベアリングの昇温が抑制された結果となった。以上の解析、実測の結果を踏まえると、6 節可調整ピストン・クランク機構ではクランクシャフト剛性が向上することで、従来機構では 3 番メインベアリングに集中傾向にある荷重分担箇所が 2 番、4 番メインベアリングにも分散し、結果、従来機構と比較して負荷が各ベアリングに有効に分担されることで、3 番メインベアリングの昇温が抑制されたと考えられる。

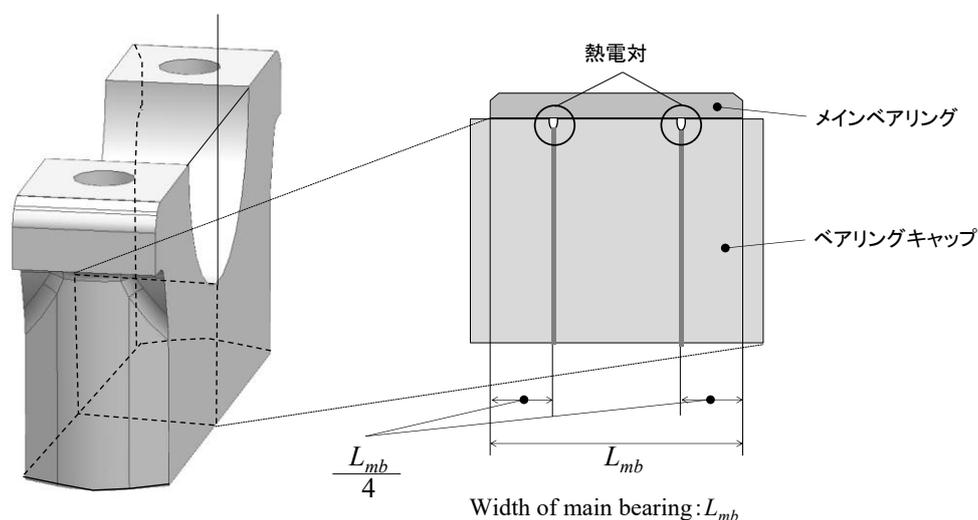


図 2-29: メインベアリングの温度測定位置

表 2-4:機種毎のエンジンの諸元

	Displacement (cc)	Bore diameter (mm)	Stroke (mm)	Torque (N·m) (@ 6000rpm)	The rate of balance weight(%) (Weight side/Pin side)
Six-bar linkage 1	1618	79.7	81.1	200	45
Six-bar linkage 2	1997	84	90.1	305	40
Conventional 1	1618	79.7	81.1	200	42
Conventional 2	1997	84	90.1	165	38
Conventional 3	2488	89	100	180	45

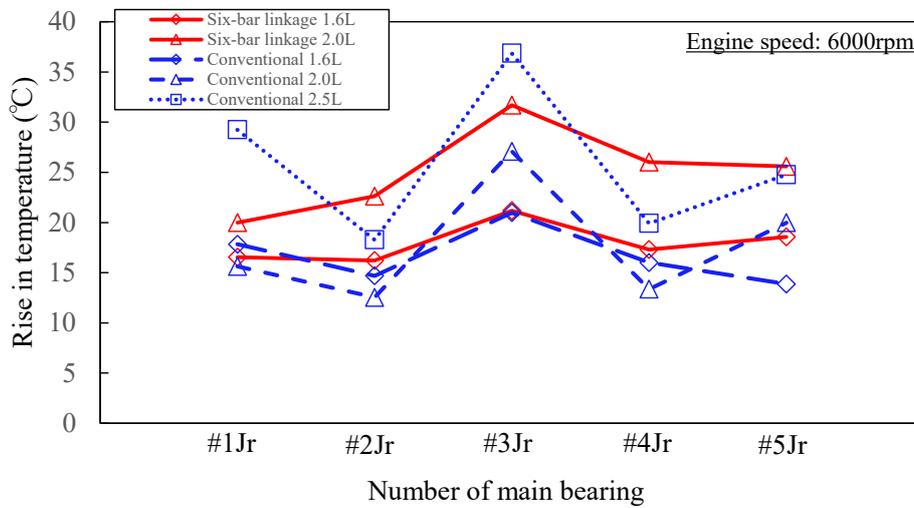


図 2-30: メインベアリングの温度測定結果

2.5 本章の結論

本章における結論は以下のとおりである。

本章では 6 節可調整ピストン・クランク機構を構成する要の部品の一つであるクランクシャフトに着目した。6 節可調整ピストン・クランク機構が機構上有するこの構成により、従来機構用クランクシャフトと比較してクランクシャフトの特徴が変化する。また、リンクジオメトリを設定するにあたり、レイアウトへの影響に加え、クランクシャフトを含む、構成部品の力学的特性に関する複数の設計要件に影響をおよぼすため、この得失を見極めて設定する必要がある。これらの、本機構を設計する上で生じるメリット、デメリットを把握した上で、以下の対応により本機構を成立させることができた。

1. 6 節可調整ピストン・クランク機構はこの効果を有しており、クランクシャフトへの入力荷重が増幅される一方で、ピストンストローク量についても増幅させることができる。この際、クランク半径が縮小し、剛性が向上することで得られる、クランクシャフトの変形を抑制する効果が、荷重増大の影響を上回ることによって、従来機構よりも軸受部の負荷容量を増大させることが可能となった。これにより従来機構と比較しても、軸径、エンジンサイズを増大させることなく、耐焼き付き性を確保することができた。
2. コントロールシャフト配置位置について、クランクシャフト直下近傍に配置することで、クランクシャフトの捩じれ変形に寄与するトルク変動 4 次成分値を低減しつつ、また本機構のメリットであるエンジン上下方向振動 2 次成分の低減効果を損ねることなく、従来機構並のエンジンサイズを確保することができた。
3. リンクジオメトリは、レイアウト要件のみならず力学的特性にも影響をおよぼし、その設定にあたって相反する複数の要件を満たす必要がある。今回、その中でも複数の設計パラメータに影響を与えるコントロールシャフトの配置位置に着目した。その上で、力学的特性やレイアウトについての複数の満たすべき設計パラメータを把握し、いずれの設計パラメータについても制約条件を満たす配置可能領域を見出すことで、配置可能位置を決定できることが分かった。
4. 本機構の特長である高剛性クランクシャフトの特性を利用することで、メインベアリングの負荷容量の増大について、4 気筒構成において実現していることが解析と実験結果の比較による検証により確認できた。

第3章 可変圧縮比エンジン用6節可調整

ピストン・クランク機構の軸受要素の開発

3.1 緒言

リンク間の連結部を構成する軸受要素は、6節可調整ピストン・クランク機構を成立させる上で重要な機能部品である。本章では、まず、各軸受要素の負荷容量、および回転軸受よりも軸受機能の保持が困難である揺動軸受へのオイル供給を確保するために行った検討手法、ならびに検討過程について説明する。また、軸受要素数の増加により、従来機構エンジンと比較して摩擦損失の増大が懸念されることから、軸受部の摩擦損失の低減手法を提案し、その結果得られた摩擦損失と従来機構エンジンの摩擦損失との比較により、提案手法の有効性を示す。

3.2 6節可調整ピストン・クランク機構の軸受要素の課題

本軸受要素群は、機構の有するこの構成などの影響により、従来機構用軸受と比較して入力荷重が増大する傾向にある。この傾向に対応するためには高負荷容量の確保、および摺動部への積極的な潤滑油の配給が必要となるが、軸径増大といった一般的な対応では、エンジンの車載性確保のための必要条件であるリンク部品小型化を妨げる方向となる。従って、この相反する項目の両立を課題とした。

3.3 6節可調整ピストン・クランク機構の軸受要素の構成

6節可調整ピストン・クランク機構における軸受要素は、前述したピストン、リンク、およびシャフト間を接続するために設定されている。従来機構用の軸受要素の構成を図 3-1 に、6節可調整ピストン・クランク機構の軸受要素の構成を図 3-2 に示す。本機構特有の、U-Link と L-Link に圧入されるアップーピンとを繋ぐUピンブッシュ、L-Link とクランクピンとを繋ぐL-Link ベアリング、L-Link に圧入されるコントロールピンとC-Link とを繋ぐCピンブッシュ、C-Link とコントロールシャフト偏心軸とを繋ぐC-Link 大端部ベアリング、およびコントロールシャフト主軸とベアリングキャップとを繋ぐコントロールシャフトベアリングの5箇所に加え、従来機構同様のクランクシャフト主軸とベアリングキャップとを繋ぐメインベアリングと、ピストンピンブッシュの2箇所の、計7箇所が本機構の軸受要素である。

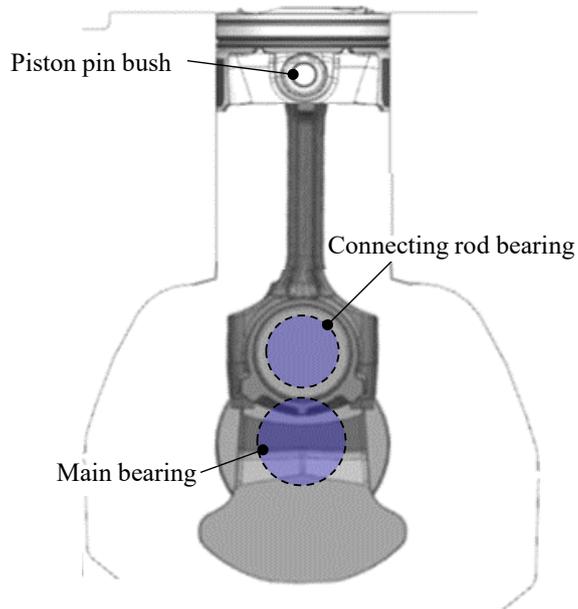


図 3-1:従来機構のベアリングの構成

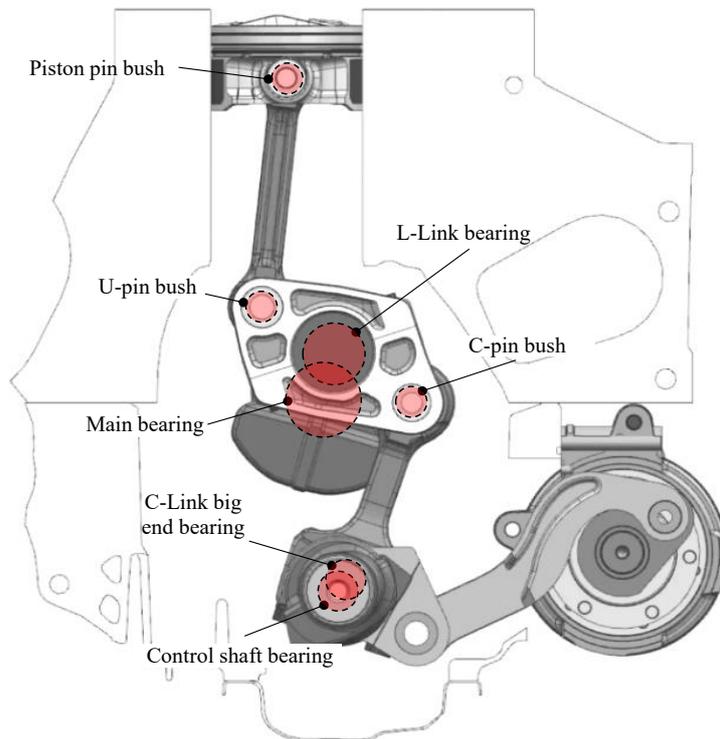
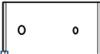
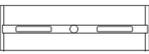
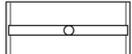
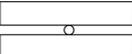


図 3-2:6 節可調整ピストン・クランク機構のベアリングの構成

3.4 6 節可調整ピストン・クランク機構の軸受要素の設計

前述した各軸受要素群について、各軸受の外観、寸法、荷重特性、摺動特性を表 3-1 に示す。L-Link ベアリング、メインベアリングは従来機構用軸受同様の回転軸受部として機能するが、6 節可調整ピストン・クランク機構用に新たに設定された U ピンブッシュ、C ピンブッシュ、C-Link 大端部ベアリング、および従来機構同様のピストンピンブッシュは揺動軸受部となっていることが特徴である(図 3-3 参照)。直径クリアランスについては、いずれの箇所も、従来機構用の一般的なメインベアリング、コネクティングロッドベアリングと比較して概略同等の設定となっている。

表 3-1:6 節可調整ピストン・クランク機構のベアリング諸元

	L-Link bearing		Main bearing	C-Link big end bearing
	Upper	Lower		
				
Diameter (mm)	42		52	35
Width (mm)	25		17	17
Width of groove (mm)	-		3.15	2.58
The rate of increase of load	1.9		1.9	0.9
Sliding property	Rotating		Rotating	Oscillating
	U-pin bush	C-pin bush	Control shaft bearing	
				
Diameter (mm)	23	21	40	
Width (mm)	16.6	18.5	17	
Width of groove (mm)	2.29	2.29	3.15	
The rate of increase of load	1	0.9	0.9	
Sliding property	Oscillating	Oscillating	Non-sliding	

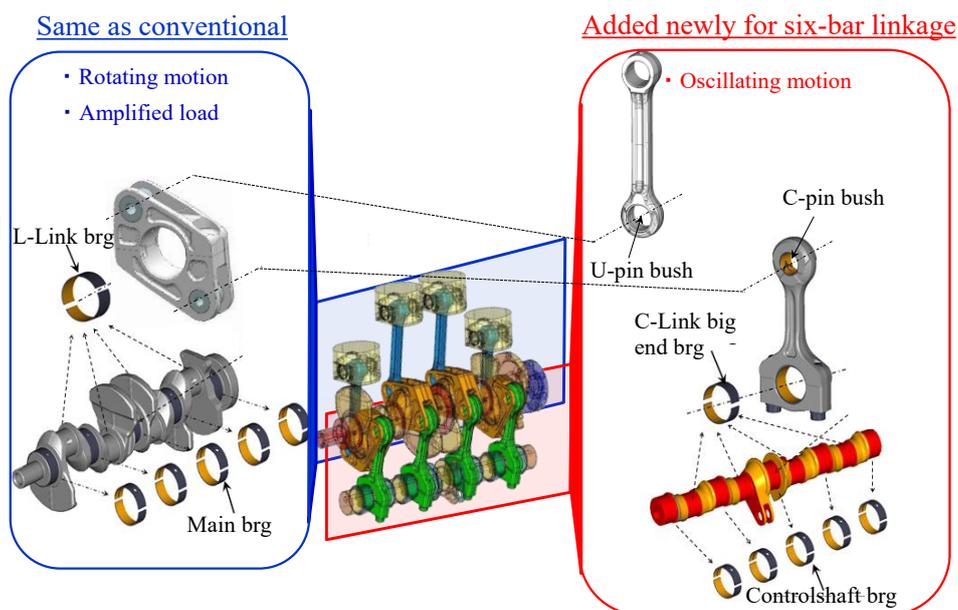


図 3-3:6 節可調整ピストン・クランク機構のベアリングの分類

3.4.1 L-Link ベアリングの設計

L-Link ベアリングはクランクピンに接続する部位であり、従来機構用コネクティングロッドベアリング同様に回転軸受として機能する部位である。L-Link ベアリングを設計するにあたり、三つの問題があることが明らかになった。

一つ目は、L-Link の構造の特徴により生じる問題である。田辺[72]が述べているように、L-Link の構造の特徴は、従来機構用コネクティングロッドと比較して、エンジン軸方向に幅広の構造であることと、全幅の 1/2 を占めるスリット構造を持っていることにより、軸受の主な受圧部となる中央部は従来機構用コネクティングロッドと比較して低剛性の構造となっていること(図 3-4 参照)、およびL-Link ベアリング中心に対しUピン側、C ピン側とで非対称の構造となっていることである(図 3-5 参照)。以上の特徴により、図 3-6 に示すとおり、左右対称の構造を持つ一般的なコネクティングロッドと比較して、実働中にハウジング側(リンク側)とベアリング側とで相対的なすべりを引き起こし易い傾向となっている。

二つ目は、6 節可調整ピストン・クランク機構にてこの構成により、入力荷重が図 3-7 に示すとおり、 $(L_2+L_4)/L_2=1.9$ 倍にまで増幅されることである。

そして最後の三つ目は、同一エンジン回転数において従来機構用コネクティングロッドの 10 倍程度の慣性荷重が、プレーンベアリング合わせ面方向に入力されることである(図 3-8 参照)。本ベアリングは、筒内圧荷重の方向がL-Link ボルトの軸方向とほぼ同方向、つまり、プレーンベアリングの合わせ面より約 90 deg 方向となるよう設定されているが、実働中の慣性荷重について、L-Link の揺動動作により、筒内圧荷重に対し約 90 deg 傾いて発生するため、結果的に負荷容量が小さい合わせ面方向への入力荷重として作用する。

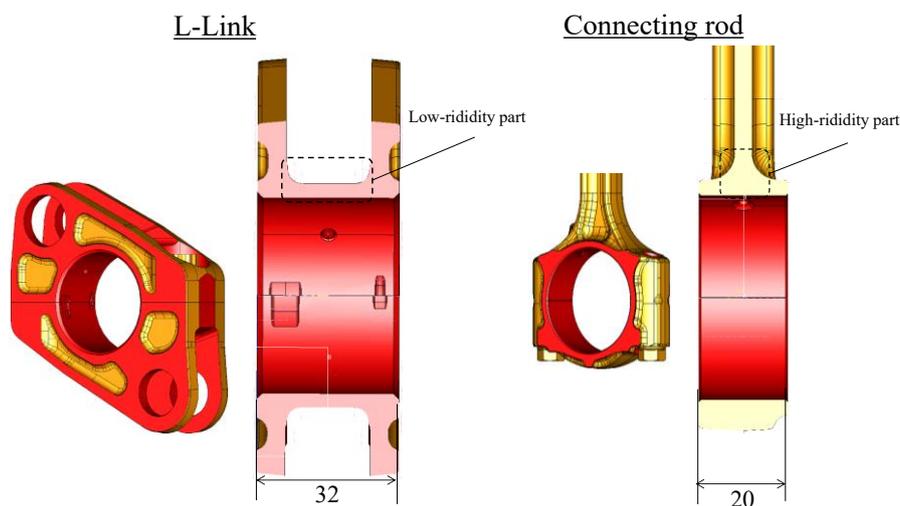


図 3-4: コネクティングロッドと L-Link の幅方向寸法

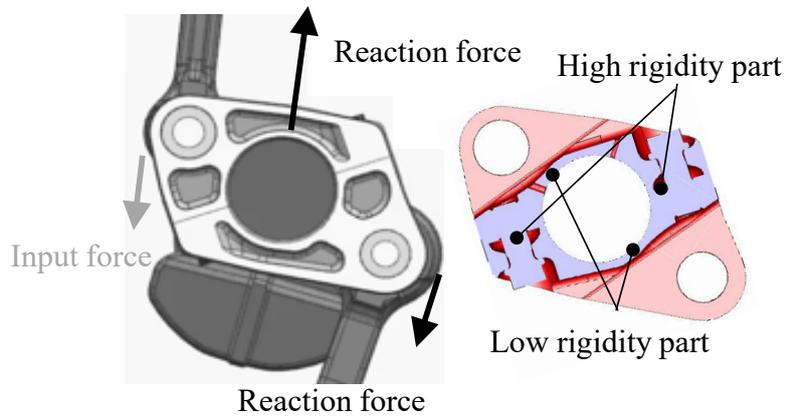


図 3-5:L-Link の剛性の非対称性

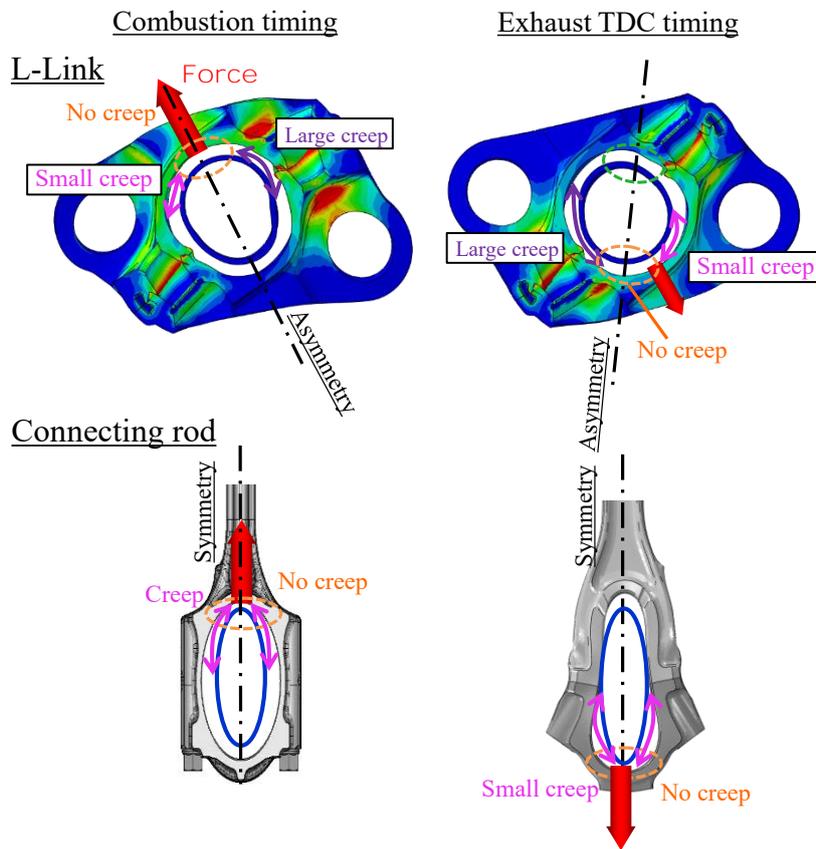


図 3-6:ハウジング-ベアリング間のすべりの傾向の比較

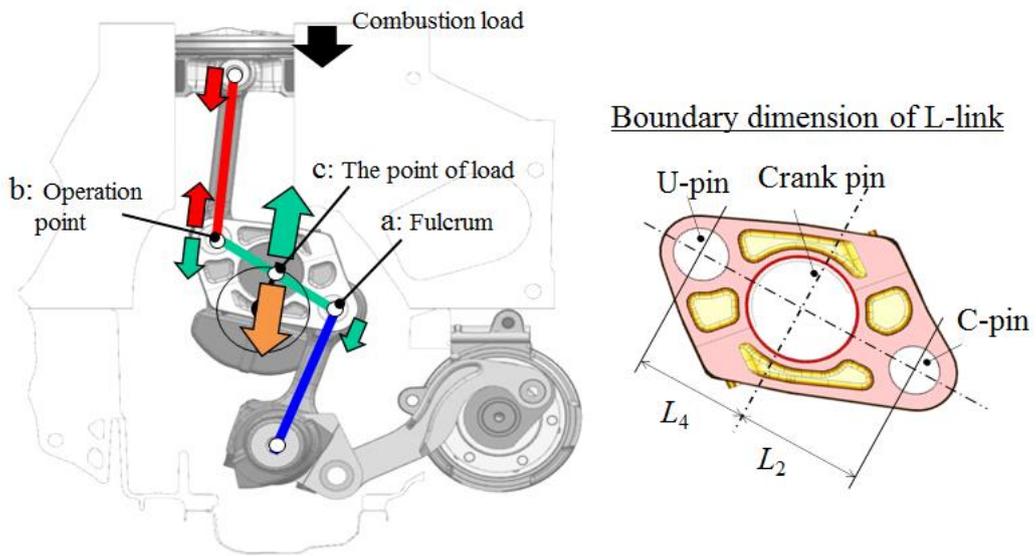


図 3-7:6 節可調整ピストン・クランク機構にてこの構成

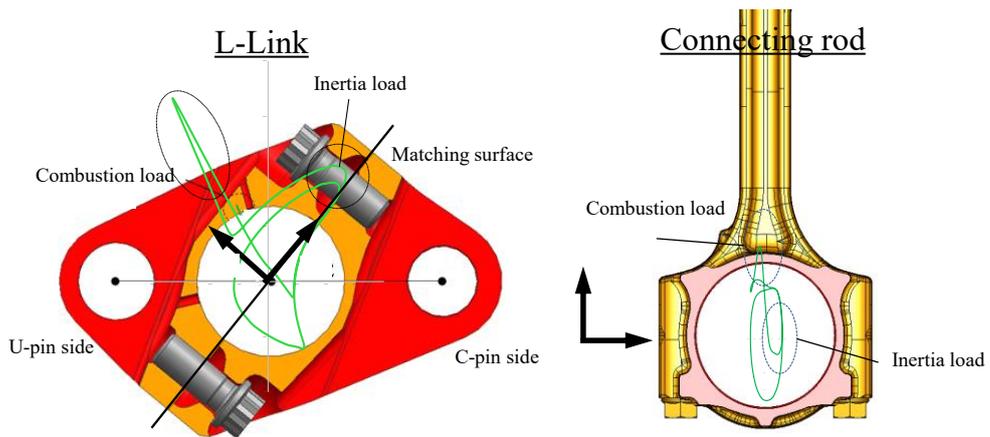
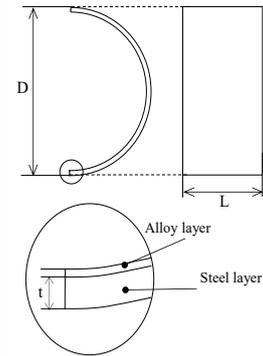


図 3-8: ベアリング荷重の比較

今回、L-Link ベアリングの軸受機能の確保にあたり、その阻害要因となる前述の問題への対応が必要となる。一つ目のベアリング背面部の相対すべりに対しては、ベアリング背面部の総密着力を増加するとともに、爪構造について形状と配置の工夫を行うことで対策できる。そのため、本開発では軸径を従来機構コネクティングロッド用ベアリングよりも小径化するとともに、L-Link の幅がコネクティングロッドの幅に対し増加していることを利用した軸受幅の拡大化による手法を提案した。表 3-2 は新たに設計したL-Link ベアリングと従来のコネクティングロッドベアリングの諸元である。また、総密着力 F_r は式 (3-1)～(3-4) [73]により計算できる。

表 3-2:L-Link ベアリングとコネクティングロッドベアリングの諸元

		L-Link	Connecting rod
D (mm)	Bearing diameter	45	47
L (mm)	Bearing width	25	16
t (mm)	Thickness of steel layer	1.2	1.2
D_H (mm)	Housing diameter	51	53
E_B (GPa)	Young's modulus	210	210
E_H (GPa)	Young's modulus	210	210
ν_B	Poisson's ratio	0.3	0.3
ν_H	Poisson's ratio	0.3	0.3



$$F_r = P_r \times \pi D \times L \quad (3-1)$$

$$P_r = \frac{\delta}{D(B_B + B_H)} \quad (3-2)$$

$$B_B = \frac{(1 - \nu_B) + (1 + \nu_B) \left(1 - \frac{2t}{D}\right)^2}{E_B \frac{4t}{D} \left(1 - \frac{t}{D}\right)} \quad (3-3)$$

$$B_H = \frac{(1 - \nu_H) + (1 + \nu_H) \left(\frac{D_H}{D}\right)^2}{E_H \left\{ \left(\frac{D_H}{D}\right)^2 - 1 \right\}} \quad (3-4)$$

ここで、 P_r は密着圧力、 B_B は組合せ円筒での軸受剛性に関する係数、 B_H は組合せ円筒でのハウジング剛性に関する係数、 D は軸受外径、 D_H はハウジング内径、 L は軸受幅、 δ は軸受直径圧入代、 t はベアリング裏金属層厚さ、 ν_H はハウジングのポアソン比、 ν_B はベアリングのポアソン比、 E_H はハウジングのヤング率、 E_B はベアリングのヤング率である。

軸受直径圧入代である δ をそれぞれの機構で同値とする前提で総密着力を算出した結果、表 3-2 の諸元を用いればL-Link ベアリングの総密着力は従来のコネクティングロッドベアリングの総密着力の 1.6 倍に向上できることが分かった。加えて合わせ面部の爪構造について形状と配置の工夫を行うことでも相対すべりに対応した。

以上の対応の結果、二つ目の課題である増幅された入力荷重に対して、図 3-9 に示すとおり、従来機構用コネクティングロッドベアリング並の最大平均面圧値とすることができた。最大平均面圧値は、荷

重履歴中の最大荷重値を、軸受の投影面積で除した値である。三つ目のベアリング合わせ面方向の慣性荷重に対しては、一般的なコネクティングロッド用ベアリングに対してクラッシュリリーフ形状の逃げ部の高さを縮小することによる、受圧面積の確保による対応を提案した(図 3-10 参照)。

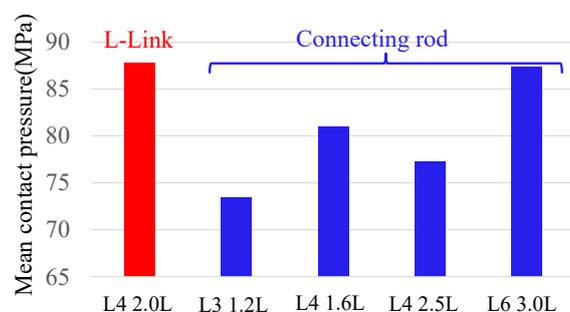


図 3-9:機種毎の最大平均面圧値

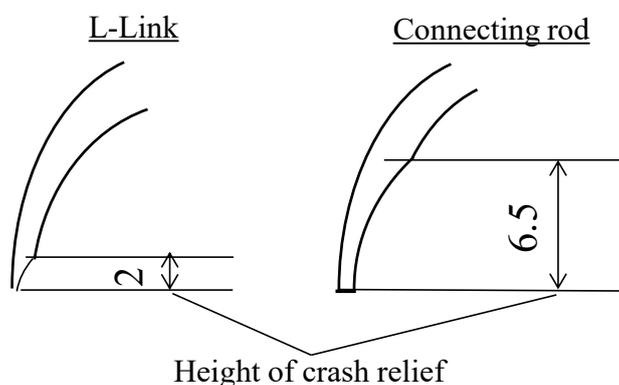


図 3-10:ベアリングのクラッシュハイトの比較

この効果について混合EHL解析[69][70]による耐久性の検討を行った。慣性力の影響が大きい5600 rpm、全負荷、また、隣接気筒の挙動の影響を受けない単気筒を前提として解析を行った。表 3-3 にEHL解析時の諸元を、図 3-11 にL-Link ベアリングの入力荷重を、図 3-12 に摺動速度を、図 3-13 に慣性力が最大となるタイミングにおける合わせ面近傍に生じる面圧分布と最大局所面圧値を、図 3-14 に最小油膜厚さと膜厚比 $\lambda=3$ (最小油膜厚さを粗さの標準偏差で除した値である膜厚比 λ を、粗さの突起間の干渉が起り始める値)との関係を示す。図中のクランク角度は、いずれも図 1-34 の θ_{α} に対応している。狙いどおり、クラッシュリリーフ形状の逃げ部の高さを縮小することで最大局所面圧値が低減されることが分かった。

表 3-3:L-Link ベアリングの EHL 解析時の諸元

Specifications	Crash relief 2mm	Crash relief 6.5mm
The height of crash relief (mm)	2	6.5
Diameter of pin journal (mm)		Φ42
Width of L-Link bearing (mm)		24
Young's modulus of crankshaft side (Gpa)		210
Poisson's ratio of crankshaft side		0.3
Young's modulus of bearing side (Gpa)		100
Poisson's ratio of bearing side		0.34
Clearance ratio of vertical direction to matching surface of bearings		0.00128
Dynamic viscosity of oil film (mPa·s)		4
Oil pressure at bearing end side(kPa)		100

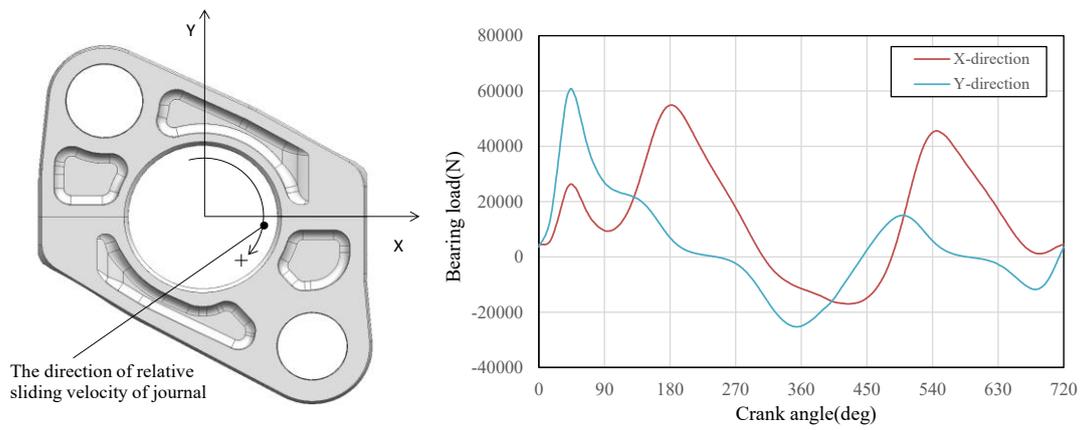


図 3-11:L-Link ベアリングの荷重

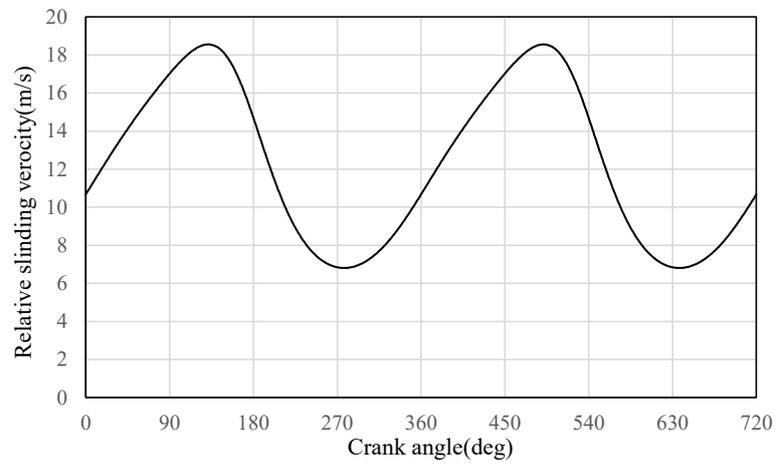


図 3-12:L-Link ベアリングに対する軸側の相対摺動速度

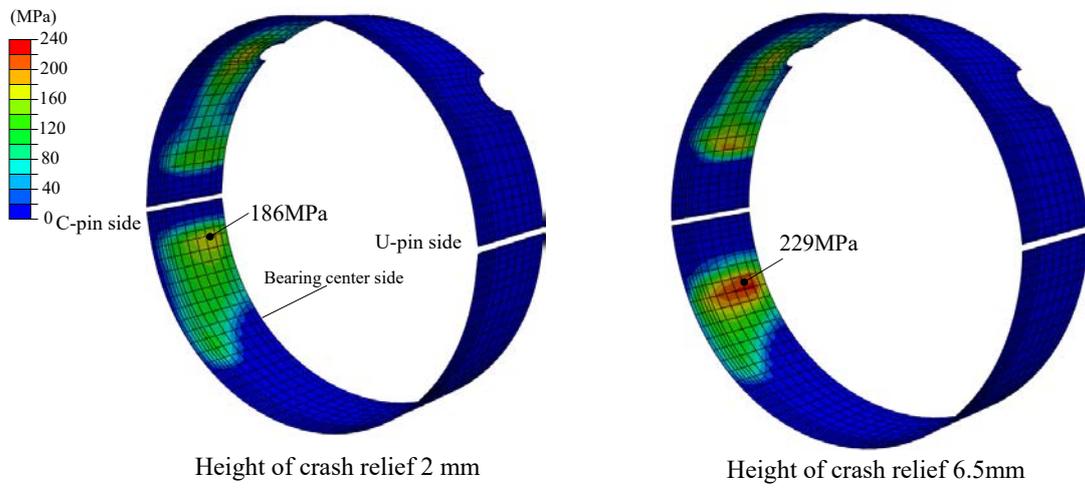


図 3-13: ハーフモデルを前提とした EHL による L-Link ベアリングの最大局所面圧値の比較

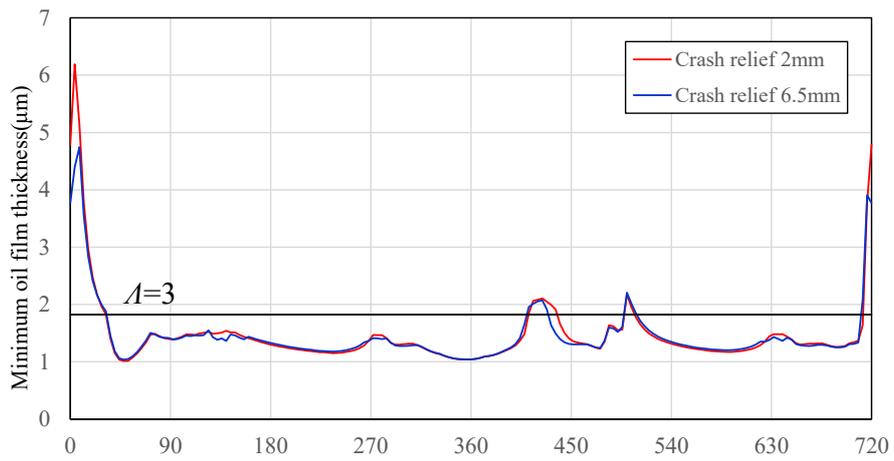


図 3-14: L-Link ベアリングの最小油膜厚さの推移

3.4.2 メインベアリングの設計

第2章で述べたとおり、前述のL-Link ベアリング同様、6 節可調整ピストン・クランク機構のこの構成により、メインベアリングへの入力荷重は $(L2+L4)/L2=1.9$ 倍に増幅される(図 3-7 参照)。一方、この構成は、ピストンストローク量についても増幅させる効果を有しており、従来機構に対しクランク半径を約 0.5 倍とすることができるため、クランクシャフトの口開き変形量を低減することができる(図 3-15 参照)。この両者の得失の結果を図 3-16 に示す。6 節可調整ピストン・クランク機構では、クランクシャフトの口開き量の低減により軸受部での片当たり傾向が大幅に緩和することで軸受の負荷容量が向上し、従来機構と比較して最大荷重値が約 2 倍程度となりつつも、軸受の潤滑性能を向上させることができる。メインベアリングの局所面圧の低減効果についてマルチボディダイナミクス解析ツールである EXCITE™ Power Unit で得た荷重を用いた EHL 解析[69][70]の結果を図 3-17 に、軸受の位置、位相と荷重条件を図 3-18 示す。より出力の小さい従来機構エンジンと比較しても、最大局所面圧値が低減していることが明らかになった。

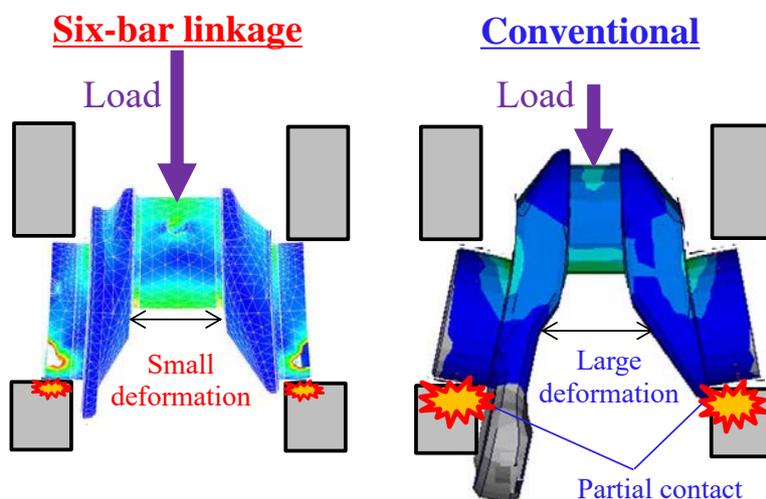


図 3-15:クランクシャフト口開き変形の比較

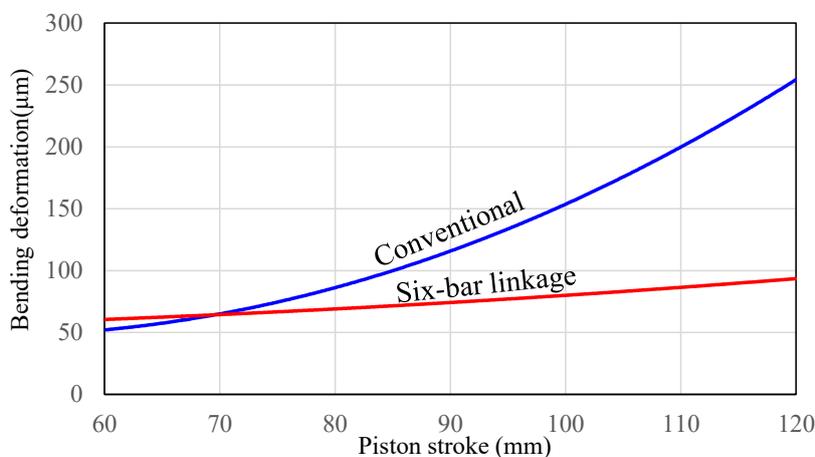


図 3-16:クランクシャフトの口開き変形量

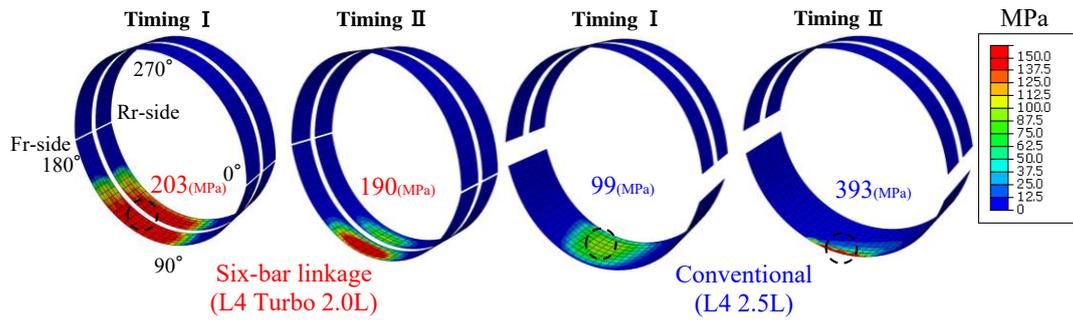


図 3-17: メインベアリングの最大局所面圧値

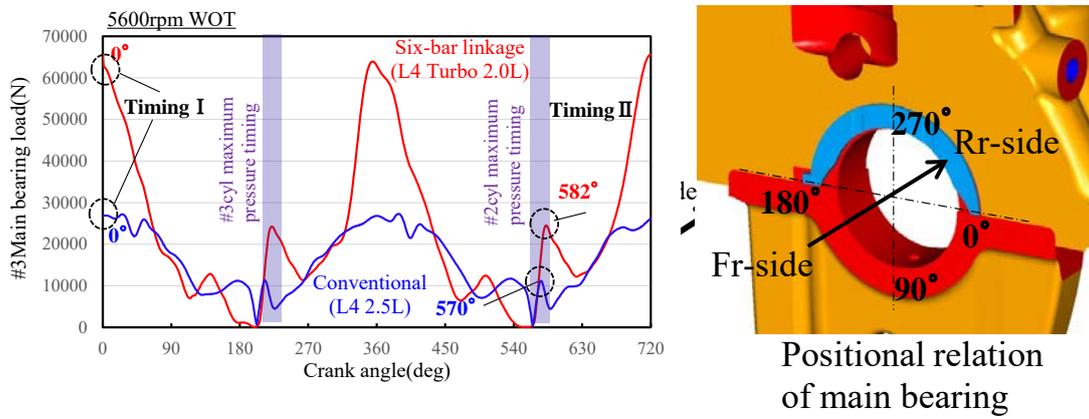


図 3-18: メインベアリング荷重とベアリングの位置と位相

3.4.3 C-Link 大端部ベアリング, Uピンブッシュ, Cピンブッシュの設計

6節可調整ピストン・クランク機構用軸受要素として新たに設定されたC-Link 大端部ベアリング, U, Cピンブッシュの3つの軸受要素は, ピストンピンブッシュ同様, いずれも揺動条件で用いられる軸受要素である. 図 3-19 に各軸受要素について揺動軸受において問題となる, 摺動部摩耗, および焼き付きの指標となるPV値について, 2.0L, 4気筒エンジン, エンジン回転数6000 rpm, 最大筒内圧力8MPaを前提とした場合の比較を示す. 各部位とも従来機構における揺動軸受部である, ピストンピンブッシュ部の値を上回るため, ピストンピンブッシュの摺動面と同様に耐摩耗性が要求される. 今回, 耐摩耗性に優れた材質である高面圧用銅合金ブッシュ材を採用することで上記の問題に対応した. 図 3-20 に各軸受要素のエンジン回転数6000 rpmにおける最大摺動速度について示す. 揺動軸受部の最大摺動速度は, 3.4.1, および3.4.2で取り上げた本機構用の回転軸受であるメインベアリング, L-Linkベアリングと比較して20%以下と, ごく小さい値となることが分かった.

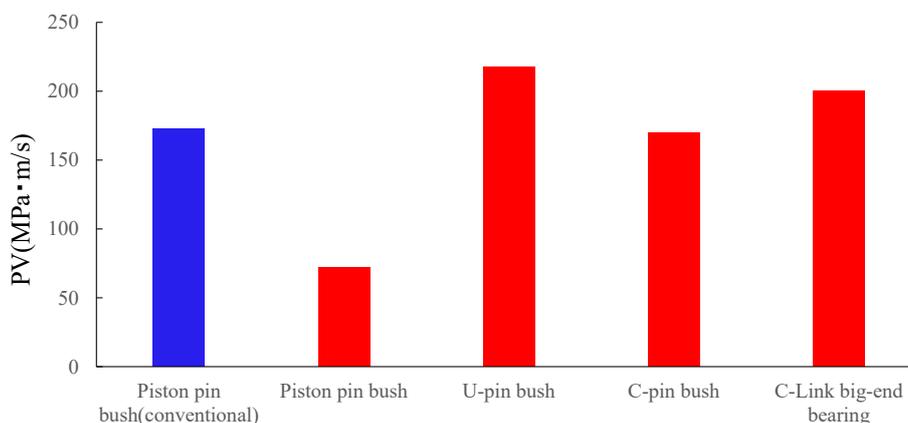


図 3-19: 揺動軸受の最大 PV 値の比較

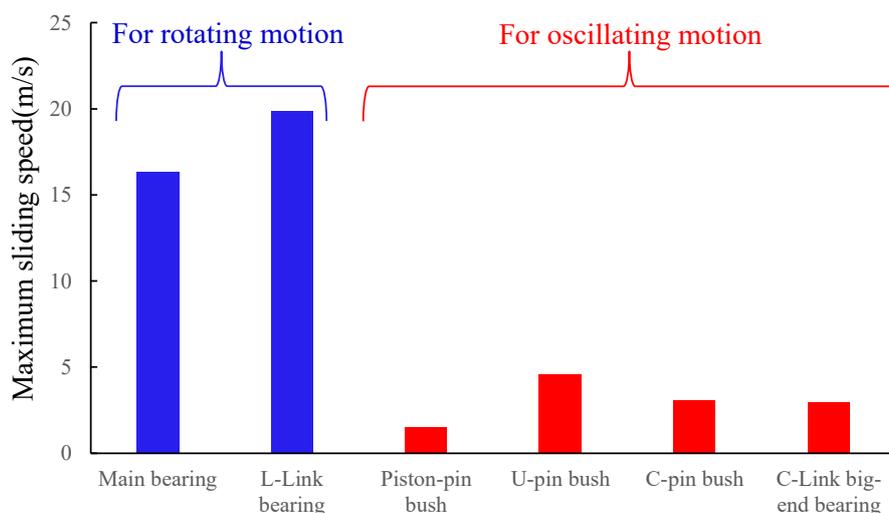


図 3-20: 揺動軸受の最大揺動速度の比較

本揺動軸受群は、摺動形態が揺動であることから摺動速度が低いため、回転軸受では確保しやすい、連続した一方向の摺動により促される軸受円周方向の油流による潤滑油の確保が難しい傾向にある。このため、摺動部におけるコンタミの停滞や、油流による冷却機能の低下を引き起こし易い傾向となり、結果、焼き付きの危険性が高まる。この課題に対処するため、軸受円周方向の油流の不足を、軸受幅方向の油流で補うことを目的とした全周油溝構造（図 3-21、表 3-1 参照）、および軸受摺動部への給油、および異物排出を促すことを目的とした構成部品群への油供給経路（図 3-22、図 3-23 参照）の設定を提案した。

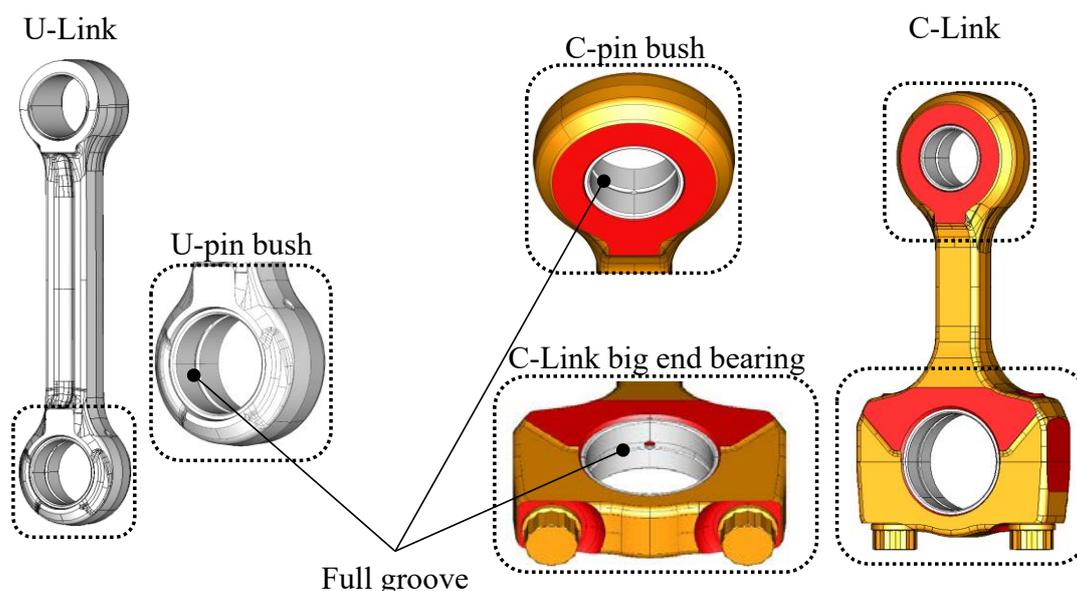


図 3-21:U ピン, C ピンブッシュ, C-Link 大端部ベアリングにおける全周油溝の設定

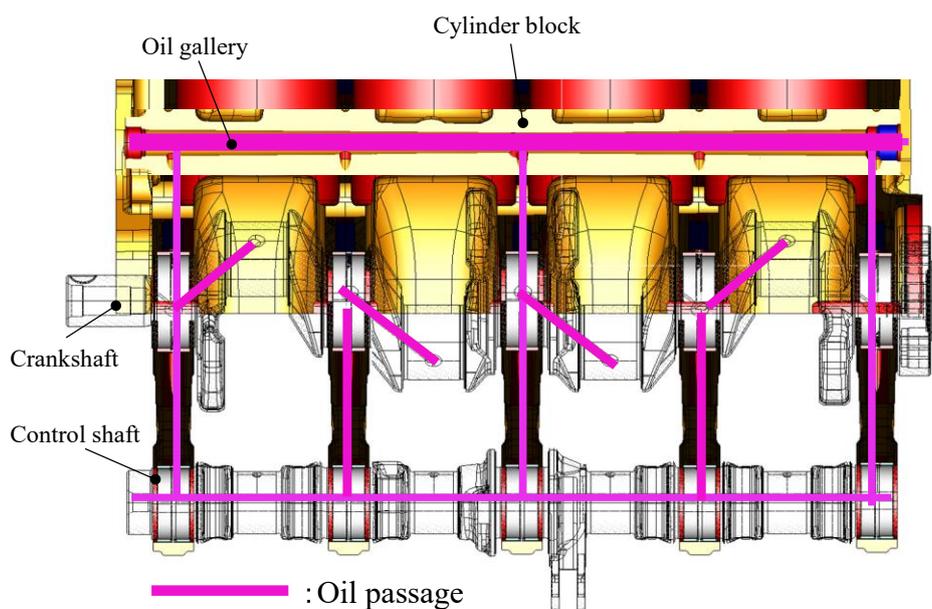


図 3-22: 構造部品群に設定された油供給経路

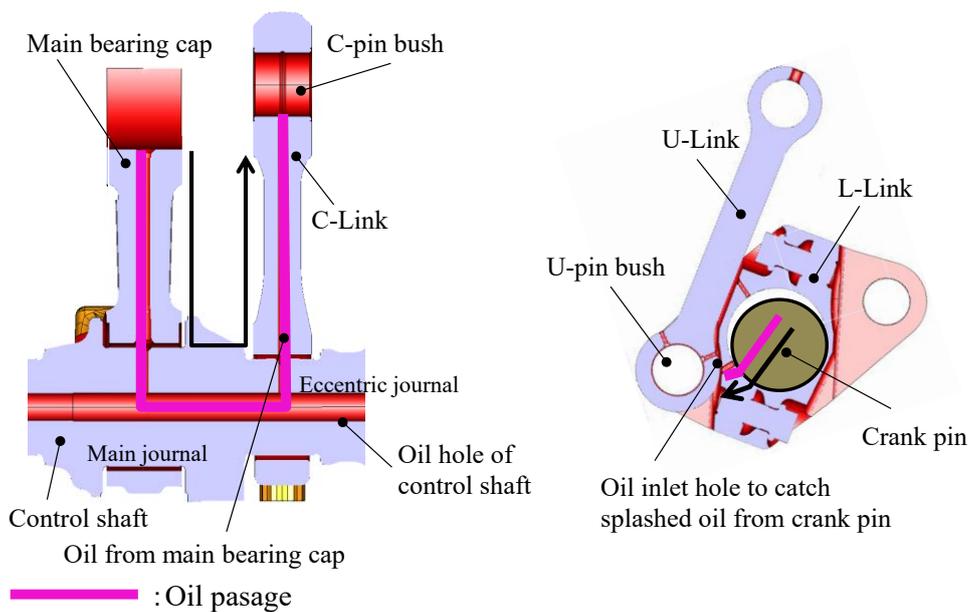


図 3-23: 揺動軸受への油供給経路の設定

自動車エンジン用すべり軸受における全周油溝の適用の事例として、メインベアリングでは、クラックの貫通油穴を通過し、コネクティングロッドベアリングへと油を供給するための油供給経路の設定を主目的とした適用事例が見られる。また、本揺動軸受群と同様の揺動軸受であるピストンピンブッシュについても、大型ディーゼルエンジン用としては、大端部から小端部に設けた連通穴を通じて強制給油による油の供給を得ることを前提とした適用の事例が見られる(表 3-4 を参照) [74]。一方、乗用車用の小型ガソリンエンジンでは、部品サイズ、重量の制約の中で燃焼荷重に対応する受圧面積を確保する必要があるため、全周油溝の設定事例は稀である。本揺動軸受群では、図 3-19 で示したとおり最大 PV 値がピストンピンブッシュと比べて大きいいため、耐焼き付き性の確保の観点から、より潤沢な油量の確保が必要となる。今回、各揺動軸受について油供給経路により強制給油を確保するとともに、潤沢な油量を確保する意図で、軸受の幅中央位置への全周油溝の設定を提案した。

表 3-4: コネクティングロッド小端部への潤滑方式 [74]

	大端部からの油かけ		大端部からの強制潤滑
	オイルジェット	サイド流れ	
潤滑方式の例			
油溝設計例	 	 	
用途	<ul style="list-style-type: none"> ガソリンエンジン 小型ディーゼルエンジン 		<ul style="list-style-type: none"> 中大型ディーゼルエンジン

一方、全周油溝を設けることで懸念される受圧面積減少にもなう面圧増大の影響について、6000 rpm, 全負荷条件, および隣接気筒の挙動の影響を受けない単気筒を前提として, EHL 解析による耐久性の検討, および実機を用いた摺動部の温度測定による実測での確認を行った. EHL 解析は, メインベアリング, L-Link ベアリングと同様に, 摺動部の粗さを考慮した混合 EHL 解析として実施した[69][70]. まずUピンブッシュについて, 表 3-5 に EHL 解析時の諸元を, 図 3-24 に軸受荷重を, 図 3-25 に摺動速度を, 図 3-26, 図 3-27 に全周油溝の有無, それぞれの場合についてのハウジング部の変形を考慮した最大荷重のタイミングにおける EHL 解析の結果を, また, 図 3-28 にクランク角度に対する最小油膜厚さと潤滑状態を示す膜厚比 λ との関係を示す. 図中のクランク角度は, いずれも図 1-34 の θ_{α} に対応している. 全周油溝の無い前提の解析結果を確認すると, 高い局所面圧値が確認された軸受端部と比較して, 軸受幅方向の中央部は相対的に油膜厚さが大きく, かつ荷重分担の小さい部位となることが分かった. このことは, Uピンブッシュにおいて軸幅方向中央部は受圧部としての機能が小さく, 軸受幅中央部に油溝を設けても軸受の受圧機能が損なわれ難いことを示唆している. 全周油溝を設けた前提の解析結果について, 全周油溝の無い前提の解析結果と比較したところ, 摺動部面積が減少したにもかかわらず最大局所面圧値は 11% 低減し, 軸受端部で確認された最小油膜厚さは同等の値を確保できていることが分かった.

図 3-29 に実機における温度測定位置を示す. 測温接点について摺動面に設けた. また周方向位置は燃焼荷重を受ける方向とし, 幅方向位置については全周油溝の有無を考慮して, それぞれの有効幅の中央位置とした. 図 3-30 に温度測定の結果を示す. 全周油溝, 油供給経路を設けることで相対的に昇温は低下しており, 昇温を低減する効果が確認できた. 以上, 解析, 実測の双方の結果から, Uピンブッシュの全周油溝, 油供給経路を設けたことによる軸受機能の向上の効果が明らかになった.

表 3-5:U ピンブッシュの EHL 解析時の諸元

Specifications	Values
Diameter of journal (mm)	Φ23
Width of U-pin bush (mm)	15.6
Width of groove (mm)	2.29
Young's modulus of journal side (Gpa)	210
Poisson's ratio of journal side	0.3
Young's modulus of bearing side (Gpa)	100
Poisson's ratio of bearing side	0.34
Diameter clearance ratio	0.0017
Dynamic viscosity of oil film (mPa·s)	4.12
Oil pressure at bearing end side(kPa)	100
Oil pressure at oil groove side(kPa)	400

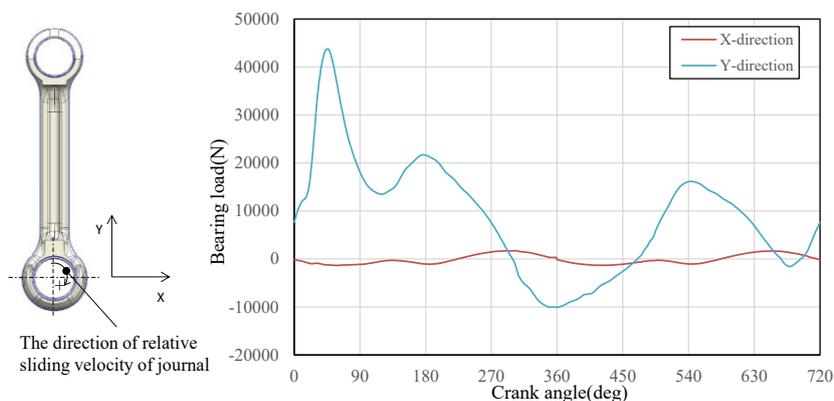


図 3-24:U ピンブッシュの荷重

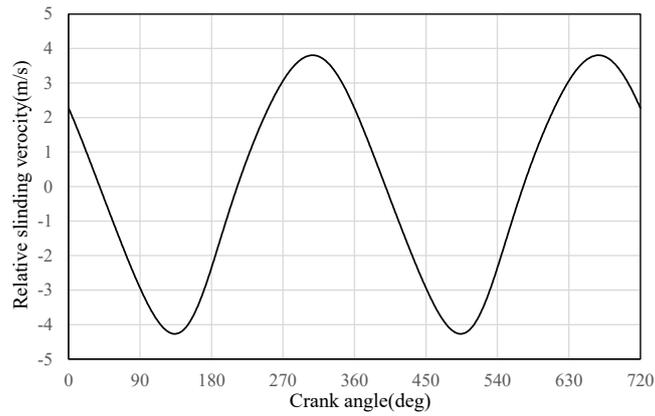


図 3-25:U ピンブッシュに対するの軸側の相対摺動速度

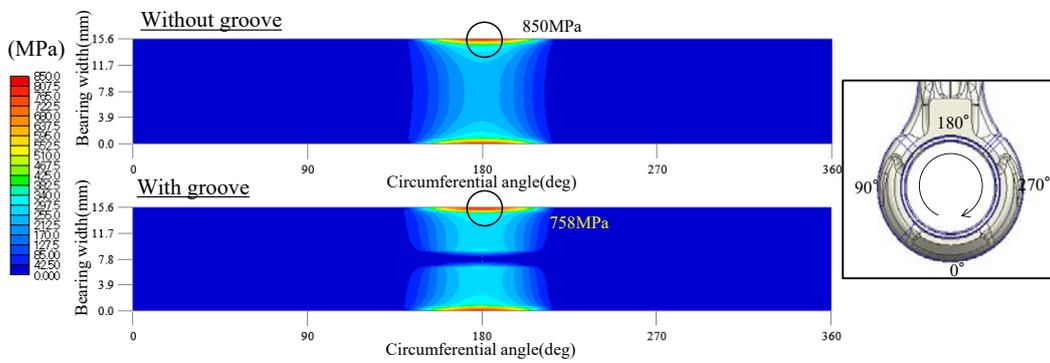


図 3-26:U ピンブッシュの最大局所面圧

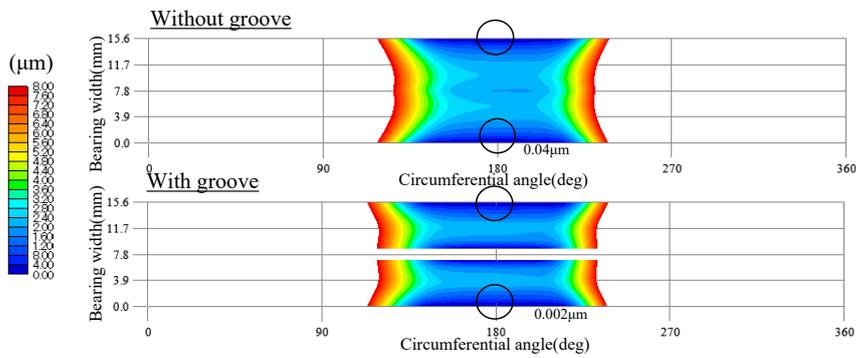


図 3-27:U ピンブッシュの最小油膜厚さ

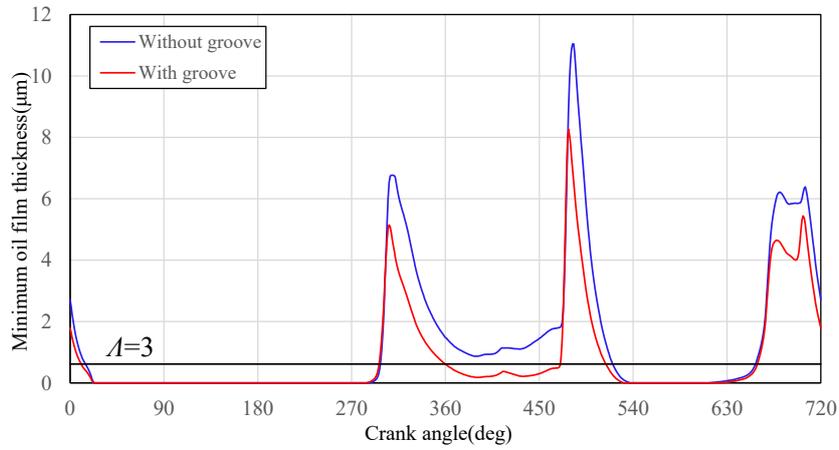


図 3-28:U ピンブッシュの最小油膜厚さの推移

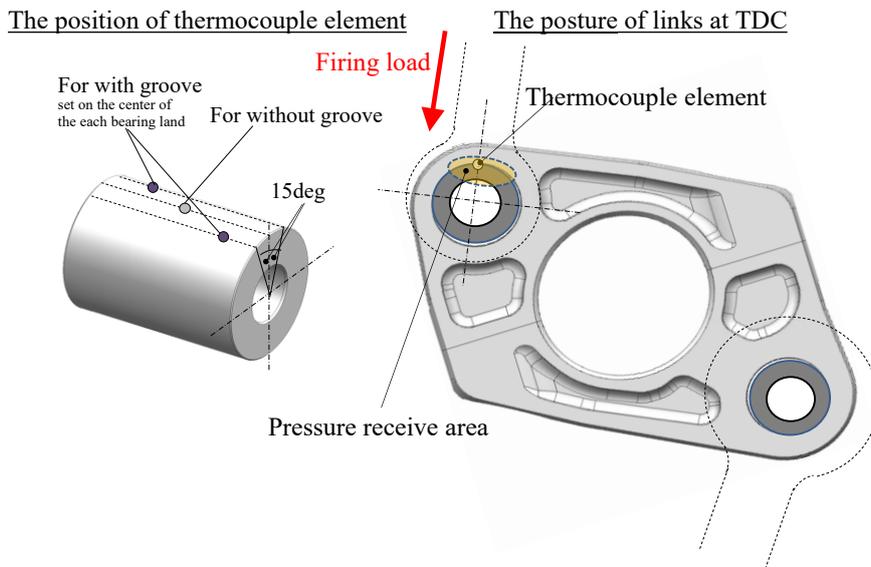


図 3-29:U ピンブッシュの温度測定位置

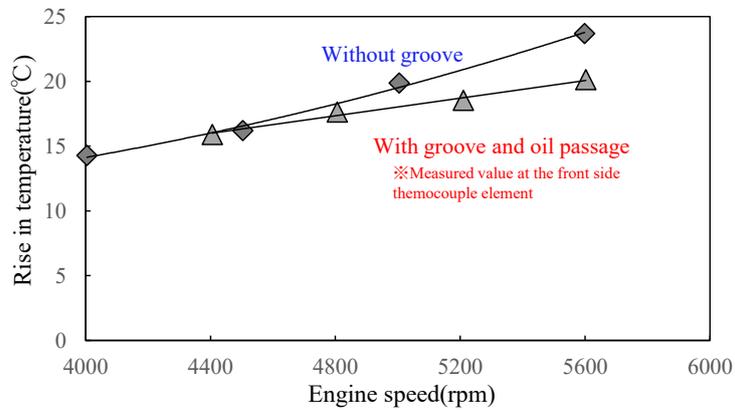


図 3-30:U ピンブッシュの温度測定結果

Uピンブッシュと同様に，Cピンブッシュ，C-Link 大端部ベアリングについても同様の検討を行った．表 3-6，表 3-7 に EHL 解析時の諸元を，図 3-31，図 3-38 に軸受荷重値を，図 3-32，図 3-39 に摺動速度を，図 3-33，図 3-34，図 3-40，図 3-41 に Cピンブッシュ，C-Link 大端部ベアリング，それぞれの最大荷重のタイミングにおける EHL 解析の結果を，また，図 3-35，図 3-42 にクランク角度に対する最小油膜厚さと潤滑状態を示す膜厚比 λ との関係を示す．図中のクランク角度は，いずれも図 1-34 の θ_{cr} に対応している．Uピンブッシュと同様に，軸幅方向の端部と比較して中央部の受圧部としての機能は相対的に低く，全周油溝を設けることで受圧機能が損なわれない傾向となることが分かった．また，実働時の摺動部の昇温についても油通路，および全周油溝を設けることで低減していることが確認できた．Uピンブッシュと同様に，摺動部への常時給油の効果が得られたためと考えられる（温度測定的位置については図 3-36，図 3-43，温度測定の結果については図 3-37，図 3-44 を参照）．

一方，図 3-35，および図 3-42 で示したとおり，Uピンブッシュ，Cピンブッシュは，揺動にともなう低摺動速度と高荷重の結果，膜厚比 λ の値について 0 に近い，境界潤滑の状態となる．このため U，Cピンブッシュ部の軸部品である U，Cピンについて，高 PV 値に対応するため表面コーティング被膜として水素フリーDLC(Diamond Like Carbon)材を採用した(図 3-45 参照)．水素フリーDLC は摩擦特性に優れており [75]，これにより摺動部における低 μ 化，高硬度化を図ることで，耐焼付き性，耐摩耗性の向上を図った．

表 3-6:Cピンブッシュの EHL 解析時の諸元

Specifications	Values
Diameter of journal (mm)	Φ21
Width of C-pin bush (mm)	17.8
Width of groove (mm)	2.29
Young's modulus of journal side (Gpa)	210
Poisson's ratio of journal side	0.3
Young's modulus of bearing side (Gpa)	100
Poisson's ratio of bearing side	0.34
Diameter clearance ratio	0.001
Dynamic viscosity of oil film (mPa·s)	4.12
Oil pressure at bearing end side(kPa)	100
Oil pressure at oil groove side(kPa)	400

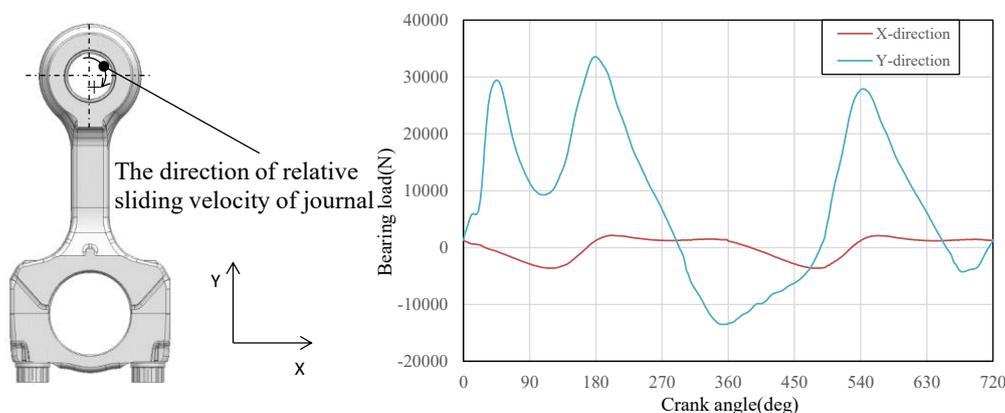


図 3-31:Cピンブッシュの荷重

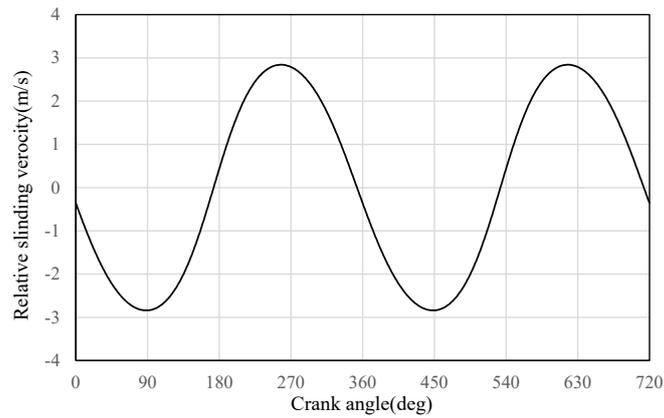


図 3-32:C ピンプッシュに対する軸側の相対摺動速度

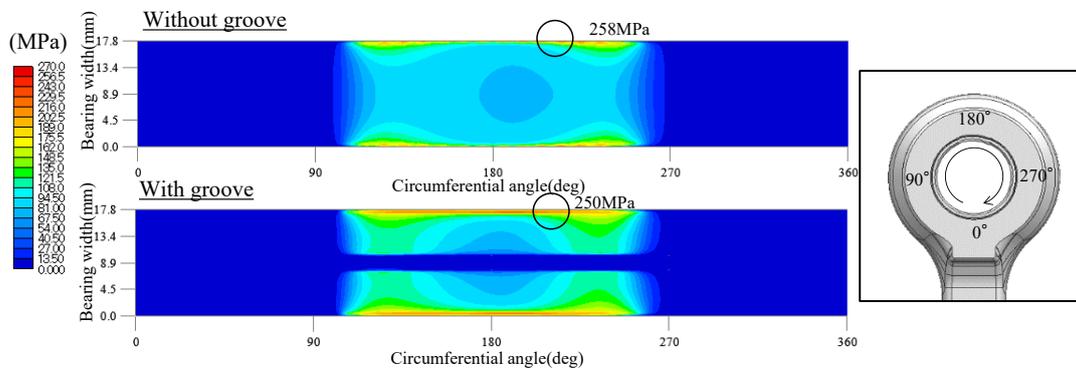


図 3-33:C ピンプッシュの最大局所面圧

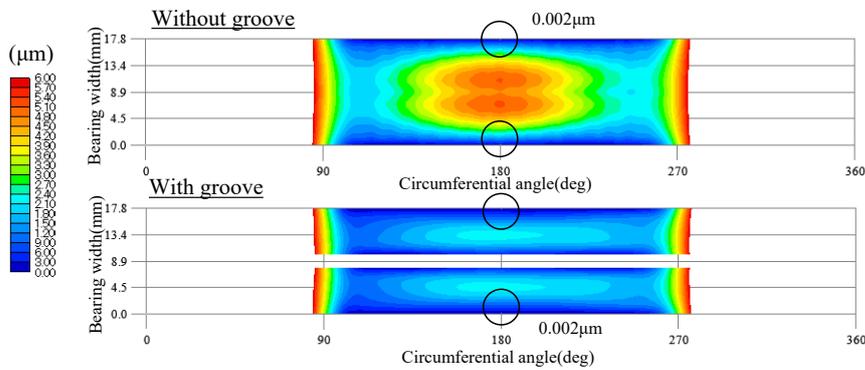


図 3-34:C ピンプッシュの最小油膜厚さ

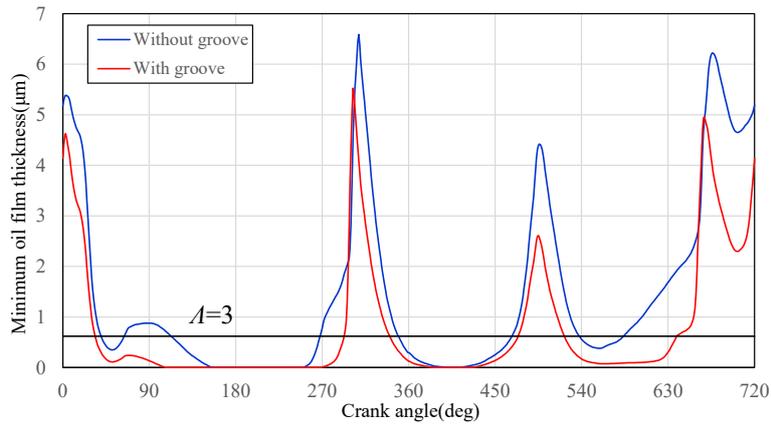


図 3-35:C ピンブッシュの最小油膜厚さの推移

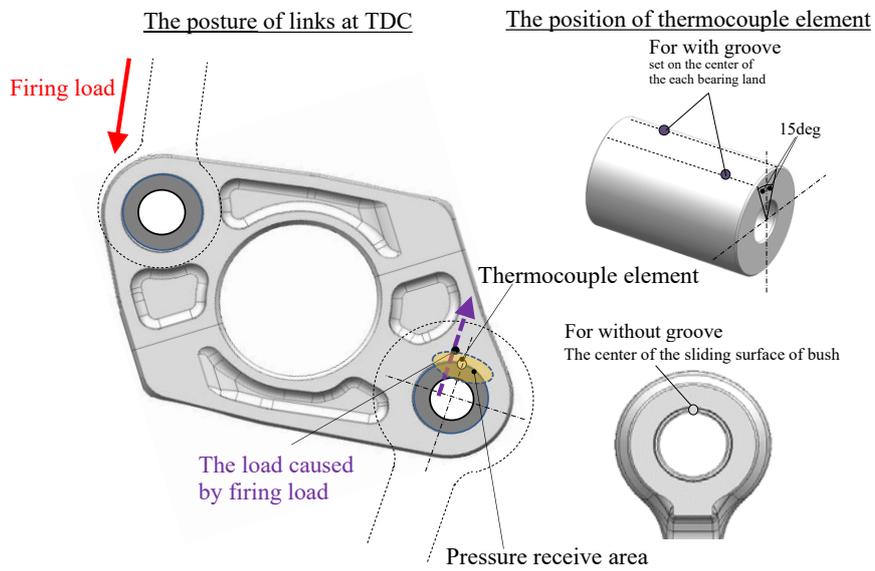


図 3-36:C ピンブッシュの温度測定位置

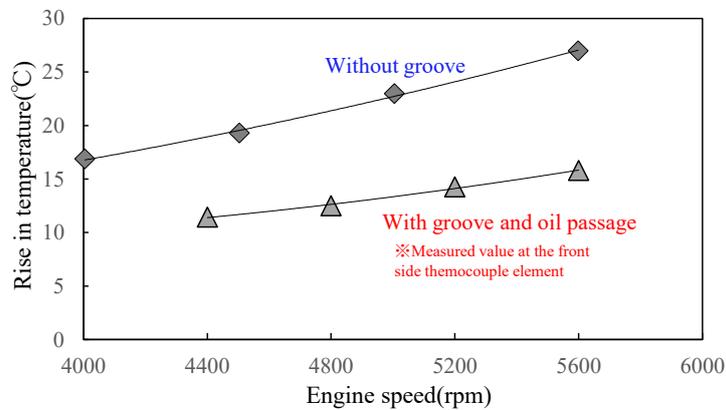


図 3-37:C ピンブッシュの温度測定結果

表 3-7:C-Link 大端部ベアリングの EHL 解析時の諸元

Specifications	Values
Diameter of journal (mm)	Φ35
Width of C-Link big end bearing (mm)	16.4
Width of groove (mm)	2.58
Young's modulus of journal side (Gpa)	210
Poisson's ratio of journal side	0.3
Young's modulus of bearing side (Gpa)	100
Poisson's ratio of bearing side	0.34
Diameter clearance ratio of vertical direction to matching surface of bearings	0.0003
Dynamic viscosity of oil film (mPa·s)	4.12
Oil pressure at bearing end side(kPa)	100
Oil pressure at oil groove side(kPa)	400

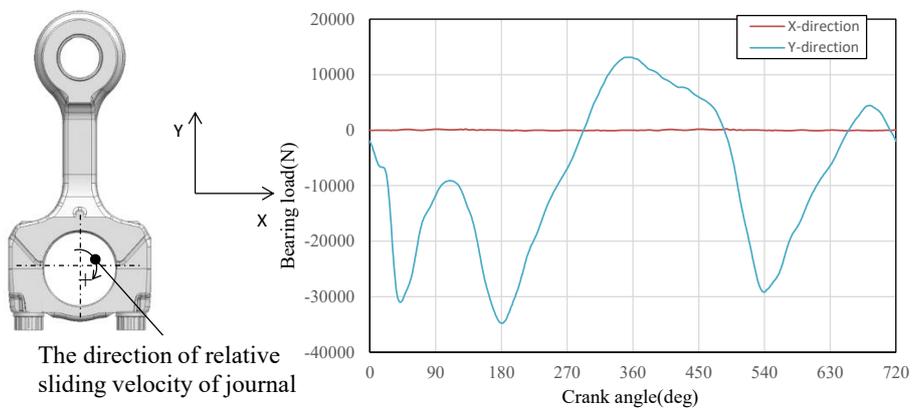


図 3-38:C-Link 大端部ベアリングの荷重

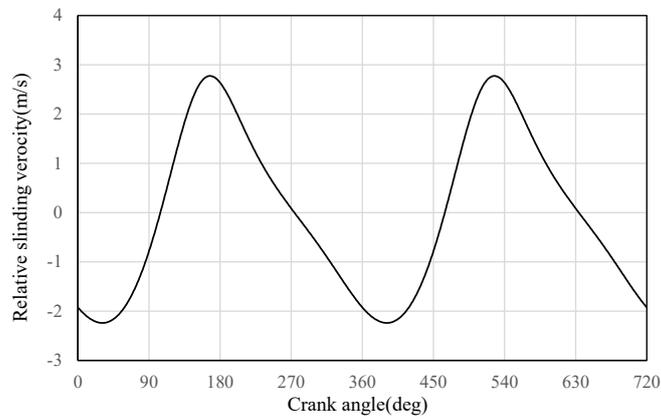


図 3-39:C-Link 大端部ベアリングに対する軸側の相対摺動速度

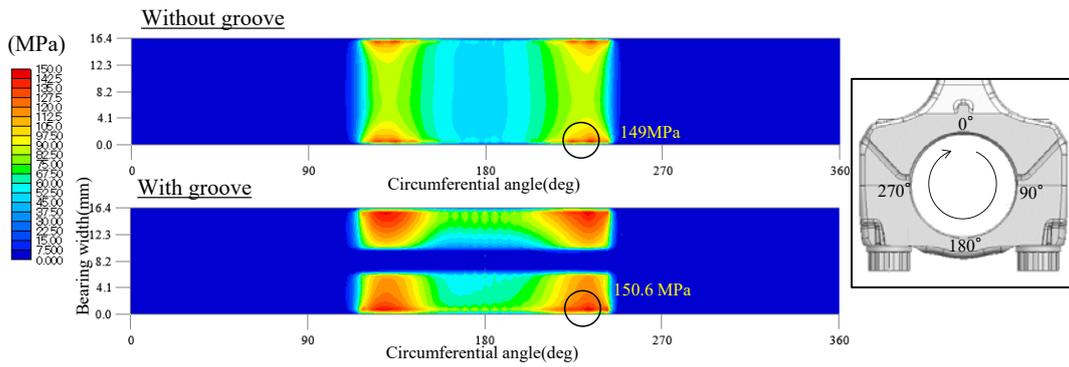


図 3-40:C-Link 大端部ベアリングの最大局所面圧

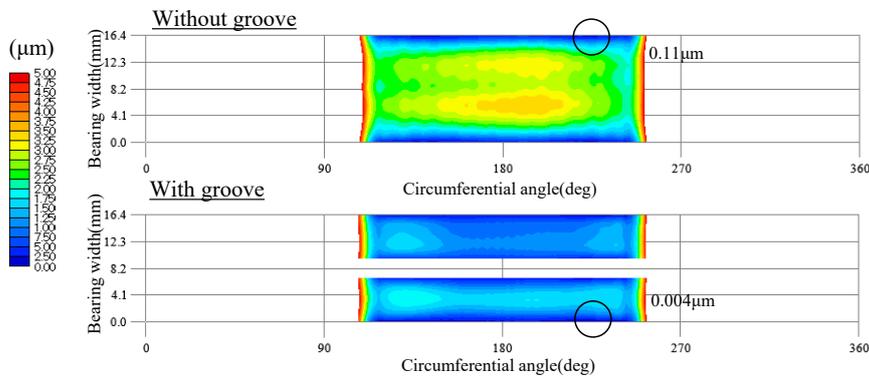


図 3-41:C-Link 大端部ベアリングの最小油膜厚さ

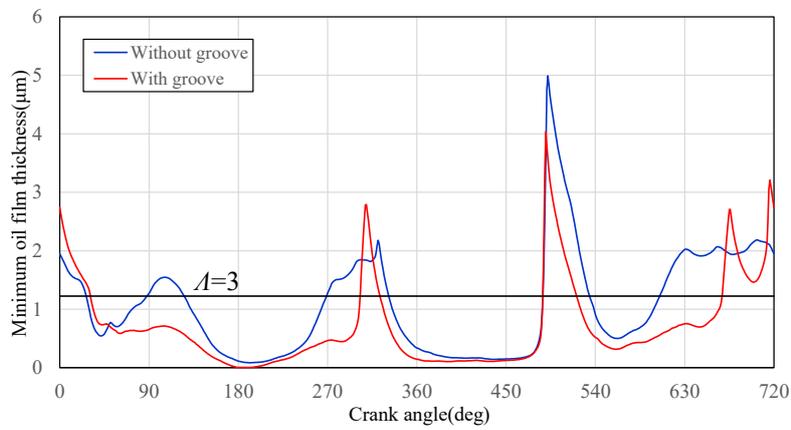


図 3-42:C-Link 大端部ベアリングの最小油膜厚さの推移

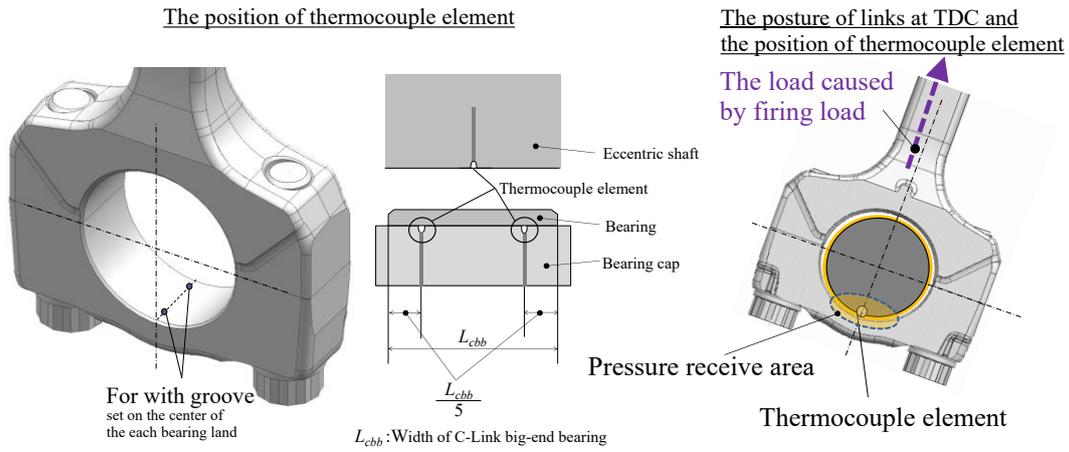


図 3-43:C-Link 大端部ベアリングの温度測定位置

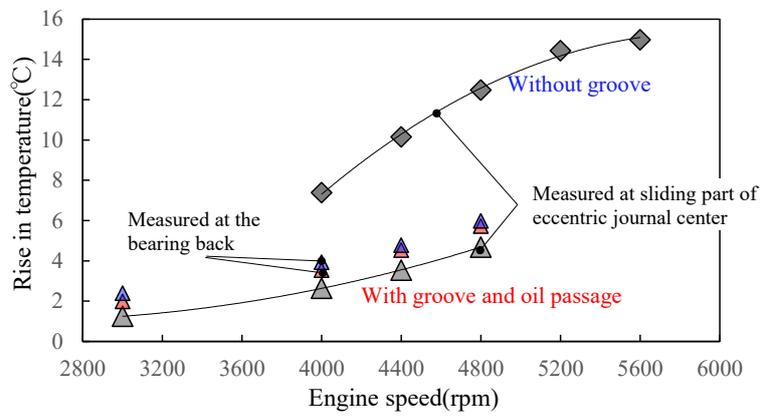


図 3-44:C-Link 大端部ベアリングの温度測定結果

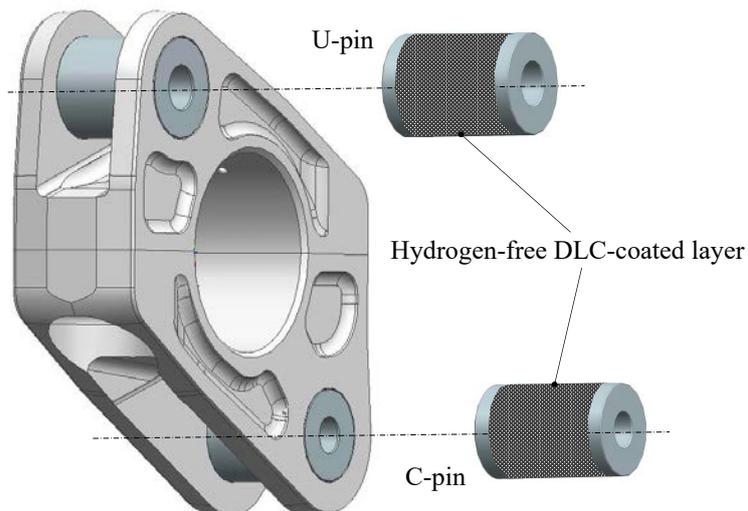


図 3-45:連結ピンの水素フリーDLCコーティング

3.4.4 コントロールシャフトベアリングの設計

前述した揺動軸受部と比較して、コントロールシャフトベアリングは圧縮比変更時を除いて回転、揺動運動ともに起こらない、非摺動状態で使用されることが特徴である。このことから、本軸受では摺動による潤滑油の流れを期待することができないため、金属表面の粗さ接触による摩耗増大が懸念される。上記問題に対応するため、前述の揺動軸受同様、全周油溝を設け、軸受幅方向の油流により対応する構成を提案した。また、コントロールシャフトの曲げ剛性がクランクシャフトと比較して大幅に向上しているため、軸受部での片当たりの傾向はクランクシャフト主軸受部と比較して大幅に軽減できる構成となっている。

図 3-46 に 3.4.3 で取り上げた揺動軸受を含む、低エンジン回転数により慣性荷重の影響が小さく、燃焼荷重の影響が顕著となる 2400 rpm、全負荷の条件における最大平均面圧値(荷重履歴中の最大荷重値を、軸受の投影面積で除した値)を示す。揺動軸受と比較して、圧力値が低いことが分かった。ベアリング材質としては、揺動軸受部同様、本箇所にも高面圧用銅合金ブッシュ材を適用することで耐摩耗性を確保した。

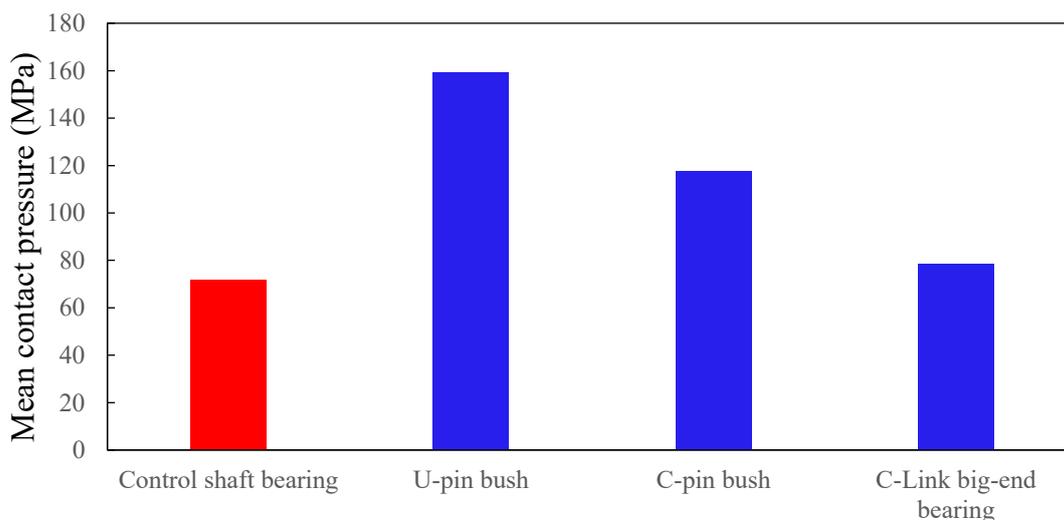


図 3-46: コントロールシャフトベアリング, 揺動軸受の最大平均面圧値の比較

3.4.5 ピストンピンブッシュの設計

1.5.1で前述したとおり、6節可調整ピストン・クランク機構では、ATDC時のピストン降下のタイミングにおいてピストン直下のU-Link（従来機構エンジンのコネクティングロッドに相当）が直立姿勢を維持し、従来のピストン・クランク機構と比べてピストン速度が低下する傾向となる。ピストンピンブッシュについてこの影響を検討したところ、ピストンピンブッシュの摺動速度についても低下することが分かった(図 3-47 参照)。また、このことによりブッシュの摺動面における摩擦、摩耗の指標となるPV値についても低減されることが分かった(図 3-48 参照)。この傾向は、6節可調整ピストン・クランク機構用ピストンの設計において、ピストンピンのピン径縮小化の容易さを示しており、また、本機構の有するピストン側圧の低減効果と相まって、ピストン小型軽量化のポテンシャルを有していることについても示している。

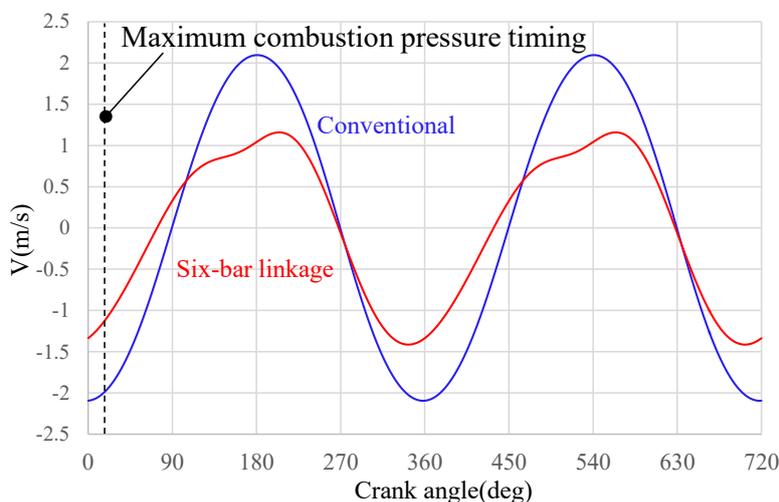


図 3-47: ピストンピンブッシュの摺動速度の比較

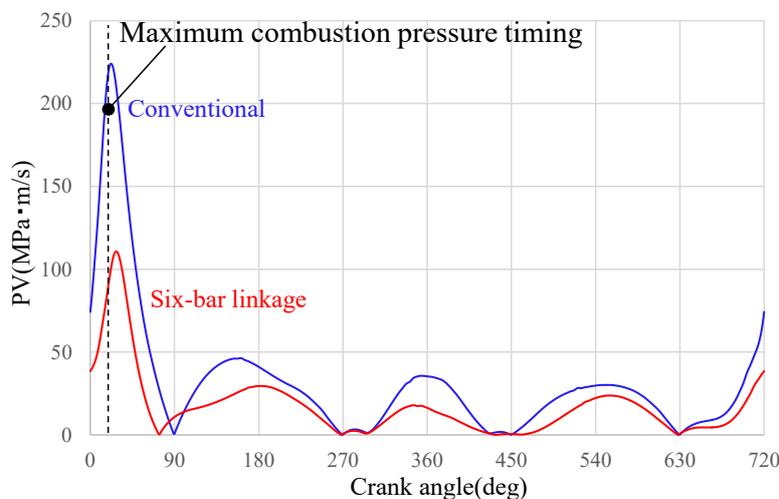


図 3-48: ピストンピンブッシュのPV値の比較

3.5 6節可調整ピストン・クランク機構の軸受要素の特徴の整理

6節可調整ピストン・クランク機構用軸受群は、各々の軸受の環境、特徴から、図 3-49 の様に三つのグループに分けることができる。

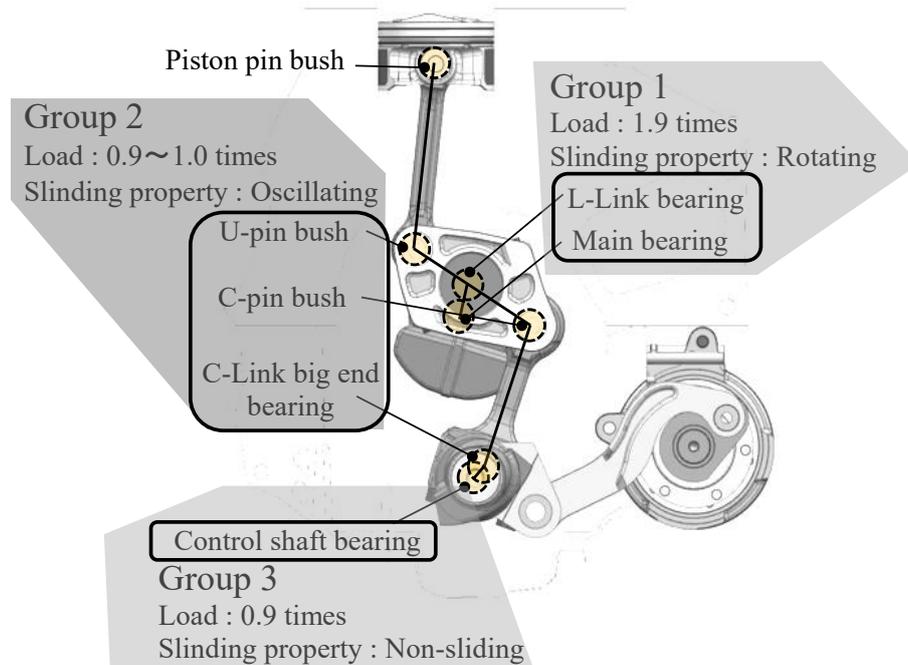


図 3-49:6 節可調整ピストン・クランク機構の軸受の分類

第一グループのL-Link ベアリング、メインベアリングは、従来機構用コネクティングロッドベアリング、メインベアリング同様に回転軸受としての機能が求められる。一方で、入力荷重については6節可調整ピストン・クランク機構によるこの構成により1.9倍までに増幅される。今回、この増幅した荷重に対してL-Link ベアリングは軸受幅を増大させることで、機構上、また構造上発生しやすい背面部の相対すべりに対応し、結果、面圧の低減にも繋げることができた。メインベアリングについては、クランクシャフトの高剛性化により片当たり傾向を防ぐことで機能信頼性を確保することができた。

第二グループのC-Link 大端部、およびU、Cピンブッシュは、6節可調整ピストン・クランク機構用に新たに設定された軸受要素である。これらの軸受要素は従来機構用ピストンピンブッシュと同様に揺動軸受として機能する箇所であるが、摩耗の指標であるPV値に着目すると(図 3-19 参照)、ピストンピンブッシュと比べ数値が増大する傾向にある。これにより損なわれる耐焼付き性を向上させるため、エンジンオイルを摺動部引き込むための油供給経路を設けた。また軸受部自体に全周油溝構造を設けることで冷却、異物排出効果を増強し、耐焼付き性を確保した。この際、全周油溝を本機構用の揺動軸受においては荷重分担の小さい部位である軸幅中央部に配置することで、負荷容量を損ねることなく、冷却機能、および異物排出機能を獲得することができた。

第三グループに分類したコントロールシャフトベアリングは非摺動部として機能する機会が多い軸受である。この部位については第二グループ同様に全周油溝を設けることで異物排出機能を獲得しつつ、高曲げ剛性を有するコントロールシャフトにより片当たり傾向を大幅に抑制した。軸受材には第二グループ同様にブッシュ材を採用することで耐摩耗性を確保した。

いずれのグループにおいても、それぞれの具体的な対応方法は異なるが、増大する荷重や、特に揺動軸受で問題となる、油量を確保しづらい環境に対し、構成部品のサイズの肥大化を防ぎ、剛性の特質に着目し軸受部の負荷容量を確保しつつ、油供給経路を設けて軸受幅方向の油流を設けることで機能信頼性を確保することができた。

3.6 軸受部の摩擦損失の検討と分析

6 節可調整ピストン・クランク機構では新たに軸受要素が追加されたことにより、摩擦損失が増大する要因が増えるが、追加された各軸受要素は揺動動作の箇所であること、また小径であることからその増大代は限定的である。一方で、6 節可調整ピストン・クランク機構において ATDC 時に U-Link が直立姿勢であることで得られるピストン側圧の低減効果[10][22]、および、前述の対応でクランクシャフト軸径を小径に設定できたことにより、比較対象である自然吸気 同一排気量エンジンと比較しても、摩擦損失を低減することができた(図 3-50 参照)。また本機構では、新たに追加された軸受要素の負荷容量の確保のため、従来機構と比べて多くのオイル流量が必要となる。本エンジンでは、軸受荷重が増大する高回転時にはオイル流量を増やし、低回転時にはオイル流量を減らすことで流路における圧力損失を減らすことのできる可変容量オイルポンプを採用した。これにより可変圧縮比により得られる高燃費性能を損ねることなく、軸受の耐久性を確保することができた。

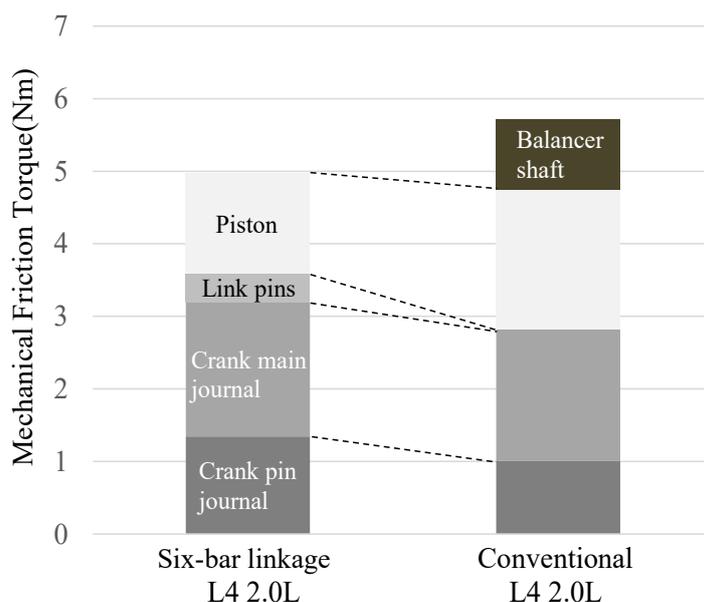


図 3-50: 主運動系の摩擦損失の比較

3.7 本章の結論

本章の結論は以下のとおりである。

本章では、6 節可調整ピストン・クランク機構を成立させる上で重要な機能部品である、リンク間を繋ぎ合わせる役目を担う軸受要素について着目した。各軸受部位について、部位毎の荷重、摺動特性に応じた以下の対応により、本機構が有する付加価値を損ねることなく、機能信頼性を確保することができた。

1. 従来機構においても存在するクランク軸周りの軸受部については、てこにより荷重が増大するが、軸受要素自身、若しくはクランクシャフトといった構成部品の剛性を向上させることで、相対すべりの起こりやすい傾向、および局所面圧の増大に対処した。
2. 6 節リンク機構化により新設された揺動、非摺動軸受部については、軸回転による油流が限定的となることで生じる冷却性の悪化、異物排出性悪化への対応のため、油通路、全周油溝を設けることで軸受摺動部への油供給経路を確保し、軸受幅方向の油流れを強化することで軸受機能を確保した。また、高面圧用銅合金ブッシュ材、水素フリーDLC コーティングを採用することで耐摩耗性を確保した。
3. 6 節可調整ピストン・クランク機構では新たに軸受要素が追加され、摩擦損失が増大する要因が増える一方で、追加された各軸受要素は揺動動作、小径であること、ピストン側圧の低減効果、および軸径を従来機構並みに設定できたことで、従来機構と比較して良好な摩擦性能を得ることができた。

第4章 6節可調整ピストン・クランク機構のリンク間の連成挙動の解析と設計への応用

4.1 緒言

第2章では、本エンジンに採用される主運動系が機構上有するこの構成がピストンストローク量を増幅させ、その結果、クランク半径が短縮されることでクランクシャフトの剛性が増大する特質を利用した機構、6節可調整ピストン・クランク機構のクランクシャフトの力学的特性に着目した。一方で、本機構のリンクの長さやリンク同士の幾何学的関係、および質量特性により構成されるリンクジオメトリが、第2章で着目したクランクシャフトのみならず、6節可調整ピストン・クランク機構を構成する個々のリンク部品自身の力学的特性にも影響するため、設計上、この関係を把握した上でリンクジオメトリを設定することが重要である。

本章では、リンクジオメトリの影響に加え、クランクシャフトの弾性挙動が、接続するリンク機構の構成部品の弾性挙動に与える影響に着目する。これにより、リンクジオメトリにより決まる荷重特性のみならず、構成部品の弾性変形にともなう機構系の連成挙動により、さらなる荷重増大を引き起こすメカニズムについて検証を行う。また、この検証結果を踏まえ、6節可調整ピストン・クランク機構において適切なリンクジオメトリを設定することが、荷重増大を引き起こす連成挙動を抑制し、本機構の小型化に欠かせない要素となることについて明らかにする。

4.2 6節可調整ピストン・クランク機構のリンクジオメトリと力学的特性との関係

4.2.1 6節可調整ピストン・クランク機構成立のためのリンクジオメトリの制約条件

コントロールシャフト(図 1-26 参照)は、その姿勢を変更させることで圧縮比の変更を実現できる本6節可調整ピストン・クランク機構特有の構成部品である(図 1-28 参照)とともに、第2章で着目したとおり、その配置位置が車載性に影響を与えるエンジンの左右幅だけでなく、本体構造系への入力特性[25]、およびトルク変動[18]やエンジン振動といった、エンジン全体としての力学的特性にも影響をおよぼす。コントロールシャフト配置位置(図 4-1 参照)について、図 4-2 に6節可調整ピストン・クランク機構において重要な力学的特性値である、第2章で取り上げたクランクシャフト軸周りのトルク変動4次成分振幅値との関係を、図 4-3 に4気筒構成におけるエンジン上下方向振動2次成分振幅値との関係を示す。これらの力学的特性値は、エンジン運転条件について6000 rpm、全負荷条件を前提として算出した。この力学的特性の制約に加え、構造上の要件であるメインベアリングキャップボルト間への配置可能領域、エンジン車載時の路面干渉回避の成立領域についても考慮すると、第1章で示したとおり、結果としてコントロールシャフト配置可能位置はごく限られた領域となる(図 4-4 参照)。

クランクシャフト軸周りのトルク変動4次成分、および4気筒構成におけるエンジン上下方向振動2次成分の2つの力学的特性値に着目すると、各々の特性について最小値となるコントロールシャフト配

置位置が異なるため(図 4-2, 図 4-3 参照), 強度を成立させるための構成部品の寸法, 形状, およびエンジンの目標振動レベルをあらかじめ勘案した上で, 適切な配置位置を設定する必要がある。

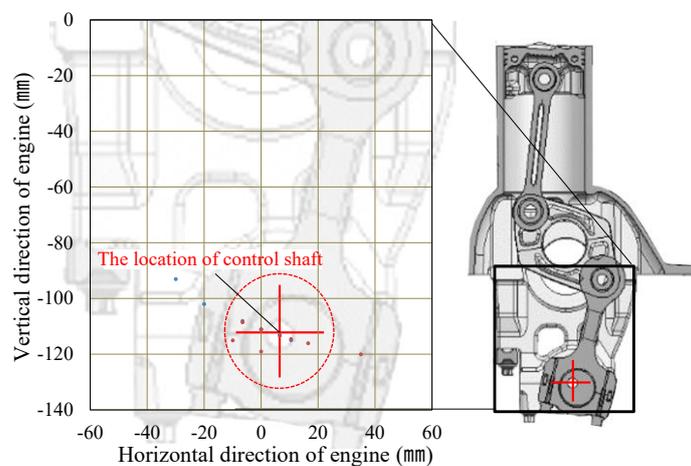


図 4-1: コントロールシャフトの配置位置の座標系

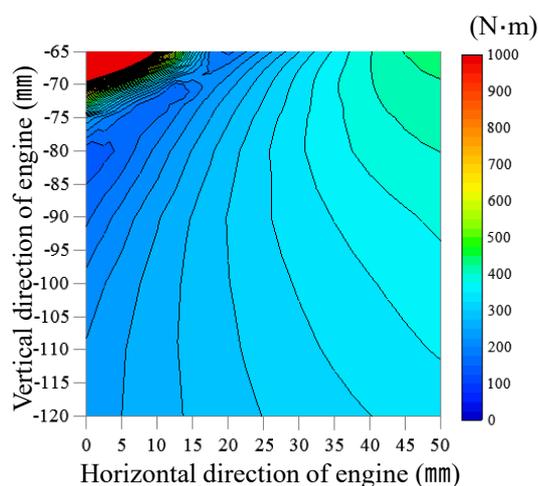


図 4-2: コントロールシャフト配置位置とトルク変動 4 次成分との関係

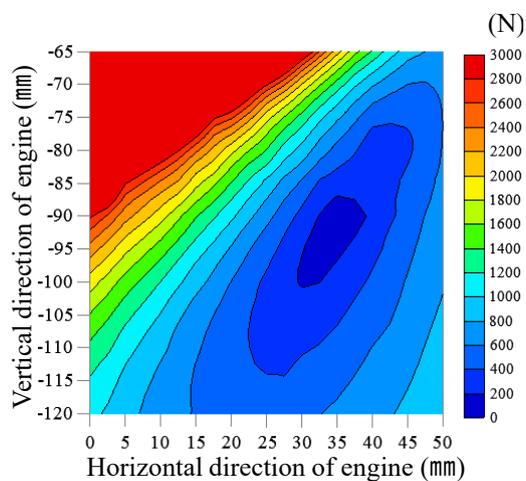


図 4-3: コントロールシャフト配置位置とエンジン上下方向振動 2 次成分との関係

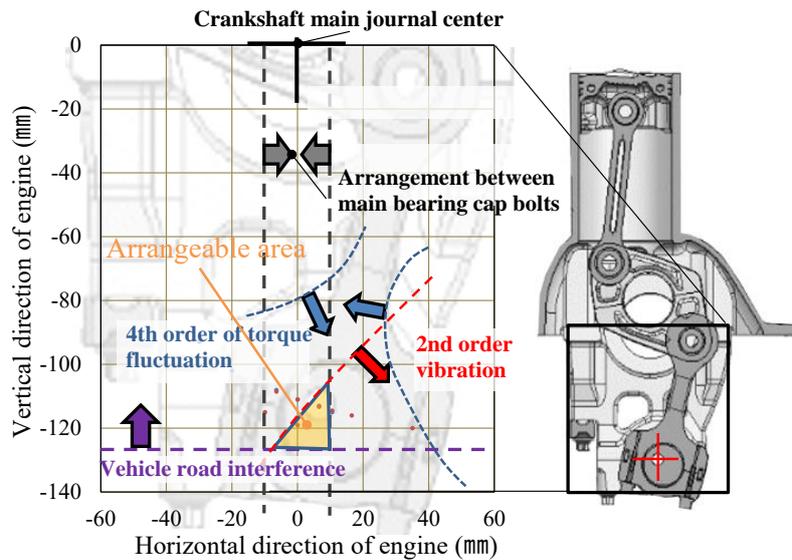


図 4-4: コントロールシャフト配置可能位置

4.2.2 リンクジオメトリが力学的特性におよぼす影響

4.2.1 で述べた力学的特性の一つであるクランクシャフト軸周りに生じるトルク変動は、第2章でも取り上げたとおり、クランクシャフトの捩じり変形を引き起こし、その増大がクランクシャフト自身の耐久性を低下させる原因となるため、低い値とすることが望ましい。6 節可調整ピストン・クランク機構においては、コントロールシャフトをクランクシャフト直下付近に配置することで、メインベアリングキャップボルト間への配置が可能となるとともに、特に直列4気筒構成においてクランクシャフトの捩じれ固有値が400Hz程度となることから、高回転の運転条件となる6000 rpm周辺においてクランクシャフトの捩れ共振を励起するトルク変動の4次成分が低減するため、軸部の疲労破損に対する安全率が向上し、クランクシャフト細軸径化が可能となる。

今回、クランクシャフトに連成するリンク部品におけるトルク変動の影響の検討のため、2つのリンクジオメトリ(ジオメトリ1(表1-1に示す量産自動車用エンジンのリンクジオメトリに相当)とジオメトリ2)について、単気筒、エンジン回転数6000 rpm、全負荷の条件を例にとり、1.4.3で前述した、ピストンの冠面に生じる燃焼荷重と、クランクシャフトの回転運動に伴い本リンク機構の各構成部品が運動することで生じる慣性荷重を考慮した、動力学解析によるクランク角度毎の荷重計算を行った[12]。この際、L-Linkの入力荷重の増幅率である $(L2+L4)/L2$ の値(式(1-6))について、両ジオメトリともに1.9を前提とした。

図4-5にそれぞれのリンクジオメトリを、図4-6にクランクシャフト軸周りの1気筒あたりのトルク変動を、図4-7にトルク変動の次数成分を示す。図中のクランク角度は、いずれも図1-34の θ_{cr} に対応している。ジオメトリ2はジオメトリ1と比較して、コントロールシャフト配置位置の変更により、4気筒構成におけるエンジン上下方向振動2次成分がほぼ0となり、振動特性における本機構のメリットを最大限生かせる仕様となる一方で、トルク変動4次成分が増大し、その増大率は19%程度となる。この増大は、ジオメトリ2において図4-6に示すBとB'

のピーク値が増大したことで、AとBのピークの間隔が4次成分に相当する90 degに近づいたことが原因と考えられる。図4-8～図4-11に各リンク部品における入力荷重と次数分析値を示す。ジオメトリ2では、ジオメトリ1と比較してC-Linkの荷重4次成分の増加割合が特に大きく、ジオメトリ1に対するジオメトリ2のトルク変動4次成分の増加は19%であるのに対し、C-Linkの荷重振幅4次成分では128%の増加となることが分かった。

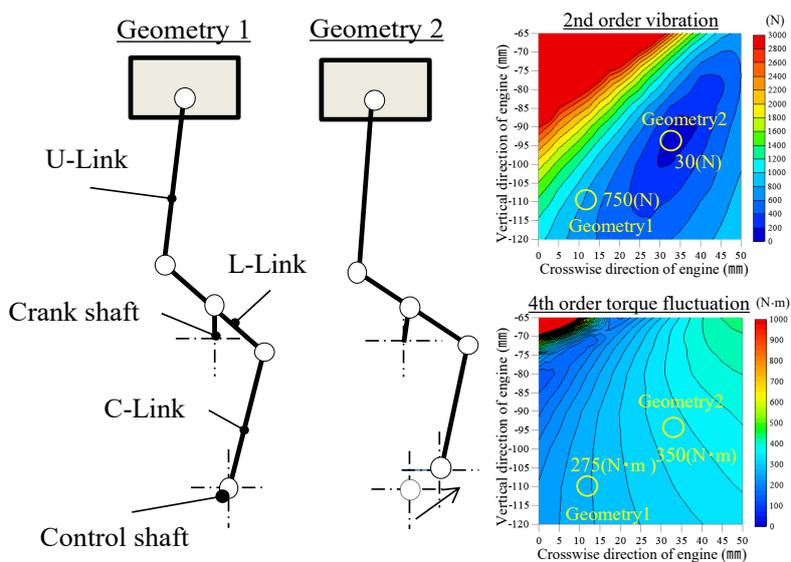


図 4-5: ジオメトリの相違による力学的特性の違い

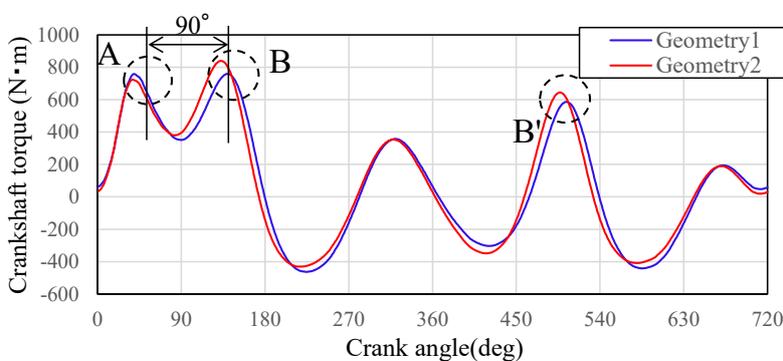


図 4-6: クランクシャフト軸周りトルク

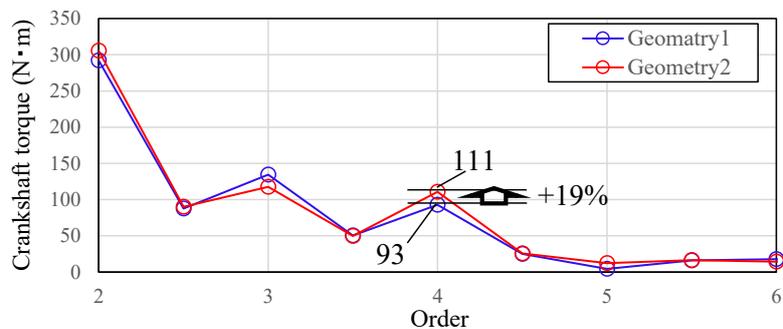


図 4-7: クランクシャフト軸周りトルクの次数成分

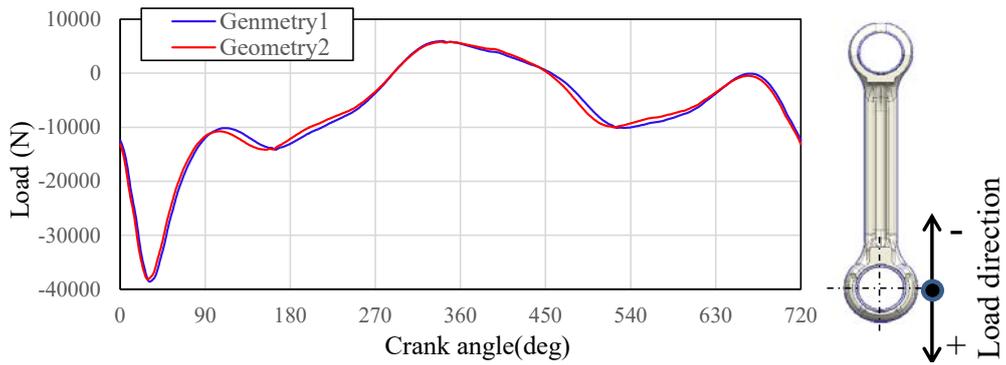


図 4-8:U ピンブッシュの荷重



図 4-9:U ピンブッシュの荷重の次数成分

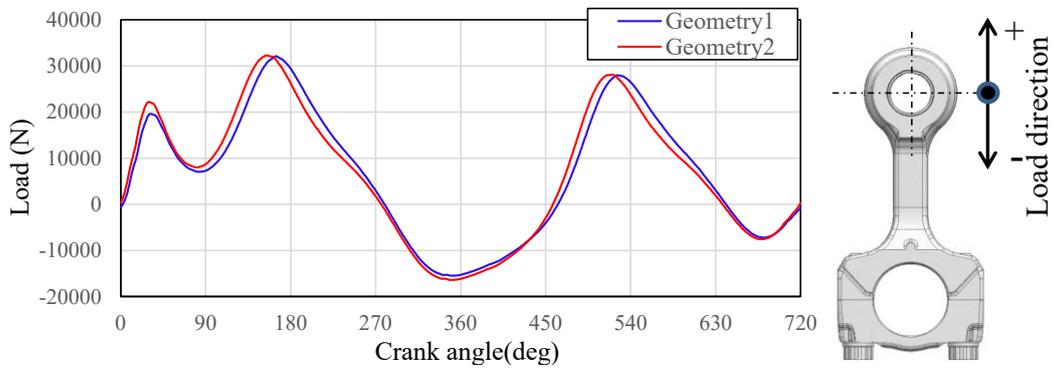


図 4-10:C ピンブッシュの荷重

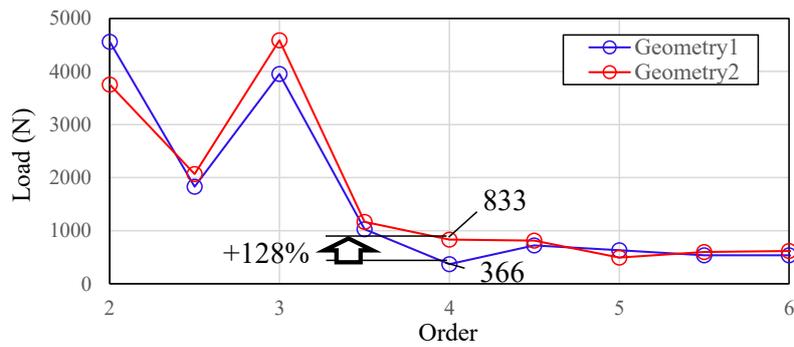


図 4-11:C ピンブッシュの荷重の次数成分

4.3 実機におけるリンク挙動の測定と分析

4.2.2 での荷重計算による検討に加え、実働状態における C-Link の挙動の分析のため、図 4-5 に示すジオメトリ 1 を前提とした 2.0 L、4 気筒エンジンについて、C-Link のロッド部の実働ひずみ測定を行った。変形挙動の把握のため、図 4-12 に示すロッド部の 4 ヶ所(A, B, C, D 部)にひずみゲージを貼付した。荷重方向成分の確認のため、ひずみゲージの方向は C-Link の主荷重方向と一致する方向とした。

今回、得られたひずみ測定値(μST)について、C-Link の縦弾性係数である 207 GPa との積を応力値として扱った。2 番、3 番気筒について、6000 rpm、全負荷条件での測定結果を図 4-13、図 4-14 に示す。

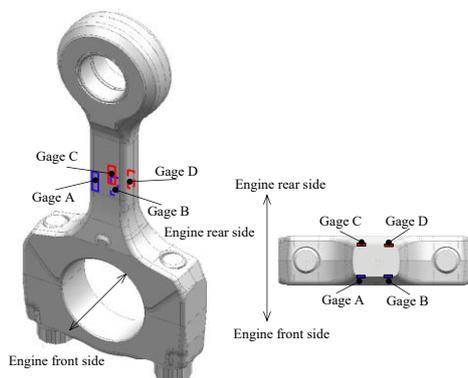


図 4-12:C-Link の歪ゲージ貼付位置

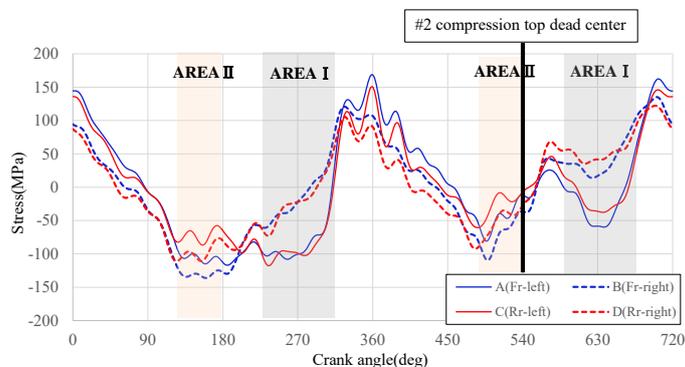


図 4-13:2 番気筒における C-Link の換算応力

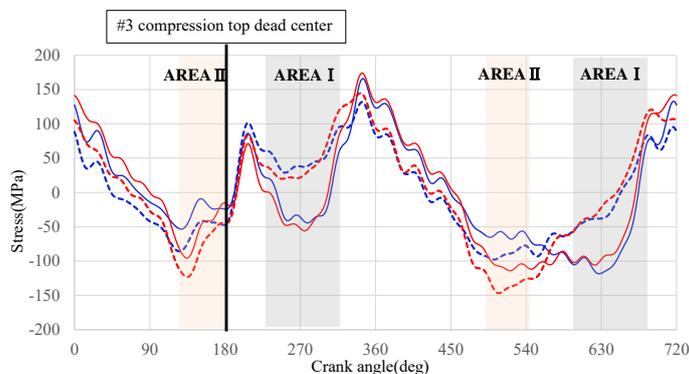


図 4-14:3 番気筒における C-Link の換算応力

両気筒とも、領域Ⅰ（両気筒とも、270 deg 近傍と 630 deg 近傍）にて、B、D 側（エンジン Fr-View の右側）の応力値が A、C 側（エンジン Fr-View の左側）の応力値を上回る傾向が確認された。このタイミングにおける C-Link の変形状態を図 4-15 の左側に示す。従来機構用コネクティングロッドにも見られる、慣性力による鞭打ち状の変形が生じたと考えられる。

一方、領域Ⅱ（両気筒とも、135 deg 近傍と 495 deg 近傍）に着目すると、領域Ⅰの鞭打ち状変形とは異なり、2 番気筒では C、D 側（エンジン Rr 側）の応力値が A、B 側（エンジン Fr 側）の応力値を上回り、3 番気筒では逆に、A、B 側（エンジン Fr 側）の応力値が C、D 側（エンジン Rr 側）の応力値を上回る傾向となった。応力の主要因である慣性荷重、燃焼圧荷重は、各気筒間で有意な差がないため、気筒毎の弾性挙動の差異がこの傾向を引き起こしていると考えられる。

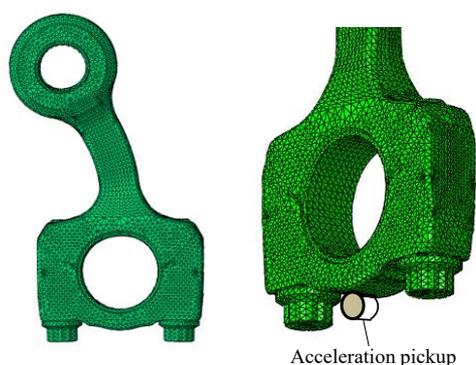


図 4-15:C-Link の鞭打ち状変形と加速度ピックアップの取り付け位置

図 4-16 に 6000 rpm, 全負荷条件における、3 番気筒の応力の各次数成分について、1 次成分の振幅値(A から D, 4 か所の 1 次成分の振幅値の平均値)で除した値と、4.2.2 で求めた C-Link の荷重計算値の各次数成分について、同じく 1 次成分の振幅値で除した値との比較を示す。実測値では、荷重計算値と比較して 2 次以上の成分でのゲージ毎の数値の変動が確認され、4 次成分では全ゲージで荷重計算値の 2 倍以上の値となった。これは、実機において C-Link の弾性変形、およびリンク機構の連成挙動が発生しているためと考えられる。

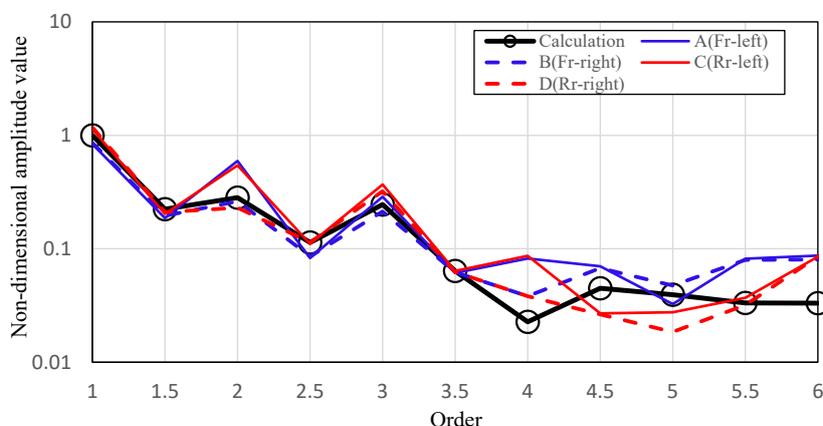


図 4-16:C-Link 荷重計算値と実測の換算応力値との次数成分毎の比較

図 4-17 に実機のひずみ測定値からの換算応力値，および荷重計算値それぞれの，回転数毎の 4 次成分の振幅値を示す．応力値が荷重計算値を上回り，高回転となるほどその傾向が顕著となった．また，ひずみ測定に加えて，C-Link のクランク軸方向の挙動の検討のため，C-Link 大端部のクランク軸方向の加速度についても測定を行った．回転数毎の加速度のピーク値について図 4-18 に，加速度ピックアップの取り付け位置について図 4-15 の右側に示す．応力値 4 次成分同様に，加速度のピーク値についても回転数増大にともない増加していることが確認できた．これらの測定結果より，実機においてはクランク軸方向の弾性挙動が生じ，C-Link の挙動の 4 次成分が増大していると考えられる．

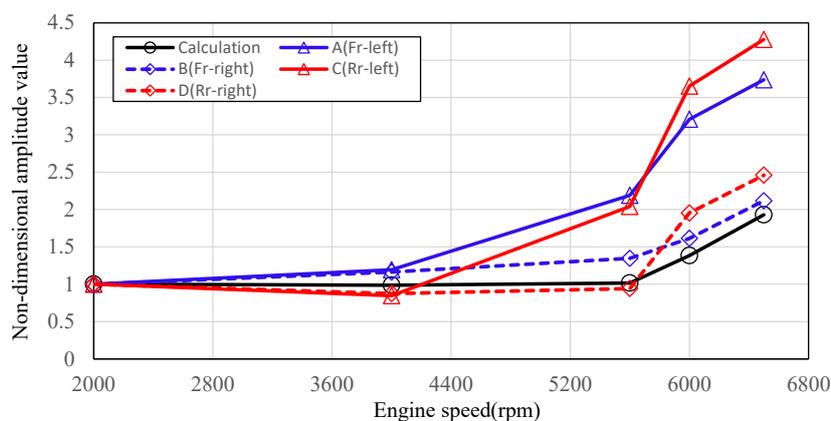


図 4-17:C-Link 荷重計算値と換算応力値の 4 次成分の比較

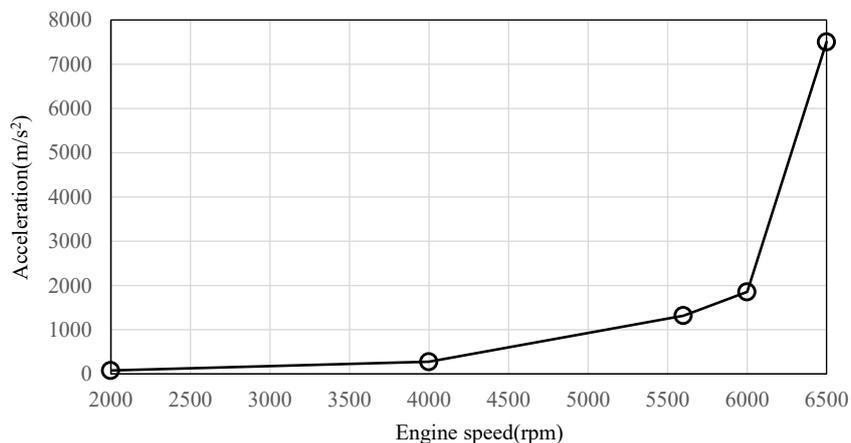


図 4-18:C-Link 大端部のクランク軸方向加速度の 4 次成分

4.4 マルチボディダイナミクス解析による挙動の検証

4.4.1 C-Link 変形挙動の要因分析

4.3 で実測を行った C-Link 大端部キャップ部の前後方向振動、およびロッド部で発生する応力の原因となる挙動について、実機と同様にジオメトリ 1 を前提とした 2.0 L の 4 気筒エンジンを対象として、AVL 社のエンジン用マルチボディダイナミクス解析ツールである EXCITE™ Power Unit を用いて検討を行った。EXCITE™ Power Unit は、エンジンの各構成部品に相当する弾性体ボディを用意し、部品間を軸受相当の非線形接触モデルによる連結要素で繋ぎ合わせることで、実働中の各部品の挙動を解析できるツールである(図 4-19 を参照)。

本ツールでは、構成部品に相当するそれぞれの弾性体ボディについて、動挙動をあらわす微分方程式と、ボディに対し荷重、および拘束を与える代数方程式の二つを同時に満足する方程式を解くことで、弾性体ボディの動的応答を計算することができる。またボディに対し作用する荷重について、1.4.3 で前述した剛体の動力学解析による構成部品の荷重計算と同様に、ピストンの冠面に生じる燃焼荷重成分と、クランクシャフトの回転運動に伴い、質量、重心位置などの情報が与えられた本リンク機構の各構成部品が運動することで生じる慣性荷重成分が作用する前提となっている。

今回、マルチボディダイナミクス解析で用いた 6 節可調整ピストン・クランク機構の構成部品の FEM モデルの例を図 4-20 に示す。また、6000 rpm、全負荷条件における 2 番気筒、3 番気筒の C-Link ロッド部の応力について、解析結果と 4.3 で示した測定結果との比較を図 4-21、図 4-22 に示す。領域 I の鞭打ち状の変形(図 4-15 参照)、および領域 II における応力の傾向について、解析と測定とで挙動が一致しており、解析が実測をよく再現できていることが分かった。

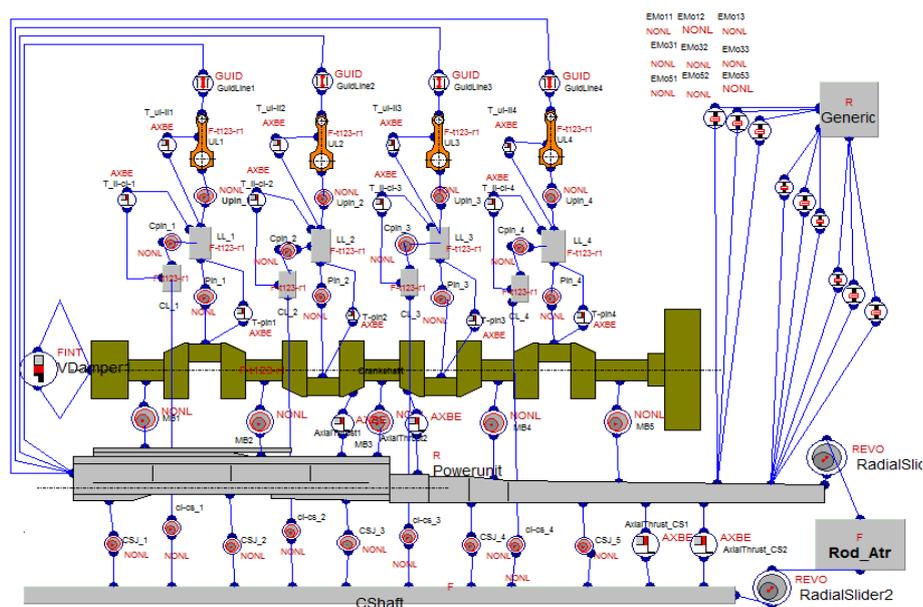


図 4-19:EXCITE™ Power Unit



図 4-20:6 節可調整ピストン・クランク機構の構成部品の FEM モデル

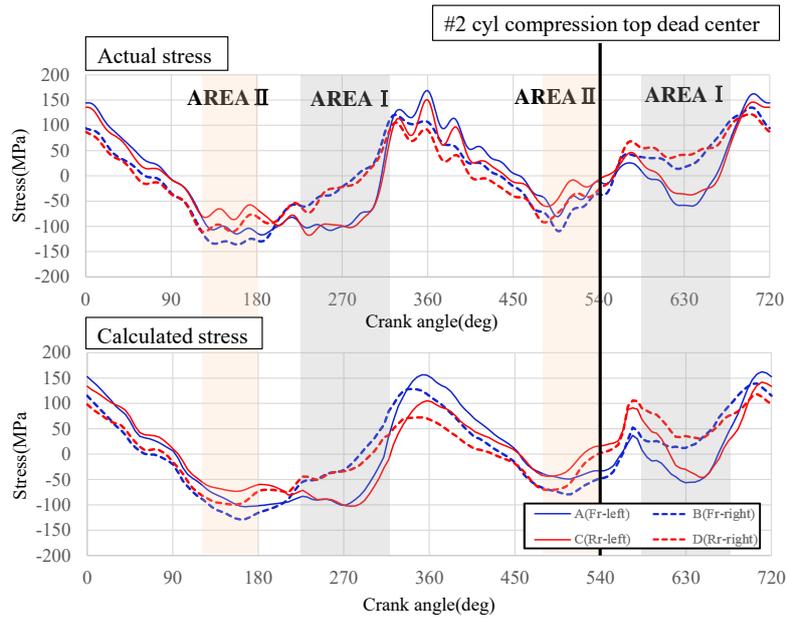


図 4-21:2 番気筒における C-Link 応力 実測と解析の比較

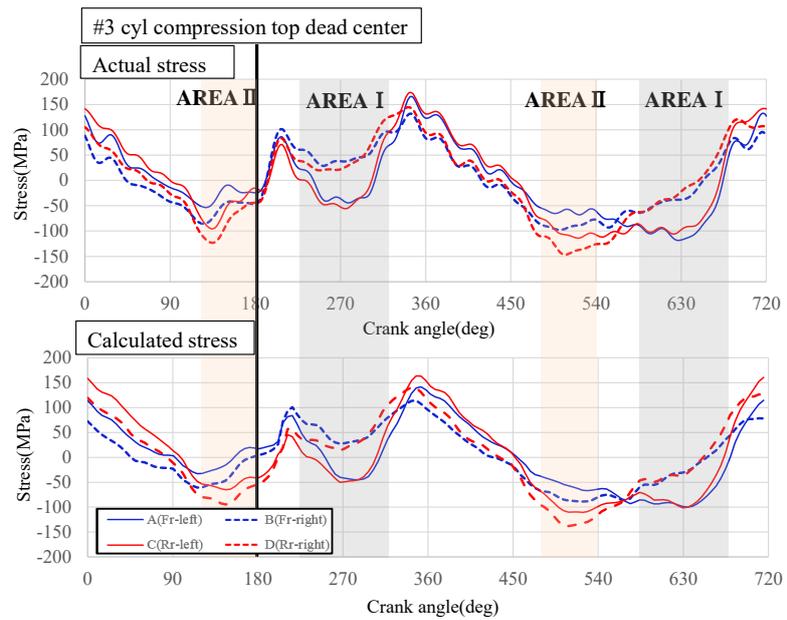


図 4-22:3 番気筒における C-Link 応力 実測と解析の比較

今回、このマルチボディダイナミクス解析を用いて、領域Ⅱで示す応力傾向となる要因分析を行った。図 4-23 に領域Ⅱで圧縮応力が最大となるクランク角度 520 deg, および引張り応力が最大となる 340 deg における C-Link の変形状態を示す。2 番気筒と 3 番気筒とで、大端部に対する小端部側のクランク軸方向の変形が前後逆の方向となり、また 340 deg と 520 deg とでは、それぞれの気筒における変形の方向が、クランク軸方向について前後逆となった。

図 4-24 に 340 deg, および 520 deg におけるクランクシャフトの変形状態を示す。両角度ともに、シャフト全体として捩じり変形が生じていると同時に、リンク機構の慣性荷重による曲げ変形が発生した。図 4-25, 図 4-26 に 340 deg, および 520 deg におけるクランクシャフトを含むリンク機構の連成挙動の状態を示す。クランクシャフトの曲げ変形により、L-Link, および C-Link 小端部において紙面方向軸に対する回転変位が生じ、結果、図 4-23 に示した C-Link 小端部における左右方向の変位への挙動が連成することが明らかになった。

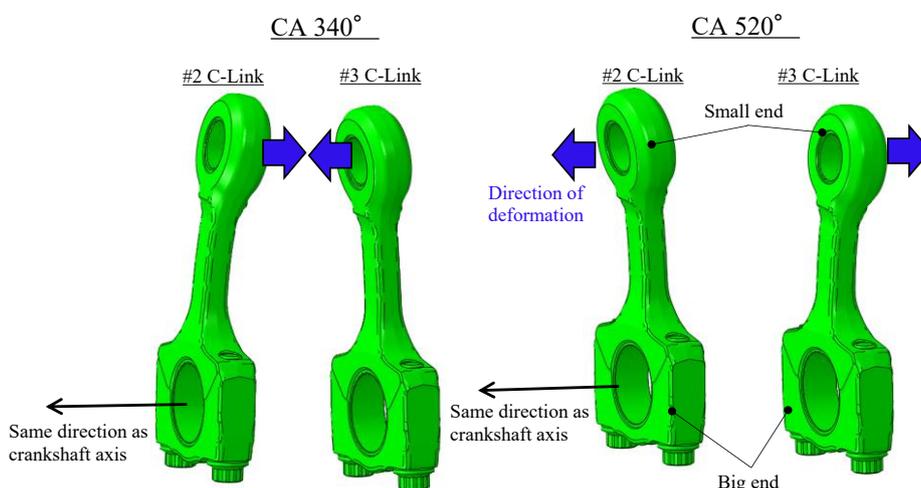


図 4-23:C-Link のクランク軸方向の変形

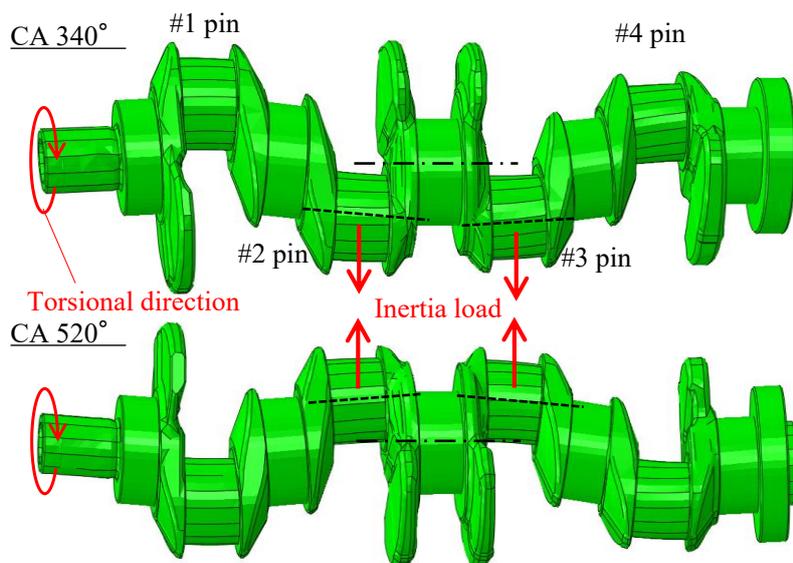


図 4-24:クランクシャフトの変形

CA 340°

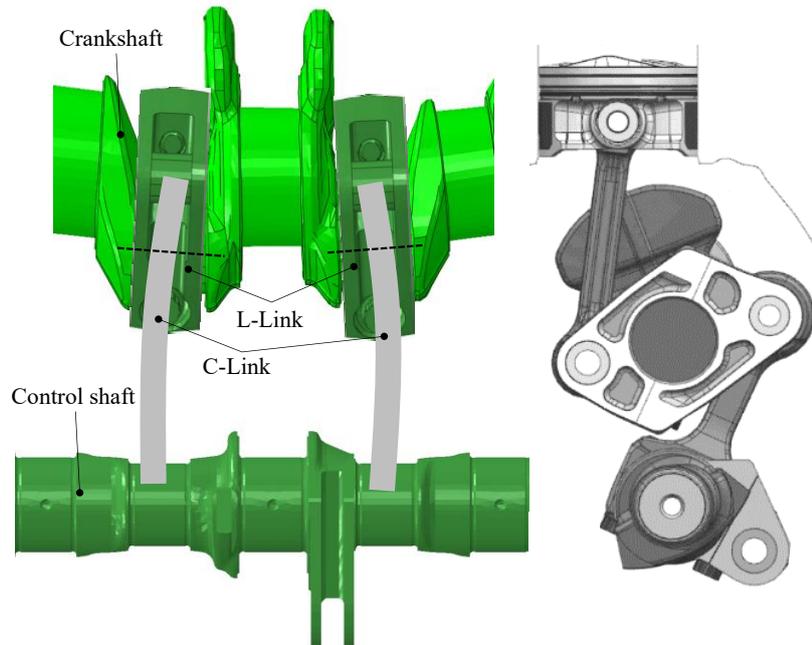


図 4-25: クランク角度 340 deg におけるクランクシャフト変形にともなう C-Link の変形

CA 520°

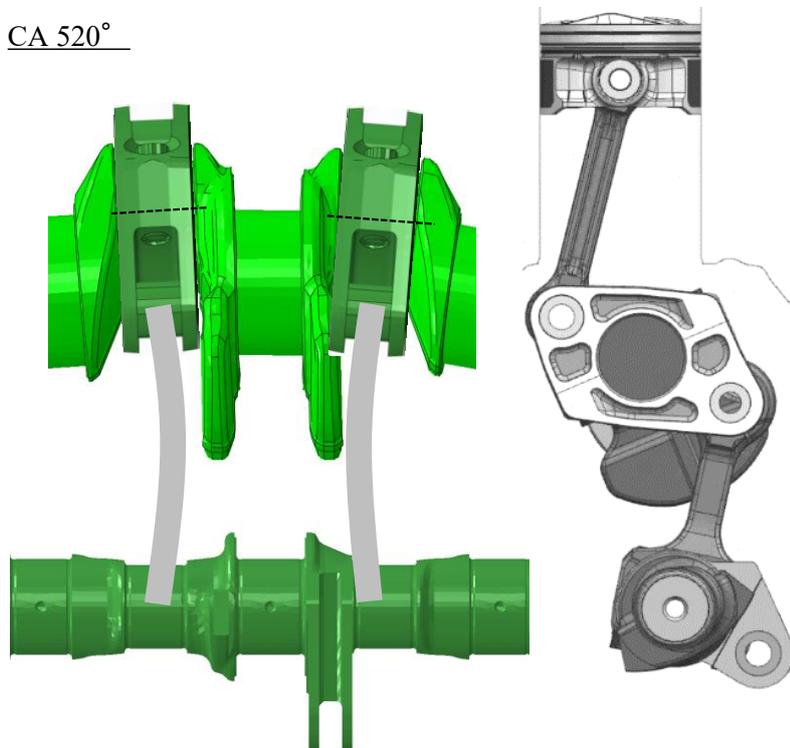


図 4-26: クランク角度 520 deg におけるクランクシャフト変形にともなう C-Link の変形

4.4.2 クランク回転方向挙動と C-Link 挙動との関係の分析

4.2.2 および 4.3 で述べた、クランク軸周りのトルク変動の影響を含めた、クランクシャフト、リンク機構の弾性変形をともなう連成挙動が C-Link ロッド部の応力を増大させるメカニズムについて、4.2.2 で設定したクランクシャフトのトルク変動 4 次成分が増大するジオメトリ 2 (図 4-5 を参照) について動解析を実施し、ジオメトリ 1 の結果と比較することで分析を行った。

C-Link ロッド部の応力を引き起こす C-Link 大小端間方向荷重は、図 4-27 に示すとおり、U-Link と L-Link との連結部を力点 a、L-Link、クランクピン部を支点 b とすると、L-Link と C-Link との連結部である C-Link 小端部が作用点 c となることで発生する荷重である。一方で、支点に相当するクランクピン部でのトルク変動による回転方向の挙動にともなう弾性変形、および連成挙動により、C-Link における大小端間方向荷重の変動が生じることが想定される (図 4-28 を参照)。

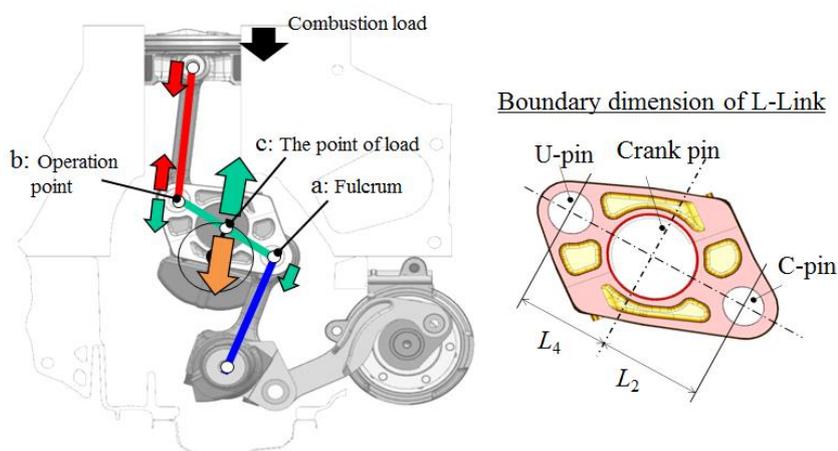


図 4-27: 6 節可調整ピストン・クランク機構のこの構成

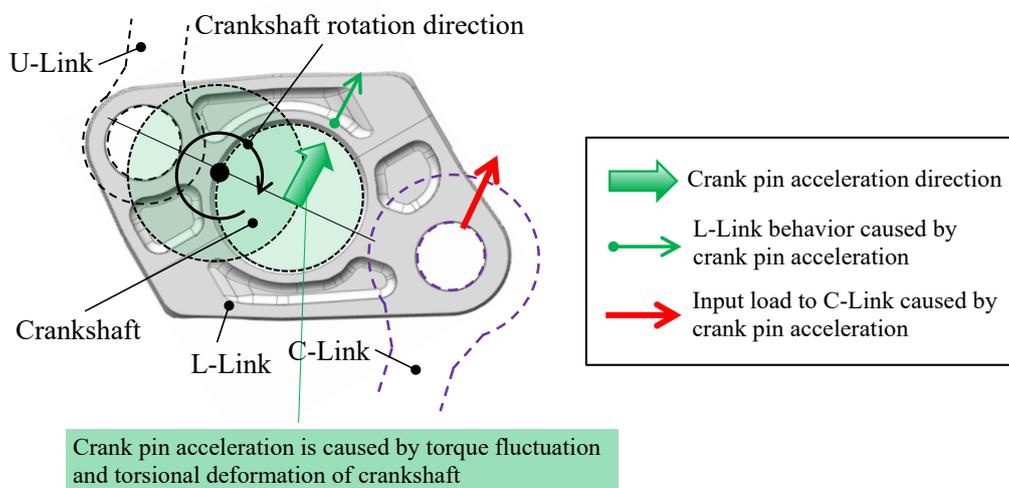


図 4-28: 連成挙動により引き起こされる C-Link 荷重増大のメカニズム

今回、この影響の分析のため、クランクシャフトの角加速度に着目した。クランクシャフトの角加速度は、トルク変動による剛体運動としての角加速度と、クランク捩れ振動にともなう弾性変形による角加速度の合計値であり、クランクシャフトの回転方向挙動を原因とした、荷重変動の評価の指標となる。図 4-29 にクランク先端側にあることで、弾性変形による角加速度の影響が大きい 1 番気筒のクランクピンの中心点における、角加速度の次数の分析値を示す。回転数増大にしたがい特に 4 次成分が増加し、ジオメトリ 2 ではその傾向が顕著であることが分かった。

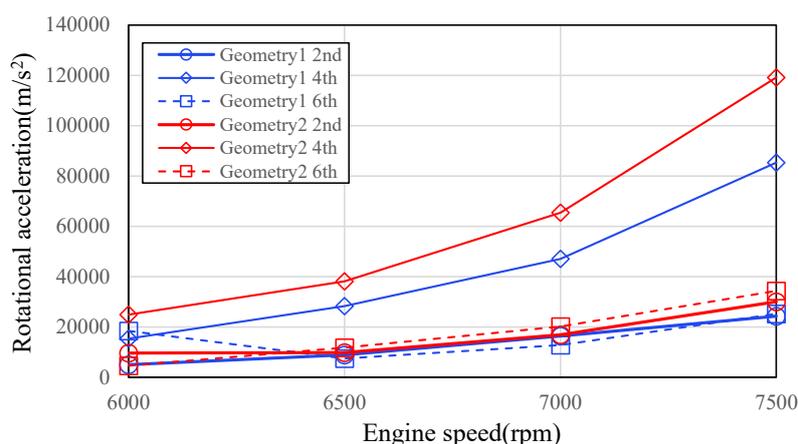


図 4-29: クランクシャフト 1 番ピンの角加速度

図 4-30, および図 4-31 に、ジオメトリ 1, ジオメトリ 2 について、クランクシャフトの角加速度が増大する運転条件である 7500 rpm, 全負荷でのクランクシャフトの角加速度と、C-Link 大小端間方向荷重の時系列の対応関係を (図中のクランク角度は、図 1-34 の θ_{cr} に対応), また図 4-32 に、荷重振幅値増大に寄与するタイミングである図 4-30, 図 4-31 中の①, ②において、クランクシャフトの角加速度が C-Link 大小端方向荷重に影響をおよぼすメカニズムを示す。タイミング①とタイミング②は、いずれもクランクシャフトの角加速度がクランクシャフト回転方向と逆方向に生じ、且つ 4 次成分の振幅がピークとなるタイミングである。これらのタイミングにおいて、クランクピンの角加速度にともなう L-Link の挙動が、①では C-Link 大小端間方向の引張方向荷重、②では圧縮方向荷重を増幅させていることが分かった。図 4-33 に 1 番気筒の C-Link 大小端方向の荷重の次数分析値を示す。ジオメトリ 2 では、ジオメトリ 1 と比較して特に高回転時に荷重振幅が増大し、3 次、4 次、5 次でその傾向が顕著となることが分かった。トルク変動 4 次成分の影響が増大したためと考えられる。

以上より、本 6 節可調整ピストン・クランク機構において、クランクシャフトの回転方向挙動の原因となるトルク変動を低減することは、クランクシャフトの細軸化のメリットだけでなく、今回着目した C-Link をはじめ、連成するリンク機構の構成部品の入力低減についても有効な手段となることが明らかになった。

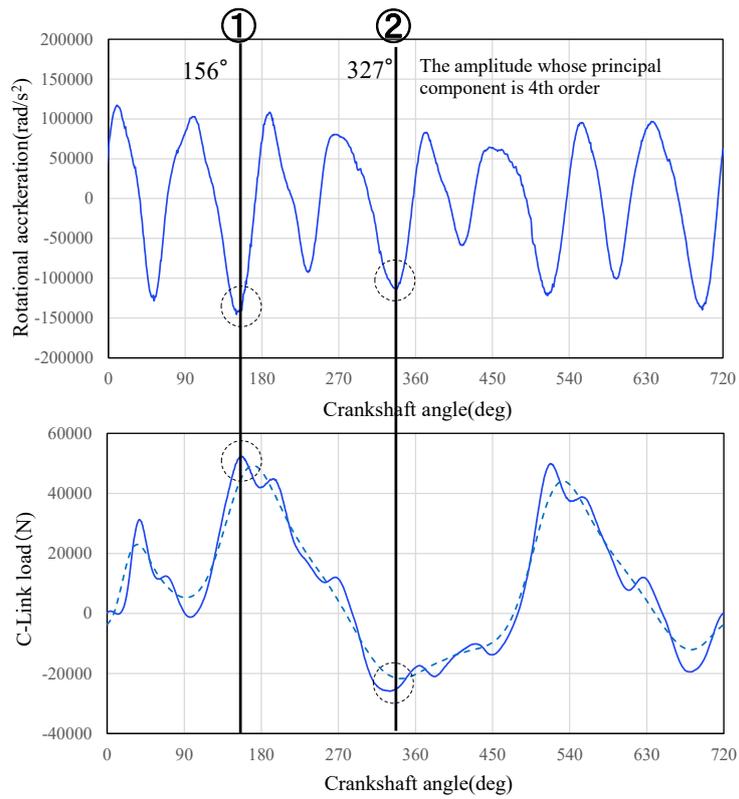


図 4-30: ジオメトリ 1 におけるクランクピン角加速度と C-Link 荷重との動的挙動の対応

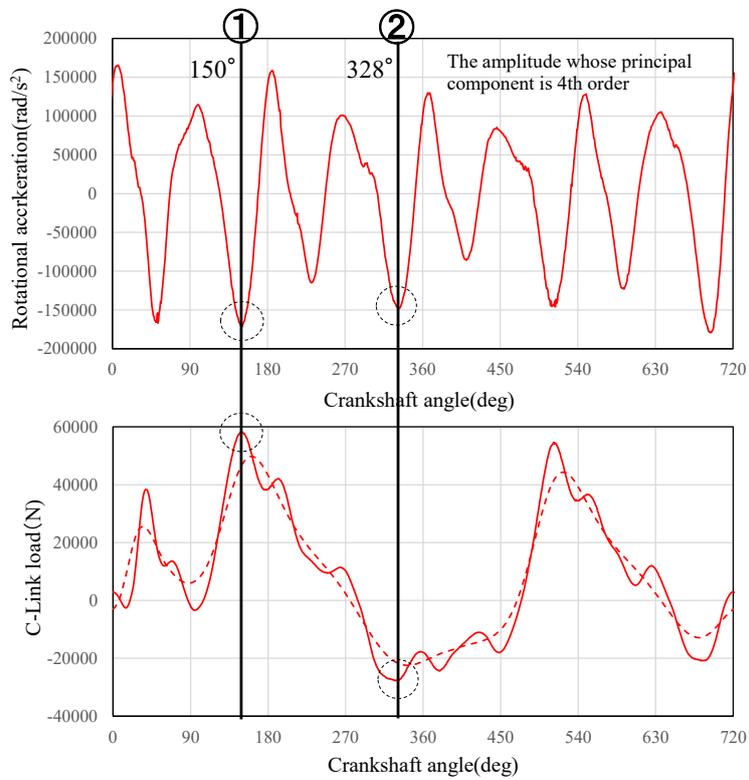


図 4-31: ジオメトリ 2 におけるクランクピン角加速度と C-Link 荷重との動的挙動の対応

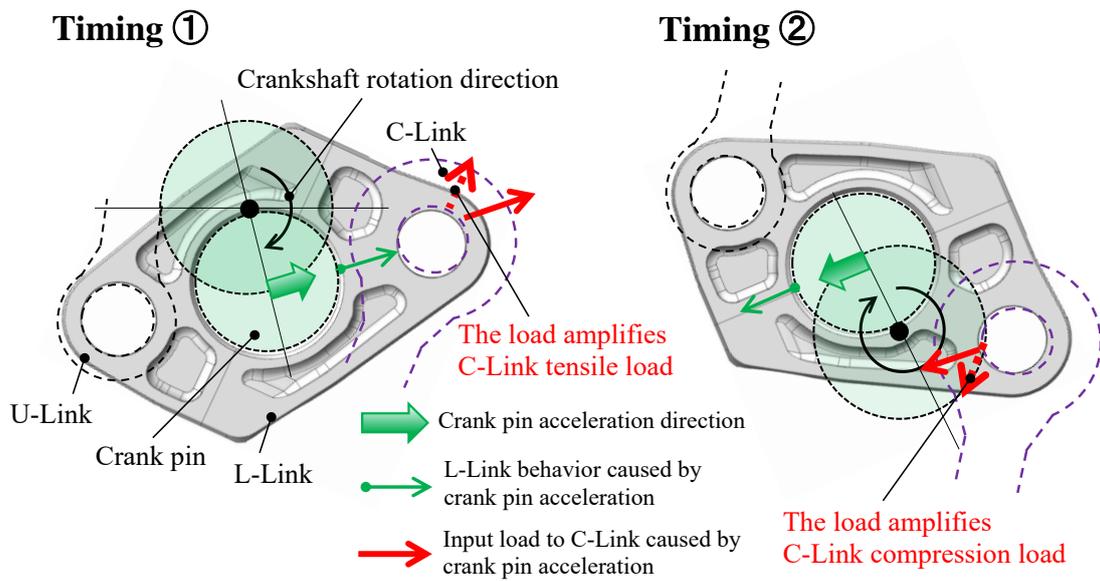


図 4-32: クランクシャフトの回転方向挙動による C-Link 荷重増大のメカニズム

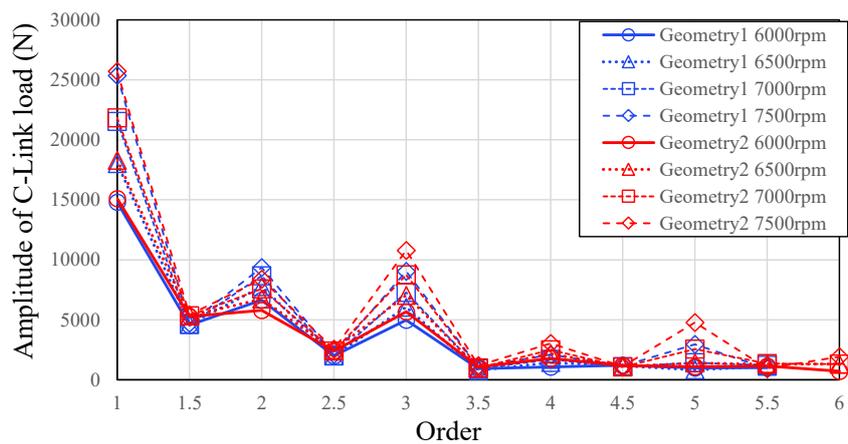


図 4-33: C-Link 大小端方向荷重の次数成分の比較

4.4.3 ピストン, U-Link の軽量化の効果の検討

従来機構と同様に, 6 節可調整ピストン・クランク機構においてもピストン, リンク部品の軽量化が慣性荷重低減の有効な手段となる. 特にピストンは, 6 節可調整ピストン・クランク機構において従来機構と比較してピストン側圧が低減することから [10][22], 軽量化を実施しやすい部位となっている.

今回, ピストン, および U-Link を軽量化することによる C-Link 荷重特性への影響を検討した. 図 4-34 に, ジオメトリ 1 と, ジオメトリ 1 をベースに軽量化されたピストン, および軽量化された U-Link を組み込んだ仕様, それぞれの C-Link 大小端間方向荷重値を示す. また, マルチボディダイナミクス解析による 3 番気筒の C-Link の応力値について, 図 4-35 にジオメトリ 1 の結果を, 図 4-36 に, ジオメトリ 1 をベースに軽量ピストン, および軽量 U-Link を組み込んだ仕様の結果を, 表 4-1 に解析の前提とした U-Link とピストンの質量を示す.

荷重振幅値の低減率 23% に対して, 振幅が最大となるゲージ c 相当位置の応力振幅値では, 20% の低減となり, 軽量化による荷重, 応力低減効果が確認できた. 以上より, ピストン, U-Link の軽量化により, C-Link 入力荷重, C-Link 応力の低減が可能となり, C-Link 自身を含め, リンク機構全体の軽量化を進めるための有効な手段となり得ることが明らかになった.

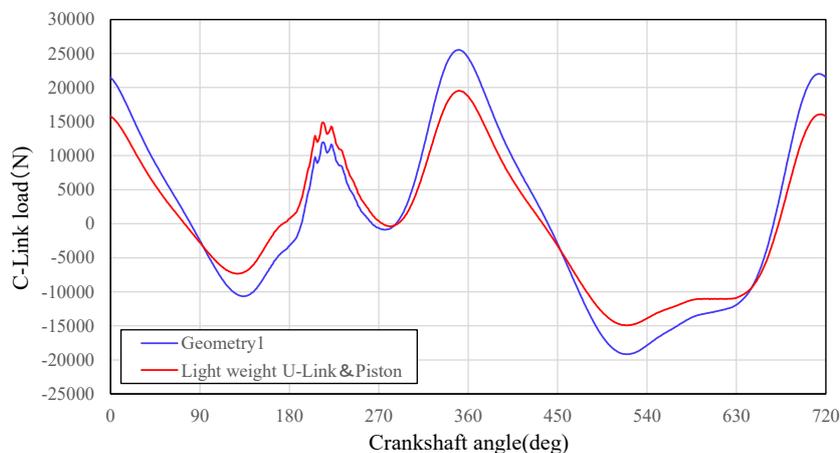


図 4-34:C-Link 大小端方向荷重の比較

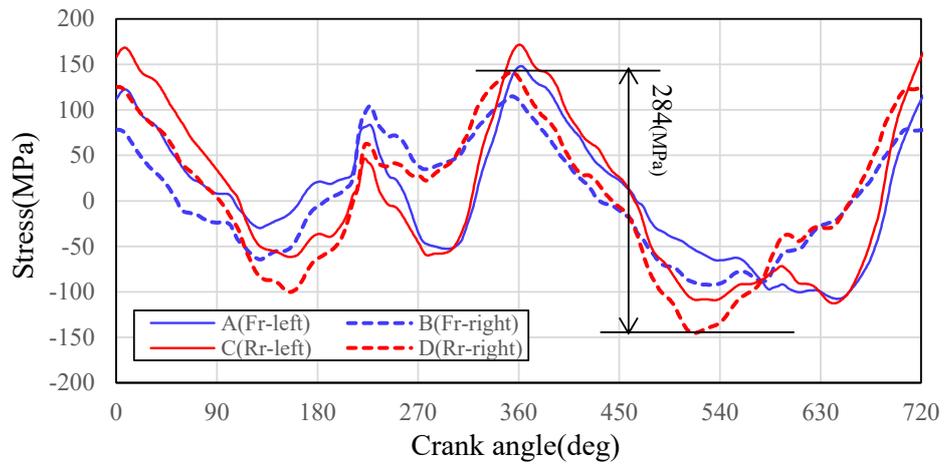


図 4-35: ジオメトリ 1 の 3 番気筒の C-Link の応力値

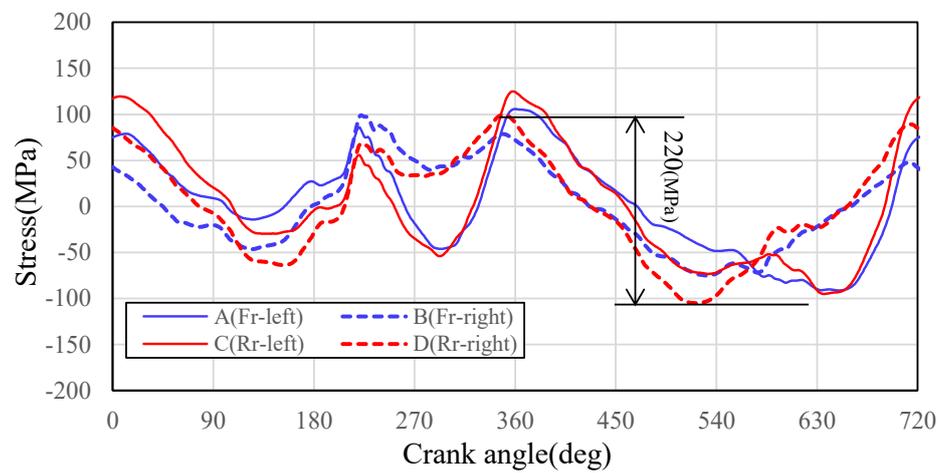


図 4-36: 軽量 U-Link, ピストン前提とした 3 番気筒の C-Link の応力値

表 4-1: U-Link, ピストンの質量

	Geometry 1	Light weight	(g)
U-Link	306	160	
Piston	444	300	

4.5 本章の結論

本章の結論は以下のとおりである。

本章では、クランクシャフトの弾性挙動が 6 節可調整ピストン・クランク機構におよぼす影響に着目した。本機構の各リンク部品の寸法によって幾何学的に決定されるリンクジオメトリ、および部品毎の質量特性は、機構を構成する個々のリンク部品自身の力学的特性にも影響を与えるが、それに加えて部品の弾性挙動が、接続するリンク機構の構成部品の弾性挙動に影響を与える関係にある。本章では、この中でも特にクランクシャフトの挙動の影響に着目し、マルチボディダイナミクス解析、実測により以下が明らかになった。

1. クランクシャフト軸周りのトルク変動が増大する際、各リンク荷重についても増大する。特に C-Link では、その傾向が顕著となる。
2. トルク変動 4 次成分の増加により、クランクシャフトの角加速度、クランク捩れ振動が増大することで、リンクの弾性変形、連成挙動が促進される。その結果、特に高回転時には、C-Link ロッド部の応力がより増大するメカニズムが明らかになった。
3. C-Link における大小端間方向の応力は、クランクシャフトの弾性変形をともなう回転方向挙動、およびピストン、U-Link による往復慣性荷重により増大するが、適正なコントロールシャフトの配置と、ピストン、U-Link の軽量化により、その応力振幅値が低減することが分かった。一方で、これらの応力低減策は、C-Link 軽量化の有効な手段ともなり、結果としてクランクシャフト細軸化も含め、6 節可調整ピストン・クランク機構全体として、小型軽量化を実現する契機となることが明らかになった。

第5章 結論

本論文において、低燃費、高動力性能の両立が可能となる自動車用可変圧縮比エンジンについて、エンジンの構成要素の中でも重要なシステムである6節可調整ピストン・クランク機構、およびそれを構成する要素部品の、従来のピストン・クランク機構とは異なる力学的特性について、動解析、実測により確認、検証を行うことでそのメリット、デメリットの双方を含む特質を抽出し、この特質を踏まえた設計手法を明らかにした。また設計手法を適用することにより量産化を実現することができた(本研究の寄与のまとめについては付録Dを参照)。

各章で得られた結果は、以下のように要約される。

第2章では6節可調整ピストン・クランク機構を構成する要の部品の一つであるクランクシャフトに着目した。6節可調整ピストン・クランク機構が機構上有するこの構成により、従来機構用クランクシャフトと比較してクランクシャフトの特徴が変化する。この変化にともなうメリット、デメリットを把握した上で、以下の対応により本機構を成立させることができた。

1. 6節可調整ピストン・クランク機構はこの効果を有しており、クランクシャフトへの入力荷重が増幅される一方で、ピストンストローク量についても増幅させることができる。この際、クランク半径が縮小し、剛性が向上することで得られる、クランクシャフトの変形を抑制する効果が、荷重大の影響を上回ることによって、従来機構よりも軸受部の負荷容量を増大させることが可能となった。これにより従来機構と比較しても、軸径、エンジンサイズを増大させることなく、耐焼き付き性を確保することができた。
2. コントロールシャフト配置位置について、クランクシャフト直下近傍に配置することで、クランクシャフトの捩じれ変形に寄与するトルク変動4次成分値を低減しつつ、また本機構のメリットである低2次振動を損ねることなく、従来機構並のエンジンサイズを確保することができた。
3. リンクジオメトリは、レイアウト要件のみならず力学的特性にも影響をおよぼし、その設定にあたって相反する複数の要件を満たす必要がある。今回、その中でも複数の設計パラメータに影響を与えるコントロールシャフトの配置位置に着目した。その上で、力学的特性やレイアウトについての複数の満たすべき設計パラメータを把握し、いずれの設計パラメータについても制約条件を満たす配置可能領域を見出すことで、配置可能位置を決定できることが分かった。
4. 本機構の特長である高剛性クランクシャフトの特性を利用することで、メインベアリングの

負荷容量の増大について、4気筒構成において実現していることが解析と実験結果の比較による検証により確認できた。

第3章では、6節可調整ピストン・クランク機構を成立させる上で重要な機能部品である、リンク間を繋ぎ合わせる役目を担う軸受要素について着目した。各軸受部位について、部位毎の荷重、摺動特性に応じた以下の対応により、本機構が有する付加価値を損ねることなく、機能信頼性を確保することができた。

1. 従来機構においても存在するクランク軸周りの軸受部については、これにより荷重が増大するが、軸受要素自身、若しくはクランクシャフトといった構成部品の剛性を向上させることで、相対すべりの起こりやすい傾向、および局所面圧の増大に対処した。
2. 6節リンク機構化により新設された揺動、非摺動軸受部については、軸回転による油流が限定的となることで生じる冷却性の悪化、異物排出性悪化への対応のため、油通路、全周油溝を設けることで軸受摺動部への油供給経路を確保し、軸受幅方向の油流れを強化することで軸受機能を確保した。また、高面圧用銅合金ブッシュ材、水素フリーDLCコーティングを採用することで耐摩耗性を確保した。
3. 6節可調整ピストン・クランク機構では新たに軸受要素が追加され、摩擦損失が増大する要因が増える一方で、追加された各軸受要素は揺動動作、小径であること、ピストン側圧の低減効果、および軸径を従来機構並みに設定できたことで、従来機構より良好な摩擦性能を得ることができた。

第4章では、クランクシャフトの弾性挙動が6節可調整ピストン・クランク機構におよぼす影響に着目した。本機構の各リンク部品の寸法によって幾何学的に決定されるリンクジオメトリ、および部品毎の質量特性は、機構を構成する個々のリンク部品自身の力学的特性にも影響を与えるが、それに加えて部品の弾性挙動が、接続するリンク機構の構成部品の弾性挙動に影響を与える関係にある。本章では、この中でも特にクランクシャフトの挙動の影響に着目し、マルチボディダイナミクス解析、実測により以下が明らかになった。

1. クランクシャフト軸周りのトルク変動が増大する際、各リンク荷重についても増大する。特にC-Linkでは、その傾向が顕著となる。
2. トルク変動4次成分の増加により、クランクシャフトの角加速度、クランク捩れ振動が増大することで、リンクの弾性変形、連成挙動が促進される。その結果、特に高回転時にお

いては、C-Link ロッド部の応力がより増大するメカニズムが明らかになった。

3. C-Link における大小端間方向の応力は、クランクシャフトの弾性変形をともなう回転方向挙動、およびピストン、U-Link による往復慣性荷重により増大するが、適正なコントロールシャフトの配置と、ピストン、U-Link の軽量化により、その応力振幅値が低減することが分かった。一方で、これらの応力低減策は、C-Link 軽量化の有効な手段ともなり、結果としてクランクシャフト細軸化も含め、6 節可調整ピストン・クランク機構全体として、小型軽量化を実現する契機となることが明らかになった。

参考文献

- [1] Our world in data: CO2 emissions
<https://ourworldindata.org/co2-emissions>
- [2] 国土交通省：運輸部門における二酸化炭素排出量
https://www.mlit.go.jp/sogoseisaku/environment/sosei_environment_tk_000007.html,
(参照 2021-09-01)
- [3] ICCT: Improving the conversions between the various passenger vehicle fuel economy/CO2 emission standards around the world, 2014
<https://theicct.org/blogs/staff/improving-conversions-between-passenger-vehicle-efficiency-standards>, (参照 2021-09-01)
- [4] Wiki.org: List of countries by motor vehicle production
https://en.wikipedia.org/wiki/List_of_countries_by_motor_vehicle_production,
(参照 2021-09-01)
- [5] 村中重夫編著：新訂 自動車用ガソリンエンジン，養賢堂，2011
- [6] 飯島晃：基礎から学ぶ高効率エンジンの理論と実際，グランプリ出版，2018
- [7] 古濱庄一著，内燃機関編集委員会編：内燃機関，東京電機大学出版局，2011
- [8] 高木靖雄：直噴火花点火機関による燃費低減，出力向上と排気低減の同時実現，自動車技術，Vol.52, No.1, 1998
- [9] EERE: FOTW #1043, August 20, 2018: Engine Compression Ratio and Gasoline Octane Rating Diverge Following Ban of Leaded
<https://www.energy.gov/eere/vehicles/articles/fotw-1043-august-20-2018-engine-compression-ratio-and-gasoline-octane-rating>, (参照 2021-09-01)
- [10] World Engine Data book 2012 to 2013, 三栄書房，2013
- [11] World Engine Data book 2020 to 2021, 三栄書房，2021
- [12] K.Moteki, S.Aoyama, K.Ushijima, R.Hiyoshi, S.Takemura, H.Fujimoto, T.Aarai : A Study of a Variable Compression Ratio System with a Multi-Link Mechanism, SAE Paper No.2003-01-0921, 2003
- [13] Cambridge University Engineering Department : A PIONEER OF THE INTERNAL COMBUSTION ENGINE Sir Harry Ricardo F.R.S., 2000
<http://www-g.eng.cam.ac.uk/125/achievements/ricardo/#8.VARIABLE>, (参照 2021-09-01)
- [14] H.L.Horning : The Cooperative Fuel-Reserch Committe Engine, SAE Paper No.310019, 1931
- [15] 小林 明：可変圧縮機関の新型，第4回日本工学大会講演会，1940
- [16] F.G.Wirbeleit, K.Binder, D.Gwinner : Development of Pistons with Variable Compression Height for Increasing Efficiency and Specific Power Output of Combustion

Engines, SAE Paper No.900229, 1990

[17] C.Ashley : Variable Compression Pistons, SAE Paper No.901539, 1990

[18] T Arai, T Goto, K Hamai, T Matsuya, Y Takashima : Variable Compression Ratio Engine for High Power and Low Fuel Consumption (Part1: Effect of Variable Compression Ratio Piston), JSAE Paper No.892100, 1989

[19] M.Roberts : Benefits and Challenges of Variable Compression Ratio(VCR), SAE Paper No.2003-01-0398, 2003

[20] AVL List GmbH : Variable Compression Ratio - in a Technology Competition?, 37th International Vienna Motor Symposium, 2016

[21] S.Wolfgang : The 2-Step VCR Conrod System - Modular System for High Efficiency and Reduced CO₂, SAE Paper No.2017-01-0634, 2017

[22] FEV Motorentchnik GmbH : Development of a Two-stage Variable Compression Ratio Engine, 2009

[23] H.Kleeberg, D.Tomazic, J.Dohmen, K.Wittek, A.Balazs : Increasing Efficiency in Gasoline Powertrains with a Two-Stage Variable Compression Ratio (VCR) System, SAE Paper No.2013-01-0288, 2013

[24] W.F.Wardznski, T.J.Rychter : Variable R/L Research Engine - Design and Preliminary Investigations, SAE Paper No,911773, 1991

[25] T.J.Rychter, A.Teodorczyk : VR/LE Engine with a Variable R/L during a Single Cycle, SAE Paper No.850206, 1985

[26] K.Kajiwara : A Variable-Radius/Length Engine, SAE Paper No.920453,1992

[27] J.A.C.KENTFIELD : Extended, and Variable, Stroke Reciprocating Internal Combustion Engines, SAE Paper No.2002-01-1941, 2002

[28] J.A.C.KENTFIELD : A Simple Variable Expansion-Ratio, Spark Ignition, Four-Stroke, Engine, SAE Paper No.932874, 1993

[29] J.Ketterer, R.Heinbush : Extended-expansion Gasoline Engine with Variable Compression Ratio, MTZ worldwide 82,p46-p51, 2021

[30] V.C.Bollig, K.Habermann, H.Marckwardt, K.I.Yapici : Crankdrive for variable Compression, MTZ Motortechnische Zeitschrift, 1997

[31] V.Rabhi, J.Beroff, F.Dionnet: Study of a Gear-Based Variable Compression Ratio Engine, SAE Paper No.2004-01-2931, 2004

[32] W.Fourmental,L.Nadalon : LE MOTEUR VCRI MCE-5 Une compression intelligente : TECHNOLOGIE 177 p.30-37, 2012

[33] A.Boretti, J.Scalzo : Exploring the Advantages of Atkinson Effects in Variable Compression Ratio Turbo GDI Engines, SAE Paper No.2011-01-0367, 2011

[34] L.Bergsten : Saab variable compression SVC - variability and control; Saab

- variable compression SVC, MTZ Motortechnische Zeitschrift, 2001
- [35] G. J. Larsen : Research Engine for Evaluating the Effects of Variable Compression Ratio (VCR) and/or Variable Valve Timing (VVT), SAE Paper 910053, 1991
- [36] G. Haraldsson, P. Tunestål, B. Johansson, J. Hyvönen: HCCI Combustion Phasing in a Multi Cylinder engine using Variable Compression Ratio, SAE Paper No. 2002-01-2858, 2002
- [37] H. Drangel, E. Olofsson, R. Reinmann: The Variable Compression(SVC) and the Combustion Control(SCC) - Two Ways to Improve Fuel Economy and Still Comply with World-Wide Emission Requirements, SAE Paper No. 2002-01-0996, 2002
- [38] C. Mendler, R. Gravel : Variable Compression Ratio Engine, SAE Paper No. 2002-01-1940, 2002
- [39] M. Schwaderlapp, K. Habermann, K. I. Yapici: Variable Compression Ratio - A Design Solution for Fuel Economy Concepts, SAE Paper No. 2002-01-1103, 2002
- [40] W. H. Adams, H. G. Hinrichs, F. F. Pischinger, P. Adamis, V. Schumacher, P. Walzer : Analysis of the Combustion Process of a Spark ignition Engine with a Variable Compression Ratio, SAE Paper No. 870610, 1987
- [41] 孔 俊徳, 吉原 福全 : 可変圧縮比機構を用いた予混合圧縮着火機関の研究, 自動車技術会論文集, vol. 37 No. 5 p. 69-75, 2006
- [42] N. Takahashi, S. Aoyama, K. Moteki, R. Hiyoshi : A Study Concerning the Noise and Vibration Characteristics of an Engine with Multiple-Link Variable Compression Ratio Mechanism, SAE Paper No. 2005-01-1134, 2005
- [43] R. Hiyoshi, S. Aoyama, S. Takemura, K. Ushijima, T. Sugiyama : A Study of a Multiple-link Variable Compression Ratio System for Improving Engine Performance, SAE Paper No. 2006-01-0616, 2006
- [44] 小松原 英範, 栗林 定友: 新しい可変圧縮比エンジン機構の研究・開発(第1報, 可変圧縮比エンジン機構の基本特性および設計), 日本機械学会論文集, 84 巻 860 号 p. 17-00372, 2018
- [45] 小松原 英範, 栗林 定友: 新しい可変圧縮比エンジン機構の研究・開発(第2報, 可変圧縮比エンジン機構の力学解析および振動実験), 日本機械学会論文集, 85 巻 870 号 p. 18-00222, 2019
- [46] 加藤 宏章, 渡辺 克己: スティーブンソン形平面 6 節リンク機構のグラスホフ条件, 日本機械学会論文集(C編), 71 巻 709 号 p. 139-146, 2005
- [47] S. W. Kwak, J. K. Shim, Y. K. Mo : Kinematic Conceptual Design of In-Line Four-Cylinder Variable Compression Ratio Engine Mechanisms Considering Vertical Second Harmonic Acceleration, applied sciences 10, 3765, 2020
- [48] Y. Sato, M. Kondo, M. Hara : A Study Concerning Booming Noise of a Multi-link Type Variable Compression Ratio Engine, SAE Paper No. 2009-01-0772, 2009

- [49] 安田仁彦著：改訂 機構学，コロナ社，2005
- [50] 松岡 一哉，木賀 新一，小島 周二，茂木 克也，高橋 英二：世界初可変圧縮比エンジン 新型 KR20DDET “VC ターボ” の開発，日産技報，No. 82(2018-3) p. 53-61，2018
- [51] S. Kojima, S. Kiga, K. Moteki, E. Takahashi, K. Matsuoka: Development of a New 2L Gasoline VC-Turbo Engine with the World's First Variable Compression Ratio Technology, SAE Paper No. 2018-01-0371, 2018
- [52] S. Kiga, K. Moteki, S. Kojima: Features of the World's First Multi-link Variable Compression Ratio System and Its Actuator in the New Nissan VC-Turbo Engine, 26th Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology, 2017
- [53] 日吉 亮介，田中 儀明，茂木 克也，大熊 悟，永井 希志郎：実用シーンでのエンジン熱効率向上を狙いとした可変圧縮比ターボエンジン VC-T 用アクチュエータの開発，自動車技術会 2018 年秋季大会学術講演会講演予稿集，20186289，2018
- [54] 高橋 英二，鈴木 健児，山野 健太郎，茂木 克也，大熊 悟：可変圧縮比ターボエンジンにおける過渡制御技術開発，自動車技術会 2018 年秋季大会学術講演会講演予稿集，20186290，2018
- [55] 経済産業省 資源エネルギー庁 資源・燃料部：2050 年カーボンニュートラルに向けた資源・燃料政策の検討の方向性，2020
- [56] 独立行政法人 新エネルギー・産業技術総合開発機構編：NEDO 再生可能エネルギー技術白書 第 2 版 再生可能エネルギー普及拡大にむけて克服すべき課題と処方箋 第 4 章 バイオマスエネルギー，2014
- [57] M. Tomita, S. Aoyama, K. Ushijima, Y. Tanaka, N. Takahashi, K. Moteki, T. Takaba: Compact and Long-Stroke Multiple-Link VCR Engine Mechanism, SAE Paper No. 2007-01-3991, 2007
- [58] 高木 裕介，星川 裕聡，小林 誠，茂木 克也：溶射ボアにおけるマルチリンク機構によるピストン挙動の優位性，自動車技術会 2019 年度春季大会学術講演会講演予稿集，20195409，2019
- [59] 青山 俊一：マルチリンクを用いた可変圧縮比システムによるエンジン性能向上の研究，日本機械学会誌 2009. 11 Vol. 112 No. 1092，2009
- [60] A. O. Mian, D. D. Parker, B. Williams: Measured Crankshaft Bearing Oil Flow and Temperatures with a Full and Partial Groove Main Bearing, SAE Paper No. 2000-01-1341, 2000
- [61] G. J. Jones: The Influence of Geometry and Grooving On the Measured Temperatures of Engine Crankshaft Bearings, SAE Paper No. 960989, 1996
- [62] T. Kataoka, Y. Suzuki, N. Kato, T. Kikuchi, Y. Mihara: Measurement of Oil Film Pressure in the Main Bearings of an Operating Engine Using Thin-Film Sensors, SAE Paper No. 2008-01-0438, 2008

- [63] 太田 和秀, 入江 良彦, 本田 巖, 水早 純, 福沢 順博, 下河内 寛子: 回転クランク軸とエンジンブロックの連成振動応答及び放射騒音の予測, 日本機械学会論文集(C編) 68巻 671号 No.01-1401, 2002
- [64] 太田 和秀, 池田 幸一郎, 鄭 光澤, 二江 貴也: クランク軸・歯車列とエンジンブロックの連成振動応答及び放射騒音の研究(クランク軸振り振動の影響), 日本機械学会 No.09-23 Dynamic and Design Conference 2009, 2009
- [65] 太田 和秀, 池田 幸一郎, 鄭 光澤, 沖本 貴寛, 本田 巖: クランク軸・歯車軸系とエンジンブロックの連成振動応答及び騒音放射予測法, 日本機械学会論文集(C編) 75巻 752号 No.08-7022, 2009
- [66] 鄭 光澤, 太田 和秀: コンロッド/クランク軸/エンジンブロックと連成したピストンスラップ解析法の研究, 日本機械学会論文集(C編) 76巻 770号 No.10-0124, 2010
- [67] 河口 篤志, 川本 敦史, 青山 隆之, 黒石 真且, 稲垣 瑞穂: ピストン・コンロッド系の動力学とクランク軸のねじれ振動の連成を考慮したエンジンの振動解析, 日本機械学会論文集(C編) 76巻 763号 No.09-0910, 2009
- [68] 阿部倉 貴憲, 森下 進悟, 山本 毅, 杉浦 昇, 稲垣 瑞穂: エンジン主軸受部の実働応力解析, 日本機械学会論文集(C編) 82巻 837号 No.15-0615, 2016
- [69] M.Kobayashi, T.Tanabe, K.Ushijima, S.Aoyama: A Lubrication Analysis of Multi Link VCR Engine Components using a Mixed Elasto-Hydrodynamic Lubrication Theory Model, SAE Paper No.2009-01-1062, 2009
- [70] N.Patir, H.S.Cheng: An Average Flow Model for Determining Effects of Three-Dimensional Roughness on Partial Hydrodynamic Lubrication, Trans.ASME J.of Lubrication Tech, 100(1), p.12-17, 1978
- [71] 星川 裕聡, 小林 誠, 茂木 克也, 大熊 悟: 可変圧縮比エンジンVC-T用シリンダブロックのロードキャンセリング構造, 自動車技術会 2018年度秋季大会学術講演会講演予稿集, 20186287, 2018
- [72] 田辺 孝司, 茂木 克也, 大熊 悟, 牛嶋 研史, 小林 誠: 軸受面圧平準化効果を狙った可変圧縮比エンジンVC-T用マルチリンク部品の構造, 自動車技術会 2018年度春季大会学術講演会講演予稿集, 20185421, 2018
- [73] 大同メタル工業株式会社: 自動車エンジン用すべり軸受技術データブック, 1999
- [74] 大豊工業(株) 軸受研究グループ編: 機械要素活用マニュアル すべり軸受, 工業調査会, 1998
- [75] Y.Mabuchi, T.Hamada, H.Izumi, Y.Yasuda, M.Kano: The Development of Hydrogen-free DLC-coated Valve-lifter, SAE Technical Paper No.2007-01-1752, 2007.
- [76] S.Pagerit, P.Sharer, A.Rousseau: Fuel Economy Sensitivity to Vehicle Mass for Advanced Vehicle Powertrains, SAE Technical Paper No.2006-01-0665, 2006.

付録 A 運動学解析によるクランク角度毎の各連結部の座標値の導出

6 節可調整ピストン・クランク機構は, $L_1, L_2, L_3, L_4, L_5, L_6, x_4, (X_{cs}, Y_{cs}), e_{cs}$, および θ_{cs} により表すことができる (図 A-1 を参照) [12]. ここで各変数の定義について, L_1 はクランク半径, L_3 は C-Link の両端間の距離, L_6 は U-Link の両端間の距離である. L_2, L_4, L_5 は L-Link に関する寸法であり, L_2 はクランクピン中心と C-Link と L-Link とを連結する C ピン中心とがなす距離, L_4 はクランクピン中心と U-Link と L-Link とを連結する U ピン中心とがなす距離, L_5 は U ピン中心と C ピン中心とがなす距離である. x_4 はピストンピン中心の X 座標値, (X_{cs}, Y_{cs}) は, コントロールシャフト主軸中心の座標値, e_{cs} はコントロールシャフト主軸中心と偏心軸中心とがなす距離, また, θ_{cs} はピストン上死点の位置を変更し, 圧縮比を所定の値とする際のコントロールシャフト主軸中心とコントロールシャフト偏心軸中心とが成す任意の角度である. クランク角度毎の各連結部の座標値は, 上記の変数を用いて導出することができる. 各座標値について, (x_1, y_1) はクランクピン中心の座標値, (x_2, y_2) は C ピン中心の座標値, (x_3, y_3) は U ピン中心の座標値, (x_4, y_4) はピストンピン中心の座標値, (X_c, Y_c) はコントロールシャフト偏心軸中心の座標値である.

クランク角度を θ_{cr} とおくと, X_c, Y_c, x_1, y_1 は以下の式(A-1)~(A-4)のように表すことができる [12].

$$X_c = e_{cs} \cos \theta_{cs} + X_{cs} \quad (\text{A-1})$$

$$Y_c = e_{cs} \sin \theta_{cs} + Y_{cs} \quad (\text{A-2})$$

$$x_1 = -L_1 \sin \theta_{cr} \quad (\text{A-3})$$

$$y_1 = L_1 \cos \theta_{cr} \quad (\text{A-4})$$

また, $L_1 \sim L_5$ に対し各座標値は以下の式(A-5)~(A-9)の関係となる [12].

$$(x_2 - x_1)^2 + (y_2 - y_1)^2 = L_2^2 \quad (\text{A-5})$$

$$(x_2 - X_c)^2 + (y_2 - Y_c)^2 = L_3^2 \quad (\text{A-6})$$

$$(x_3 - x_1)^2 + (y_3 - y_1)^2 = L_4^2 \quad (\text{A-7})$$

$$(x_3 - x_2)^2 + (y_3 - y_2)^2 = L_5^2 \quad (A-8)$$

$$(x_4 - x_3)^2 + (y_4 - y_3)^2 = L_6^2 \quad (A-9)$$

まず式(A-1), および式(A-2)について, X_{cs} , Y_{cs} , e_{cs} , および θ_{cs} について与えられた値を前提とすることで, X_c , および Y_c を求めることができる. そして式(A-3)から式(A-9)についても, X_c , Y_c に加え, L_1 , L_2 , L_3 , L_4 , L_5 , L_6 , x_4 の値を与えることで, 各座標値についてクランク角度 θ_{cr} 毎に算出することができる.

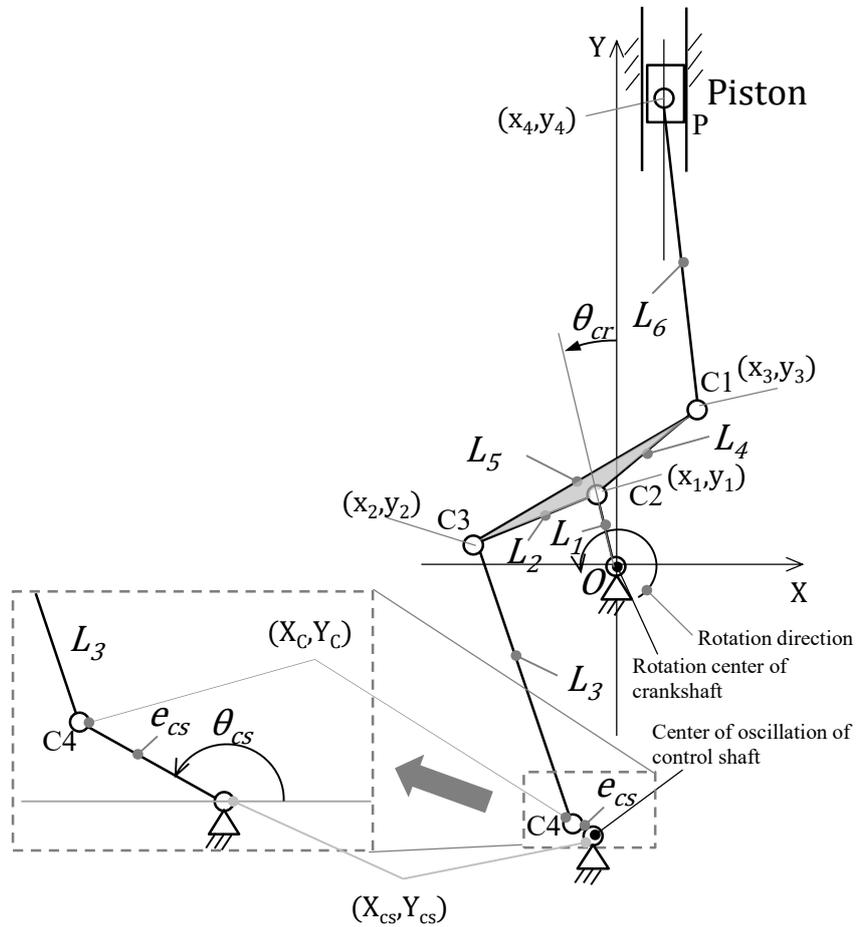


図 A-1:6 節可調整ピストン・クランク機構の運動学解析のための座標系, および変数の定義

付録 B 剛体を前提とした動力学解析によるクランク角度毎の動特性の導出

本章で示す 6 節可調整ピストン・クランク機構を対象とした動力学解析により，ピストン冠面に作用する燃焼荷重と各構成部品の慣性力を考慮することで，構成部品，およびベアリングにおける動特性を計算することができる．本解析は以下の前提に基づいている．

1. 二次元を前提とした解析である．
2. すべてのベアリングはクリアランスを持たない．
3. すべての構成部品は，質量，重心位置，慣性モーメントが考慮された剛体要素である．
4. クランクシャフトの回転角速度は等速を前提とする．
5. 解析毎にコントロールシャフトの回転方向位置は固定とし，一定の圧縮比として取り扱う．
6. ピストンのシリンダ内での傾きの挙動は考慮しない．

動力学解析を実施するにあたり，部品毎の質量，重心位置，重心位置についての慣性モーメントについて定義をおこなう．そのなかでも，重心位置については，図 B-1 の右図，および図 B-2 に示す，部品毎に設定される物体固定座標系に対して座標値を定義する．各部品の荷重，反力，重心位置の加速度，および重心位置の角加速度について図 B-1 の左図に示す定義を前提とする場合，それぞれの構成部品の運動方程式について，以下の式(B-1)から式(B-28)ように表すことができる[12]．本動力学解析で用いる各連結部の座標値の定義，および導出については，付録 A を参照のこと．

ピストンの動特性について，

$$M_p x_{gp}'' = -f_{4x} + f_s \quad (B-1)$$

$$M_p y_{gp}'' = -f_{4y} + W_{exp} \quad (B-2)$$

$$\begin{bmatrix} x_{gp} \\ y_{gp} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_4 - X_{off} \\ y_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} X_{GP} \\ Y_{GP} \end{bmatrix} \quad (B-3)$$

$$f_4 = (f_{4x}, f_{4y}) \quad (B-4)$$

と表すことができる．ここで，

M_p : ピストンの質量

(x_{gp}, y_{gp}) : 全体座標系におけるピストンの重心位置

(x_{gp}'', y_{gp}'') : 全体座標系におけるピストンの重心位置の加速度

(X_{GP}, Y_{GP}) : ピストンの物体固定座標系 X_p - Y_p におけるピストンの質量の重心位置

X_{off} : シリンダボア中心軸に対するピストンピンのオフセット量

$f_4 = (f_{4x}, f_{4y})$: 全体座標系におけるピストンと U-Link との間に生じる荷重成分

f_s : ピストン側圧による荷重

W_{exp} : ピストン冠面に作用する燃焼荷重

である．

U-Link の動特性について,

$$M_u x_{gu}'' = f_{4x} - f_{3x} \quad (B-5)$$

$$M_u y_{gu}'' = f_{4y} - f_{3y} \quad (B-6)$$

$$I_u \theta_u'' = (x_4 - x_{gu})f_{4y} - (y_4 - y_{gu})f_{4x} - (x_3 - x_{gu})f_{3y} - (y_3 - y_{gu})f_{3x} \quad (B-7)$$

$$\begin{bmatrix} x_{gu} \\ y_{gu} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_3 \\ y_3 \end{bmatrix} + \frac{X_{GU}}{L_6} \begin{bmatrix} x_4 - x_3 \\ y_4 - y_3 \end{bmatrix} + \frac{Y_{GU}}{L_6} \begin{bmatrix} -y_4 + y_3 \\ x_4 - x_3 \end{bmatrix} \quad (B-8)$$

$$f_3 = (f_{3x}, f_{3y}) \quad (B-9)$$

$$\begin{cases} \theta_u = \cos^{-1} \left(\frac{x_4 - x_3}{L_6} \right) & (y_4 - y_3 \geq 0) \\ \theta_u = -\cos^{-1} \left(\frac{x_4 - x_3}{L_6} \right) & (y_4 - y_3 < 0) \end{cases} \quad (B-10)$$

と表すことができる. ここで,

M_u : U-Link の質量

I_u : U-Link の物体固定座標系 X_U-Y_U についての慣性モーメント

(x_{gu}, y_{gu}) : 全体座標系における U-Link の重心位置

(x_{gu}'', y_{gu}'') : 全体座標系における U-Link の重心位置の加速度

(X_{GU}, Y_{GU}) : 物体固定座標系 X_U-Y_U における U-Link の重心位置

$f_3=(f_{3x}, f_{3y})$: 全体座標系における U-Link と L-Link との間に生じる荷重成分

θ_u : 全体座標系の X 軸方向に対する物体固定座標系 X_U-Y_U の X 軸方向の相対角度

θ_u'' : 全体座標系の X 軸方向に対する物体固定座標系 X_U-Y_U の X 軸方向の相対角加速度である.

L-Link の動特性について

$$M_l x_{gl}'' = f_{1x} + f_{2x} - f_{3x} \quad (B-11)$$

$$M_l y_{gl}'' = f_{1y} + f_{2y} - f_{3y} \quad (B-12)$$

$$I_l \theta_l'' = (x_1 - x_{gl})f_{1y} - (y_1 - y_{gl})f_{1x} + (x_2 - x_{gl})f_{2y} - (y_2 - y_{gl})f_{2x} + (x_3 - x_{gl})f_{3y} - (y_3 - y_{gl})f_{3x} \quad (B-13)$$

$$\begin{bmatrix} x_{gl} \\ y_{gl} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_1 \\ y_1 \end{bmatrix} + \frac{X_{GL}}{L_2} \begin{bmatrix} x_2 - x_1 \\ y_2 - y_1 \end{bmatrix} + \frac{Y_{GL}}{L_2} \begin{bmatrix} -y_2 + y_1 \\ x_2 - x_1 \end{bmatrix} \quad (B-14)$$

$$f_1 = (f_{1x}, f_{1y}) \quad (B-15)$$

$$f_2 = (f_{2x}, f_{2y}) \quad (B-16)$$

$$\begin{cases} \theta_l = \cos^{-1} \left(\frac{x_2 - x_1}{L_2} \right) & (y_2 - y_1 \geq 0) \\ \theta_l = -\cos^{-1} \left(\frac{x_2 - x_1}{L_2} \right) & (y_2 - y_1 < 0) \end{cases} \quad (B-17)$$

と表すことができる. ここで,

M_l : L-Link の質量

I_l : L-Link の物体固定座標系 X_L-Y_L についての慣性モーメント

(x_{gl}, y_{gl}) : 全体座標系における L-Link の重心位置

(x_{gl}'' , y_{gl}'') : 全体座標系における L-Link の重心位置の加速度

(X_{GL}, X_{GL}) : 物体固定座標系 X_L-Y_L における L-Link の重心位置

$f_1=(f_{1x}, f_{1y})$: 全体座標系における L-Link とクランクピンとの間に生じる荷重成分

$f_2=(f_{2x}, f_{2y})$: 全体座標系における L-Link と C-Link との間に生じる荷重成分

θ_l : 全体座標系の X 軸方向に対する物体固定座標系 X_L-Y_L の X 軸方向の相対角度

θ'' : 全体座標系の X 軸方向に対する物体固定座標系 X_L-Y_L の X 軸方向の相対角加速度である。

C-Link の動特性について,

$$M_c x_{gc}'' = -f_{2x} + f_{5x} \quad (B-18)$$

$$M_c y_{gc}'' = -f_{2y} + f_{5y} \quad (B-19)$$

$$I_c \theta_c'' = -(x_2 - x_{gc})f_{2y} - (y_2 - y_{gc})f_{2x} + (X_C - x_{gc})f_{5y} - (Y_C - y_{gc})f_{5x} \quad (B-20)$$

$$\begin{bmatrix} x_{gc} \\ y_{gc} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_2 \\ y_2 \end{bmatrix} + \frac{X_{GC}}{L_3} \begin{bmatrix} X_C - x_2 \\ Y_C - y_2 \end{bmatrix} + \frac{Y_{GC}}{L_3} \begin{bmatrix} -Y_C + y_2 \\ X_C - x_2 \end{bmatrix} \quad (B-21)$$

$$f_5 = (f_{5x}, f_{5y}) \quad (B-22)$$

$$\begin{cases} \theta_c = \cos^{-1} \left(\frac{X_C - x_2}{L_3} \right) & (Y_C - y_2 \geq 0) \\ \theta_c = -\cos^{-1} \left(\frac{X_C - x_2}{L_3} \right) & (Y_C - y_2 < 0) \end{cases} \quad (B-23)$$

と表すことができる。ここで,

M_c : C-Link の質量

I_c : C-Link の物体固定座標系 X_C-Y_C についての慣性モーメント

(x_{gc}, y_{gc}) : 全体座標系における C-Link の重心位置

(x_{gc}'' , y_{gc}'') : 全体座標系における C-Link の重心位置の加速度

(X_{GC}, X_{GC}) : 物体固定座標系 X_C-Y_C における C-Link の重心位置

$f_5=(f_{5x}, f_{5y})$: 全体座標系における C-Link とコントロールシャフト偏心軸との間に生じる荷重成分

θ_c : 全体座標系の X 軸方向に対する物体固定座標系 X_C-Y_C の X 軸方向の相対角度

θ'' : 全体座標系の X 軸方向に対する物体固定座標系 X_C-Y_C の X 軸方向の相対角加速度である。

クランクシャフトの動特性について,

$$M_{cr} x_{gcr}'' = -f_{1x} + f_{0x} \quad (B-24)$$

$$M_{cr} y_{gcr}'' = -f_{1y} + f_{0y} \quad (B-25)$$

$$-x_1 f_{1y} + y_1 f_{1x} + T_{cr} = 0 \quad (B-26)$$

$$f_0 = (f_{0x}, f_{0y}) \quad (B-27)$$

と表すことができる。ここで,

M_{cr} : クランクシャフトの質量

(x_{gcr}, y_{gcr}) : 全体座標系におけるクランクシャフトの重心位置

$(x_{gcr}'' y_{gcr}'')$: 全体座標系におけるクランクシャフトの重心位置の加速度

(X_{GCR}, Y_{GCR}) : 物体固定座標系 $X_{CR}-Y_{CR}$ におけるクランクシャフトの重心位置

$f_0=(f_{0x}, f_{0y})$: 全体座標系におけるクランクシャフトとエンジンプロックのメインベアリングとの間に生じる荷重成分

T_{cr} : クランクシャフトトルク

である.

また, ピストン側圧にともなう摩擦損失は以下の式により求めることができる.

$$\left| \frac{d(y_4)}{dt} f_s \mu_s \right| \tag{B-28}$$

ここで,

μ_s : ピストン側面部とシリンダボア間の摩擦係数

である.

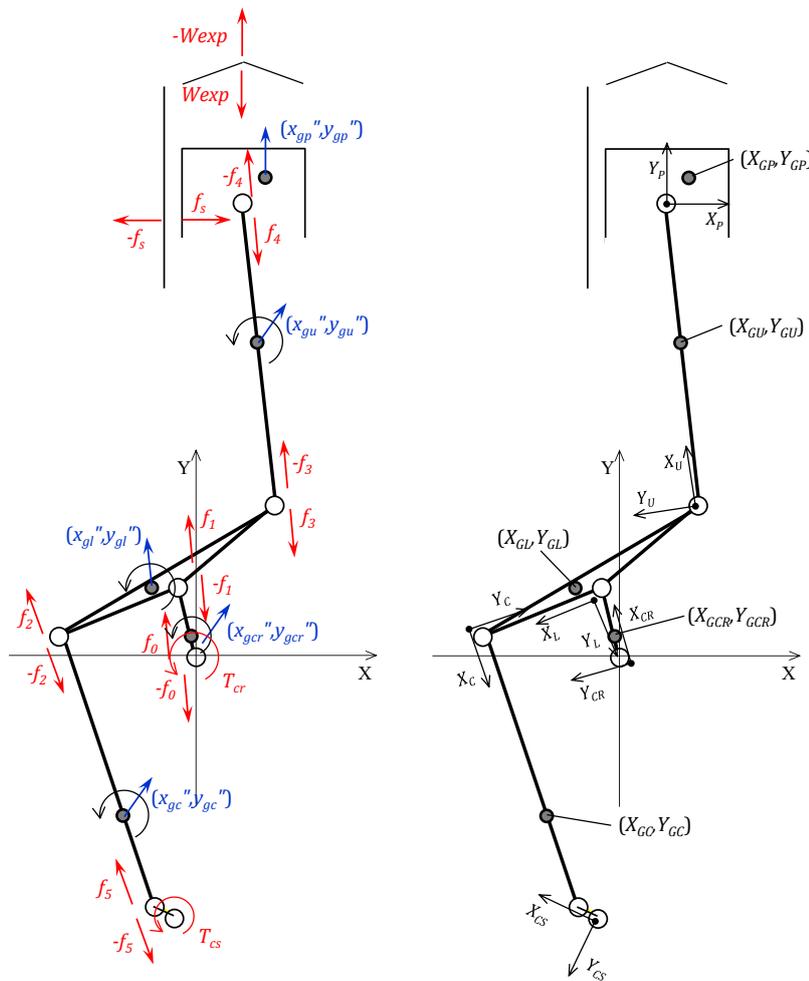


図 B-1:6 節可調整ピストン・クランク機構の動力学解析ための座標系, および動特性の定義

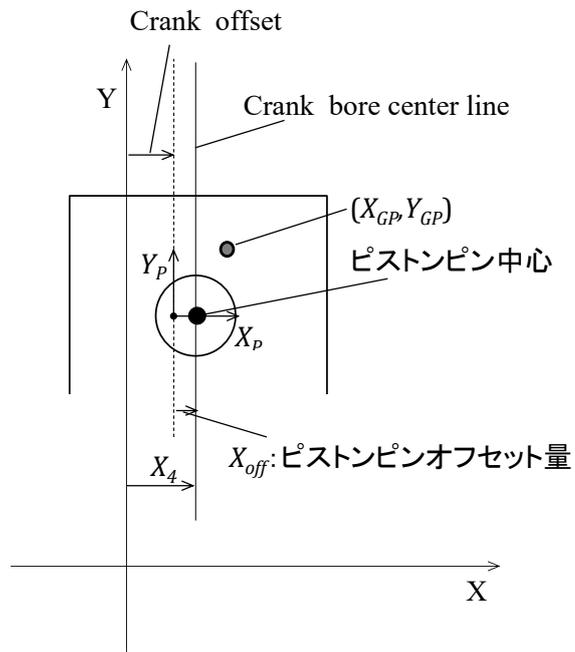


図 B-2: ピストン系の構成と座標系

付録C リンクジオメトリの変遷と本研究の寄与

本研究で取り上げた6節可調整ピストンクランク機構のリンクジオメトリ、およびリンクジオメトリ毎の各設計パラメータの値について、その一覧を表C-1に示す。

表 C-1: リンクジオメトリ毎の設計パラメータの比較

	Criteria	Ver.1	Ver.2	(A)	(B)	Geometry2	Production (C) Geomenry1	Light weight
Displacement	-	2,051	2,392	1,997 (CR 8:1) 1,970 (CR 14:1)				
2nd order of engine vibration to conventional engine (%)	S-type characteristics	43.2	0.4	3.7 (CR 8:1) 21.9 (CR 14:1)	14.4 (CR 8:1) 31.6 (CR 14:1)	1 (CR 8:1) 18.4 (CR 14:1)	24.3 (CR 8:1) 40.2 (CR 14:1)	17.0 (CR 8:1) 23.9 (CR 14:1)
4th order of torque fluctuation to tolerance (%)※	Less than 100	139	193.3	112.8	103.3	115.4	91.7	72.5
Placement of control shaft from crankshaft center (%)	Less than 100	1031	1231	400	250	400	100	100

※Engine operating condition: 6000 rpm 390 Nm

表 C-1 では、第1章で取り上げた先行研究によるリンクジオメトリ、本研究で検討に用いたリンクジオメトリ、および量産型可変圧縮比エンジンのリンクジオメトリについて示している。

先行研究[12][42][56][57]で検討されたリンクジオメトリである Ver. 1[12][42]、および Ver. 2 [56][57]は、6節可調整ピストンクランク機構により得られる副次的利点であるエンジン上下方向振動2次成分の低減効果に力点を置いて検討されたリンクジオメトリである。特に Ver. 2 は、エンジン上下方向振動2次成分の値がほぼ0となっている。一方で、量産化にあたり、車載性に影響を与えるエンジンの左右方向幅、およびクランクシャフトの強度に影響を与えるトルク変動4次成分の増大が課題となった。そこで本論文では、エンジン上下方向振動2次成分の低減効果を保持しつつ、車載性、および構成部品の耐久性を確保できるリンクジオメトリの設計手法の提示を目的の一つとして、複数のリンクジオメトリの検討を行った。

第2章では、互いにコントロールシャフト配置位置が異なるリンクジオメトリである(A)、(B)、(C)(量産型と同一仕様)を検討対象として、トルク変動4次成分の特性の分析を行った。(C)は、(A)と比較して上下方向振動2次成分の低減効果が目減りする一方で、コントロールシャフト配置位置がクランクシャフトの直下となることでエンジンの左右方向幅が縮小するとともに、トルク変動4次成分についても低減し、クランクシャフトの強度の確保に寄与することが分かった。

第4章では、第2章と同様に、互いにコントロールシャフト配置位置が異なることで、トルク変動4次成分の値が異なるリンクジオメトリである Geometry1(量産型と同一仕様)と Geometry2 を検討対象として、C-Link の挙動への影響について検討を行った。Geometry2 では、Geometry1 と比べてエンジン上下方向振動2次成分の低減するものの、トルク変動4次成分が増大することでC-Link の荷重の増大とともにリンク機構の弾性挙動も増大し、それにより更なる荷重の増大が引き起こされることが分かった。以上より量産エンジンでは、本研究による設計手法を踏まえることで、エンジン上下方向振動2次成分の低減効果を得つつ、力学的特性、レイアウトともに満たす仕様とすることができた。

付録D ピストン速度の比較

ピストン速度は、エンジンの動力性能、燃費性能や、部品の耐久性への寄与の大きい重要な指標である。図 D-1 にピストン速度について、6 節可調整ピストンクランク機構を前提とした量産エンジン(表 1-1 を参照)と、従来のピストンクランク機構との比較を示す。比較に際して、従来のピストンクランク機構のピストンストローク値は、6 節可調整ピストンクランク機構を前提とした量産エンジンの低圧縮比時と同一の値である 90.1 mm とした。最大速度について機構の違いにより差が生じており、特に下降行程では、最高圧縮比において従来のピストンクランク機構に対して 12 % 程度の減少となる。このことは、本量産エンジンにおいてピストンが上死点付近に留まる時間が相対的に長く、燃焼の安定性に寄与する等容度が高いことを示している。一方で、平均ピストン速度については、ピストンストローク値が同一である低圧縮比時と従来機構とで同一値となる(表 D-1 を参照)。圧縮比毎に生じる 1 % 程度の平均ピストン速度の差は、圧縮比毎のピストンストローク量の違いに起因するものである。

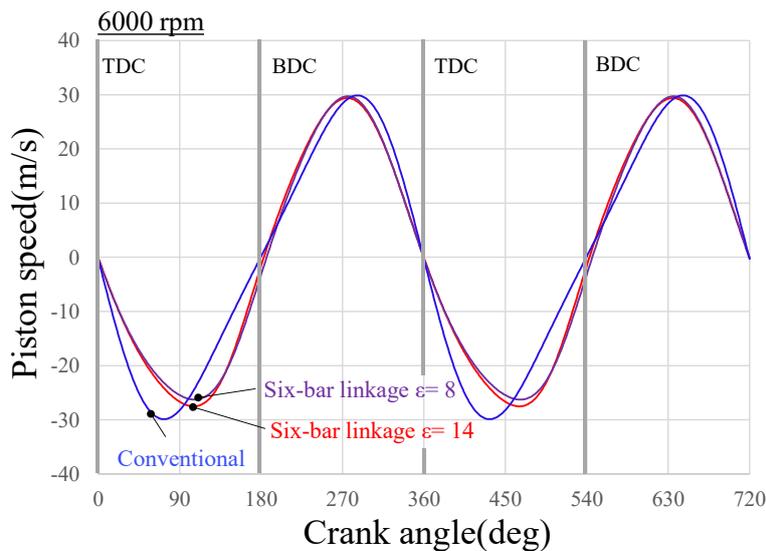


図 D-1:ピストン速度の比較

表 D-1:平均ピストン速度の比較

	Compression ratio 8	Compression ratio 14	Conventional
Average piston speed at up stroke (m/s)	17.9	17.6	17.9
Average piston speed at downward stroke (m/s)	17.9	17.6	17.9

※Engine operation condition: 6000 rpm

付録 E エンジン重量が燃費性能，動力性能に与える影響

図 E-1 に，本研究で取り上げた量産型可変圧縮比エンジン(表 1-1 を参照)を含む，エンジン重量の傾向を示す。図中の各エンジン重量は，量産型可変圧縮比エンジンの重量を 1 とした時の相対値として表している。本エンジンは従来のピストン・クランク機構に対し部品点数の多い 6 節可調整ピストン・クランク機構，可変圧縮比を実現させるためのアクチュエーター機構，およびターボチャージャー等を備えているため，従来のピストン・クランク機構を備えたエンジンと比較してエンジン重量が増加する傾向となっている。

一方で，図 E-2 に，エンジン重量が量産型可変圧縮比エンジンの搭載車両の燃費性能と動力性能におよぼす影響について示す。重量が燃費性能におよぼす影響については，図 E-3[76]の SUV における関係式を用いて導出した。高燃費性能，高動力性能ともに本量産エンジンにおける重量増の影響は有意に小さく，重量増の影響を加味しても，高燃費性能，高動力性能の効果が得られていることが分かった。

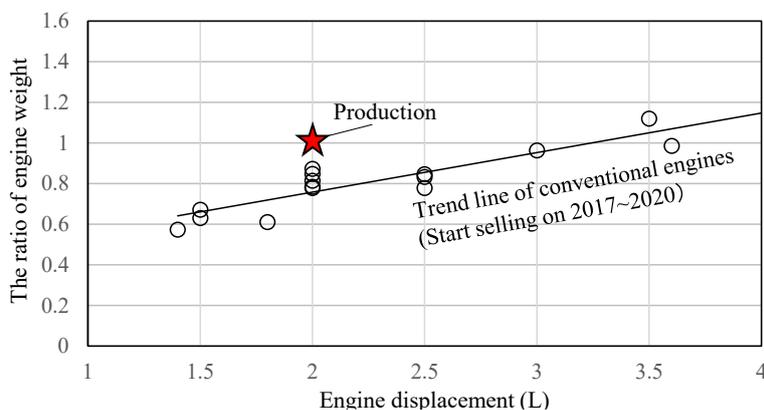


図 E-1: エンジン重量の比較

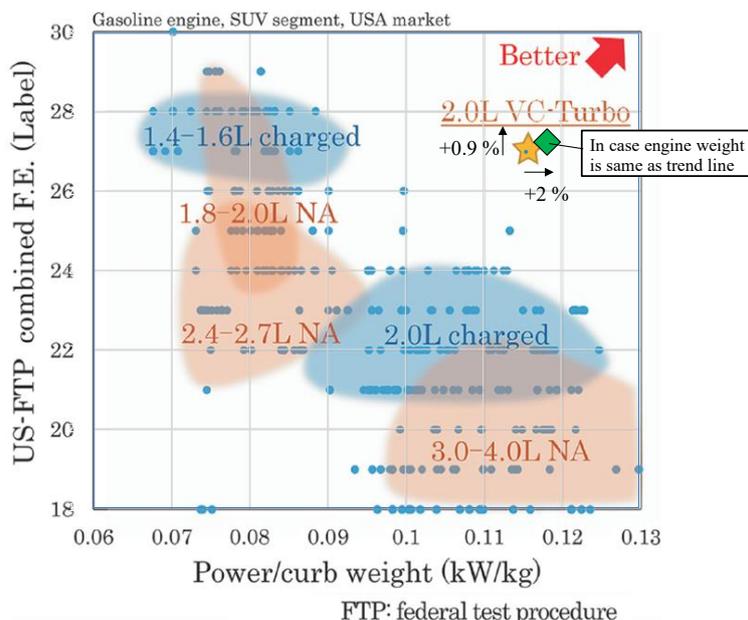


図 E-2: 重量の違いが実車両の燃費性能と動力性能に与える影響

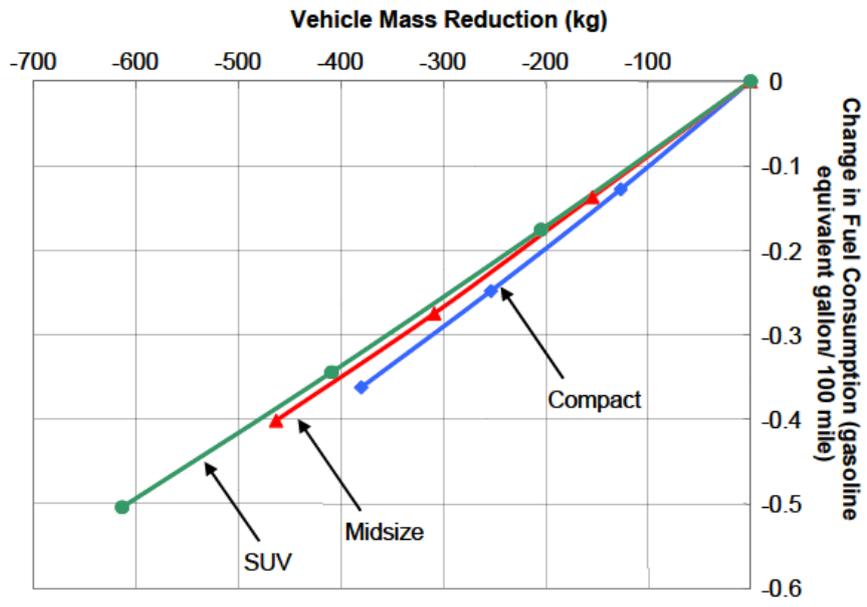


図 E-3: 車両重量が燃費性能に与える影響[76]

謝辞

本論文をまとめるにあたりまして、東京工業大学工学院機械系 山浦弘 教授には多大なるご厚意を賜りました。ご多忙の中、またコロナ禍の中におきまして快く主査を引き受けていただき、論文のまとめ方や公聴会に至るまで温かく懇切丁寧なるご指導を賜りましたこと、謹んで深く感謝いたします。

東京工業大学 岩附信行 教授、小酒英範 教授、武田行生 教授、田中真二 特任准教授、田中智久 准教授には、ご査読、また大変貴重なご助言、ご指導をいただきました。深く感謝しております。また、東京工業大学 桃園聡 助教には、博士号の取得につきまして突然のご相談にも関わらず快くご対応いただきました。また執筆中の論文につきましてもご査読、ご助言いただきましたこと、深く感謝しております。

本論文の研究内容は日産自動車株式会社での業務の一環によるものですが、日産自動車株式会社 茂木克也 氏、平谷康治 氏、大熊悟 氏、小林誠 氏には、研究開発の業務のみならず、原著の執筆を進めるにあたり多大なるご指導、ご助言いただき、学位取得にあたっては激励、ご支援いただきました。深く感謝しております。また、解析結果の検証のための実機の測定、およびデータの解釈にあたりまして日産自動車株式会社 古川卓儀 氏、また黒田雅士 氏をはじめとする実験グループの方々には多大なる尽力をいただきました。深く感謝しております。

軸受要素の研究開発を進めるにあたりましては、大同メタル工業株式会社 米谷晋也 氏には多くのご知見をいただき、また多大なるご尽力をいただきました。深く感謝しております。

最後に、コロナ禍の中、また休日を論文執筆に充てることに協力してくれ、暖かく見守ってくれた妻 瑠美には心から感謝しております。

2022年3月

中村 勝敏