

BWRの圧力抑制型格納容器の開発段階では、圧力抑制効果に関心が集められ、蒸気が水中で凝縮する際の圧力振動現象にはほとんど注意が払われていなかった。その後、スエーデンの Marviken 炉を用いた圧力抑制実験において予想外に大振幅の圧力振動が測定されて以来、LOCA等の事故時における格納容器の健全性評価の問題として注目を集めるようになり、米国、西独や我が国で実規模装置による実証試験が行なわれるとともに、小規模実験が行なわれるに至った。その結果、安全評価のためのデータの蓄積と振動現象の全体像が次第に明らかになってきた。

しかし、振動発生メカニズムについては不明な点も多く、振動周波数や振動発生領域については解析的に十分な説明がなされていない。このような状況のもとに、本研究では2種類の小規模実験装置を使った実験データを基に振動発生メカニズムを考察し、振動現象を定式化することにより、振動の周波数や振幅および振動発生限界を解析的に導き、本研究および従来からのデータと比較検討した。その結果、以下に列挙するような結論を得た。

(1) 蒸気をベント管を通してプール水中で凝縮させる際に生ずる振動現象は、ベント管内を流れる平均蒸气流束とプール水温（即ち、サブクール度）に依存して種々の様式が現れる。圧力振動波形と高速写真による界面変動を基に現象を分類し、各振動様式の発生範囲を蒸气流束とプール水温による Map として示した。本研究の分類法は発生メカニズムも考慮して行ったのが特徴で、各振動様式間の境界が理論的に取り扱うことができる。

(2) 振動現象を周波数から見ると、2～8 Hz の低周波成分と200 Hz前後の高周波成分（実規模装置ではそれぞれ 0.5 Hz、10 Hz 程度）から成っている。低周波成分は、ベント管間で同期していること、及び周期が圧縮波のベント管通過時間より十分長いことから、ヘッダー（実炉のドライウェルに相当）を含む広い蒸気空間をコントロール容積とする振動であると言える。これに対し、高周波成分は、ベント管間で同期していないこと、ベント管内を進行波として伝わることから、ベント管先端に形成される気泡をコントロール容積とする振動現象である。

(3) 周波数成分から各振動様式の特徴を述べると次のように言える。間欠的振動時の界面運動は低周波圧力変動により引き起こされており、界面がプール水中へ達した際にベント管内に高周波振動が現れる。従って、間欠的振動時の高周波成分は界面運動に応じて間欠的に発生する。間欠的振動より高蒸气流束時に見られる気泡凝縮振動では高周波成分のみが卓越し、界面変動はこの高周波成分に同期して微小変動する。間欠的振動と気泡凝縮振動の間には遷移領域

が存在する。遷移振動では、低周波の界面運動がベント管出口付近で生じており、界面変動に伴って高周波成分がうなり状に発達と減衰を繰り返す。以上の3様式より高水温側では大きな気泡が膨張と収縮を繰り返す低周波振動のみのバブリング域となる。なお、プール水のベント管内への逆流で特徴づけられるチャギングは間欠的振動ばかりでなく、一部の遷移振動も含まれる。

高周波成分の発生する様式は、間欠的振動、気泡凝縮振動と遷移振動であるのに対して、低周波成分は、気泡凝縮振動以外で生じる。従って、間欠的振動及び遷移振動の圧力変動波形は、低周波成分に高周波成分が重畳した形となる。典型的なチャギングである間欠的振動時の大きな界面変動に伴う凝縮量の変動により、ベント管内の瞬時蒸気流束も大きく変動し気泡凝縮振動時の値に達することからチャギング時の振動成分の多重性を説明した。

(4) チャギング時のプール水の逆流は、界面がベント管外へでた際の大量蒸気凝縮に伴う負圧によるが、界面がベント管内を上下に運動する間は蒸気凝縮がほとんど行なわれておらず、一定の流量でヘッダーへ供給される蒸気はヘッダー圧力を高め、界面を下方へ押し下げる効果をもたらす。供給蒸気によるこの界面押し下げ効果（1種の強制項）に着目して、チャギング時の流体振動を解析し、界面変動振幅と周期の蒸気流束依存性（蒸気流束の増加とともに気泡凝縮振動へと遷移する過程）を説明するとともに、負圧による界面吸い上げ効果と上述の界面押し下げ効果が釣り合う点としてチャギング発生限界の存在を解析的に示した。そして、チャギング発生限界では界面はベント管出口付近にあり、負圧を生む凝縮量がサブクール度に比例することから、チャギング発生限界もサブクール度に比例するという実験事実（図2-12）を説明した。

(5) チャギング時に界面がベント管内を運動する期間の僅かな蒸気凝縮を界面水側に温度境界層を設けることにより取扱い、チャギング現象の数値解析を行った。これにより、低蒸気流束時に界面がプール水中へ出ないままベント管内を再上昇する「双子」等の振動様式など、第2章で述べた特性をほぼ再現できることを示した。また、チャギングによる界面変動振幅は蒸気流束が5~10 kg/(m²·s)で最大となり、チャギング時の水柱運動が回りの構造材へ与える衝撃力もこの範囲でピーク値をとるものと考えられる。

(6) 気泡凝縮振動時に特徴的に卓越する高周波振動成分に対しては、ベント管出口の気泡への蒸気の流入及び凝縮量のバランスを界面の微小変動で表す基礎式を導き、線形振動論を適用して振動周波数を求めた。振動数は、一般に、二つの無次元量 m , n (式(45), (40)) で表されることを示し、 $n \rightarrow \infty$ では凝縮支配モデルが、 $n \rightarrow 0$ かつ $m \rightarrow 0$ では気泡の自由振動モデルが厳密解に対して良い近似値を与えることを示した。そして、大気圧近傍の蒸気に対しては

これら二つの近似値がともに厳密解に近い値を与えることを明らかにした。また、実際には非常に複雑な形状の気泡を、円筒状、球状及び半球状として取り扱い、気泡形状の影響を調べたが、どの形状を採っても振動周波数とベント管径の積がプール水のサブクール度と関数関係にあること、即ち、他の条件が一定であれば周波数はベント管径に逆比例することが分かった。さらに、本研究の解析値と小規模装置による実験データに基づいた従来からの相関式（即ち、実験式）とがよく一致していること、及び解析値が大規模装置における振動数ともほぼ対応していることを示した。

(7) 振動様式の発生範囲を示す Map (図4-32) には四つの境界が存在する。結論(4)で述べたチャギング発生限界を除く残り三つの境界は次のように説明できる。

チャギングや気泡凝縮振動時に見られる高周波振動成分、およびバブリング振動とチャギング時の低周波振動成分は、それぞれ蒸気泡およびヘッダーを含む空間をコントロール容積とする振動の発生限界として線形安定論から求められる。解析値は、プール水温を上昇させていった際に、最初に高周波成分が消え、続いて飽和温度近く（大気圧では 95℃ 付近）で低周波成分も発生しなくなるという実験事実によく対応している。高周波成分の発生限界のデータがサブクール度の影響を多少受けることは、気泡形状が球状か円筒状かで解析値が 15K 程度差が出ることから定性的に説明される。

遷移振動と気泡凝縮振動は振動波形に低周波成分が含まれるか否かで区別される。その境界は、流れのある 2 点間の圧力振動の追従性を示す Hodgson 数が一定な曲線上に現れる。

以上四つの境界はいずれもサブクール度と蒸气流束に対して一定ではない。しかし、大ざっぱに言って、チャギング限界と気泡凝縮振動の境界は蒸气流束に対する限界であるのに対し、線形安定論より求められる残り二つの境界はプール水のサブクール度に対する限界となっている。そして、定式化したこれらの境界と実験から得られる境界とがほぼ一致することを示した。

(8) 実炉の格納容器を薄肉円筒でモデル化することによる固有振動数の近似値は、本研究で提案している解析法から得られる高周波圧力振動成分及び日本原子力研究所で行われた実規模 Mark II 型格納容器圧力抑制試験で得られた周波数と同じオーダーであり、格納容器と圧力振動との共振の可能性を指摘した。

(9) 高周波振動成分の圧力変動振幅は、その発生限界で零となり、サブクール度が限界値より増すにつれて増加し、低周波成分の振幅を圧倒するようになる。圧力変動時の蒸気温度がプール水温まで低下すると仮定した場合の圧力変動振幅は、サブクール度と圧力振幅の関係を定性的に説明できるが、その大き

さは実験データの方が遥かに小さい。この違いは、蒸気が接する界面のサブクール度がプール水のサブクール度よりかなり小さくなっていることに起因する。

参考文献

- [1] Thorén, H.-G., Ericson, L., Hesböl, R. and Brandt, W., "Full-Scale Containment Experiments Performed in the Marviken Power Plant," ANS National Topical Meeting on Water Reactor Safety, Salt Lake, Utah, (1973).
- [2] "MXA-Reports : The Marviken Full Scale Containment Experiment," Joint Reactor Safety Experiments in Marviken Power station, Sweden, (1974).
- [3] 久木田豊, "BWR格納容器の圧力抑制系に関する研究の現状と今後の課題," JAERI-M 7943(1978).
- [4] Ashworth, C.P. et al., "Pressure Suppression," Nuclear Engineering, Vol.7-75(1962), p.313.
- [5] 石川島播磨重工原子力部, "軽水冷却型発電用原子炉の圧力抑制型格納方式に関する試験研究," 石川島播磨技報, 第5巻第24号(1965-7), P.369.
- [6] SAFE Project 小委員会報告書, "軽水型動力炉の圧力抑制装置の基礎試験," 日本原子力産業会議安特研SAFEプロジェクト小委員会, (1966-6).
- [7] Lucken, R.C. and Leeman, C.A., "Vapor Suppression Test Program Report," BAW-1258(1962-8).
- [8] Hovanec, F.L. and Lucken, R.C., "Closed-Tank Vapor Suppression Test Program," BAW-3198-2(1964-5).
- [9] Kozeki, M. et al., "Experimental Studies on Pressure-Suppression Containments for Nuclear Ships," Proc. Symp. on Nuclear Ships, Hamburg, Germany, (1971-5), p.215.
- [10] 小関守史、桑原信一, "船用炉用圧力抑制格納方式の研究," 日本船用機関学会誌、第7巻第12号(1972-12), p.S45.
- [11] Saitoh, T., Uchida, H., Morita, T., Oishi, T. and Saitoh, S., "On the Unsteady Phenomena Relating to Vapor Suppression," ASME Paper 74-WA/HT-47(1974).
- [12] Schwan, H., "Reaktorsicherheits - Experimente im Kernkraftwerk Marviken," Kerntechnik Vol.20, No.10(1978), p.445.
- [13] McIntyre, T.R. et al., "Mark-III Confirmatory Test Program : One-third Scale Pool Swell Impact Tests, Test Series 5805," NEDO-13426 (1975-8).
- [14] Aust, E. et al., "Pressure Suppression System (PSS) for Nuclear

- Ships — Experimental Results Obtained at the GKSS PSS-Test-Facility," Proc. Symp. on the Safety of Nuclear Ships, Hamburg, (1977-12), p.629.
- [15] Bilanin, W.J., "Mark-III Confirmatory Test Program : 7th Quart. Progress Report," NEDO-20732(1974-12).
- [16] Bird, P.F. et al., "4 T Condensation Oscillation Test Program Final Test Report," NEDO-24811(1980-5).
- [17] 例えば、Kukita, Y., Namatame, K., Yamamoto, N. and Shiba, M., "Full-Scale Mark II CRT Program Data Report 4 (Test 1101)," JAERI-M 8763(1980-3).
- [18] Sakkal, F. and Aust, E., "Steam Density Oscillations in Two Phase-Two Component Flow," ANS 2nd Topical Meeting on Nuclear Thermal-Hydraulics, Vol.2(1983), p.1135.
- [19] Voigt, O. et al., "Consequences Drawn from a Stuck Relief Valve Incident at the Würgassen Power Plant," Proc. 2nd Conf. on Struct. Mech. in Reactor Tech., Paper J 1/7(1973-9).
- [20] Becker, M. et al., "Druckentlastung eines Siedewasserreaktors mit Lochrohrdüse, Teil 1 : Luftschwingungen beim Freiblasen," Reaktortagung, (1974), p.26.
- [21] 塚田浩司、山口宏克、森田照道、"沸騰水型軽水炉主蒸気逃し安全弁作動時の圧力抑制室内の動荷重の測定 (東海第2発電所における実機試験での測定結果とその評価)," 火力原子力発電、第30巻第8号(1979), p.817.
- [22] 宇多村元昭、内藤正則、小笠原英雄、内田俊介、"蒸気の水中凝縮実験," 日本原子力学会年会要旨集 C41(1975), p.147.
- [23] Arinobu, M., "Studies on the Dynamic Phenomena Caused by steam Condensation in Water," ANS-ASME-NRC Int. Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal-Hydraulics, Vol.1(1980), p.293.
- [24] Anderson, C., "Mark II Containment Program : Load Evaluation and Acceptance Criteria," U.S. Nuclear Regulatory Commission, NUREG-0808(1981).
- [25] Marks, J.S. and Andeen, G.B., "Chugging and Condensation Oscillation," Condensation Heat Transfer, ASME-AIChE 18th National Heat Transfer Conference, (1979), p.93.
- [26] Chan, C.K. and Lee, C.K.B., "A Regime Map for Direct Contact Condensation," Int. J. Multiphase Flow, Vol.8-1(1982), p.11.

- [27] 福田真一、斎藤静雄, "蒸気の液中凝縮に伴う圧力変動、(I)現象の分類およびチャギング現象," 日本原子力学会誌、第24巻第5号(1982), p.372.
- [28] Sargis, D.A., Masiello, P.J. and Stuhmiller, J.H., "A Probabilistic Model for Predicting Steam Chugging Phenomena," Condensation Heat Transfer, ASME-AIChE 18th National Heat Transfer Conference (1979), p.85.
- [29] 久木田豊、生田目健、斯波正誼, "Mark II 格納容器1/6規模試験 — 圧力振動のスペクトル解析 — ," 日本原子力学会年会要旨集C10(1979), p.90.
- [30] 久木田豊、生田目健, "Mark II 格納容器圧力抑制試験 第6報 試験結果その4," 日本原子力学会年会要旨集A26(1981), p26.
- [31] Arinobu, M. and Suzuki, I., "Multi-Vent Effects on the Dynamic Pressure Caused by Chugging," Int. Specialist Meeting on BWR Pressure Suppression Containment Technology, GKSS(1981), p. II -25.
- [32] 久木田豊、生田目健、斯波正誼, "Mark II 格納容器圧力抑制試験 第3報 試験結果(2)," 日本原子力学会年会要旨集A13(1980), p.13.
- [33] 横田雅, "BWR圧力抑制系における蒸気凝縮振動," 第16回日本伝熱シンポジウム講演論文集A205(1979), p.70.
- [34] Sargis, D.A., Stuhmiller, J.H. and Wang, S.S., "A Fundamental Thermalhydraulic Model to Predict Steam Chugging Phenomena," Topics in Two-Phase Heat Transfer and Flow, ASME-WAM, (1978), p.123.
- [35] Okazaki, M., "Analysis for Pressure Oscillation Phenomena Induced by Steam Condensation in Containment with Pressure Suppression System, (I) Model and Analysis for Experimental Conditions of Marviken and Analysis for Experimental Conditions of Marviken Reactor," J. Nucl. Sci. Technol., Vol.16-1(1979), p.30.
- [36] Okazaki, M., "ditto, (II) Effects of Dimension and Coefficients," J. Nucl. Sci. Technol., Vol.16-12(1979), p.897.
- [37] Pitts, J.H., "Steam Chugging in a Boiling Water Reactor Pressure-Suppression System," Int. J. Multiphase Flow, Vol.6-4(1980), p.329.
- [38] Lee, C.K.B. and Chan, C.K., "Steam Chugging Analysis in Single-Vent Vapor Injection," 7th Int. Heat Transfer Conference, Vol.4 (1982), p.3.
- [39] Sursock, J.P. and Duffey, R.B., "Condensation of Steam Bubbles in a Subcooled Pool," Topics in Two-Phase Heat Transfer and Flow, ASME-WAM, (1978), p.135.

- [40] Appelt, K.D., Kadlec, J. and Wolf, E., "Investigations of the Fluctuating Pressure Field in the Suppression Pool of the Marviken Containment during Blowdown," Proc. 3rd Conf. on Struct. Mech. in Reactor Tech., paper J4/2(1975).
- [41] Arinobu, M., Shiho, E. and Aoki, H., "On the Oscillations Induced by Steam Condensation in Water," Toshiba Review, No.130(1980), p.1.
- [42] 福田真一, "蒸気の液中凝縮に伴う圧力変動、(Ⅱ)大蒸気質量流束時の現象," 日本原子力学会誌, 第24巻第6号(1982), p.466.
- [43] Brennen, C., "A Linear Dynamic Analysis of Vent Condensation Stability," Basic Aspects in Two Phase Flow and Heat Transfer, ASME-WAM, (1980), p.63.
- [44] Arinobu, M., Suzuki, I., Shiho, E. and Aoki, H., "Evaluation of Dynamic Loads Induced by Chugging," J. Nucl. Sci. Technol., Vol. 19-11(1982), p.881.
- [45] 久木田豊, "BWR蒸気凝縮荷重の評価方法 (MarkⅡ格納容器圧力抑制試験第14報)," 日本原子力学会年会要旨集A48(1983), p.48.
- [46] 成合英樹、永留正市 阿曾滋男, "ブローダウン時における圧力容器内流体の熱水力的挙動(一体型炉ブローダウン実験装置による実験)," 船舶技術研究所報告, Vol.14-5(1977), p.283.
- [47] 入江正彦, "船舶用一体形加圧水炉の概念設計," 日本船用機関学会誌, Vol.7-12(1972), p.877.
- [48] 成合英樹、綾威雄、小林道幸、阿曾滋男, "ブローダウン時における圧力抑制型格納容器の熱流力的応答特性(その1. 実験結果と考察)," 船舶技術研究所報告, Vol.16-1(1979), p.1.
- [49] 綾威雄、成合英樹、小林道幸, "同上(その2. 解析モデルとその評価)," 船舶技術研究所報告, Vol.17-2(1980), p.89.
- [50] Nariai, H., Aya, I. and Kobayashi, M., "Thermo-Hydraulic Behavior in a Model Pressure Suppression Containment during Blowdown," Topics in Two-Phase Heat Transfer and Flow, ASME-WAM, (1978), p.89.
- [51] Aya, I., Nariai, H. and Kobayashi, M., "Pressure and Fluid Oscillations in Vent System due to Steam Condensation, (I)Experimental Results and Analysis Model for Chugging," J. Nucl. Sci. and Technol., Vol.17-7(1980), p.499.
- [52] 有信睦弘、和田勝利, "蒸気の水中凝縮に伴う振動現象の研究(第2報、凝縮振動に対する管径および浸水深さの影響)," 機械学会講演論文集No.770

- Heat Transfer Conf. and Exhibition, Niagara Falls, (1984-8), p.11.
- [65] Aya, I. and Nariai, H., "Oscillation Frequencies at Condensation Oscillation during Steam Condensation in Subcooled Water (Comparison of Linear Solution with Published Correlations and Experimental Data)," 2nd ASME-JSME Thermal Engineering Joint Conference, Honolulu, Hawaii, (1987-3), (to be presented).
- [66] 綾威雄、成合英樹, "プール水中での蒸気凝縮に伴う圧力および流体の振動 (チャギング現象の特徴と発生限界について)," 日本原子力学会分科会予稿集D 56(1982-10), p.218.
- [67] 綾威雄、成合英樹, "蒸気のプール水中凝縮時に生ずる圧力振動の発生限界," 機械学会論文集(B編), 51巻471号(1985-11), p.3559.
- [68] Aya, I. and Nariai, H., "Boundaries between Regimes of Pressure Oscillation Induced by Steam Condensation in Pressure Suppression Containment," ANS 3rd Int. Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal-Hydraulics, Vol.1(1985-10), 6-E.
- [69] Oppenheim, A.K. and Chilton, E.G., "Pulsating-Flow Measurement — A Literature Survey," Trans. ASME Feb. 77(1955), p.231.
- [70] Boucher, D.F. and Alves, G.E., "Dimensionless Numbers for Fluid Mechanics, Heat Transfer, Mass Transfer and Chemical Reaction," Chemical Engineering Progress, Vol.55 No.9(1959), p.55.
- [71] Block, J.A., "Condensation-Driven Fluid Motions," Int. J. Multiphase Flow, Vol.6-1(1980), p.113.
- [72] 綾威雄、成合英樹, "プール水中での蒸気凝縮振動における熱の仕事への変換," 第24回日本伝熱シンポジウム講演論文集B 143(1987-5), p.203.
- [73] Utamura, M., Moriya, K. and Uozumi, H., "Numerical Analysis on Pressure Propagation in Pressure Suppression System due to Steam Bubble Collapse," J. Nucl. Sci. and Technol., Vol.21-4(1984), p.279.
- [74] 林 毅, "軽構造の理論とその応用—上," 日科技連出版社(1966), p.433.
- [75] 綾威雄、成合英樹, "蒸気の水凝縮時に伴うチャギング時の流体力," 第43回船舶技術研究所講演集 19(1959-5), p.74.
- [76] Jones, O.C.Jr., Saha, P., Wu, B.J.C. and Ginsberg, T., "Condensation Induced Water Hammer in Steam Generators," Japan-U.S. Seminar on Two-Phase Flow Dynamics, Osaka, C-3(1979-8), p.505.
- [77] Warren, A.H., "Theoretical Evaluation of a Steam Bubble Collapse in the Feedwater System of a Nuclear Plant," AIChE Heat Transfer,

Orland, (1980), p.1.

- [78] 例えば、井原敏男, "工業熱力学," 理工図書, (1961), p.413.
- [79] 綾威雄、成合英樹, "蒸気の水中共縮時に生ずる圧力振動の振幅," 第47回船舶技術研究所講演集 46(1961-6), p.181.
- [80] 福田真一、斎藤孝基、内田秀雄, "蒸気の液中凝縮," 第16回日本伝熱シンポジウム講演論文集A206(1979), p.73.
- [81] Kukita, Y., Namatame, K., Takeshita, I. and Shiba, M., "State of JAERI Full-Scale Mark II CRT Program," Int. Specialist Mtg. on BWR Pressure Suppression Containment Technology, GKSS Research Center, Geestacht, (1981-6).
- [82] Collén, J. and Vidarsson, J., "Investigations of Dynamic Effects in Large-Scale and Small-Scale Pressure Suppression Systems at Marviken, IAEA Technical Committee Meeting on Thermo-Hydraulic Consequences of Loss-Of-Coolant Accidents Inside and Outside the Containment, Cologne, FRG, (1976-12).
- [83] Aya, I. and Nariai, H., "Chugging Phenomenon Induced by Steam Condensation into Pool Water (Amplitude and Frequency of Fluid Oscillation)," Heat Transfer Japanese Research, Vol.14-4(Oct.- Dec. 1985), p.26.
- [84] Aya, I. and Nariai, H., "Occurrence Threshold of Pressure Oscillations Induced by Steam Condensation in Pool Water," Bulletin of JSME, Vol.29-253(July 1986), p.2131.

謝辞

本研究を遂行するに当たり、終止指導して頂いた筑波大学 成合英樹教授、実験実施に参加の筑波大学学生 今泉典之、若林学 両君(現東京電力)、実験計測に有益な助言を受けた原子炉技術部 小林道幸室長、実験データや図面の整理・編集担当の光畑敬子、宮本紀子諸嬢、山室玲君、および本研究をまとめるに際し多くの有益なコメントを頂いた 原子力技術部 布施卓嘉部長、植木紘太郎主任研究官、大阪支所 小黒英男前支所長、伊従功支所長、装備部 山口勝治室長の各氏には深く感謝の意を表したい。

本論文に関連する事柄として次の二つを取り上げ考察を行う。まず初めに、蒸気の水中凝縮時の圧力振動発生限界を「熱の仕事への変換」という立場から検討する。本文の第4章で示した振動発生限界は、平衡界面の微小変動が発散する限界として線形安定論から求めたのであるが、数学的には微分形式として扱っている。これに対しここではそれを積分形式として扱うが、共に摩擦等の減衰項がないので両者は同じ結果を与える筈である。そこで、本文で述べた結果を別の方法から確かめるという意味合いも込めて紹介する。

次に、プール水がベント管内を間欠的に或は周期的に上下運動するチャギング現象を熱機関と見立てた場合の $p-v$ 線図や熱効率は一体どんなものであるかを調べることにする。この内容は本論文の趣旨から外れるが、チャギング現象には本来蒸気機関を連想させるものがあり、それを熱機関と考えたときの特徴は工学者として興味深いものがあるので、付録として述べる。

1. 熱の仕事への変換から見た振動発生限界 [72]

蒸気凝縮に伴うチャギングや気泡凝縮振動では、圧力振動とともにプール水もベント管内外を運動しているので、これらの過程を通じて蒸気を持つ熱エネルギーの一部が機械エネルギーに変換されている。従って、このような振動が持続する条件、即ち、振動発生のための条件は、蒸気空間の体積変化に伴う圧力変化が一周に亘って正なる機械エネルギーを生成すること、言い換えれば付図1に示すように $p-v$ 線図が時計回りのループを描くこととなる。葉山[付-1]は沸騰チャンネル内のサブクール沸騰時における気泡の生成と消滅に伴う圧力振動に対して、また、宇多村[付-2]はサブクール水中への蒸気噴流に対してこの考えを適用し、それぞれの振動発生条件を具体的に求めている。このようにして求められる振動発生限界は、一般に現象あるいは解析モデルに依存する。そこで、ここでは、本報告で提案している振動メカニズムに基づき、蒸気の水中凝縮時に現れる低周波及び高周波両圧力振動成分に対して上記と同様な手法による発生限界を求め、既に第4章で導いた線形振動論による限界との比較を試みることにする。

蒸気が外部になす仕事 ΔE は次式で表される。

$$\Delta E = \oint p_s dv_s = \oint \delta p_s \frac{dv_s}{dt} dt. \quad (A-1)$$

コントロール容積 V_s 内のマスバランスは、球状気泡モデルの場合、

$$\frac{d(V_s \rho_s)}{dt} = G_s - 4\pi r^2 \frac{h}{L} \Delta T \quad (A-2)$$

であり、ここでは振動発生限界を対象としているので、式(A-2) に於て各変数の微少変動量のみを考えると、

$$\frac{dv_s}{dt} = -\frac{v_{s0}}{\rho_{s0}} \frac{d\rho_s}{dt} - \frac{4\pi h}{\rho_{s0} L} (r_0^2 \delta T_s + 2 r_0 \Delta T_0 \delta r) \quad (A-3)$$

となる。気泡の運動方程式は式(47)で示され、2次の微少変動項 $\frac{3}{2} \left(\frac{dr}{dt}\right)^2$ を省略すれば、

$$\delta p_s = \rho_L r_0 \frac{d^2 r}{dt^2} \quad (A-4)$$

一方、

$$\frac{d\rho_s}{dt} = \left(\frac{\partial \rho_s}{\partial p}\right) \frac{dp_s}{dt} = \rho_L r_0 \left(\frac{\partial \rho_s}{\partial p}\right) \frac{d^3 \delta r}{dt^3} \quad (A-5)$$

$$\delta T_s = \left(\frac{\partial T_s}{\partial p}\right) \delta p_s = \rho_L r_0 \left(\frac{\partial T_s}{\partial p}\right) \frac{d^2 \delta r}{dt^2} \quad (A-6)$$

であるので、式(A-3)、(A-4)~(A-6)を式(A-1)に代入すると、次式を得る。

$$\begin{aligned} \Delta E = & -\rho_L r_0 \oint \frac{d^2 \delta r}{dt^2} \left[\frac{\rho_L}{\rho_{s0}} r_0 v_{s0} \left(\frac{\partial \rho_s}{\partial p}\right) \frac{d^3 \delta r}{dt^3} \right. \\ & \left. + \frac{4\pi r_0 h}{\rho_{s0} L} \left\{ \rho_L r_0^2 \left(\frac{\partial T_s}{\partial p}\right) \frac{d^2 \delta r}{dt^2} + 2\Delta T_0 \delta r \right\} \right] dt \quad (A-7) \end{aligned}$$

ここで、微少界面変動を

$$\delta r = \delta r_0 \cos \omega t \quad (A-8)$$

で近似すると、式(A-7)の積分内の第一項には $\int_0^{\frac{2\pi}{\omega}} \cos \omega t \sin \omega t dt$ が表れ零となり、結局、

$$\begin{aligned} \Delta E = & -4\pi r_0^2 \delta r_0 \omega^2 \frac{\rho_L}{\rho_{s0}} \frac{h}{L} \int_0^{\frac{2\pi}{\omega}} \left\{ \rho_L r_0^2 \delta r_0 \omega^2 \left(\frac{\partial T_s}{\partial p}\right) \cos^2 \omega t - 2\delta r_0 \Delta T_0 \cos^2 \omega t \right\} dt \\ = & -4\pi^2 r_0^2 (\delta r_0)^2 \omega \frac{\rho_L}{\rho_{s0}} \frac{h}{L} \left[\rho_L r_0^2 \omega^2 \left(\frac{\partial T_s}{\partial p}\right) - 2\Delta T_0 \right] \quad (A-9) \end{aligned}$$

が得られる。

振動発生条件は $\Delta E > 0$ であるので

$$\Delta T_0 > \frac{1}{2} \rho_L r_0^2 \omega^2 \left(\frac{\partial T_s}{\partial p}\right) \quad (A-10)$$

のとき微少変動が発達して有限な振動が生ずる。式(A-10)は低い周波数成分ほど振動発生限界におけるプール水サブクール度が低いことを示しており、プー

ル水温を上昇させていった際にまず高周波成分が消え、飽和温度近くになって低周波成分も消滅するという実験事実(第2章参照)と定性的に対応しており興味深い。

ところで、振動発生限界付近での振動はコントロール容積 V_S 内の自由振動(この場合単振動)がよい近似となる(図4-26参照)。その時、角周波数 ω は式(95)の B_2 と $\omega = \sqrt{B_2}$ なる関係にあるので、これを式(A-10)に代入すれば、

$$\Delta T_0 > \frac{3}{2} \frac{\rho_{S0}}{1 + V_0 / \frac{4}{3} \pi r_0^3} \left(\frac{\partial T_S}{\partial \rho_S} \right) \quad (A-11)$$

という、式(97)と同等の関係式を得る(V_0 はヘッダーとベント管の容積の和)。特に、高周波成分に対しては $V_0 = 0$ であるので、

$$\Delta T_0 > \frac{3}{2} \rho_{S0} \left(\frac{\partial T_S}{\partial \rho_S} \right) \quad (A-12)$$

となり、式(99)に対応した関係が得られる。

次に、式(A-9)を ω についての関係と見なすと、 $\Delta E > 0$ を満足する ω の範囲(ただし $\omega > 0$)は

$$0 < \omega < \left\{ \frac{2\Delta T_0}{\rho_L r_0^2} \left(\frac{\partial P}{\partial T_S} \right) \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (A-13)$$

であり、 ΔE が最大値となるのは $d(\Delta E)/d\omega = 0$ より、

$$\omega = \left\{ \frac{2\Delta T_0}{3\rho_L r_0^2} \left(\frac{\partial P}{\partial T_S} \right) \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (A-14)$$

のときである。式(A-14)に蒸気泡をコントロール容積とする自由振動周波数

$$\omega = \sqrt{\frac{\rho_{S0}}{\rho_L} \frac{3}{r_0^2} \left(\frac{\partial P}{\partial \rho_S} \right)} \quad (\omega = \sqrt{B_2} \text{ で } V_0 = 0 \text{ とおく}) \text{ を代入すれば、}$$

$$\Delta T_0 = \frac{9}{2} \rho_{S0} \left(\frac{\partial T_S}{\partial \rho_S} \right) \quad (A-15)$$

なる関係が得られる。式(A-15)はサブクール度が振動発生限界である式(99)の丁度3倍のとき最も不安定となることを示している。大気圧の蒸気に対しては式(A-15)の ΔT_0 は134.6Kとなるので、不安定限界の水温から低水温になるほど不安定度は増加することになる。これは、気泡凝縮振動時(チャギング時は界面付近のサブクール度が1サイクルの間で大きく変動するので除く)における高周波成分の振幅がサブクール度の増加とともに大きくなる(図2-23参照)という実験事実と定性的に対応している。

以上より、蒸気が外部に対してなす機械仕事が零という条件から求められる振動限界と線形振動論から得られる限界とは一致したが、前者の方法では界面変動の関数形を微分方程式から求めるのが困難な場合には本節のような近似式を与える必要があり、更に限界サブクール度を具体的に計算するには角周波数も与えてやらねばならないという不明確さは残る。しかし、単に振動周波数の大小のみから振動発生限界におけるサブクール度についての定性的傾向が理解しやすい形(式(A-10))で与えられるという利点はある。

2. チャギングと蒸気機関

2.1 チャギングの $p-V$ 線図

Marks[24]は、その論文中で "Chugging sounds like a locomotive." と述べている。筆者の観察においても、水柱運動の周期と音、さらに蒸気流により生じていることから、確かに蒸気機関車を連想させる現象である。そこで、チャギングを熱機関と見なした際の蒸気機関との類似点や相違点及び熱効率を、4.2節で紹介したチャギングの数値解析プログラムを用いて調べることにする。

まず、蒸気機関の代表的な $p-V$ 線図を示すと付図-2のようになる[78]。蒸気機関の標準サイクルはランキンサイクルであって、付図-2のBEとDFの交点をCとすると閉曲線 ABCD で示されるが、現実の蒸気機関では膨張 BC の途中Eで打ち切り、蒸気を定容積の下に EF の如く外界へ排出するから、その作用はABEFDになる。サイクル中のそれぞれの過程は、AB:定圧給気(一定圧力はボイラー圧に一致)、BE:断熱膨張、EF:定積排気、FD:定圧排気、DA:定積給気となる。これらの内、EFとDAは弁の開閉による蒸気の排出と給入過程であって、他の過程に比べて非常に短時間で終了する。しかし、実際のサイクルは、EFやDAが瞬時に行なわれないこと他に、シリンダーからの漏れ、熱損失や凝縮・蒸発作用が加わり、付図-2の実線で示すように ABEFD の内側である abcdef のようになる。そして1サイクル中に蒸気のなす仕事は斜線で表された部分の面積となる。

次に、チャギング時の $p-V$ 線図から 蒸気のなす仕事を調べることにする。付図-3は本文中の図5-1の場合の界面変動(z すなわち V)とヘッダー圧力 p_D が描くサイクルを示している。図中の A~F は蒸気機関の各過程との対応を示しており、一応それぞれ対応がつく。EFの急激な圧力降下は、界面がプール水中へ出た際の大量の蒸気凝縮に起因しているのに対し、付図-2の EF は排気による圧力降下であり、圧力降下の原因は異なるが、両者とも圧力降下が急激であるという点ではよく一致している。しかし、他の過程は曲線の方向がかなり違っており、全体としてサイクルの形状が丸みを帯びている。これは、チャギングの場合、蒸気機関にあるような弁操作がなく、蒸気供給が連続して行なわ

れていることの他に、界面がベント管内にあるときも弱いながらも蒸気凝縮が続くことなど、プロセスの基礎過程そのものが異なっていることによる。

以上より、音や界面運動からは蒸気機関を連想させるチャギング現象であるが、 p - V 線図の比較からは類似点よりも相異点の方が多いことが分かった。

チャギング現象は蒸气流束により振動の様相が変化する(図2-3参照)ので、その p - V 線図も蒸气流束の影響を受ける。付図-4は、4.2節の図4-13の各小図に対応する p - V 線図を示している。図4-13との比較から以下のことが言える。

(i) 図(a)の $j_g = 0.6 \text{ kg} / (\text{m}^2 \cdot \text{s})$ では、供給蒸気量がベント管中の凝縮量より少ないため、界面は小さな振動を繰り返しながらベント管内を上昇する。そのときの p - V 線図はノコギリ波状をしており、一サイクル中に p - V 線図が囲む面積はほとんどなく、蒸気はほとんど仕事をしていない。

(ii) 蒸气流束が増して $1.4 \text{ kg} / (\text{m}^2 \cdot \text{s})$ になると、供給蒸気量の方が多くなり、界面は振動しながらベント管内をゆっくり降下する。一サイクル中に蒸気のなす仕事は図(b)の斜線で示される面積で表される。

(iii) さらに蒸气流束を増すと、界面は何回かの振動ごとにプール水中へ出るようになる。図(c)は五っ子タイプの振動で、 p - V 線図は指先のような形状となり、蒸気のなす仕事は次第に大きくなる。

(iv) $j_g = 3.9 \sim 5.5 \text{ kg} / (\text{m}^2 \cdot \text{s})$ では、図(d)、(e)に示すように、典型的な双子タイプの振動となり、界面は2回に一度プール水中へ出て急激な圧力降下をする。蒸気のなす仕事は双子の周期(0.73秒と0.78秒)に亘っており図(d)、(e)の曲線で囲まれた面積となる。

(v) $j_g = 7.0 \text{ kg} / (\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 以上では、界面は毎回プール水中へ達するようになり、 p - V 線図は1サイクルごとにきれいな閉曲線で示される。蒸气流束の増加とともに周期は短くなり、 p - V 線図は次第に面積が小さく、縦長な形状となる。

(vi) 蒸气流束がチャギング限界を越えると、図(j)に示すように、界面はプール水中を下方へ移動する(実際には、チャギングを引き起こす低周波振動が現れなくなっても、高周波振動成分の卓越した気泡凝縮振動域に入り、界面は僅かではあるがその高周波成分に同期して振動する)。4.2節の解析では、蒸気泡をコントロール容積とする高周波振動を扱っていないため、チャギング限界以上の蒸气流束では、界面変動は単調なものとなる。従って、蒸気のなす仕事も p - V 線図上から消えてしまう。

2.2 チャギングの熱効率

チャギング時に蒸気のなす図示仕事は、これまで見てきたように p - V 線図

中の閉曲線で囲まれた面積として表されるが、それを定式化すると次のようになる。

$$W_i = A_V \oint p_D dz \quad (A-16)$$

一方、周期 τ の期間にヘッダーへ供給される蒸気を持つ熱エネルギーは低熱源をプール水とすると $(i_{IN} - i_L) \tau A_V j_S$ で表される。従って、チャギングの図示熱効率 η_i は

$$\eta_i = \frac{W_i}{(i_{IN} - i_L) \tau A_V j_S} \quad (A-17)$$

付図-5は、付図-4の各小図に対して式(A-16)、(A-17)を使って効率 η_i を求めたものである。図5-6～5-8の示すチャギングの持つ潜在的衝撃力の場合と同様、チャギングの発達する $j_S = 5 \sim 10 \text{ kg} / (\text{m}^2 \cdot \text{s})$ で効率も高くなっている。しかし、 η_i の値は高々 1.2×10^{-4} 程度と非常に低く、 $T_L = 20^\circ\text{C}$ と $T_S = 100^\circ\text{C}$ の温度範囲で作動する理想的な熱機関カルノーサイクルの熱効率

$$\eta_c = (100 - 20) / (273.15 + 100) = 0.214$$

と比べても 1/1000 以下と極端に小さな値である。また、熱効率が数%と言われる蒸気機関と比較しても、1/100 以下である。蒸気を安全に凝縮させるというベント管系設置の本来の目的からすれば、 η_i がこのように小さいことは望ましいことである。

ところで、付図-4で示されるチャギングによる図示仕事は水柱運動に伴う摩擦仕事として消えてしまっているが、有効な仕事を取り出す方法として、例えば付図-6に示すように、蒸気供給管とベント管に人工的に開閉できるバルブを設けることが考えられる。バルブの開閉を図に示すように行えば、一つのシリンダーによる図示仕事は付図-6(c)のようになり(図中のA, B, ……Dは付図-2の蒸気機関のそれとほぼ対応しており、ECが蒸気凝縮に伴う急激な圧力降下を示す)、外部に取り出せる仕事は摩擦など種々の損失を差し引いたABECD内の閉曲線で表される。蒸気供給側圧力 P_{MAX} が $P_{MAX} - P_A = P_A - P_{MIN}$ (P_{MIN} は理想的にはプール水温に相当する飽和圧力)であれば単シリンダーでもトルクをほぼ一定にできるが、それ以外のときは複シリンダーにして各ピストン位置の位相を適当にずらせて出来るだけトルク一定となるようにすれば運転が滑らかとなる(付図-6のように2シリンダーのときの位相差は π)。特に、 $P_{MAX} = P_A$ のときは、蒸気凝縮による負圧と大気圧との差圧のみを利用することになるが、これは Newcomen の大気圧機関の先がけとなり、18世紀初頭に鉱山の坑内排水用に使われた Savery 機関と作動原理がほとんど同一である。蒸気凝縮を利用したこれらの大気圧機関が、近年まで広く利用されていた蒸気機関と

比較して、蒸気凝縮に起因した熱効率の悪さから駆逐されていったことを考えると、チャギング現象を熱機関と見たときの効率は、どう改善しても取るに足らない程度のものであることが分かる。

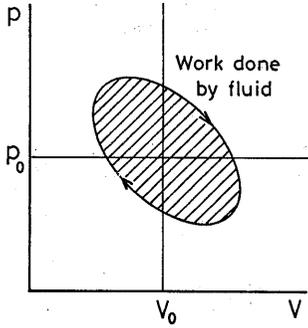
以上の考察から、見た目には蒸気機関を連想させるチャギング現象ではあるが、 $p-v$ 線図や熱効率など多くの点で相違していることが判明した。また、チャギング周期は、実験室規模の小型装置では0.2~0.5秒と、蒸気機関のそれに近いが、ベント管径が60cmの実炉では、約2秒[32]であって、音から受ける印象はかなり違ったものとなるであろう。

チャギング現象を一つの熱機関と見たときの熱効率は 10^{-4} 程度で極めて低いことが明らかとなったが、これは、蒸気を安全にプール水中で凝縮させるという圧力抑制型格納容器本来の目的からすれば望ましいことである。しかし、熱効率がこのように低くとも、チャギング時の水中運動による衝撃力となり得る界面変動速度、運動量と運動エネルギーはかなりの大きさであり、これらのピーク値は第5章で述べたように蒸気流速が $5 \sim 10 \text{ kg} / (\text{m}^2 \cdot \text{s})$ の間に現れる。従って、ベント管系の設計に当たっては、できるだけこの蒸気流束を避けるよう考慮することが望まれる。

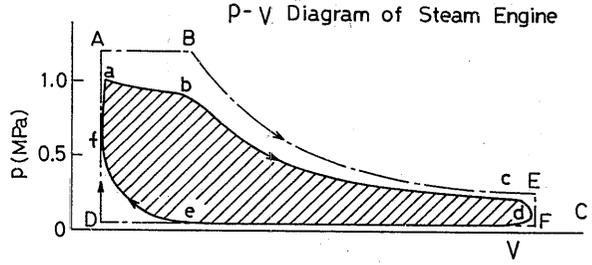
文献

[付-1] 葉山真治, “サブクール沸騰下で起こる自励定常波,” 日本機械学会論文集(第2部), 32巻237号(1966-5), p.770.

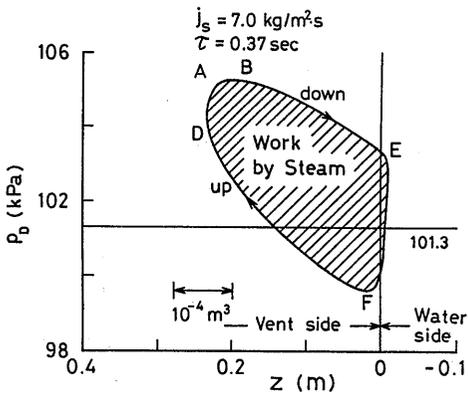
[付-2] 宇多村元昭, “高速蒸気の水中共縮に伴う圧力振動発生機構,” 日本機械学会論文集(B編), 52巻476号(1986-4), p.1515.



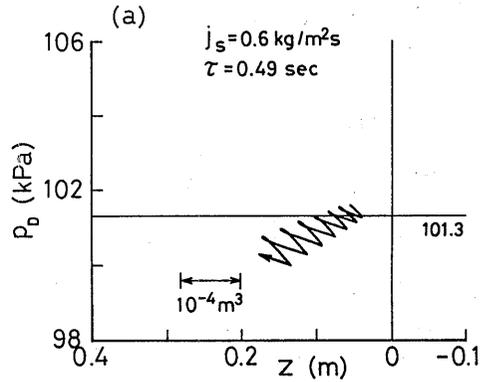
付図-1 流体自励振動時の p - v 線図



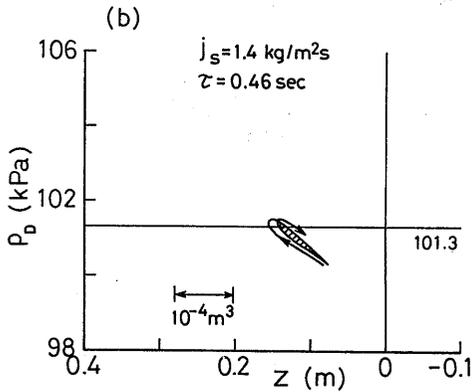
付図-2 蒸気機関の P - v 線図



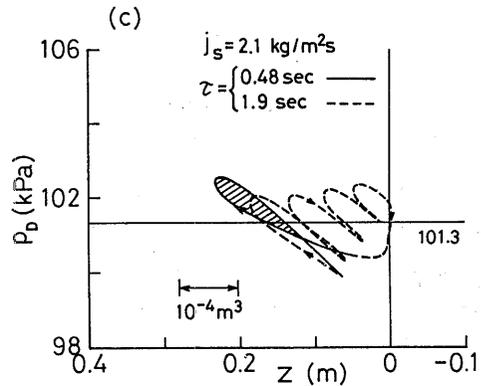
付図-3 チャギング時の P - v 線図の例
(図4-13(f) に対応)



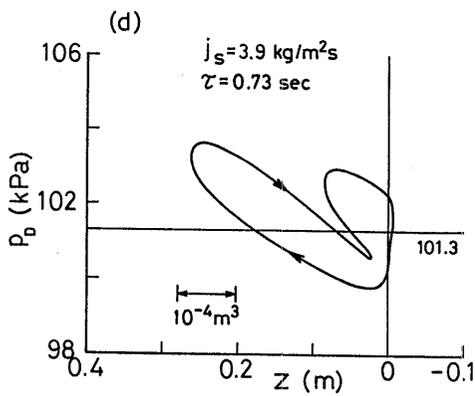
付図-4 チャギング現象の遷移に伴う P - v 線図の変化
(図4-13(a) に対応)



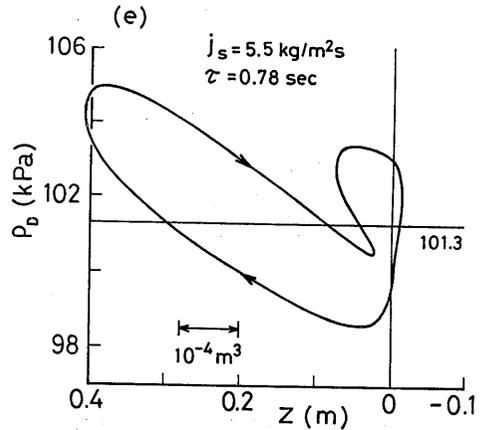
付図-4 チャギング現象の遷移に伴う P - v 線図の変化
(図4-13(b) に対応)



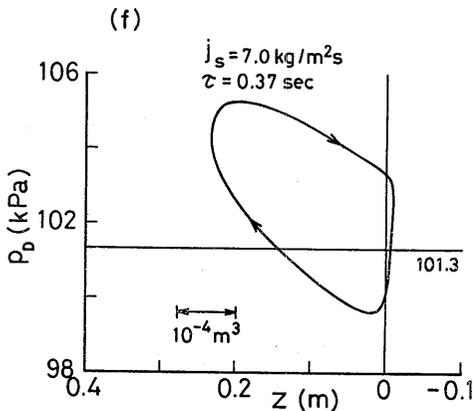
付図-4 チャギング現象の遷移に伴う P - v 線図の変化
(図4-13(c) に対応)



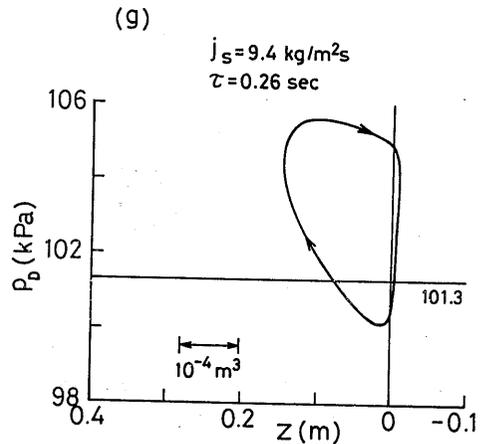
付図-4 チャギング現象の遷移に伴うP-v線図の変化
(図4-13(d) に対応)



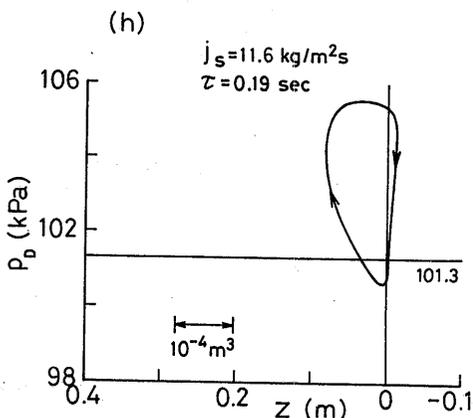
付図-4 チャギング現象の遷移に伴うP-v線図の変化
(図4-13(e) に対応)



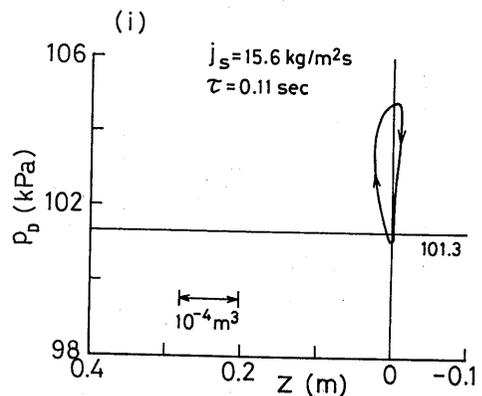
付図-4 チャギング現象の遷移に伴うP-v線図の変化
(図4-13(f) に対応)



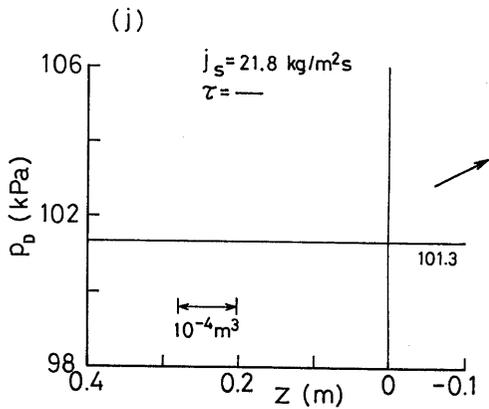
付図-4 チャギング現象の遷移に伴うP-v線図の変化
(図4-13(g) に対応)



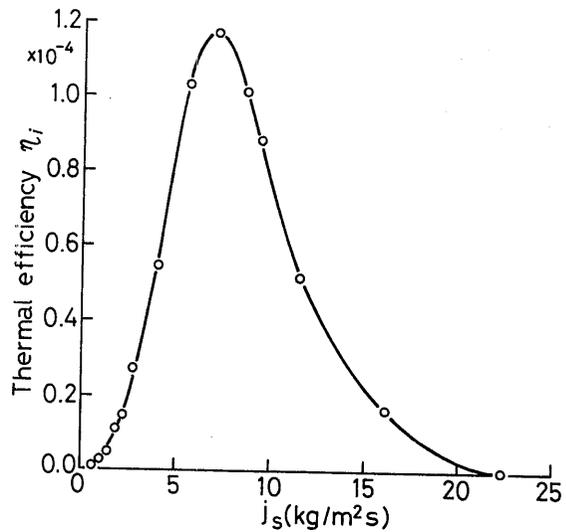
付図-4
チャギング現象の遷移に伴うP-v線図の変化
(図4-13(h) に対応)



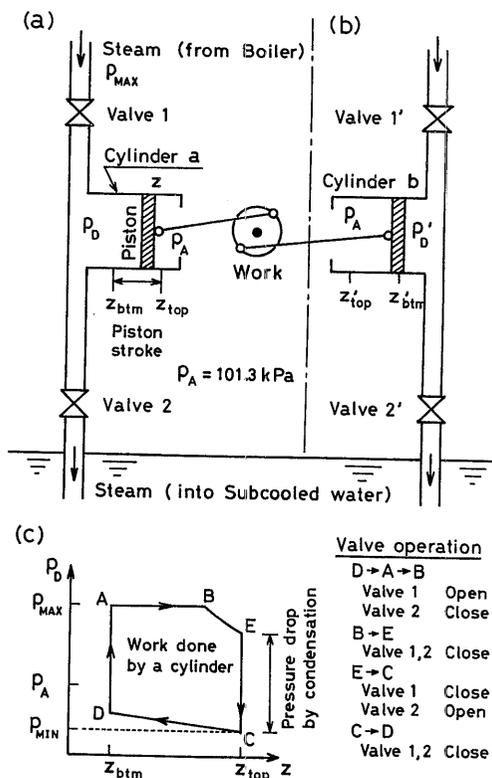
付図-4
チャギング現象の遷移に伴うP-v線図の変化
(図4-13(i) に対応)



付図-4 チャギング現象の遷移に伴う
P-V線図の変化
(図4-13(j) に対応)



付図-5 チャギング現象を熱機関と見たときの熱効率



付図-6 チャギングを利用して有効仕事を取り出す一方法