

JAERI-M
83-125

外圧および電磁力を受ける真空容器の
健全性評価

1983年8月

湊 章男*

JAERI-M レポートは、日本原子力研究所が不定期に公刊している研究報告書です。

入手の問合わせは、日本原子力研究所技術情報部情報資料課（〒319-11 茨城県那珂郡東海村）あて、お申しこしてください。なお、このほかに財団法人原子力弘済会資料センター（〒319-11 茨城県那珂郡東海村 日本原子力研究所内）で複写による実費領布をおこなっております。

JAERI-M reports are issued irregularly.

Inquiries about availability of the reports should be addressed to Information Section, Division of Technical Information, Japan Atomic Energy Research Institute, Tokai-mura, Naka-gun, Ibaraki-ken 319-11, -Japan.

© Japan Atomic Energy Research Institute, 1983

編集兼発行 日本原子力研究所
印刷 日立高速印刷株式会社

外圧および電磁力を受ける真空容器の健全性評価

日本原子力研究所東海研究所大型トカマク開発部

湊 章男*

(1983年7月12日受理)

スイミングプール型トカマク炉の真空容器が外圧(大気圧+水圧)およびプラズマ・デイスラプション時の電磁力を受ける場合の静的および動的構造解析を行った。

この炉本体構造設計は、トーラス内側領域において真空容器のモジュール間はボルトによる機械的締結を行わず、ボルト着脱に伴う遠隔操作機器の挿入のための作業空間を必要としない概念を基本としている。

外圧および電磁力が作用する真空容器の構造解析を行い、静的および動的荷重に対する真空容器の構造的健全性を評価した。さらに、真空境界形成のために真空容器のモジュール間に設置されるリップシールの形状を提案し、真空容器の変形に伴う強制変位に対する構造的健全性も評価した。

* 出向職員, 川崎重工(株)

Evaluation of Structural Reliability for Vacuum Vessel
under External Pressure and Electromagnetic Force

Akio MINATO*

Department of Large Tokamak Development
Tokai Research Establishment, JAERI

(Received July 12 ,1983)

Static and dynamic structural analyses of the vacuum vessel for a Swimming Pool Type Tokamak Reactor (SPTR) have been conducted under the external pressure (hydraulic and atmospheric pressure) during normal operation or the electromagnetic force due to plasma disruption.

The reactor structural design is based on the concept that the adjacent modules of the vacuum vessel are not connected mechanically with bolts in the torus inboard region each other, so as to save the required space for inserting the remote handling machine for tightening and untightening bolts in the region and to simplify the repair and maintenance of the reactor.

The structural analyses of the vacuum vessel have been carried out under the external pressure and the electromagnetic force and the structural reliability against the static and dynamic loads is estimated. The several configurations of the lip seal between the modules, which is required to make a plasma vacuum boundary, have been proposed and the structural strength under the forced displacements due to the deformation of the vacuum vessel is also estimated.

Keywords ; Vacuum Vessel, Static and Dynamic Stress Analysis,
Swimming Pool Type Tokamak Reactor, External Pressure,
Hydraulic Pressure, Electromagnetic Force,
Lip Seal, Forced Displacement, Structural Reliability

* On leave from Kawasaki Heavy Industries, Ltd.

目 次

1. はじめに	1
2. 外圧による真空容器の応力解析	5
2.1 解析モデルおよび解析条件	5
2.2 応力解析および考察	10
2.3 板厚の効果	27
2.4 リップシールの応力評価	29
3. 渦電流および電磁力解析	39
3.1 解析モデルおよび解析条件	39
3.2 固有モード	42
3.3 渦電流分布および電磁力分布	49
4. 電磁力による真空容器の応力解析	77
4.1 解析モデルおよび解析条件	77
4.2 動的応力解析および考察	78
4.3 リップシールの応力評価	121
5. ま と め	132
謝 辞	132
参 考 文 献	133
付 録	134

Contents

1. Introduction	1
2. Stress Analysis of Vacuum Vessel under External Pressure	5
2.1 Analytical Model and Conditions	5
2.2 Stress Analysis and Discussion	10
2.3 Effect of Plate Thickness	27
2.4 Stress Evaluation of Lip Seal	29
3. Eddy Current and Electromagnetic Force Analysis	39
3.1 Analytical Model and Conditions	39
3.2 Eigen Mode	42
3.3 Distribution of Eddy Current and Electromagnetic Force	49
4. Stress Analysis of Vacuum Vessel under Electromagnetic Force	77
4.1 Analytical Model and Conditions	77
4.2 Dynamic Stress Analysis and Discussion	78
4.3 Stress Evaluation of Lip Seal	121
5. Concluding Remarks	132
Acknowledgements	132
References	133
Appendix	134

1. はじめに

トカマク型核融合炉のトーラス内側領域は、プラズマ形成のため高いトロイダル磁場の位置にプラズマ中心を設定する必要がある。その領域を極力狭くする必要がある。特に、水遮蔽体を用いるスイミングプール型トカマク炉^{(1),(2)}では、真空容器のトーラス内側領域のモジュール間において、遠隔操作によるボルトの締結・解除のための空間を取り除く設計が可能となれば炉の分解・修理が容易になり、さらに高いトロイダル磁場の領域下でプラズマの形成が実現できる。故にそのような真空容器の設計が強く望まれるので、構造解析の範囲内での検討を行った。

スイミングプール型トカマク炉の真空容器はプール中に単独に設置され、水圧および大気圧が外圧として作用する。さらに中性子等の核発熱に基づく熱荷重およびプラズマディスラプション時に電磁力が作用する。外圧および熱荷重は静的荷重として取り扱える。一方、電磁力の時間的変動はディスラプションの時定数にも依存するが、動的荷重として取り扱う必要がある。それらの荷重に対する真空容器の構造的健全性の評価が重要である。さらに、真空容器モジュール間には真空境界形成のためリップシールを必要とし、真空容器モジュールの交換時には遠隔操作による溶断・溶接作業が伴う。そのリップシールの健全性を確保するためには、真空容器の変形に伴う強制変位を極力小さくする必要がある。

真空容器の変形量を小さくするために、その板厚を増加すれば良いが、核発熱による温度差(熱応力)が制限されるので必要以上の板厚は望めない。トーラス内側に設置されるブラケット容器が真空容器と一体化されている構造⁽³⁾において、真空容器のプラズマ側が強制冷却され、水に接している面が自然対流によって冷却されている条件から得られた許容板厚は100 mmである。それ以上の板厚が必要な場合には両面強制冷却による設計を採用せざるを得ないので、冷却系の複雑化を避けるため、ここでは真空容器の板厚を100 mmとした。

真空容器の板厚が100 mmの場合、モジュール間のトロイダル断面全てをボルトにより締結する構造では外圧に対して十分な強度上の余裕を有することが確かめられている⁽⁴⁾。この報告では、真空容器のトーラス内側(直線部および上、下のコーナ部)のモジュール間をボルトによる締結を行わない構造に対し、各荷重(外圧あるいは電磁力)が作用した場合の構造解析を行い、真空容器本体の構造的健全性を検討した。さらに、モジュール間に取り付けられるリップシールの形状を提案し、各形状に対して真空容器の変形に伴う強制変位による変形挙動を考察し、各荷重によって真空容器の変形に伴う強制変位に耐えるリップシールの形状および板厚を評価した。

水圧は水深に依存し、外圧として大気圧も加算され真空容器に作用する。ディスラプションに伴う電磁力は、真空容器の前面に設置されるブラケット容器を無視した構造として、真空容器が単独にプラズマ周辺に置かれているものとした厳しいモデルによって解析を行った。

ここでは、先ず外圧が作用する真空容器の静的構造解析を行い、真空容器およびリップシールの健全性を考察し、次に、電磁力による真空容器の動的構造解析を行い、二種類の荷重より各々得られた強制変位に対し各形状のリップシールの変形挙動および発生する応力を求め、設

計に採用すべくリップシールの形状を考察した。

Fig. 1.1 にスイミングプール型トカマク炉の縦断面図を， Fig.1.2に真空容器モジュールの縦断面図を示す。

尚，本報告は核融合実験炉（FER）の設計における評価作業の一環として，スイミングプール型トカマク炉の真空容器の構造的検討について取りまとめたものである。その検討作業を行うに当っては，電磁力解析コードと構造解析コードを連結し，電磁力による動的構造解析を一括して行えるようなコードの改良を行った。

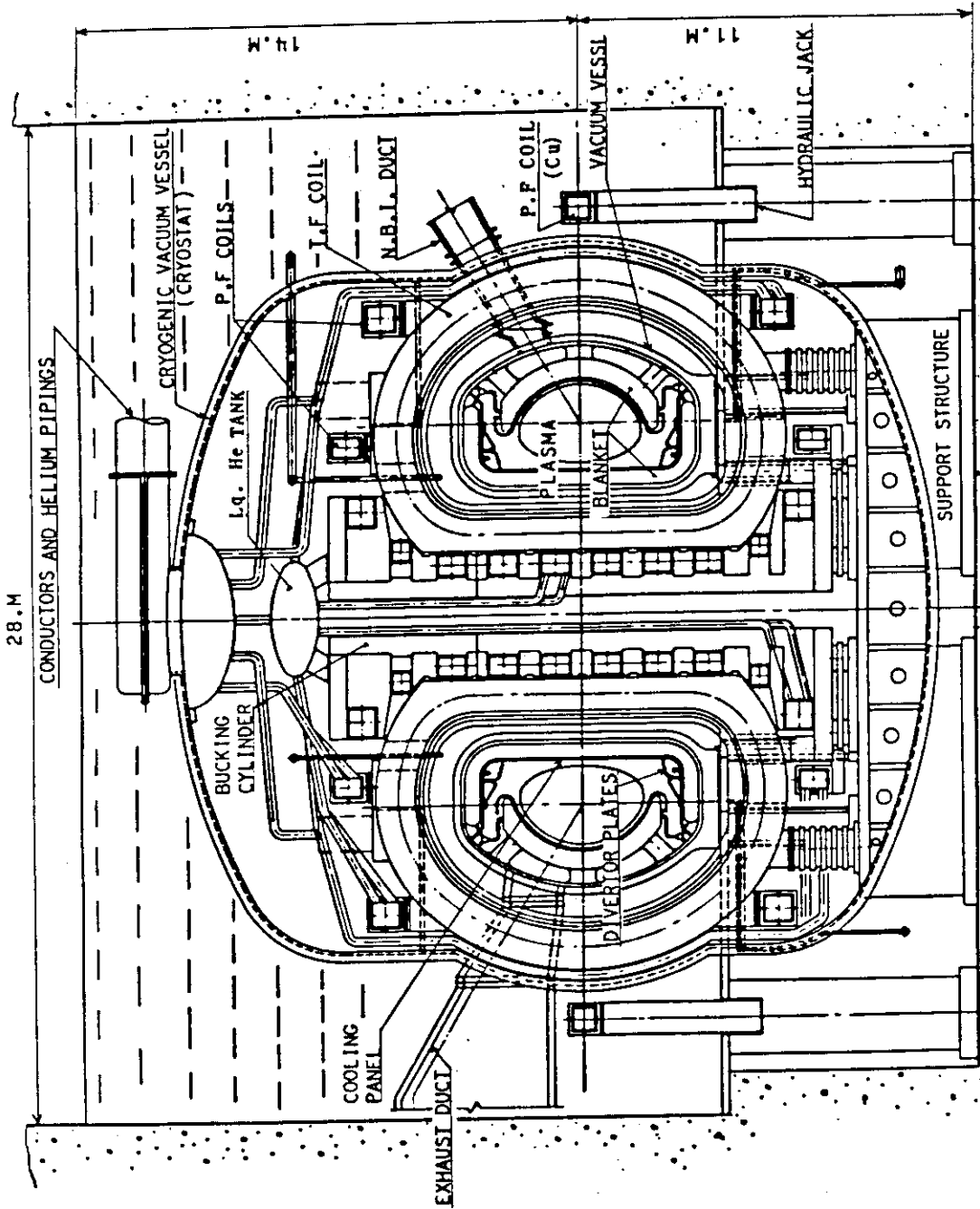


Fig. 1.1 Elevation view of SPTR

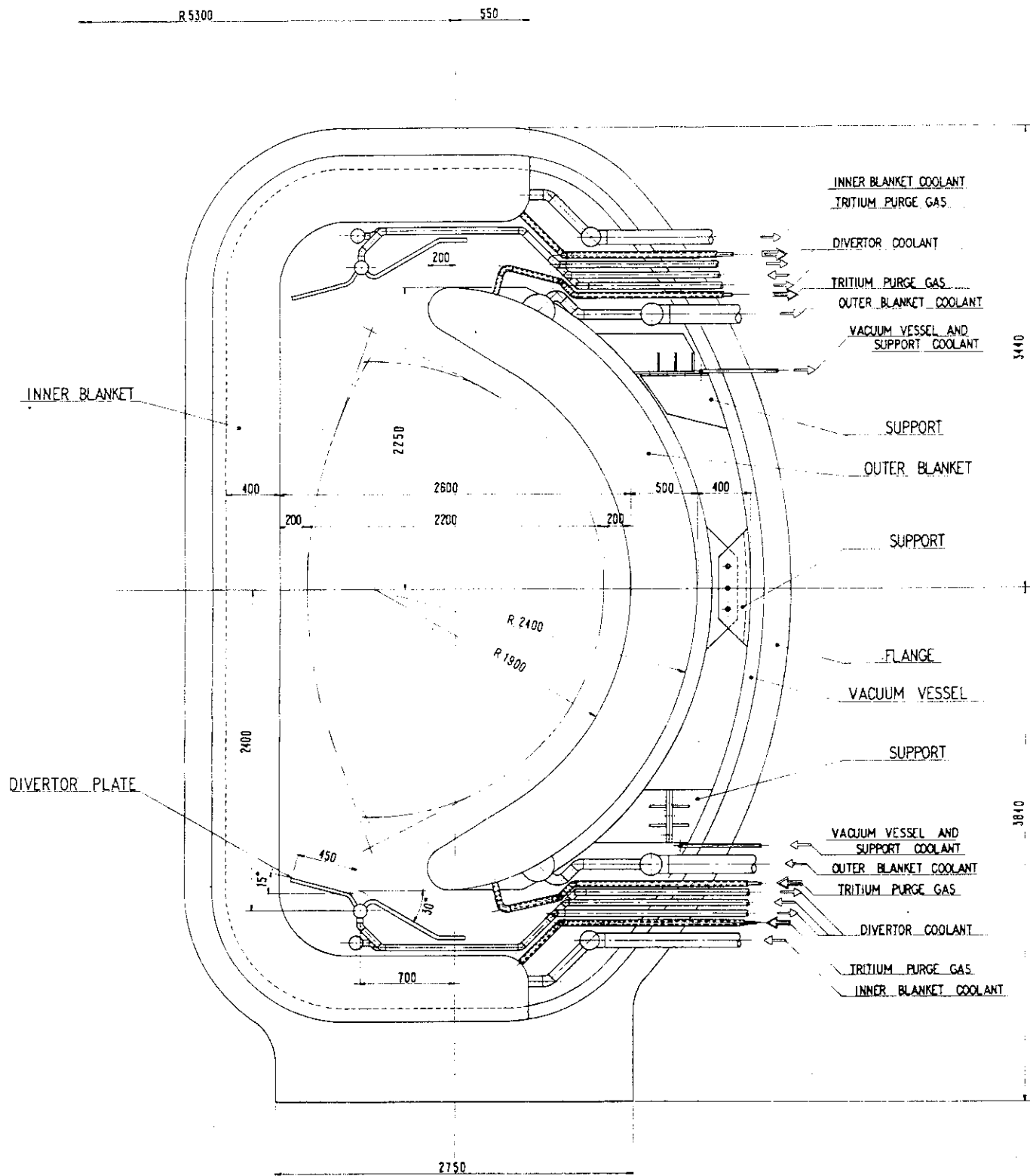


Fig. 1.2 Elevation view of reactor module

2. 外圧による真空容器の応力解析

プール中に設置される真空容器には、炉の定常運転中水圧および大気圧が外圧として作用する。真空容器の赤道面上でその水深は1.5 mであり、真空容器の高さは約6 mである。水圧は水深に依存し、上部で 0.12 MN/m^2 、下部で 0.18 MN/m^2 となる。これに大気圧を加算すると真空容器全体として、上部で 0.22 MN/m^2 、下部で 0.28 MN/m^2 の外圧が上、下方向に不均一に作用する。

真空容器の内部にはトリチウム増殖用ブランケットおよび灰排気のためのダイバータが設置される。真空容器のトラス外側内面に設置されるブランケットは、灰排気用の空間を設ける必要があるため、真空容器に直接設置することは出来ないため、Fig.1.2に示されているように支持脚を介して固定されている。さらに、ブランケットの熱膨張を吸収するため、下部支持脚にはスライド機構が設けられており、真空容器に対しての補強効果は期待できない。真空容器のトラス内側内面に設置されるブランケットを、外側と同じように支持脚を介して真空容器に固定しようとするならば、ある程度の空間を必要とし、トラス内側の空間の有効利用という観点からは避けるべきである。又、ブランケットの厚さを薄くすればトリチウム増殖比の低下にもなるので、この設計ではブランケットの後壁(End Wall)を真空容器壁と兼用し、その領域を真空容器のプラズマ側の冷却も兼ねて強制冷却し、両者の温度差を極力小さくする設計が採用されている。故にトラス内側ブランケットは真空容器に対して補強効果が期待できるものとする。

真空容器のモジュール間が全てそのトロイダル断面をボルトにより締結されている構造であるならば、外圧による応力解析を軸対称問題として取り扱うことが可能であるが、モジュール間のトラス内側(直線部および上、下のコーナ部)をボルトにより締結を行わず、さらにトラス内側ブランケットの補強効果を考慮しなければならない構造に対しては軸対称モデルの適用は不可能となり、3次元体系として取り扱わねばならない。

Fig. 2.1に真空容器の平面図を示す。トロイダルマグネットが16本の場合を考え、真空容器はトロイダル方向に24分割されている。分解・修理時にはトロイダルマグネット間の開口部に位置するモジュールは直接半径方向に引き抜かれる。トロイダルマグネットの裏側に位置するモジュールは、一旦トロイダル方向に回転させた後半径方向に引き抜かれる。24分割された真空容器モジュールは全て同じ寸法であり、トロイダル方向の角度は 15° である。

2.1 解析モデルおよび解析条件

応力解析に用いたモデルをFigs. 2.2～2.4に示す。Fig. 2.3は縦断面、Fig. 2.4はトラス外側から見た図である。真空容器の1モジュールを解析の対象とした。外圧による荷重に対する応力解析を行う場合には、1/2モジュールで十分であるが、後述の電磁力に対する応力解析を行うことも考え、1モジュールを考慮した。真空容器のトラス内側の板厚中心では半

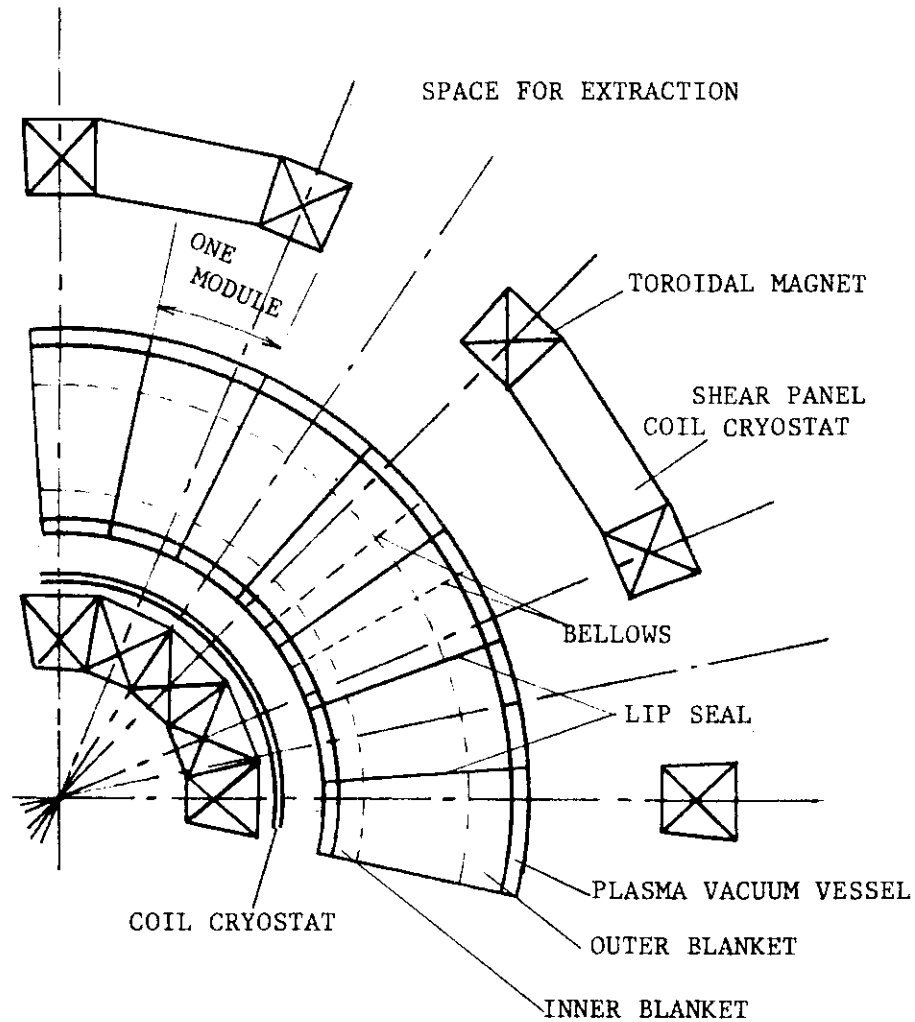


Fig. 2.1 Plane view of reactor module

径 3.55 m, 外側の板厚中心で 7.55 m であり, 高さは赤道面から上下 3.19 m である。トーラス内側および上, 下部にはブランケットが一体化されて設置されているので (Fig. 2.5 参照), 補強効果が期待できると考え, 解析には考慮されている。各部の板厚は, トーラス内側および上, 下部のブランケットが一体化されている領域ではブランケットの後壁も考慮して 120 mm, トーラス外側は 100 mm である。Fig. 2.5 に示されているように, 真空容器の 1 モジュールはトロイダル方向に 3 分割され, ブランケットが取り付けられた各分割部は補強効果も含んだフランジにより締結され真空容器 1 モジュールを形成する。

真空容器のモジュール間にもフランジが取り付けられているが, トーラス内側直線部以外はボルトによって締結されている。尚, この図にはベローズがトロイダル方向の 1 周抵抗を確保するために設置されているが, 中性粒子入射孔や排気孔を有するモジュールには設置されない。

ブランケット容器の板厚としては, 側壁が 20 mm, プラズマ側壁は 10 mm である。

外圧が作用する場合の境界条件を以下に示す。要素座標系において, a, b, c 3 方向の変位を d_a, d_b, d_c とし, 軸廻りの回転を $\theta_a, \theta_b, \theta_c$ とすると, トーラス内側 (直線部および上, 下のコーナー部) では各成分を自由 ($\neq 0$) とし, フランジで固定されている領域では, $d_b = 0, \theta_a = \theta_c = 0$ とした。ここで, a, b, c は各々, ポロイダル方向, トロイダル方向,

および法線方向に対応する。さらに、真空容器は下部で固定されているので、モジュールの両端下部について、 $d_a = d_b = d_c = \theta_a = \theta_b = \theta_c = 0$ とした。

真空容器の赤道面上の水深は15mであるので、外圧として作用する荷重は上部で約0.22 MN/m²、下部で0.28 MN/m²である。

構造材にはType 316 S.S.を用い、縦弾性係数Eは186.2 GN/m²、ポアソン比 $\nu = 0.3$ である。

応力解析にはSAP-Vを用い、真空容器厚肉部およびブランケット容器には、平板シェル要素を、補強用フランジには3次元梁要素を適用した。真空容器厚肉部の平板シェル要素数は600である。

フランジに適用した3次元梁要素数は400であり、その断面形状は次の通りである。

	幅 (mm)	高さ (mm)
① 真空容器モジュール両端 真空容器モジュール間の	100	200
② ブランケット容器が設置されている領域	150	200
③ トーラス外側領域	200	200

トーラス内側領域における各フランジの位置はFig. 2.5に示されている。

ブランケット容器に適用した平板シェル要素数は398である。板厚は前にも述べたように、側壁を20mm、プラズマ側壁を10mmとし、高さは400mmである。隣り合うブランケット容器の側壁を一体化し、40mmとした要素を使用している。この場合、2枚の板が完全に結合している条件となり、剛性を大きめに評価していることになる。

応力解析を行った真空容器の基本構造はトーラス内側（直線部および上、下のコーナー部）をボルトによる締結を行わず、自由変形を許した構造であるが、比較のために、そのトーラス内側もボルトによって締結する構造および、全てボルトによる締結を行わない構造についての応力解析も行った。境界条件は前に述べた節点における各方向の条件（変位と回転）を適用している。

各々の真空容器モジュール間の境界条件について以下に示すように区別する。

Case A：この設計に採用される真空容器の基本構造であり、真空容器のトーラス内側（直線部および上、下のコーナー部）をボルトによる締結を行わない構造。

Case B：真空容器のモジュール間のポロイダル断面全てをボルトにより締結する構造。

Case C：真空容器のモジュール間のポロイダル断面全てをボルトにより締結しない構造、つまり真空容器1モジュールが単独に水中に置かれ、モジュール間はリップシールのみで連続している。

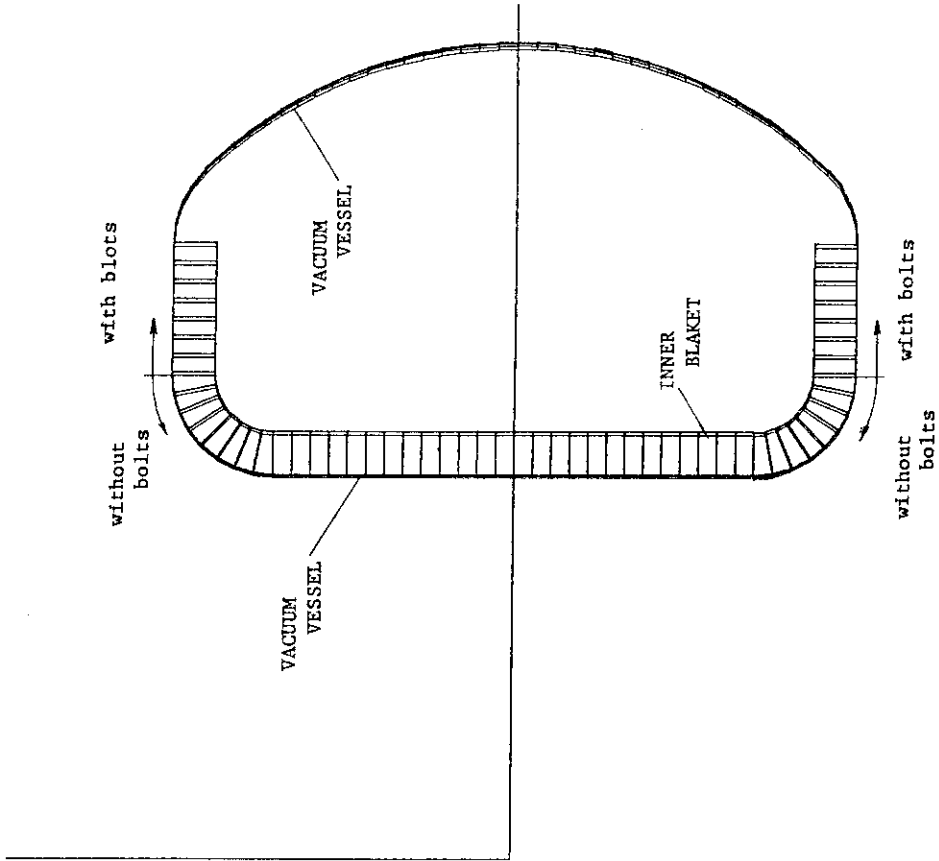


Fig. 2.3 Analytical model of vacuum vessel (elevation view)

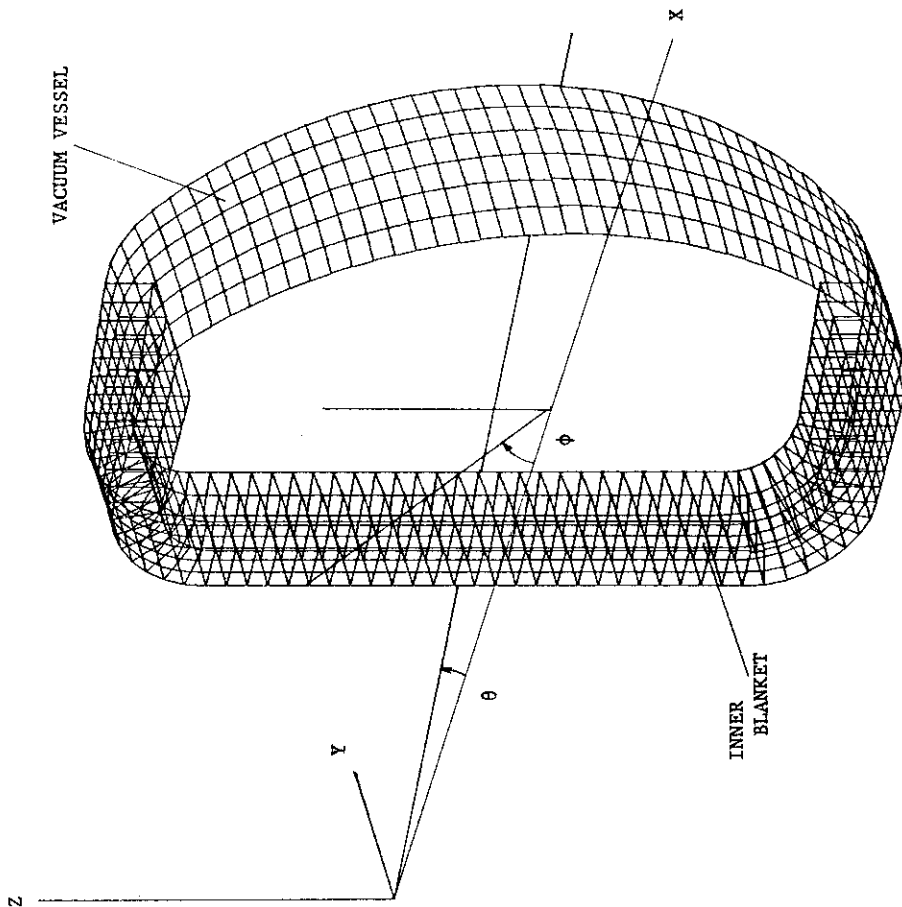
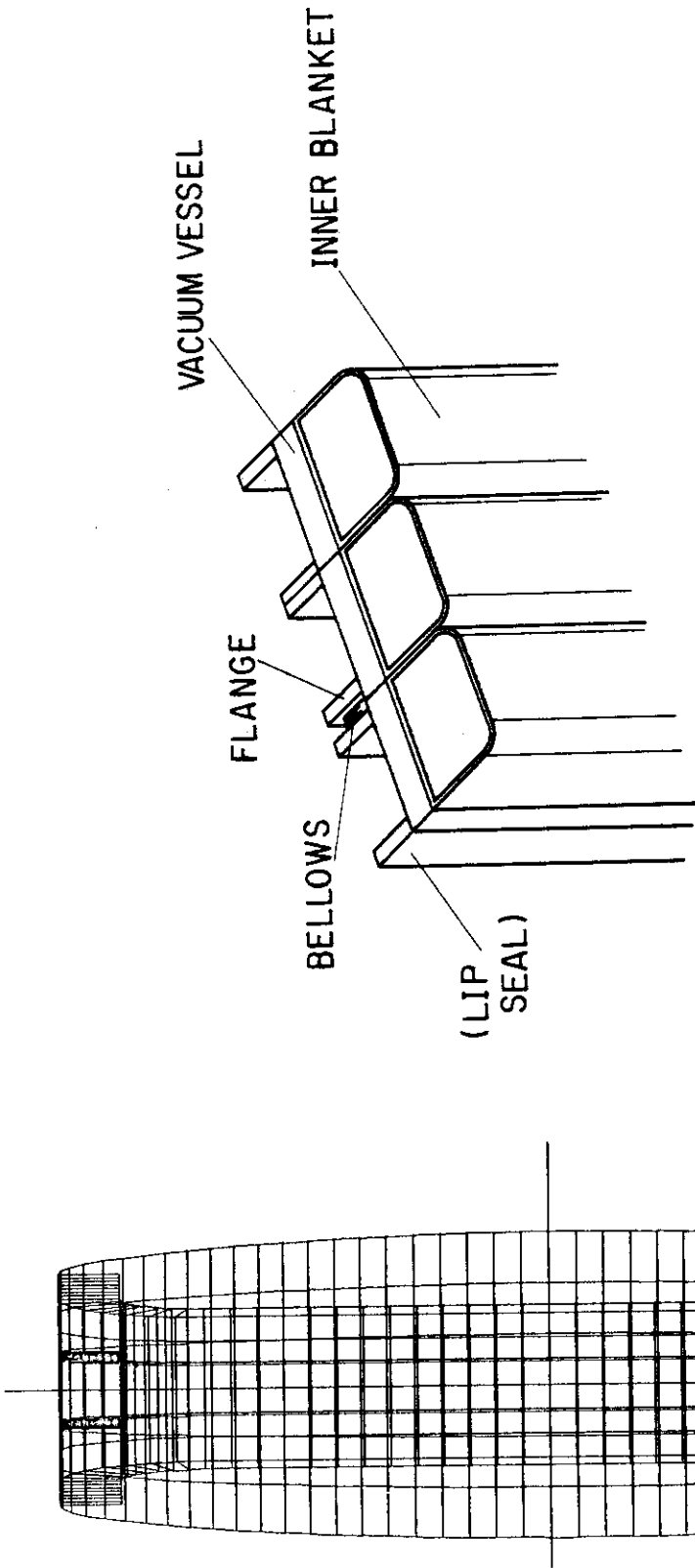


Fig. 2.2 Analytical model of vacuum vessel (perspective view)



Inboard Section of Blanket / Vacuum Vessel Module

Fig. 2.5 Inboard section of blanket/vacuum vessel module

Fig. 2.4 Analytical model of vacuum vessel (back side view)

2.2 解析結果および考察

真空容器に外圧（水圧＋大気圧）が作用する場合の応力解析の結果を以下に示す。

2.2.1 Case A（基本構造）

先づ、基本構造である Case A の結果として、Figs. 2.6～2.8 に変形前後の形状を示す（点線が変形前、実線が変形後の形状を示す）。Fig. 2.7 に示されているように、真空容器のポロイダル断面においてトーラス内側の直線部はトーラス半径外向き方向の変位が得られ、モジュール間は離れる変形状態を示している。つまり、モジュール間に取り付けられるリップシールは拡げられるような強制度位を受ける。真空容器の下部は支持機構に固定されている条件が採られていることと、水圧の影響で全体が圧縮された変形形状を示し、浮き上がろうとする状態を示している。トーラス外側の赤道面から下の領域での変位はトーラス半径方向内向きである。

真空容器モジュール端（トロイダル方向角度 $\theta = 0.0^\circ$ ）における各方向の変位のポロイダル方向の分布を Fig. 2.10 に示す。縦軸は変位置量、横軸はポロイダル周方向の各位置を示す（Fig. 2.9 参照）。図において dx はトーラス半径方向の変位に、dy はトロイダル方向の変位に、dz は高さ方向の変位に対応し、全体座標系で示されている。Figs. 2.6～2.8 に示されている変形後の形状からも分るように、トーラス内側直線部の半径方向の変位は外向きを示し、赤道面上で約 1.76 mm である。高さ方向の変位は真空容器の上部で最大を示し、約 1.0 mm である。トロイダル方向の変位 dy は赤道面上で約 0.23 mm であり、この変位は強制変位となってリップシールに作用する。

Fig. 2.11 にトロイダル方向角度 $\theta = 1.25^\circ$ のポロイダル方向に沿った線上における各応力成分の分布を示す（添字の θ はトロイダル方向、 ϕ はポロイダル方向、i は内面、o は外面を示す）。ポロイダル方向の応力 σ_ϕ とトロイダル方向の応力 σ_θ の分布には、モジュール間がトロイダル方向に連続か不連続かの効果が現われている。

特に、トーラス内側の赤道面上（図において A 点付近）におけるトロイダル方向応力 σ_θ は、内・外面ともその値は小さく、トロイダル方向に不連続の状態を現わしている。さらに、トーラス外側の赤道面上（図において F 点付近）における応力 σ_θ はトロイダル方向に連続な構造の状態を現わし、トーラス内側よりも大きな値が示されている。

図に示された各応力成分には、外圧によって発生した膜応力に曲げモーメントによる応力成分が加算された値が示されている。図においてポロイダル方向の応力成分 σ_ϕ には曲げモーメントの影響が大きく、特にトーラス内側では膜応力と曲げモーメントによる応力の絶対値がほぼ等しい。支持部ではトロイダル方向の応力成分 σ_θ とも曲げモーメントによる応力が支配的である。さらに、トーラス外側の上、下側コーナー部では、ブラケットの補強効果がなくなり、又、下側では支持領域の影響により大きな曲げモーメントが現われている。

Fig. 2.12 にモジュール端（ $\theta = 1.25^\circ$ ）のポロイダル方向に沿った線上での応力強さの分布を示す。図において実線が外面、点線が内面で値を示す。真空容器下部の支持領域において応力の鋭いピークが現われているが、実際の支持構造を考慮しモデル化すれば、そのピーク

は小さくなるものと思われる。

応力強さのピークはA点，F点～G点の間，および支持領域のH点，I点に現われているが，その大きさは約 $15 \sim 16 \text{ MN/m}^2$ である。構造材Type 316 S.S. の設計許容応力強さ S_m は約 140 MN/m^2 (100°C で)であり，応力評価上の問題はない。

Fig. 2.13にポロイダル断面各点のトロイダル方向の各応力成分 ($\sigma_\phi, \sigma_\theta$) の分布を示す。図に示したトラス内側赤道面上 ($\#1$) の応力分布から，モジュールの中間に設置されるフランジの効果が，さらにモジュール両端ではフランジがボルトにより締結されていない効果が現われている。支持領域 ($\#72$) のトロイダル方向の応力分布から，モジュール両端のみを固定とした影響が現われている。Fig. 2.14にFig. 2.13に示した各点での応力強さのトロイダル方向の分布を示す。モジュール両端ではシェル要素中心で得られた値を外挿して示してある。その場合では最大の応力強さは各点の内・外面で 20 MN/m^2 を超えていない。

Fig. 2.15に真空容器内に設置され，真空容器と一体化されたトラス内側のブランケット容器に発生する応力強さのポロイダル方向の分布を示す。プラズマ側壁に発生する応力が大きく，最大の応力強さは 40 MN/m^2 となっている。この応力はブランケット容器壁がヘリウムページガス 0.1 MN/m^2 によって発生する応力に加算しなければならない。隣り合うブランケット容器の側壁に発生する応力 (L_3) は，この解析で隣りのブランケット容器の側壁を一体化し板厚 40 mm とした場合に得られたものである。ブランケット容器は真空容器の変形に対して，補強的役割を果している反面，自分自身に発生する応力は完全に無視出来る程度の大きさではない。

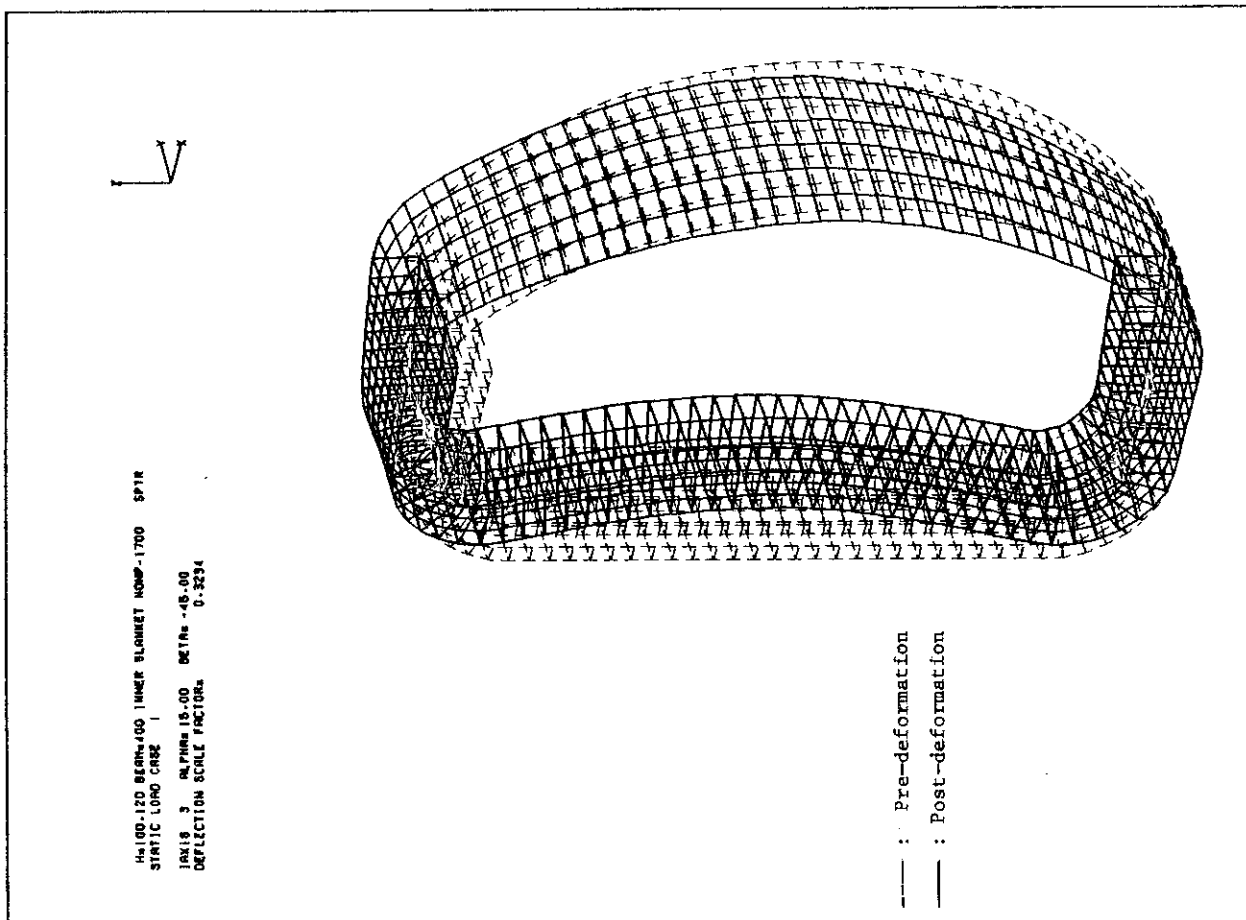


Fig. 2.6 Pre- and post-deformation shapes under external pressure in case A (perspective view)

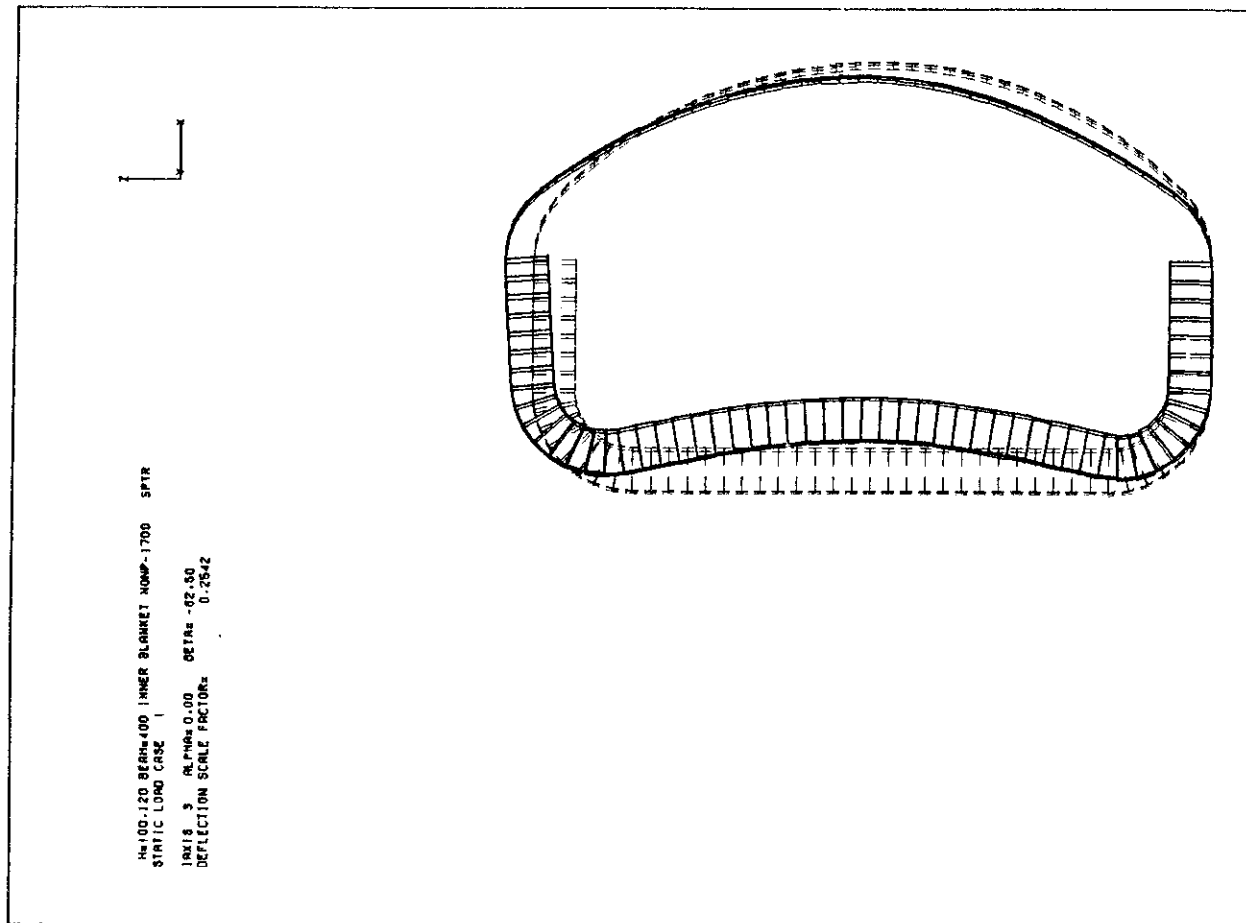


Fig. 2.7 Pre- and post-deformation shapes under external pressure in case A (elevation view)

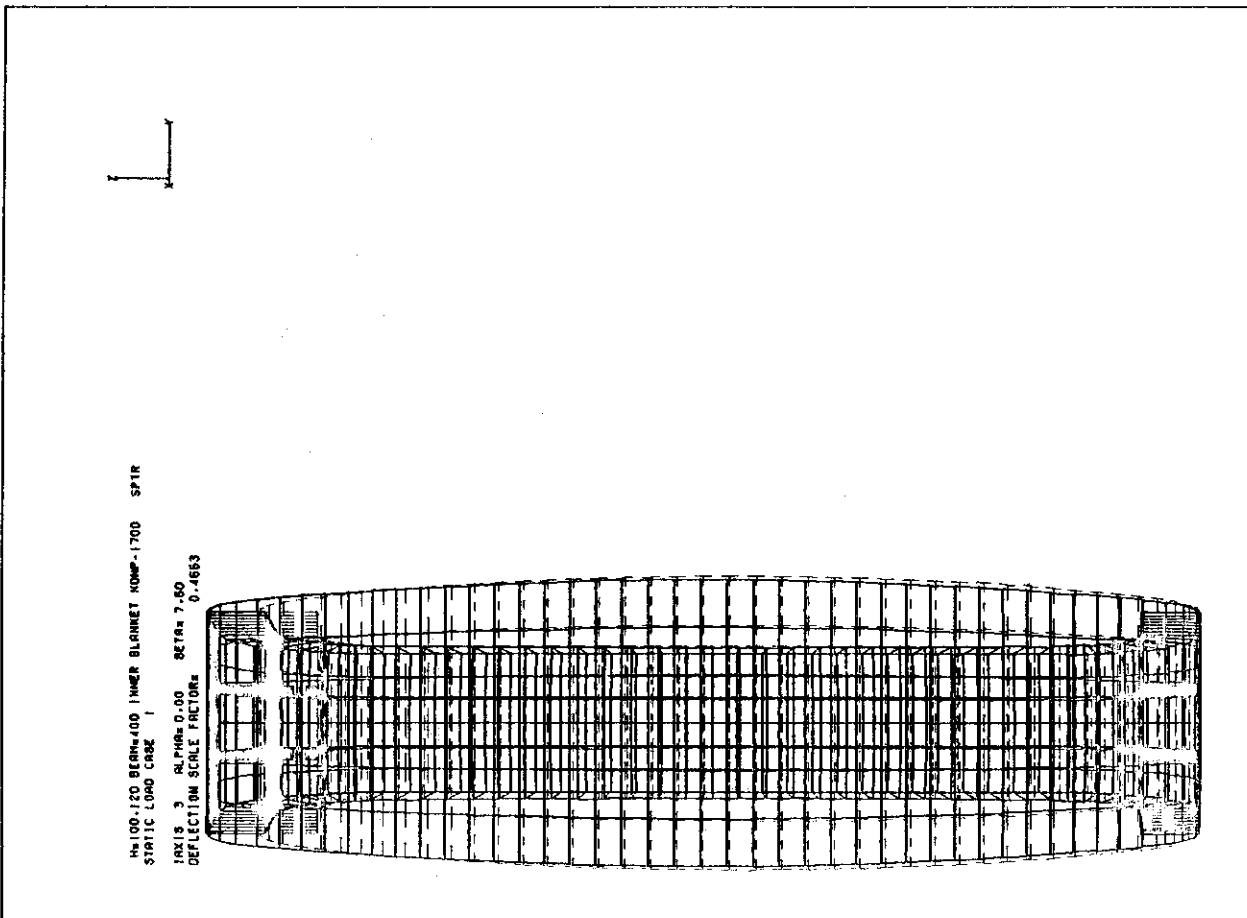


Fig. 2.8 Pre- and post-deformation shapes under external pressure
 in case A (back side view)

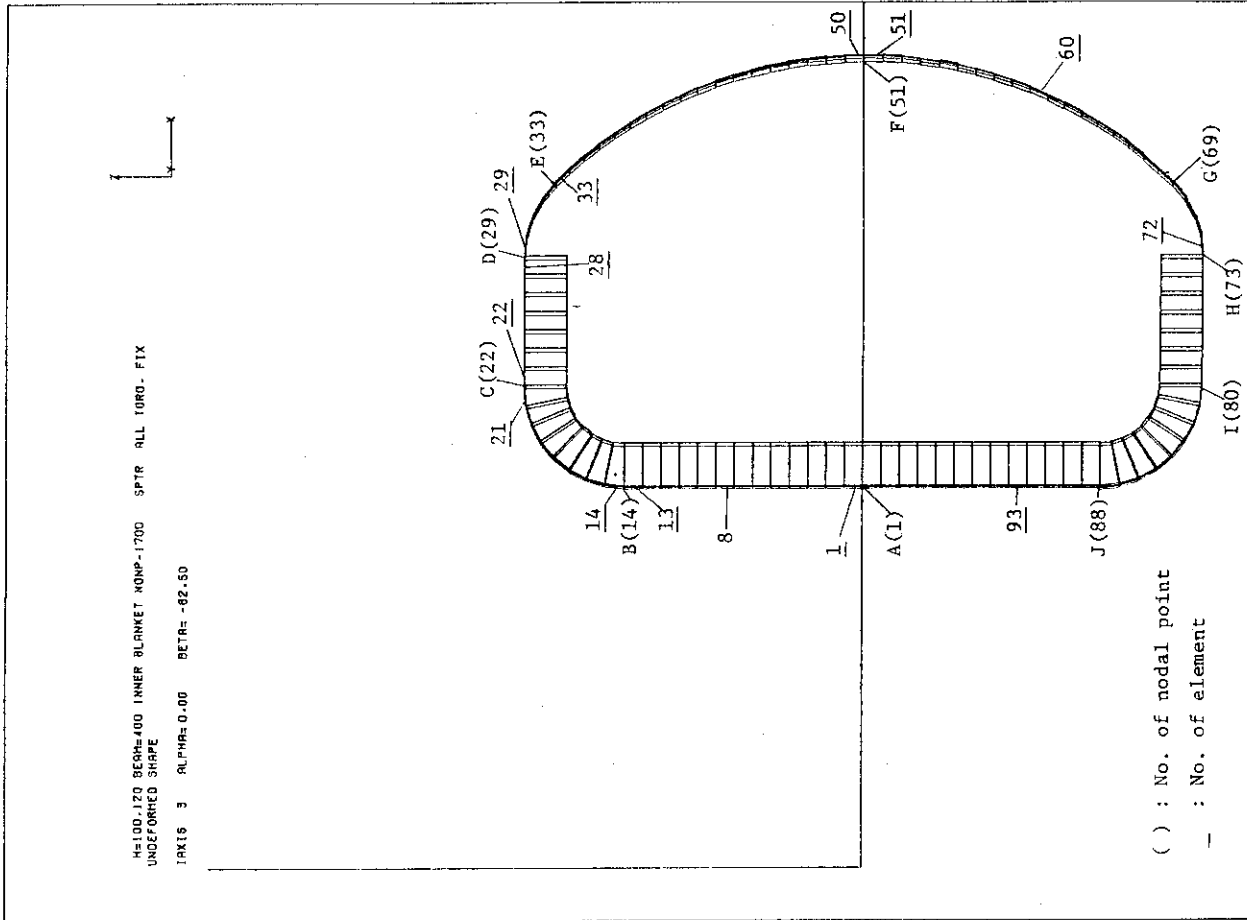


Fig. 2.9 Each point through poloidal perimeter at toroidal
 end of module

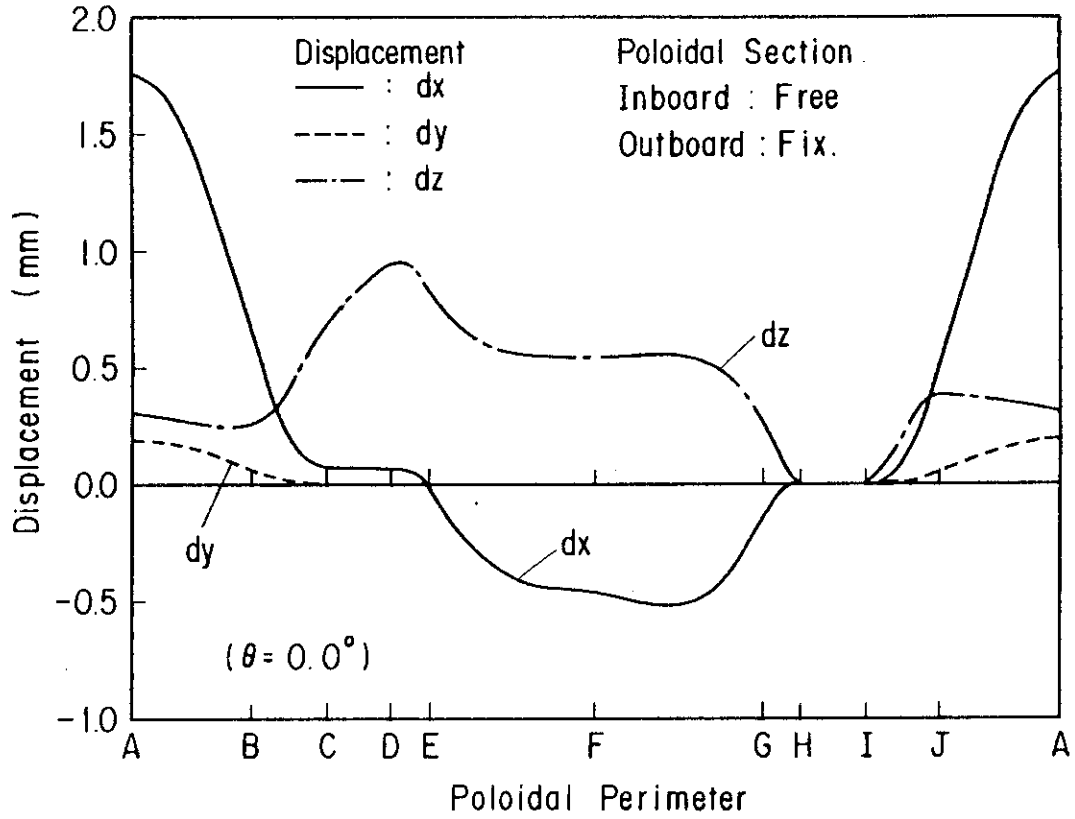


Fig. 2.10 Distribution of each displacement(dx,dy,dz) through poloidal perimeter at toroidal end of module in case A

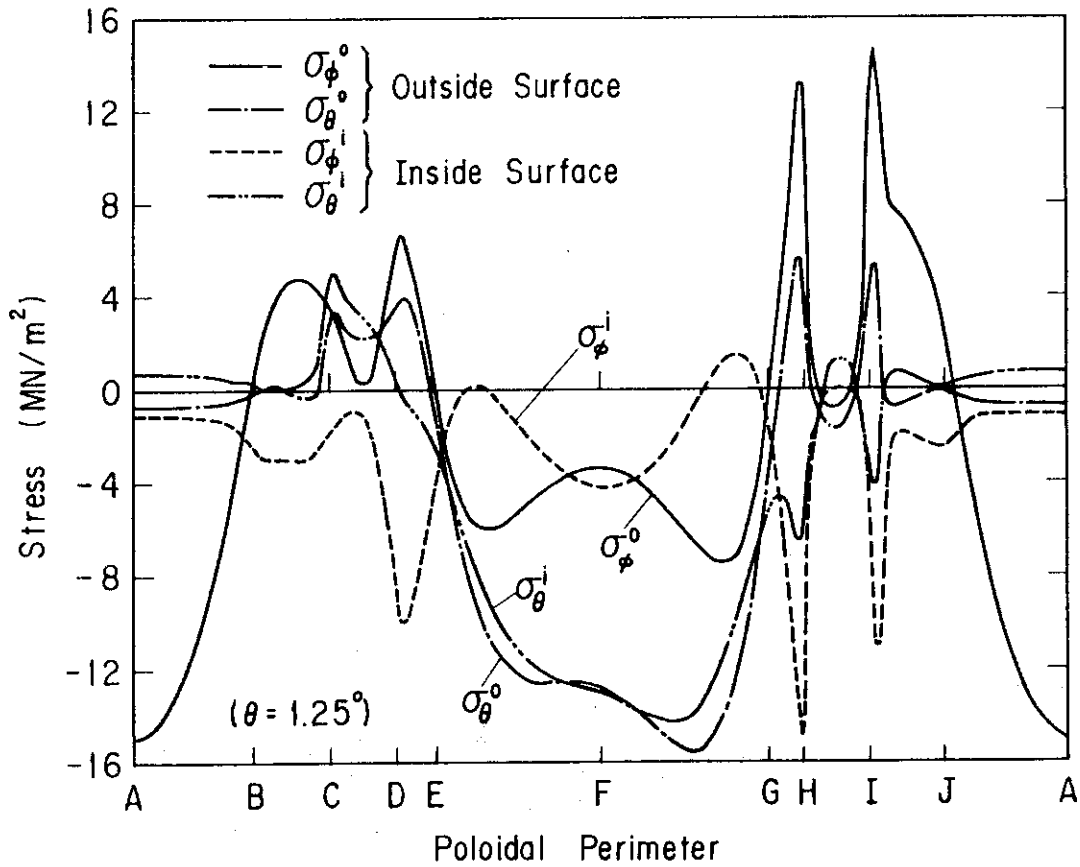


Fig. 2.11 Distribution of stress components at outside and inside surfaces through poloidal perimeter at toroidal end under external pressure in case A

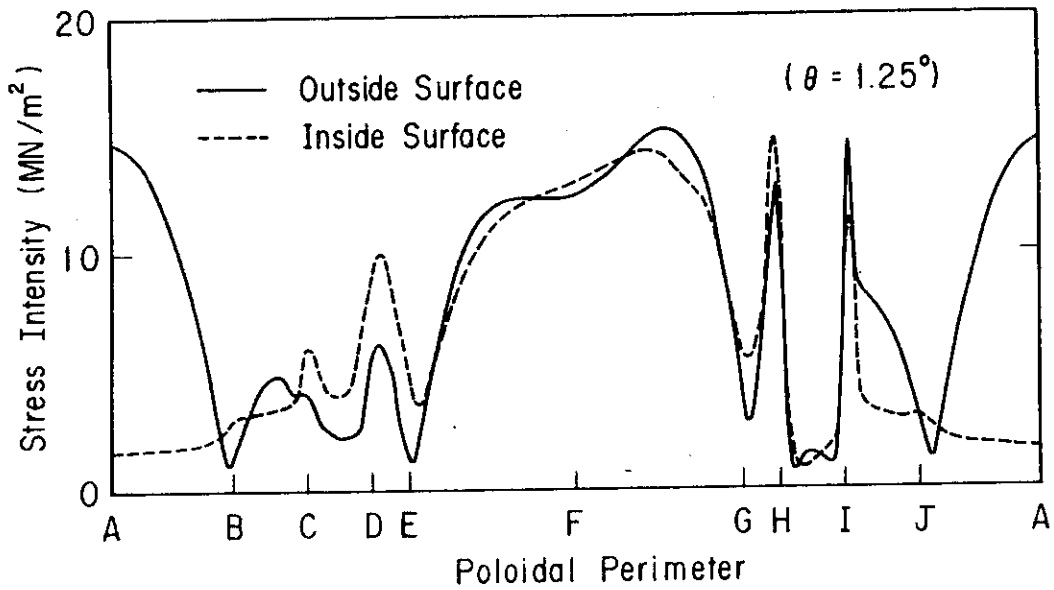


Fig. 2.12 Distribution of stress intensities at outside and inside surfaces through poloidal perimeter at toroidal end under external pressure in case A

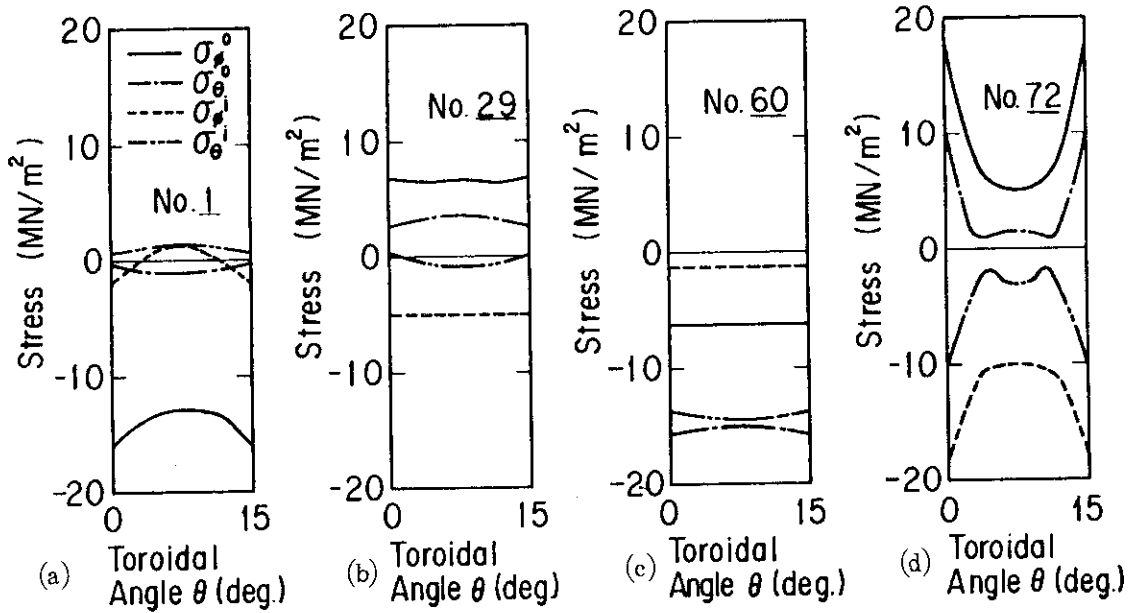


Fig. 2.13 Distribution of stress components at outside and inside surfaces in toroidal direction under external pressure in case A

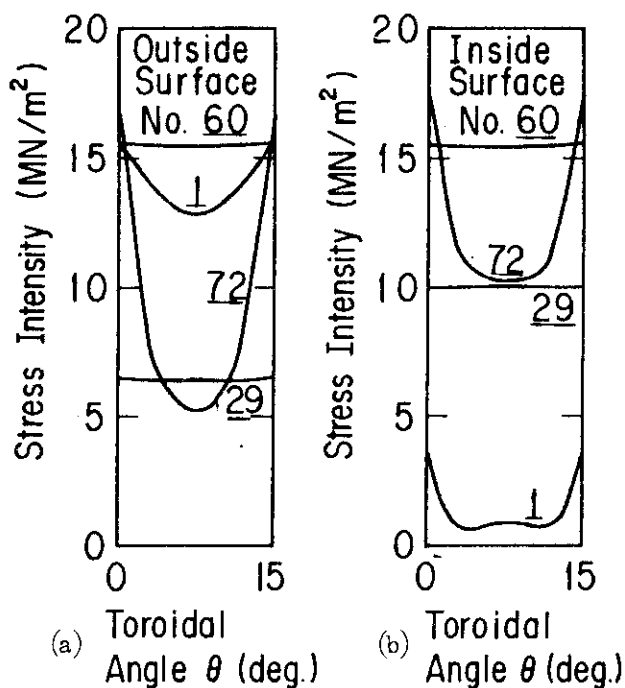


Fig. 2.14 Distribution of stress intensities at outside and inside surfaces in toroidal direction under external pressure in case A

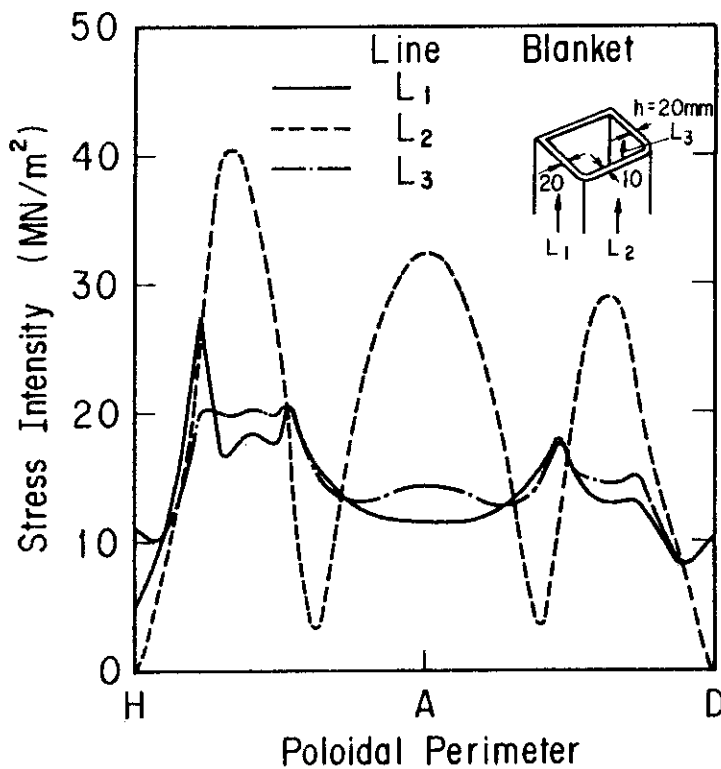


Fig. 2.15 Distribution of stress intensities at outside surface of the blanket vessel in case A

2.2.2 Case B

真空容器のモジュール間のポロイダル断面全てがフランジを介してボルトにより締結されている構造による応力解析の結果を示す。

Figs. 2.16～2.18 に変形前後の形状を示す。点線が変形前、実線が変形後の形状を現わしている。トーラス内側の直線部はトロイダル方向に連続な構造であり、その変形量は Case A に比べて約 $1/8$ (0.2mm) に減少している。半径が約 3550mm, 板厚が 100mm 以上 (ブランクットの補強効果も含む) の円筒に内圧が作用した状態にほぼ等しい変形挙動を示している。Fig. 2.17 に示されているように、変形後の形状は Case A とは異なり、トーラス内側がトロイダル方向に連続な構造となり剛性が増加しその変形量が小さくなった反面、トーラス外側の変形量は内側に比べ大きくなっている。Fig. 2.19 にモジュール端のポロイダル方向での各変位量の分布を示す。トーラス外側の変形量は内側に比べ大きな値を示しているが、変形量の絶対値は Case A よりも小さい。Fig. 2.20 にモジュール端 (トロイダル方向角度 $\theta = 1.25^\circ$) における各応力成分 (トロイダル方向応力 σ_θ , ポロイダル方向応力 σ_ϕ) のポロイダル方向の分布を示す。トーラス内側の赤道面付近では、その領域がトロイダル方向に連続であるという条件から、トロイダル方向の応力 (σ_θ) が支配的となり、円筒に外圧が作用した場合に発生する応力状態を示している。さらに、Case A と比べて曲げモーメントの効果は非常に小さい。Fig. 2.17 に示されている変形後の形状からも分かるように、トーラス外側の上・下部コーナーでは曲げモーメントの応力成分が現われている。その上部コーナーではブランクット容器の補強効果がなくなっていることおよび下部コーナーでは支持領域の影響が現われているものと思われる。Fig. 2.21 にポロイダル方向の応力強さの分布を示す。トーラス外側の応力強さは Case A と同程度であるが、トーラス内側では Case A より約 50% 程度赤道面上で減少している。トーラス内側もトロイダル方向に連続となり、真空容器全体の剛性が増加した事を示している。Fig. 2.22 にポロイダル方向の各点における内・外面のトロイダル方向の応力強さの分布を示す。支持部の応力強さのピークは Case A の場合と同様、実際の支持構造をモデル化すれば減少するものと思われる。この図から、最大の応力強さはトーラス外側の赤道面より少し下側に発生し約 1.2 MN/m^2 である。

真空容器のモジュール間のポロイダル断面全てがボルトにより締結され、遠隔操作により狭い空間でその着脱を行う設計が可能となれば真空容器全体の剛性が増加し、真空容器の板厚を減少することができる。ブランクット容器の補強効果を考慮しなくても、板厚 100mm 以下の設計は可能と思われる。

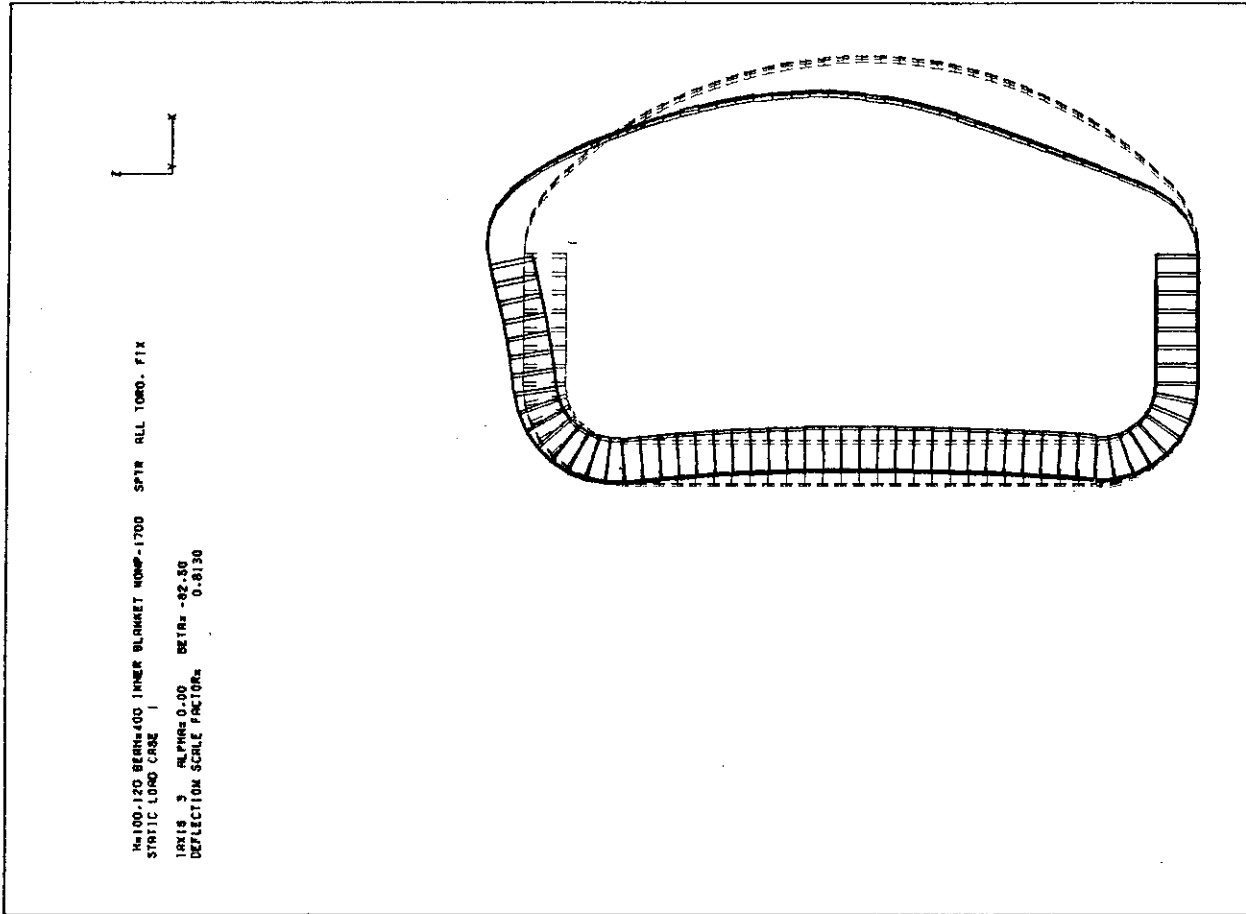


Fig. 2.17 Pre- and post-deformation shapes under external pressure in case B (elevation view)

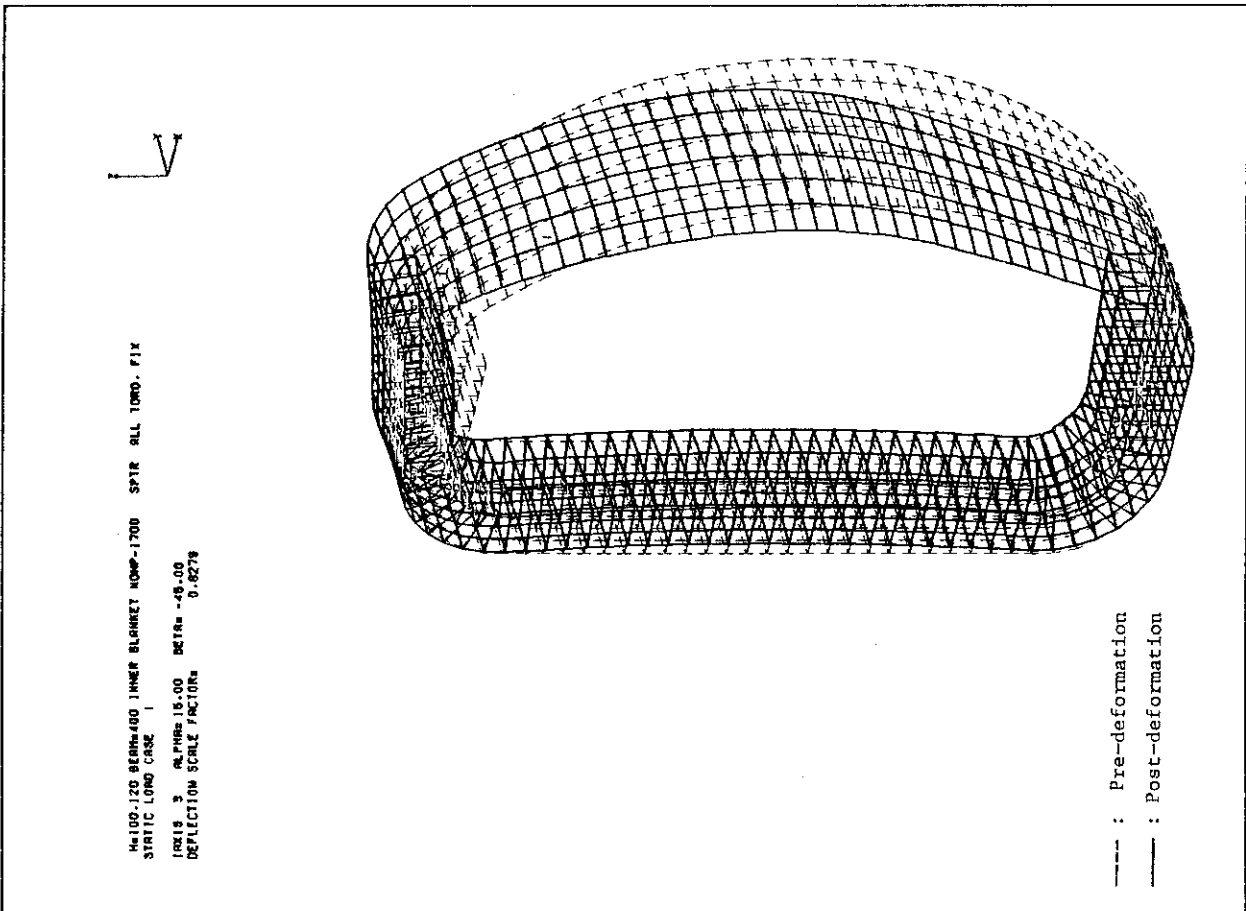


Fig. 2.16 Pre- and post-deformation shapes under external pressure in case B (perspective view)

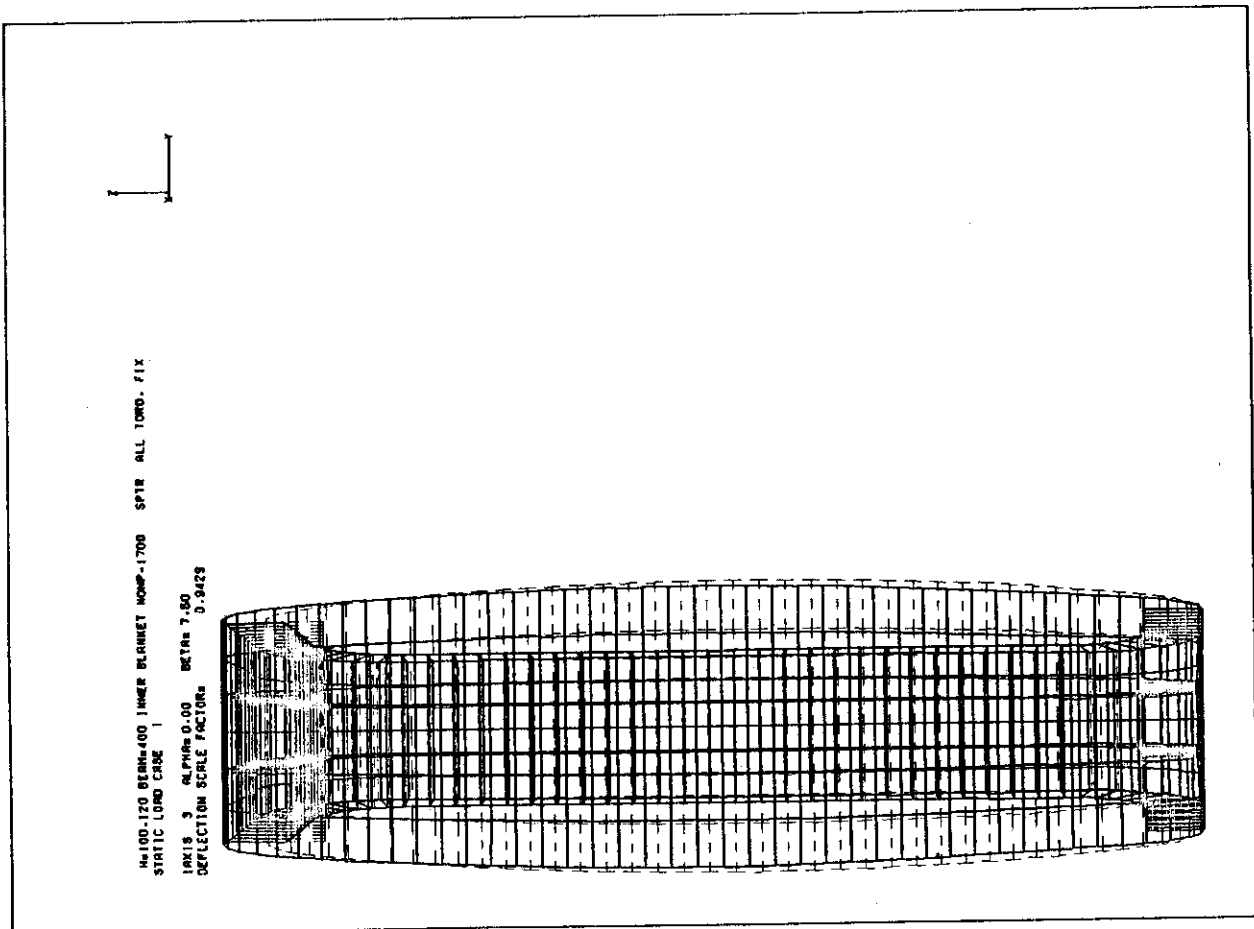


Fig. 2.18 Pre- and post-deformation shapes under external pressure
in case B (back side view)

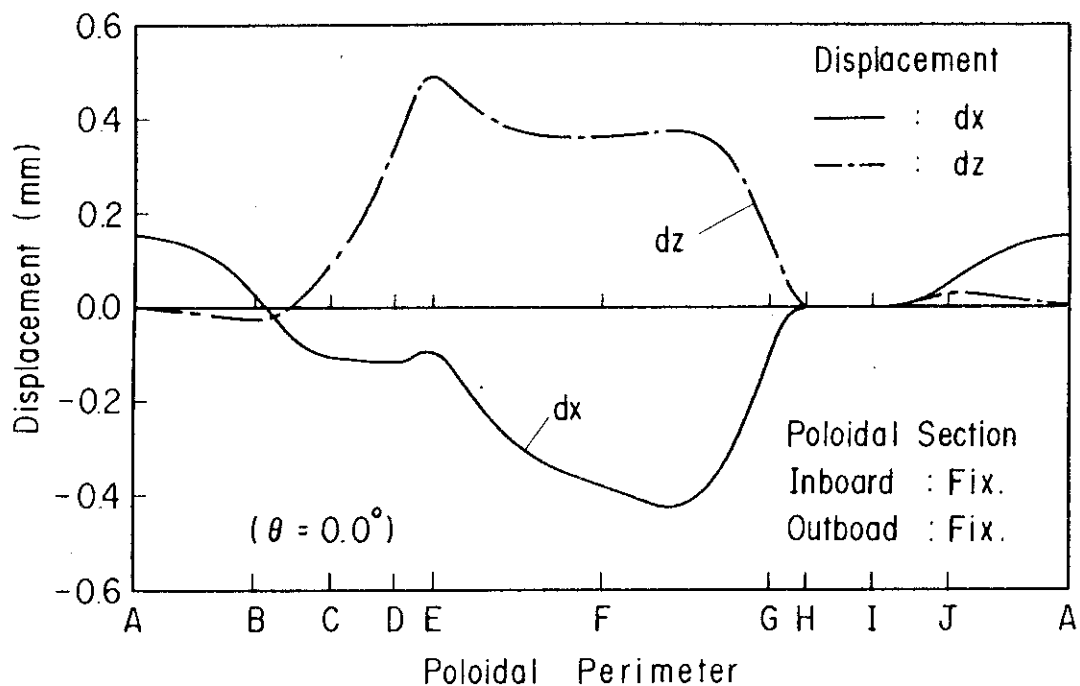


Fig. 2.19 Distribution of each displacement (dx, dy, dz) through poloidal perimeter at toroidal end of module in case B

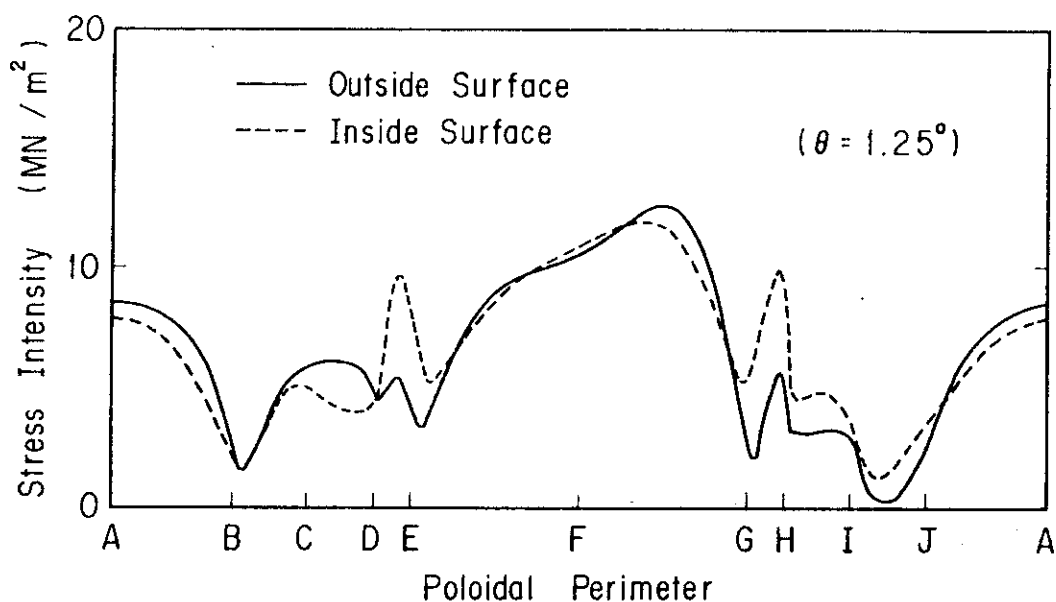


Fig. 2.20 Distribution of stress components at outside and inside surfaces through poloidal perimeter at toroidal end under external pressure in case B

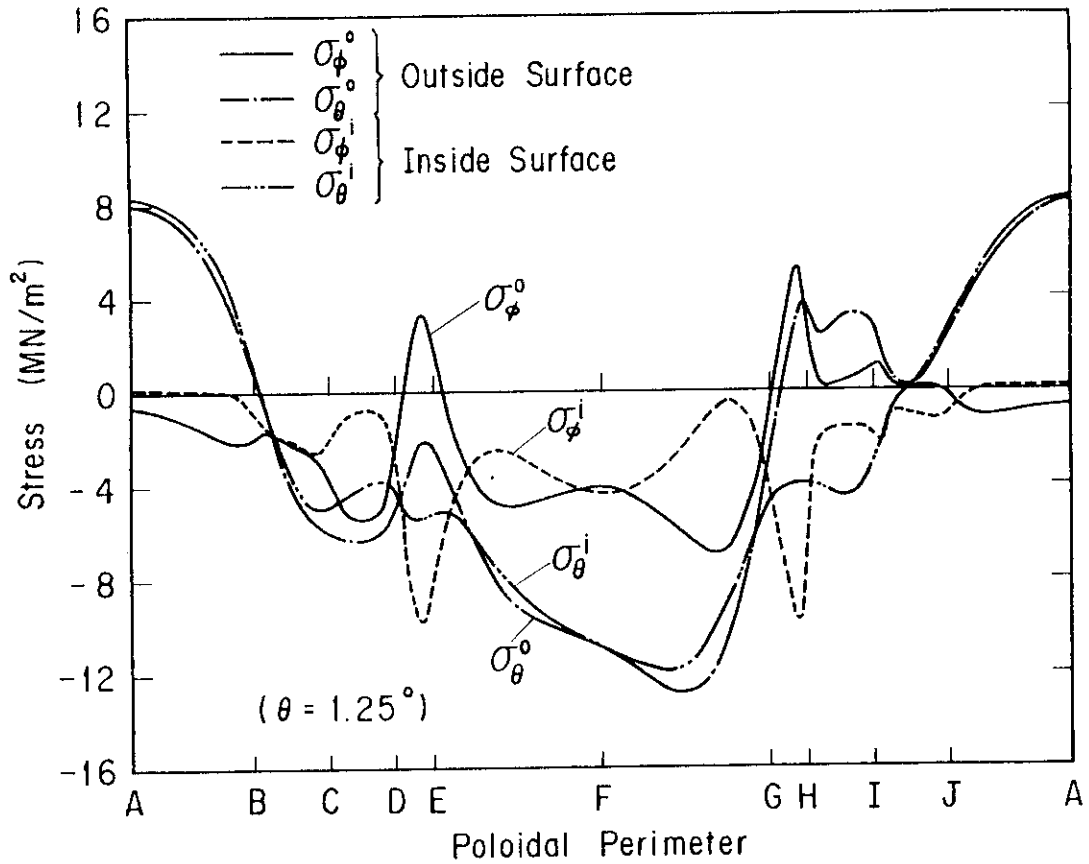


Fig. 2.21 Distribution of stress intensities at outside and inside surfaces through poloidal perimeter at toroidal end under external pressure in case B

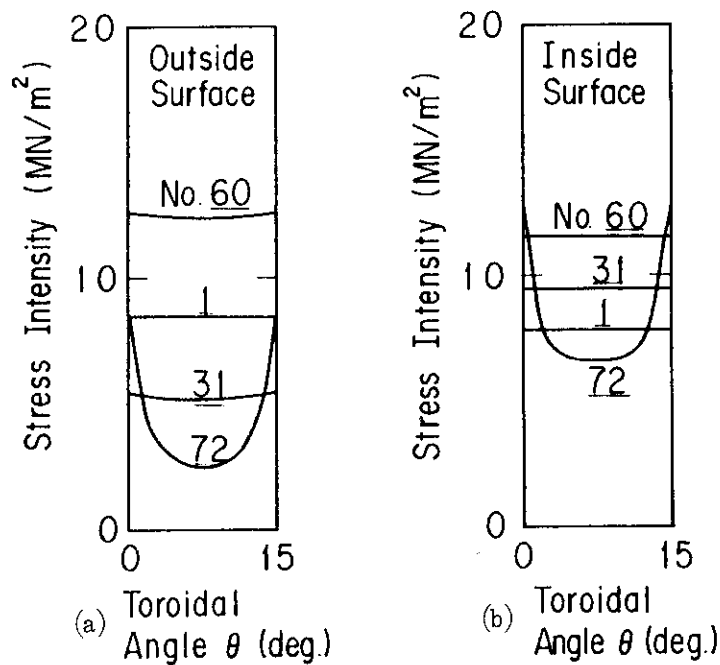


Fig. 2.22 Distribution of stress intensities at outside and inside surfaces in toroidal direction under external pressure in case B

2.2.3 Case C

真空容器のモジュール間がポロイダル断面全てをボルトによって締結しない構造に対する応力解析の結果を示す。

Figs. 2.23～2.25 に変形前後の形状を示す。下部の支持領域以外のモジュール両端が自由変形となっているので、トロイダル方向に連続の条件から得られる剛性は減少し、支持領域を支点にし全体にトラス中心に向って倒れるような変形状態を示している。Fig. 2.26 にモジュール端における各方向の変位（ポロイダル方向の分布）を示す。前に示したCase AおよびCase Bの場合に比べ、トラス構造体としての変形挙動は見られず、その変形量は非常に大きな値を示している。モジュール間はリップシールのみで連続されているので、図からリップシールに強制変位として作用する dy の値が10mm程度であり、リップシールに対しては非常に厳しい強制変位となっている。このような結果が得られた構造概念は、真空容器の設計に採用不可能と思われる。

Fig. 2.27 にトロイダル方向角度 $\theta = 1.25^\circ$ におけるポロイダル方向に沿った線上での各応力成分の分布を示す。図に示されている応力成分で支配的なものはポロイダル方向応力 σ_ϕ であり、ある任意断面を有する環が外圧を受けた場合に発生する応力状態に等しい傾向を示している。支持領域はCase AおよびCase Bと同様の理由で発生する応力の減少は可能である。Fig. 2.28 に応力強さの分布を示す。さらにFig. 2.29 にポロイダル各点における応力強さのトロイダル方向の分布を示す。支持領域以外の場所における応力強さは約 100 MN/m^2 であり、Case AおよびCase Bに比べ非常に大きな値となっている。

この解析はCase AとCase Bとの比較の為にを行ったものである。

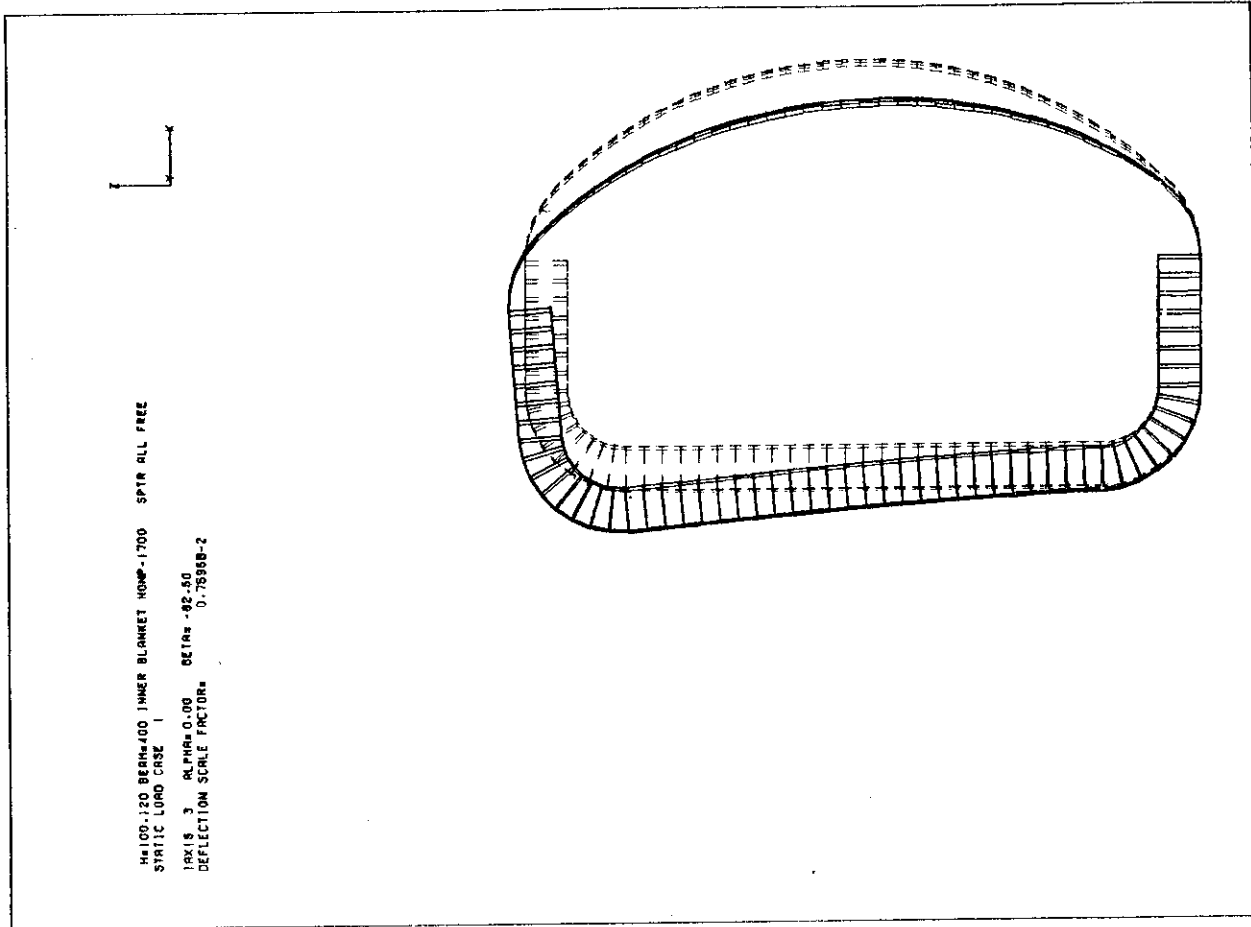


Fig. 2.24 Pre- and post-deformation shapes under external pressure in case C(elevation view)

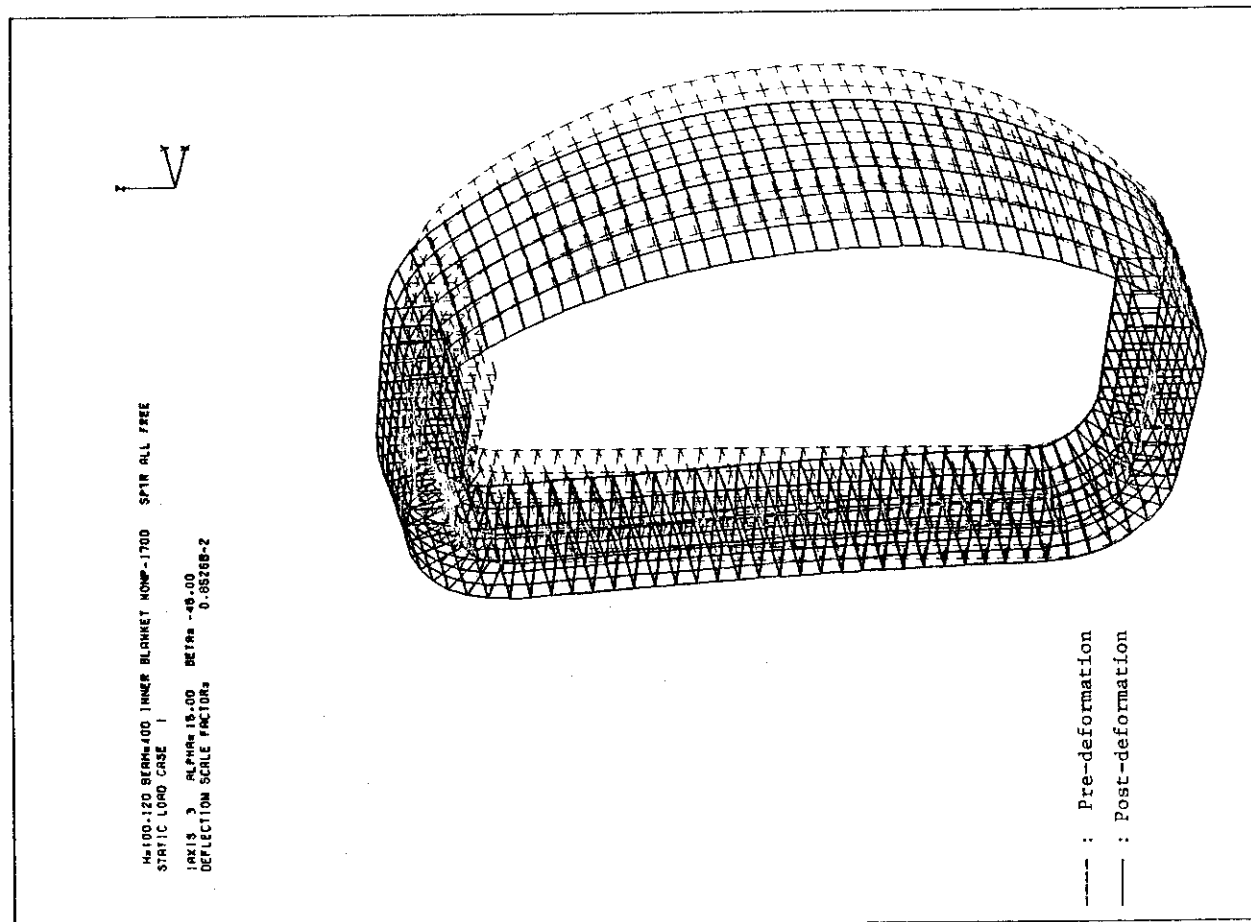


Fig. 2.23 Pre- and post-deformation shapes under external pressure in case C(perspective view)

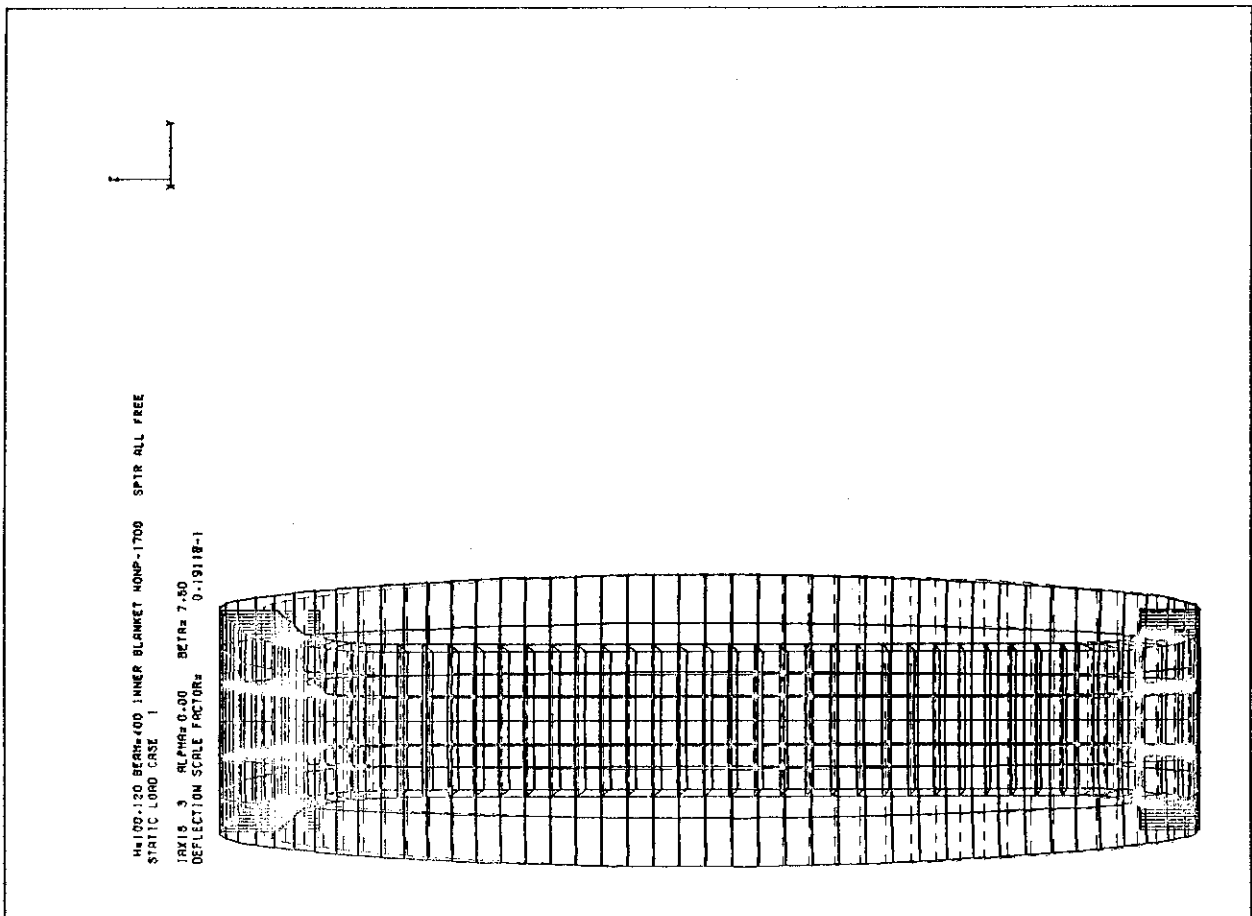


Fig. 2.25 Pre- and post-deformation shapes under external pressure
in case C (back side view)

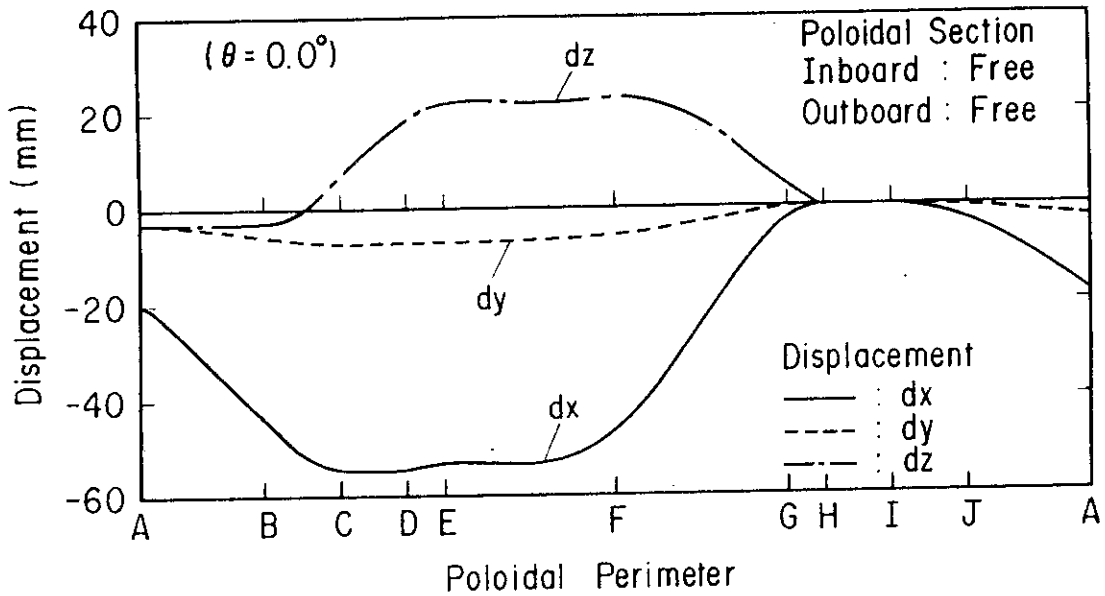


Fig. 2.26 Distribution of each displacement(dx,dy,dz) through poloidal perimeter at toroidal end of module in case C

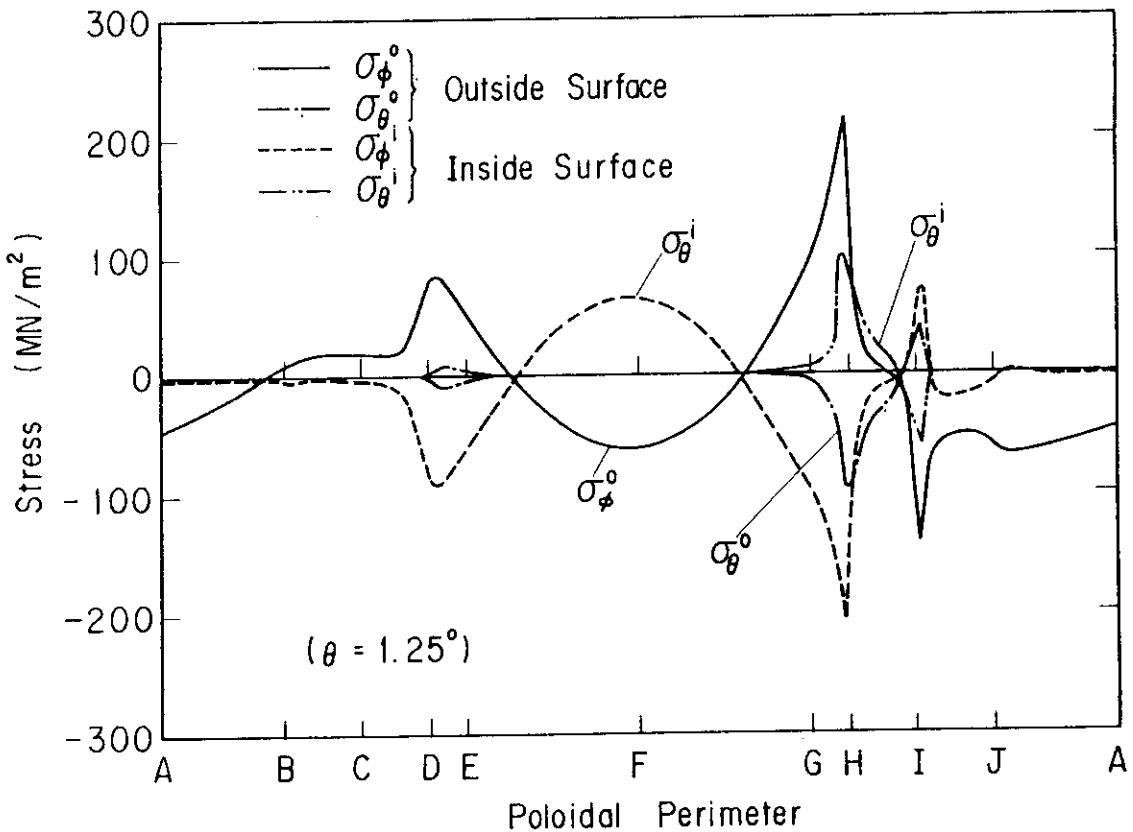


Fig. 2.27 Distribution of stress components at outside and inside surfaces through poloidal perimeter at toroidal end under external pressure in case C

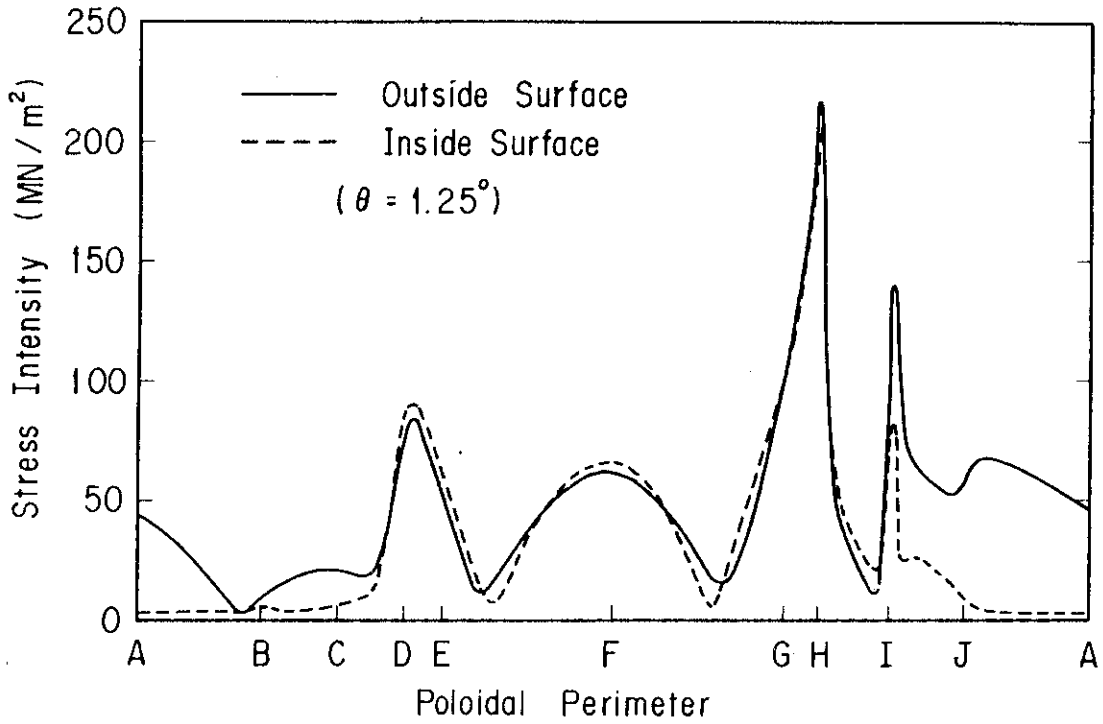


Fig. 2.28 Distribution of stress intensities at outside and inside surfaces through poloidal perimeter at toroidal end under external pressure in case C

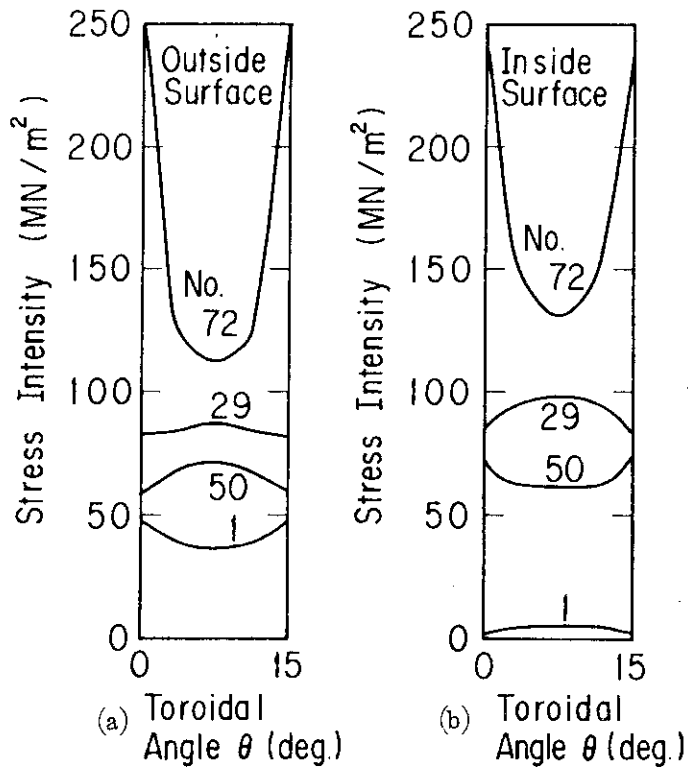


Fig. 2.29 Distribution of stress intensities at outside and inside surfaces in toroidal direction under external pressure in case C

2.3 板厚の効果

真空容器の板厚は、核発熱によって発生する温度差を外面自然対流冷却、内面強制水冷却の場合に許容できる範囲で求められ、100mmとされている。その冷却方式を両面とも強制水冷却の設計が採用されればその板厚は増加できる。但し、ダイバータ孔の周辺は新たに別の冷却が必要となろう。前節で述べた基本構造（Case Aに対応する）において、板厚の増加が可能となれば、ボルトによる締結を行わないトーラス内側での外圧による変形量の減少が期待されるので、リップシールへの影響を小さくすることも可能である。さらに、ディスラプション時に発生する電磁力に対しても、板厚の増加による渦電流の増加に比べ、その剛性の増加が大き（渦電流の増加は板厚に比例、剛性の増加は板厚の3乗に比例^{*}）、外圧の場合と同様にリップシールの健全性が確保される。

真空容器の板厚を100mmから150mmに増加した場合の応力解析について以下に示す。モジュール間の境界条件は前節のCase Aの基本構造に対応している。

Fig. 2.30にモジュール端における各方向の変位（ポロイダル方向の分布）を示す。板厚が100mmの場合も比較のため示してある。板厚を150mmと増加した場合でも、各方向の変形量は板厚の3乗に逆比例する減少を顕著に示した結果は得られていない。考えられる理由の1つとして、トーラス内側に設置されるブランケット容器の補強効果が強く、真空容器の板厚に基づく剛性が大きく寄与した構造とはなっていないためと思われる。

Fig. 2.31に応力強さの分布を示す。トーラス内側の赤道面上においては、板厚に関係なく応力強さに差は見られないが、トーラス外側ではブランケット容器の補強効果は小さく板厚が増加した効果が示されている。

トーラス内側のブランケット容器は今回の設計では真空容器とその後壁を一体化した構造を採用しているが、分離した構造を採用してもトーラス内側ブランケット容器は何らかの形で真空容器の内側に支持される。その補強効果の程度は構造設計に依存し推定できないが、ブランケット容器の形状（チューブイン・シェル型の場合）からみてある程度の補強効果は期待できるものと思われる。

* 板の曲げ剛性 $D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)}$ (hは板厚, Eは縦弾性係数, ν はポアソン比)

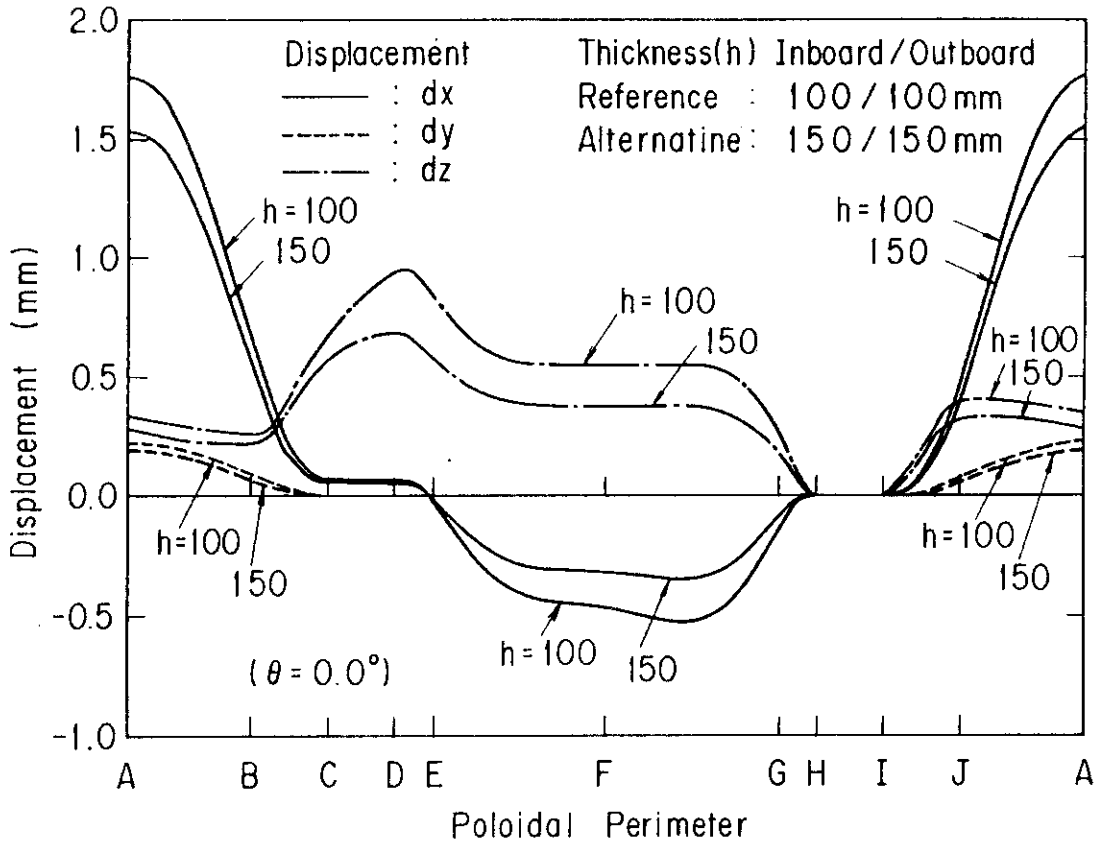


Fig. 2.30 Comparison between displacements(dx,dy,dz) for 100 or 150 mm of thickness under external pressure in case A

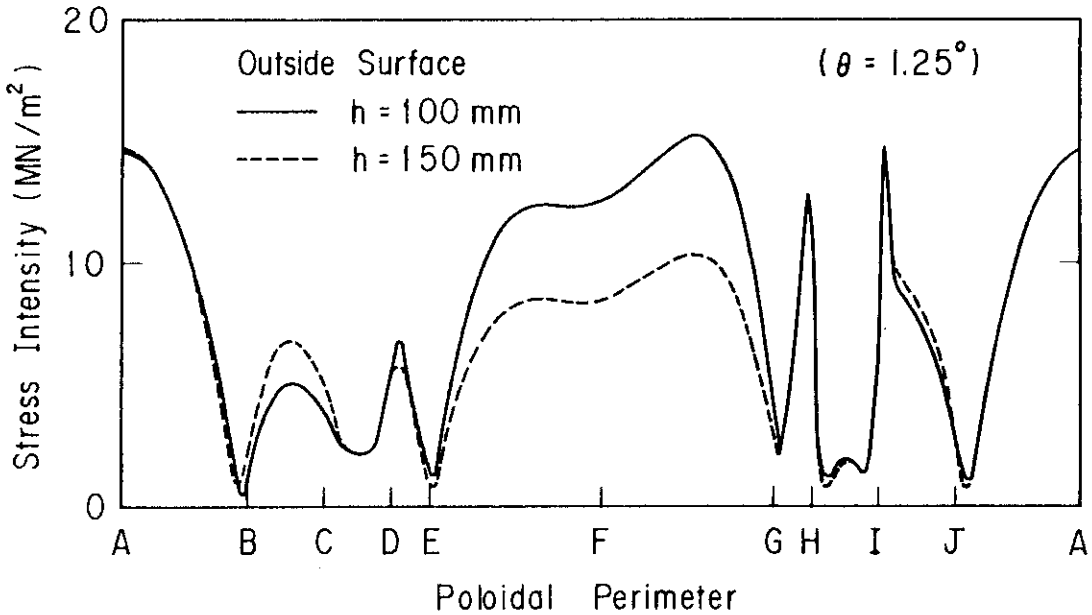


Fig. 2.31 Comparison between stress intensities for 100 or 150 mm of thickness under external pressure in case A

2.4 リップシールの応力評価

真空容器のモジュール間は真空境界形成のため、さらに分解・修理時にモジュールを引き抜くためには溶接・溶断が可能なリップシールを用いる設計が有効である。この設計においては、真空容器の基本構造として、モジュール間のトラス内側はボルトによる締結を行わず、自由変形を許容する構造が採用され、装置の単純化を目的としている。その場合、トラス内側のモジュール間に取り付けられるリップシールは、真空容器が外圧あるいは電磁力を受ける時、真空容器自体の変形に伴う強制変位を受け、その場合の健全性が重要な検討項目となる。

この節では、上述の強制変形に耐え得るとされるリップシールの形状を提案し、板厚の効果も考慮しながら外圧が作用した場合の真空容器から受ける強制変位によって発生する応力等を評価する。

2.4.1 リップシールの形状

従来、構造物に用いられているリップシールは、管のフランジ部に設置されるリング形状が主である。そのようなリップシールは、フランジ間がボルトにより強固に締結され、ほとんど強制変位を受けない構造である。この設計ではフランジ間がボルトにより締結が行われていない。故に、従来のリップシール形状では強制変位を受ける場合に発生する応力が、溶接部近傍で過大になることが予想されるので、この設計には採用できず新たに2種類の形状を提案した。Fig. 2.32にその概略を示す。各々の形状をU型リップシールおよびS型リップシールと呼ぶことにする。但し、2種類のリップシールに対しての真空容器への取り付け方法、溶断・溶接方法および製作性については今後の検討課題とし、ここではそれらの形状に対する構造解析の範囲内での検討に留める。

Fig. 2.32に示されているU型リップシールは、作用する強制変位が2.2節で示されているように溶接部が左右に開く方向に作用する（ここでは開口変位と呼ぶ）。このような開口変位⁽³⁾に対して有効なリップシールとしては、J型のリップシールを二つ組み合わせた形状も考えられる。U型リップシールでは開口変位に対しては有効であるが、真空容器に電磁力が作用する場合、モジュール間には剪断力が働き、溶接部の左右で土の強制変位を受けるものを推定されるので（詳細は4章を参照）、U型リップシールの改良型として剪断変形にも対応でき、剪断変形の方にはフレキシビリティを有するS型リップシールを提案した。

U型およびS型リップシールの形状および板厚は今後の詳細な検討に委ねるとし、ここではU型リップシールの高さを50mm、幅を40mm、コーナー半径を20mm、板厚を2.0および3.0mm、又S型リップシールの高さを70mm、幅を40mm、コーナー半径を10mm、板厚を2.0および3.0mmと仮定した形状を応力解析の対象とした。

2.4.2 応力解析および考察

真空容器に外圧が作用する場合、モジュール間に発生する変位（トラス内側の赤道面上）をリップシールへの強制変位として、2種類のリップシールに対し応力解析を行った。リップシール作用する強制変位は2.2のCase Aの解析結果より得られた0.23mmを適用した。さら

に、リップシールには真空容器と同様に外圧（大気圧＋水圧）が作用する。両者のリップシールの外側が真空側、内側が水に接している構造であるので、真空容器の赤道面上における圧力 0.25MPa を外圧荷重とした。

Fig. 2.33(a)および(b)に応力解析に使用したモデルを示す。真空容器のトラス内側直線部に取り付けられるリップシールを解析の対象としているので、図に示したように、2次元要素を適用した。構造材は真空容器と同様に Type 316 S.S. のステンレス鋼を用い、材料定数も同様の値を用いている。

Fig. 2.34 に U 型リップシールの変形前後の形状を示す。リップシールの板厚が 2.0 mm の場合に対応する。

板厚が 2.0 mm の場合に発生する応力の各方向成分 (σ_x, σ_y) の分布を Fig. 2.35 に、さらに応力強さの分布を Fig. 2.36 に示す。Fig. 2.35 において σ_y はリップシールの長手方向に沿った応力を現わしている。Fig. 2.36 に示されているように、応力強さの最大はコーナーの中心付近に現われ、板厚が 2.0 mm の場合、開口変位 0.23mm に対して約 95 MN/m^2 である。

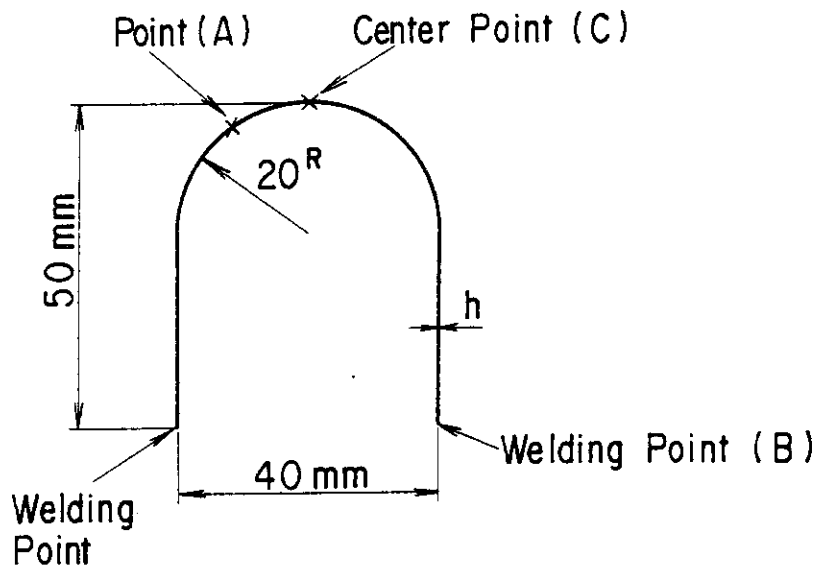
板厚が 3.0 mm の場合に発生する応力の各方向成分 (σ_x, σ_y) の分布を Fig. 2.37 に、応力強さの分布を Fig. 2.38 に示す。リップシールに作用する開口変位を一定 (0.23mm) としているので、板厚が増加は応力の増加となるので、板厚が 2.0 mm の場合よりも大きな応力が発生している。特に溶接部付近でも、コーナー中心に発生する応力と同程度の応力の発生が認められ、約 100 MN/m^2 となっている。開口変位を一定としているので溶接部での応力集中も考慮に入れると、板厚は薄い方が良いということになる。しかし、リップシールからプール水中へのトリチウム漏洩の制限は、板厚の決定に関連し今後の検討課題である。

Fig. 2.39 に S 型リップシールの変形前後の形状を示す。リップシールの板厚が 2.0 mm の場合に対応する。

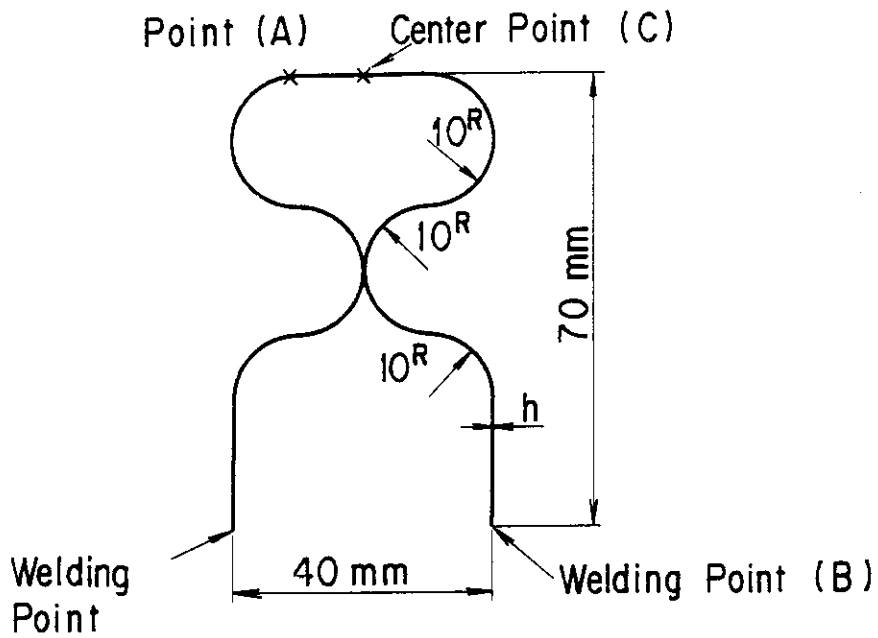
板厚が 2.0 mm の場合に発生する各方向の応力成分の分布を Fig. 2.40 に、応力強さの分布を Fig. 2.41 に示す。形状が U 型の場合に比べ複雑であり、各応力の反転は認められるが、溶接部付近に発生する応力は非常に小さくなっている。コーナーを増加しフレキシビリティを持たせたことによる効果が開口変位を受ける場合でも現われている。応力強さの最大は約 100 MN/m^2 である。

板厚が 3.0 mm の場合に発生する各方向の応力成分の分布を Fig. 2.42 に、応力強さの分布を Fig. 2.43 に示す。板厚が 2.0 mm の場合に比べ、応力の最大には余り差がない結果となっているが、溶接部付近には応力の反転が現われていない。U 型の場合に比べ、板厚の効果の他に、形状の効果が良く現われている。しかし、特徴の 1 つとして、溶接部付近の応力は小さく、U 型より有望なリップシールである。

以上は真空容器の外圧による変形に伴う強制変位を受けるリップシールに発生する応力について評価したが、電磁力による強制変位を考慮した応力解析は 4.3 で触れる。



U-Type Lip Seal



S-Type Lip Seal

Fig. 2.32 Proposed lip seal configurations of U-type and S-type

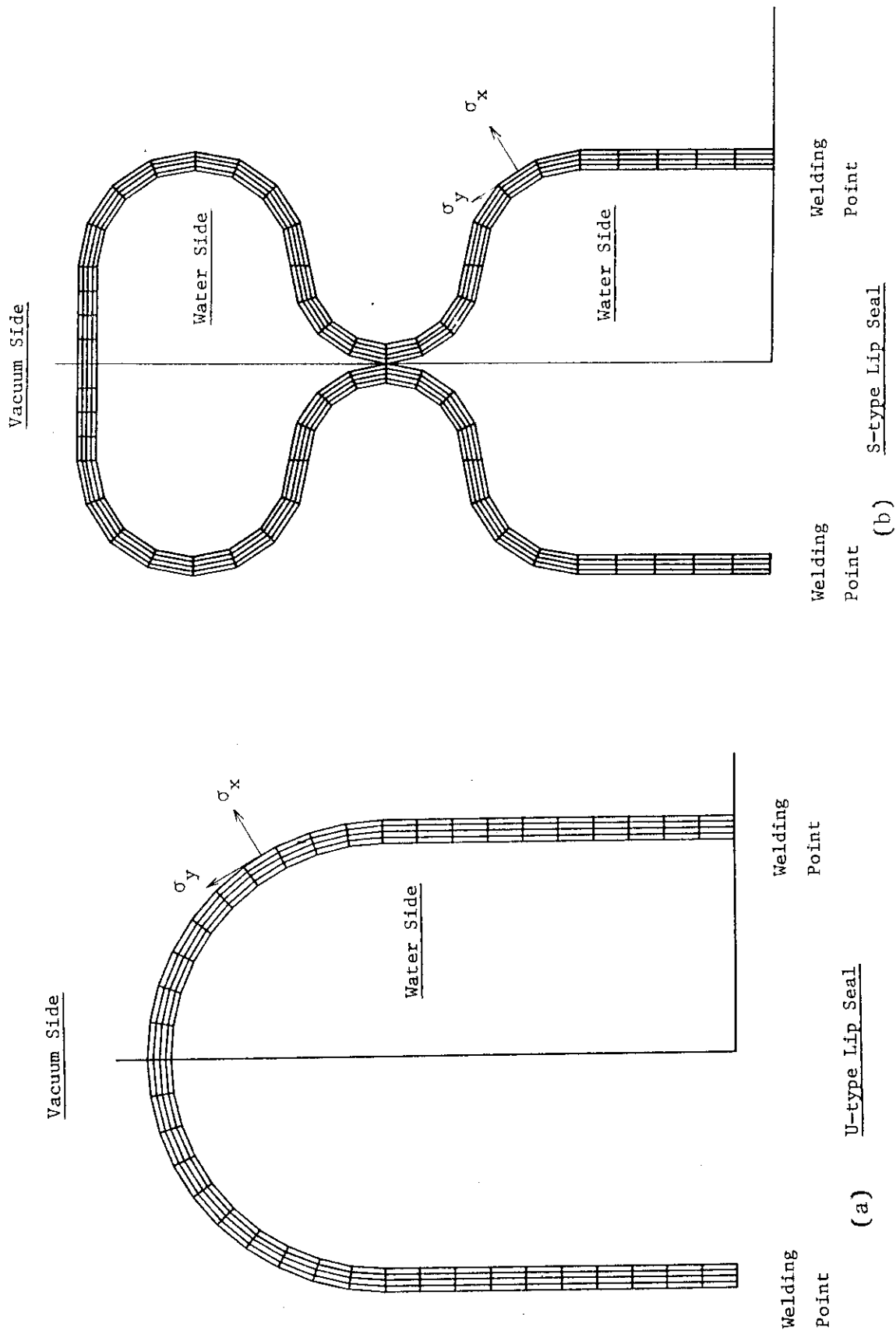


Fig. 2.33 Analytical models of U-type and S-type lip seal

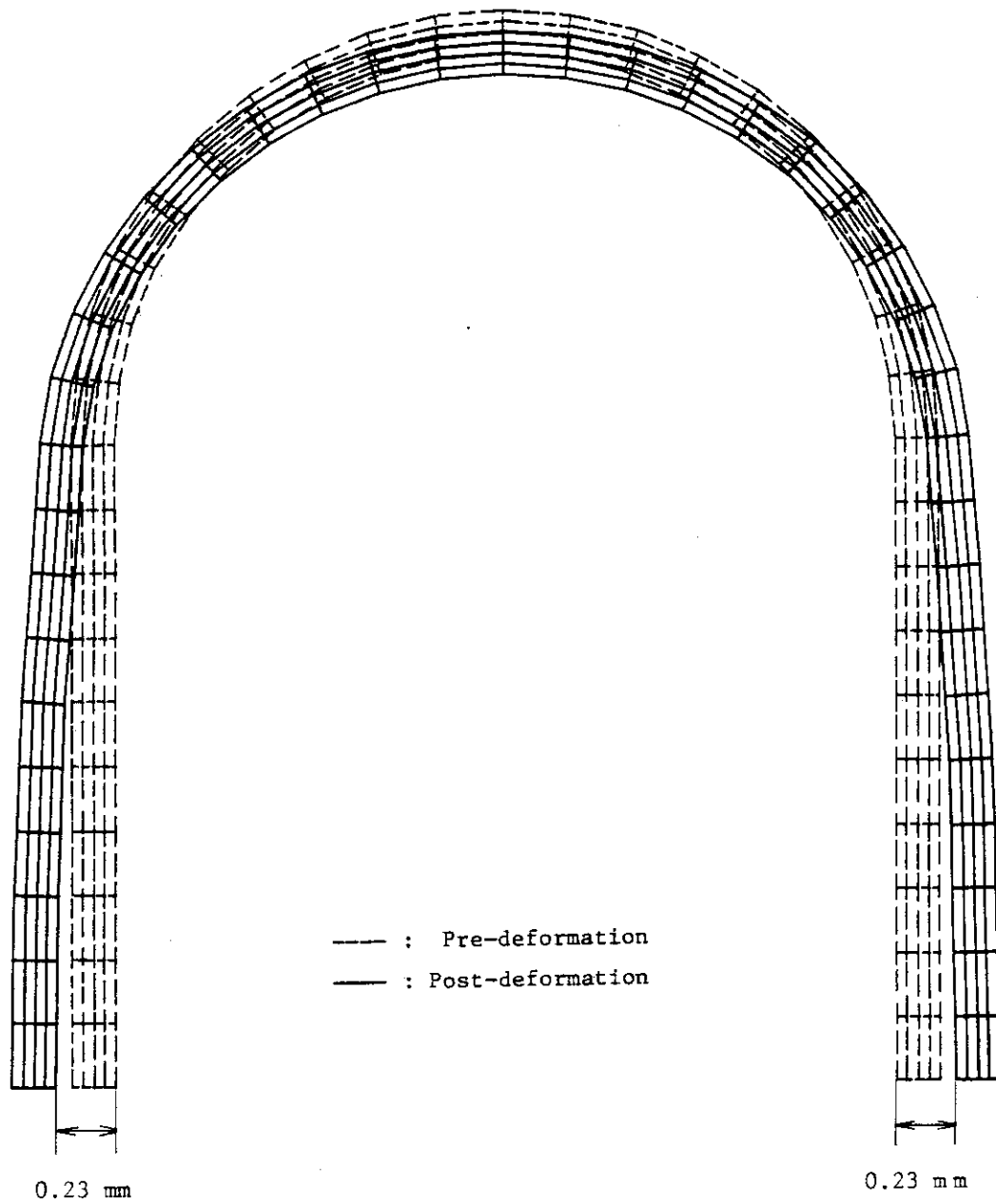


Fig. 2.34 Pre- and post-deformation shapes under external pressure and forced displacement for U-type lip seal (thickness=2.0mm)

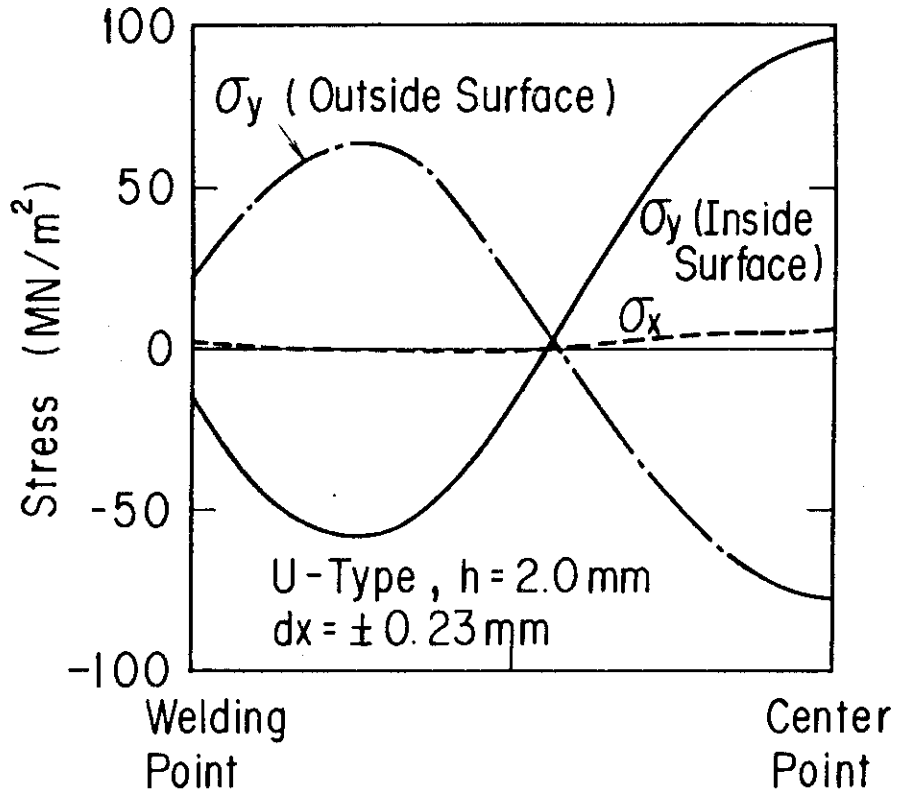


Fig. 2.35 Distribution of stress components in longitudinal direction of U-type lip seal under external pressure and forced displacement (thickness=2.0mm)

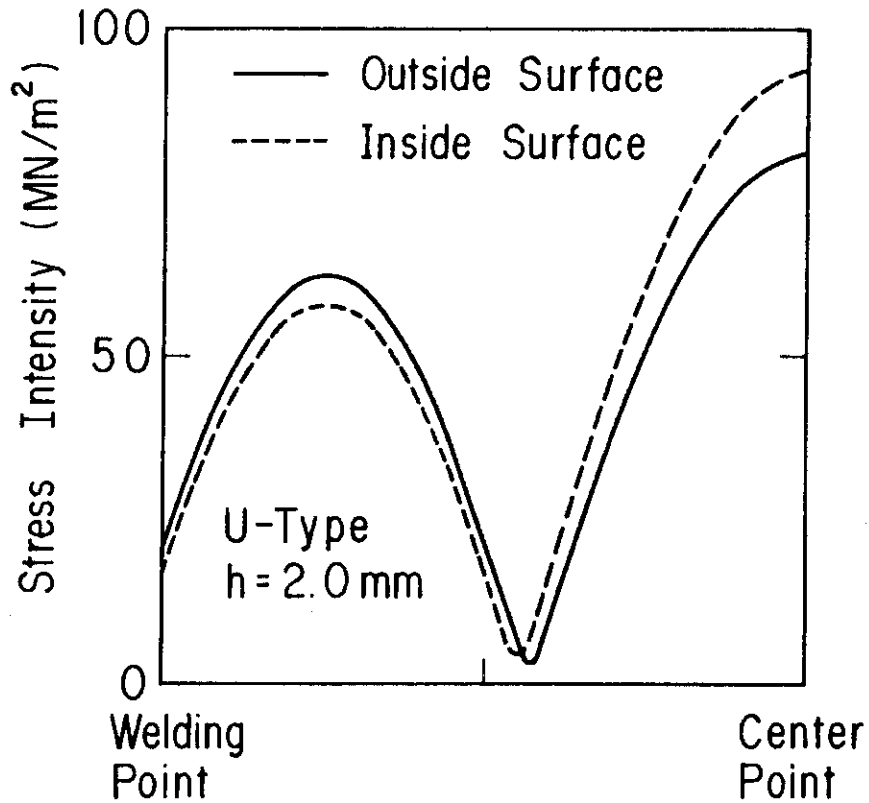


Fig. 2.36 Distribution of stress intensities in longitudinal direction of U-type lip seal under external pressure and forced displacement (thickness=2.0mm)

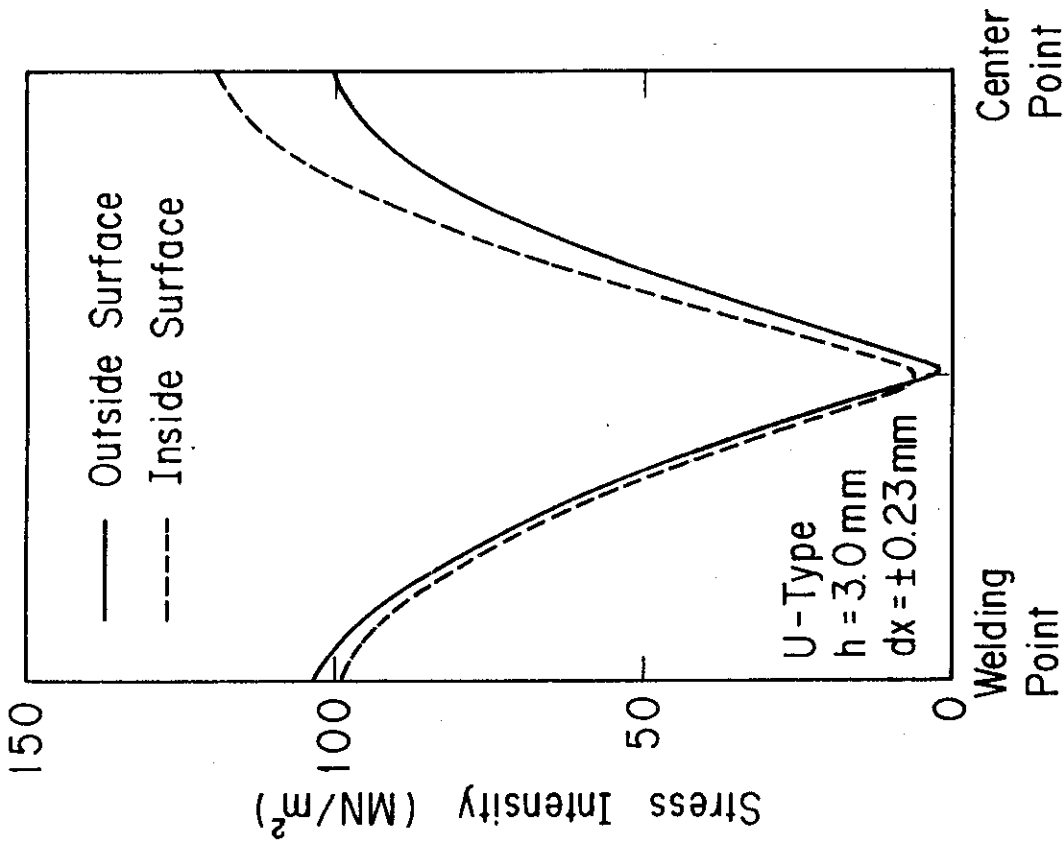


Fig. 2.38 Distribution of stress intensities in longitudinal direction of U-type lip seal under external pressure and forced displacement (thickness=3.0mm)

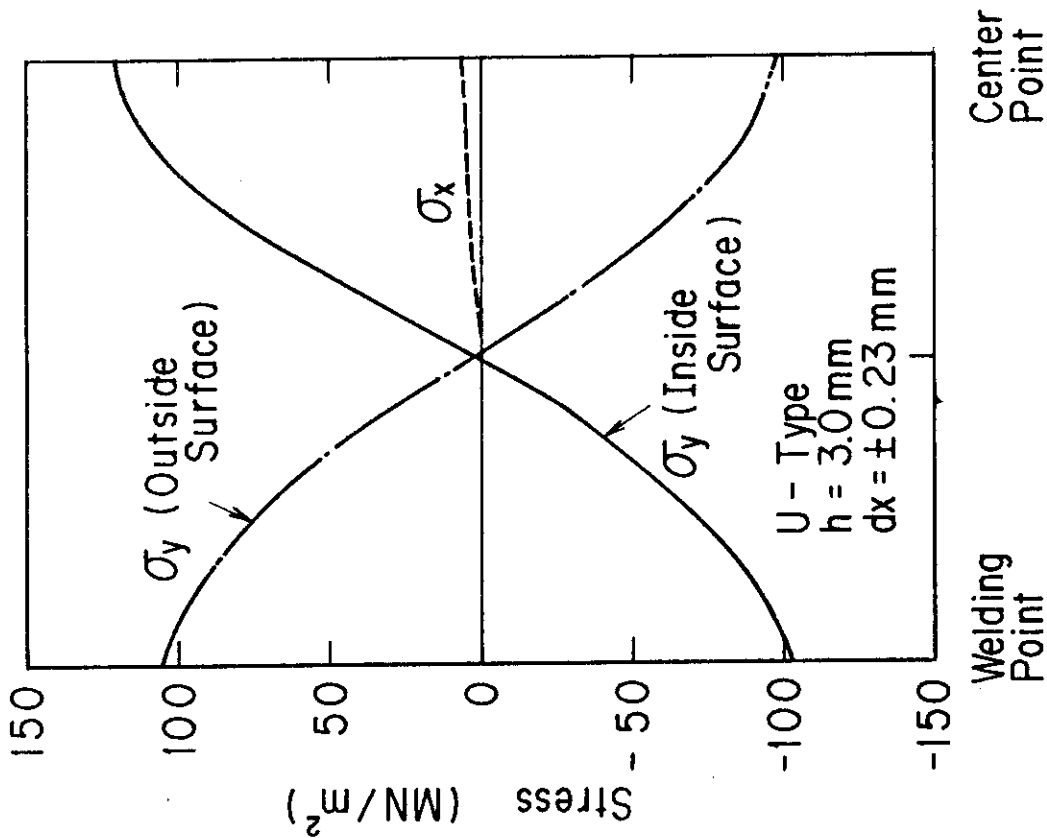


Fig. 2.37 Distribution of stress components in longitudinal direction of U-type lip seal under external pressure and forced displacement (thickness=3.0mm)

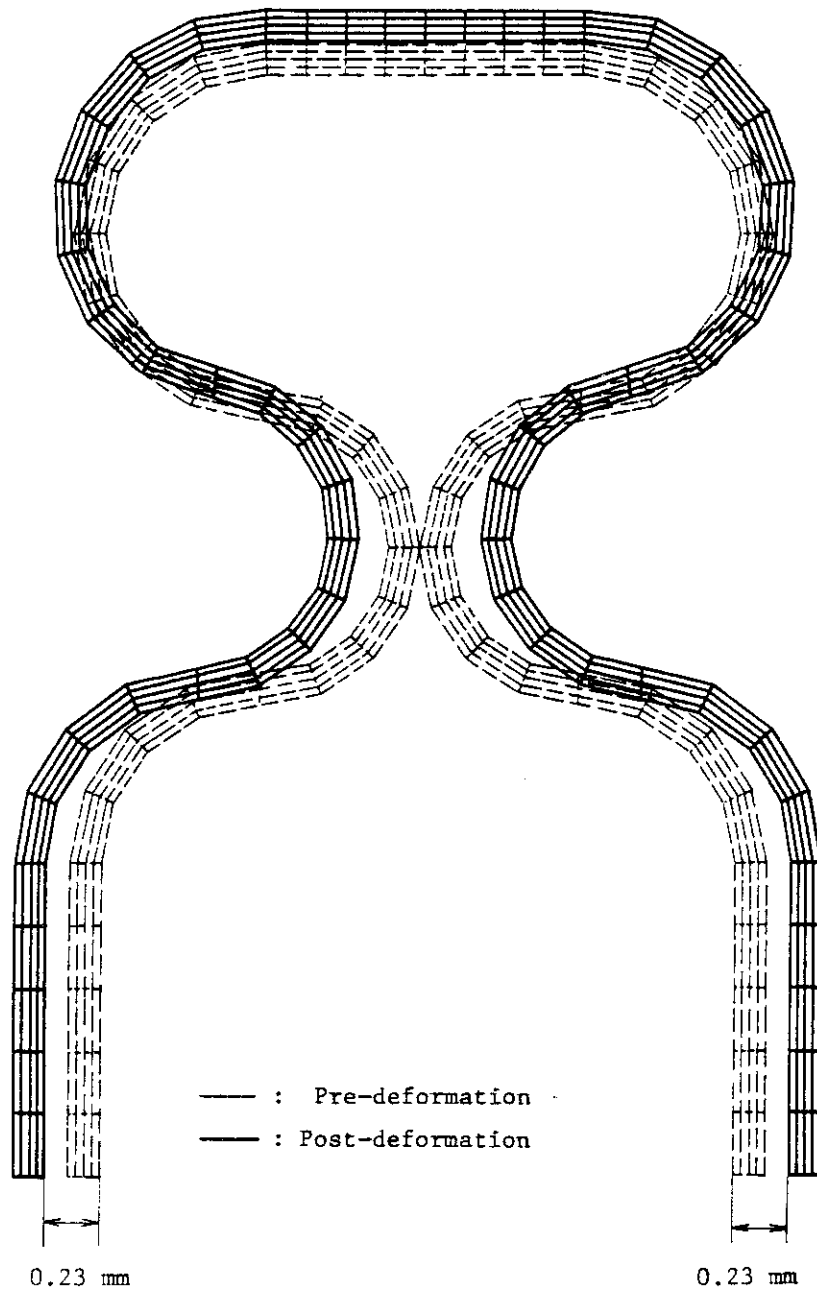


Fig. 2.39 Pre- and post-deformation shapes under external pressure and force displacement for S-type lip seal (thickness=2.0mm)

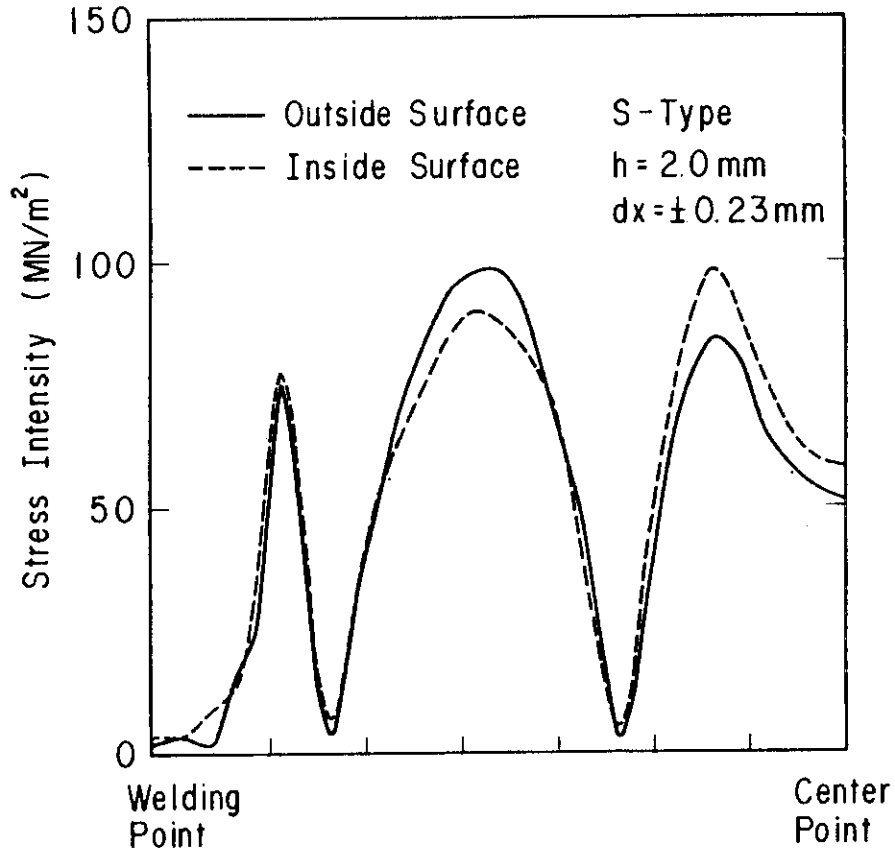


Fig. 2.40 Distribution of stress components in longitudinal direction of S-type lip seal under external pressure and forced displacement (thickness=2.0mm)

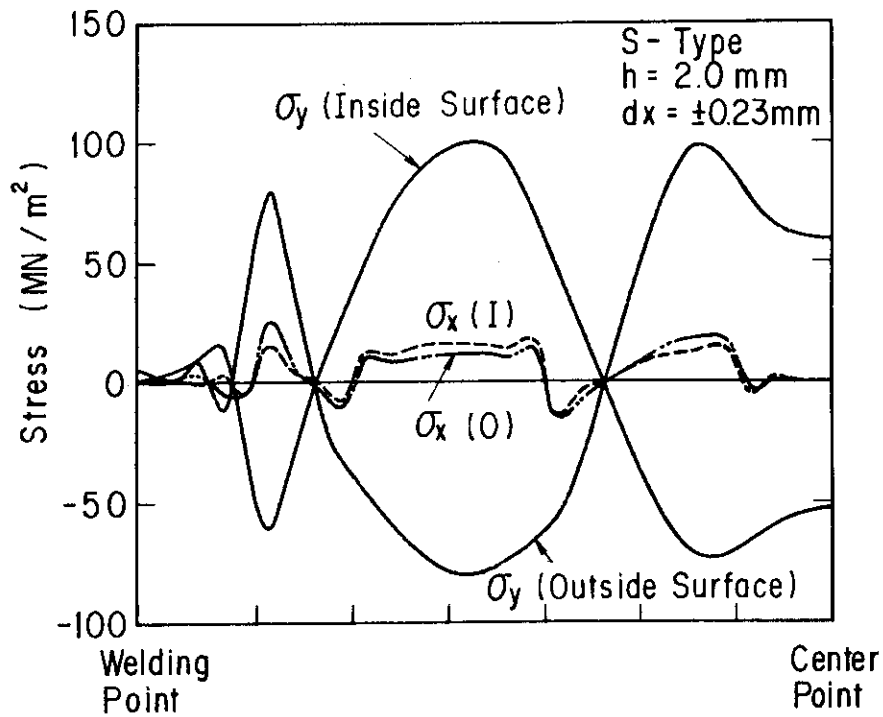


Fig. 2.41 Distribution of stress intensities in longitudinal direction of S-type lip seal under external pressure and forced displacement (thickness=2.0mm)

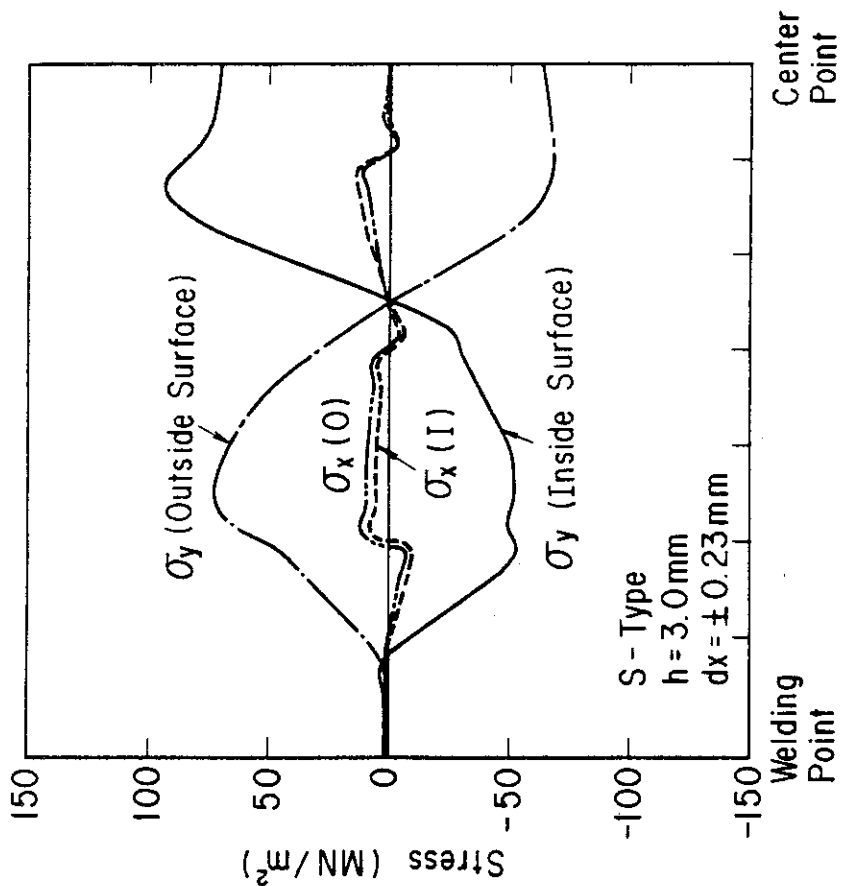
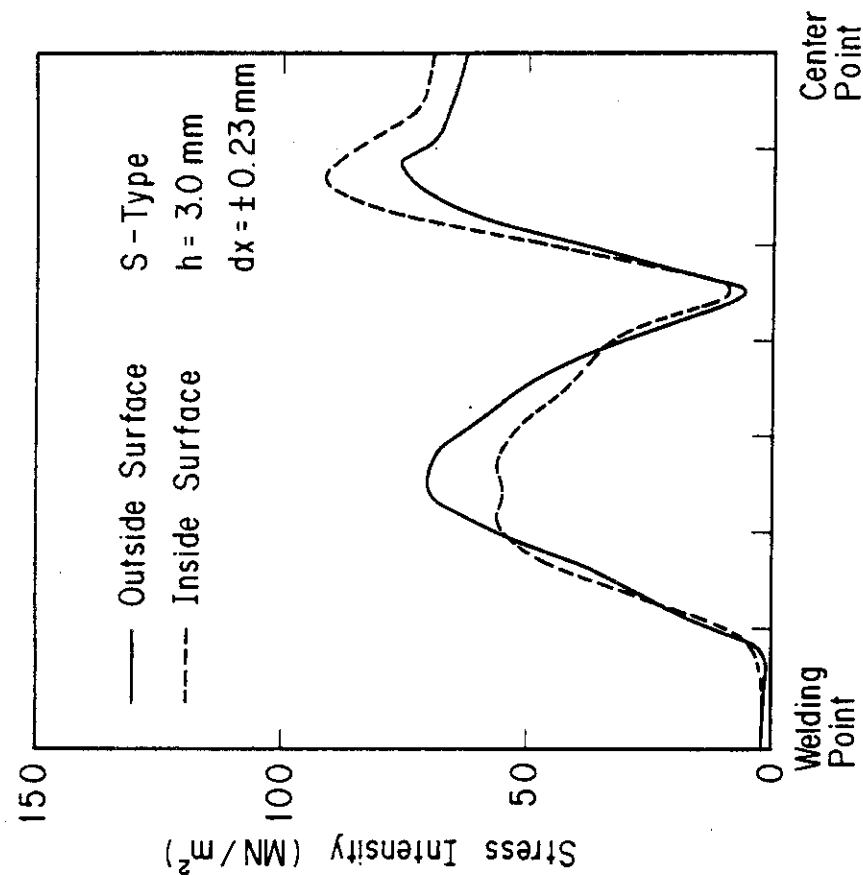


Fig. 2.42 Distribution of stress components in longitudinal direction of S-type lip seal under external pressure and forced displacement (thickness=3.0mm)

Fig. 2.43 Distribution of stress intensities in longitudinal direction of S-type lip seal under external pressure and forced displacement (thickness=3.0mm)

3. 渦電流および電磁力解析

プラズマディスラプション（プラズマが瞬時に崩壊）時にはプラズマの周辺に置かれる金属構造体には渦電流が発生し、磁場との相互作用により電磁力がその構造体に作用する。金属構造体を平板と仮定すれば、板厚が大きい程大きな渦電流が流れ同時に過大な電磁力が発生する。この設計においてプラズマ周辺に置かれる金属構造体としては、第1壁／ブランケット容器、ダイバータ／リミタおよび真空容器が挙げられる。ブランケット容器に中性子増倍材として鉛層をプラズマ側に設置しなければ、真空容器の板厚が大きく、ディスラプション時には他の機器（第1壁／ブランケットおよびダイバータ／リミタ）より大きな渦電流が発生するものと思われる。

この章では、トロイダル方向に24分割された真空容器に対して、ディスラプション時に発生する渦電流および電磁力の解析を行い、4章に述べる電磁力による真空容器の動的応答を求めるための動的荷重を提供することにある。真空容器のモジュール中間に1周抵抗（ $0.2\text{ m}\Omega$ 以上）を確保するためのベローズが設置されるモジュール（排気ダクトや中性粒子入射孔のないモジュール）と設置されないモジュール（トロイダルコイルの内側）があるが、ここで使用する渦電流解析コードは、トロイダル方向に対称なモジュール構造のみを扱うことができるので、モジュールの中間にベローズが設置されていないものとして、次のようなモデル化を行った。

① 真空容器のモジュール間は、リップシールによってトロイダル方向に電氣的に連続（モジュールの間にはベローズはない）。

② 真空容器のモジュール間はベローズによってトロイダル方向に電氣的に連続。

上述のモデル化を行う場合、真空容器のトラス外側では、フランジを介してボルトによる締結が行われているが、絶縁ボルト等を用いることにより、リップシールあるいはベローズによってトロイダル方向に電氣的に連続であるとしている。

尚、電磁力による真空容器の動的応力解析は①の条件を有する構造について詳細に行った。

3.1 解析モデルおよび解析条件

ディスラプション時に発生する渦電流を求める解析コード⁽⁵⁾は、真空容器を上・下対称としたモデルに適用されるので1つのモジュールの上半分を解析の対象とした。

渦電流解析に使用したモデルをFig. 3.1に示す。要素分割は4章で述べる動的応力解析に対応させるため、応力解析に使用する要素と同一形状および同一要素数とした。つまり、真空容器の上半分において、トロイダル方向に6分割、ポロイダル方向に50分割し、各要素の節点座標は応力解析に用いた平板シェル要素と同様である。この渦電流解析コードでは、モジュール端に設置されるリップシールあるいはベローズは特別な要素を定義することなく、同要素にて修正を加える方法が採用されているので、実際の渦電流解析ではトロイダル方向に8分割

したモデルを採用し、トロイダル方向両端の要素は、各々リップシールあるいはベローズの条件を有している。

真空容器の板厚をここでは100mm（トラス内側に一体化されるブランケット容器の後壁の影響は無視した）とし、抵抗は真空容器の温度（約100℃）を考慮し、 $8.5 \times 10^{-7} \Omega \cdot m$ とした。モジュール間のリップシールの条件には2.3で示したU型リップシールの板厚が3.0mmの場合を適用し、ベローズの条件にはトロイダル方向に24個設置した場合にその1周抵抗が合計0.2m Ω になる場合を適用している。

プラズマディスラプションはプラズマ電流5.3MAが時定数20msecで消滅する条件を基本とし、参考として時定数を10msecと5msecの場合も考慮した。ディスラプション時のプラズマ電流は指数函数的に減衰するものと仮定した。

$$I = I_p e^{-t/\tau}$$

但し、 I_p はプラズマ電流で5.3MA、 τ は時定数で20、10および10msec、 t は時刻である。

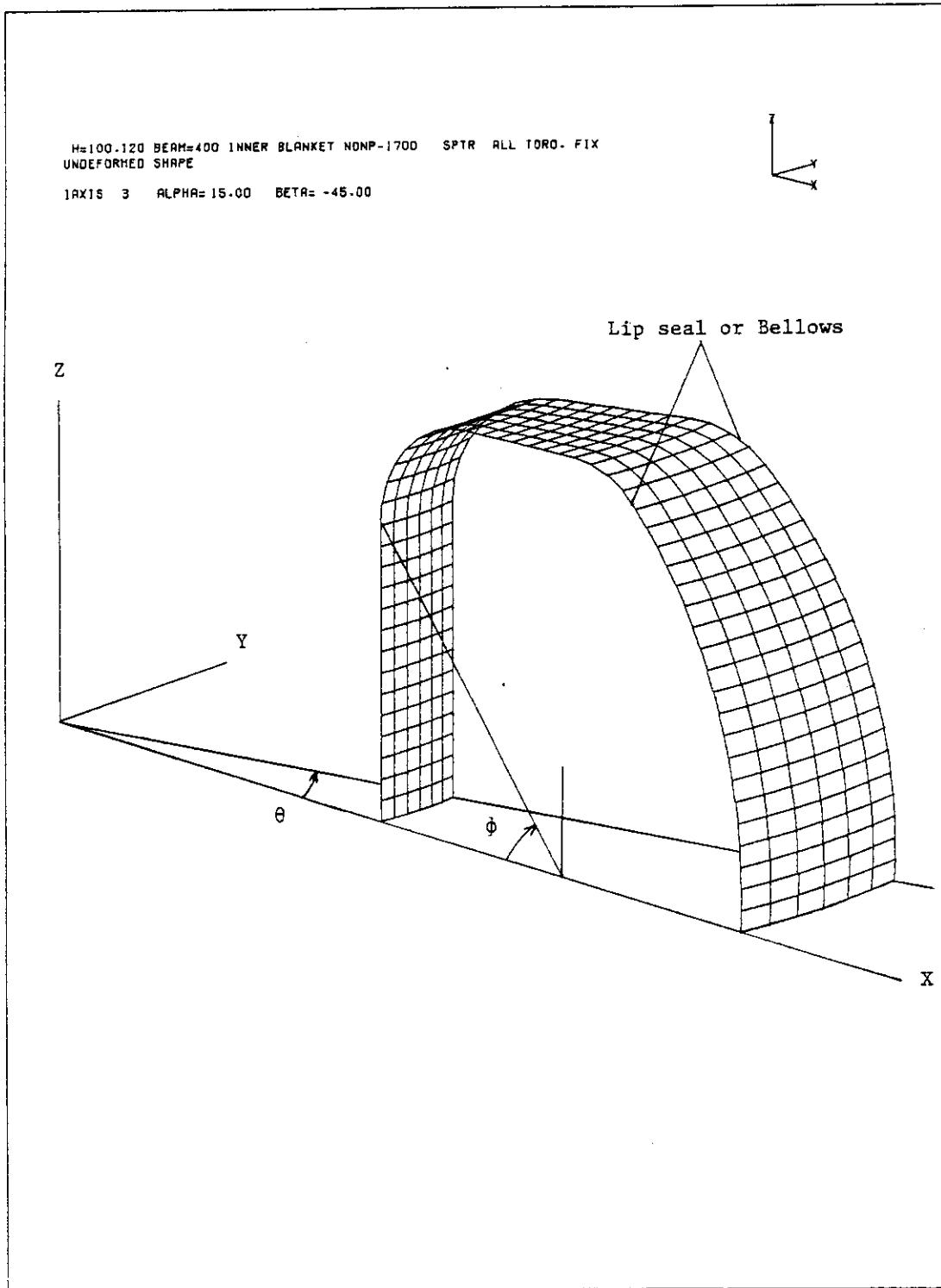


Fig. 3.1 Analytical model for eddy current and electromagnetic force

3.2 固有モード

真空容器のモジュール間がリップシールで接続されているモデルの結果を以下に示す。Fig. 3.2に第1番目から第5番目までの固有モードを示す。リップシール自体の抵抗が小さい為に、図に示した各モードはトロイダル方向に沿った電流モードが支配的であり、その第1番目の時定数は約200 msecである。

Fig. 3.3にモジュール間がベローズで接続されている場合の固有モードを第1番目から第5番目まで示す。リップシールの場合に比べ、ベローズの抵抗が大きく、電流モードはモジュール内でループを作る傾向が現われており、第1番目の時定数は約37 msecである。

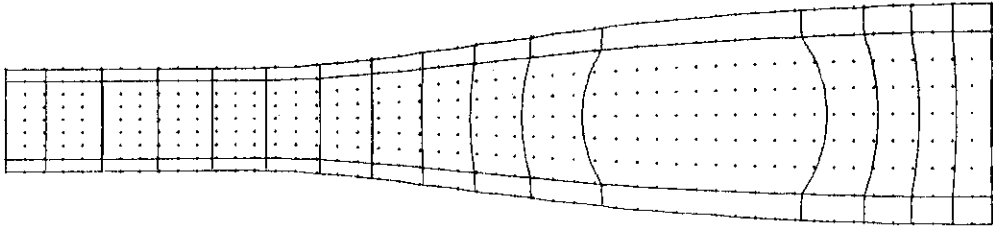
UNITS/CM

Y 0.44

X 0.44

SCALE FACTORS -

EIGEN MODE NO. 2
 EIGENVALUE 6.519502E-02
 Z-FACTOR 10.0** 0
 Z-LEVEL 5.



UNITS/CM

Y 0.44

X 0.44

SCALE FACTORS -

EIGEN MODE NO. 1
 EIGENVALUE 2.005686E-01
 Z-FACTOR 10.0** 0
 Z-LEVEL 10.

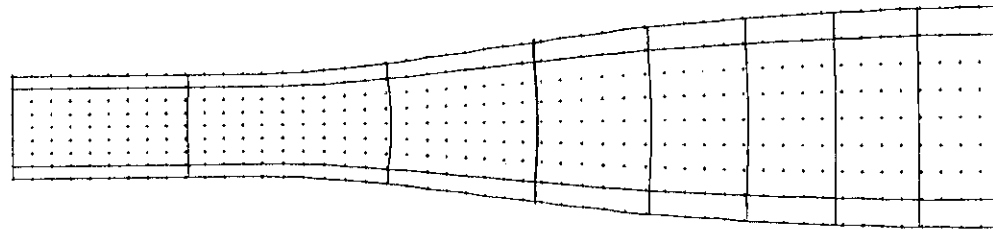


Fig. 3.2 Decay time constant and current distribution of eigen modes
 in case of lip seal between modules

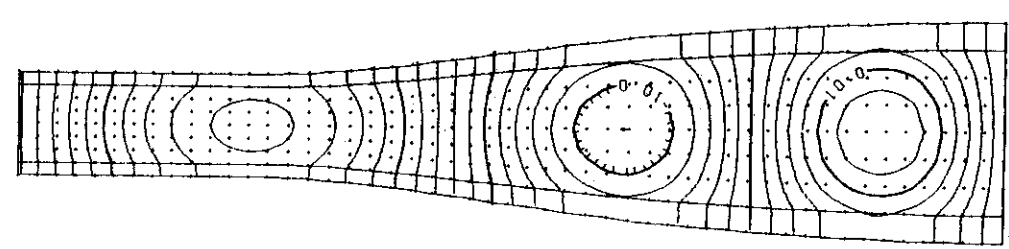
UNITS/CM

Y 0.44

X 0.44

SCALE FACTORS -

EIGEN MODE NO. 4
EIGENVALUE 3.378728E-02
Z-FACTOR 10.0** 0
Z-LEVEL 2.



UNITS/CM

Y 0.44

X 0.44

SCALE FACTORS -

EIGEN MODE NO. 3
EIGENVALUE 4.572651E-02
Z-FACTOR 10.0** 0
Z-LEVEL 5.

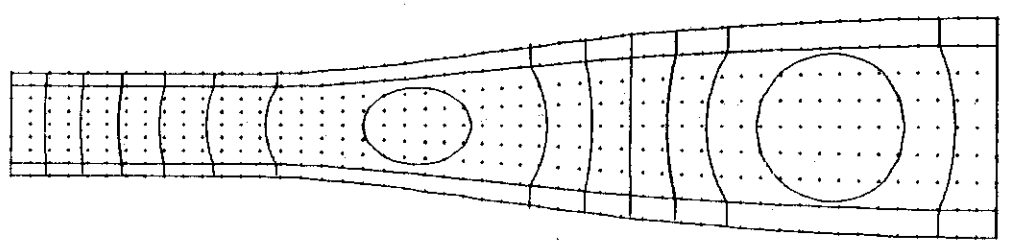


Fig. 3.2 (Cont')

UNITS/CM

Y 0.44

X 0.44

EIGEN MODE NO. 5
EIGENVALUE 2.754963E-02
Z-FACTOR 10.0mm 0
Z-LEVEL 2.

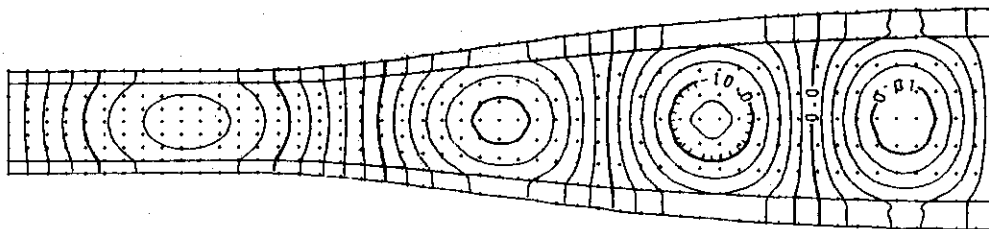


Fig. 3.2 (Cont')

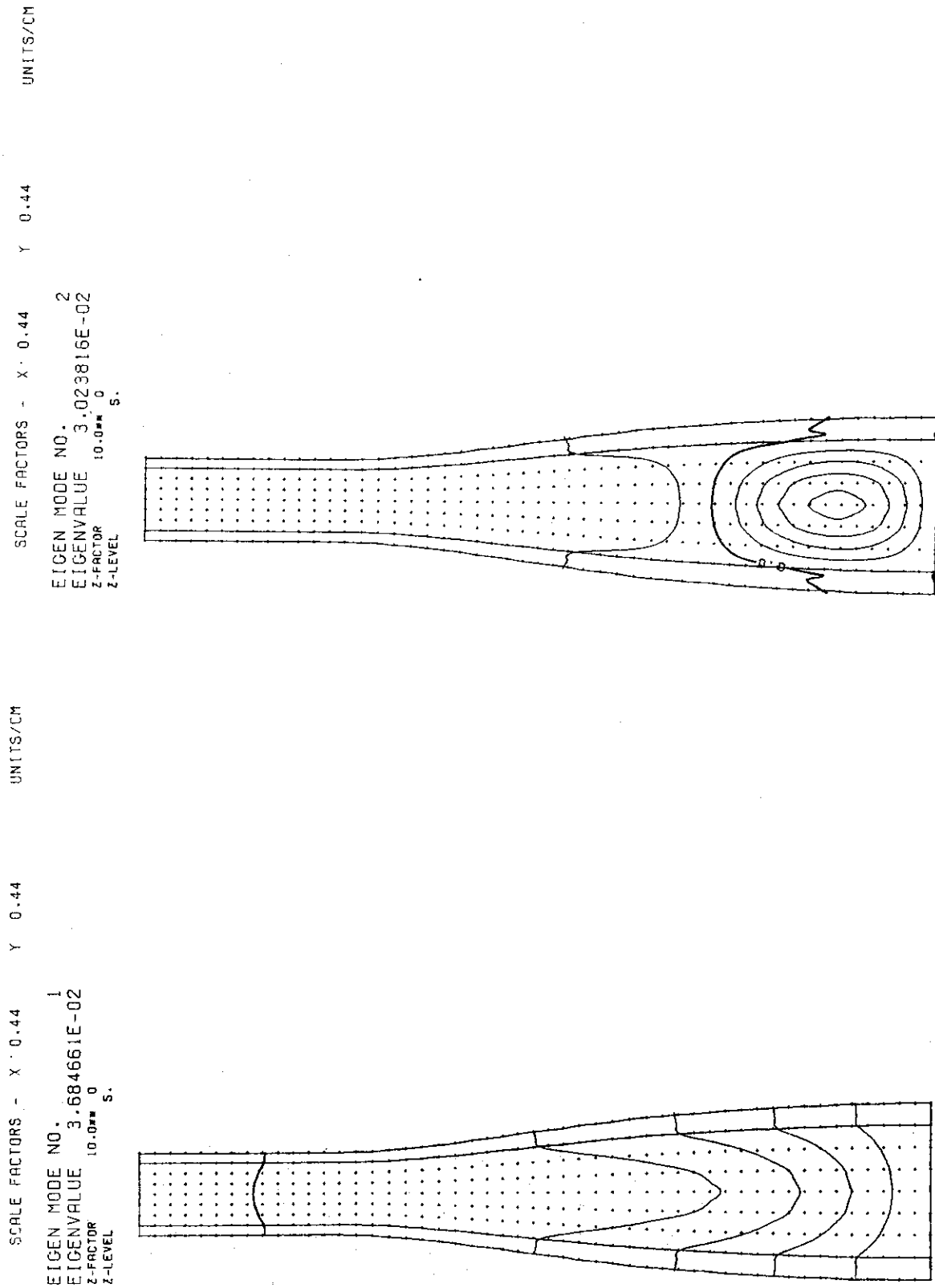


Fig. 3.3 Decay time constant and current distribution of eigen modes
in case of bellows between modules

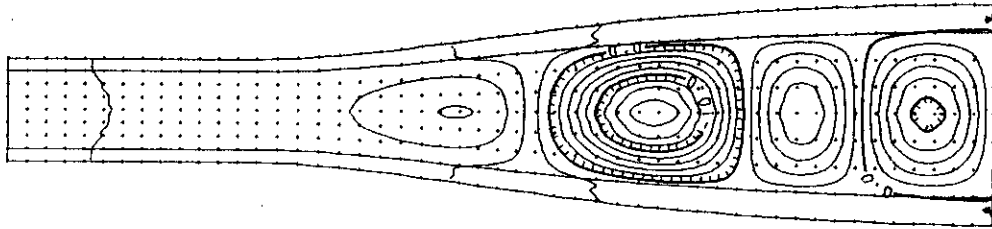
UNITS/CM

Y 0.44

X 0.44

SCALE FACTORS -

EIGEN MODE NO. 4
EIGENVALUE 2.436244E-02
Z-FACTOR 10.0E+0
Z-LEVEL 2.



UNITS/CM

Y 0.44

X 0.44

SCALE FACTORS -

EIGEN MODE NO. 3
EIGENVALUE 2.710370E-02
Z-FACTOR 10.0E+0
Z-LEVEL 2.

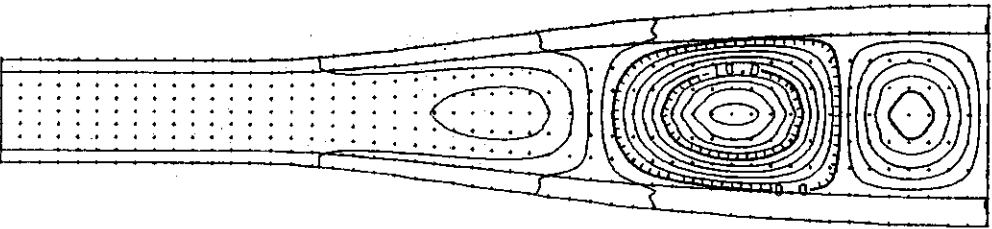


Fig. 3.3 (Cont')

UNITS/CM

Y 0.44

X 0.44

SCALE FACTORS -

EIGEN MODE NO. 5
EIGENVALUE 2.213022E-02
Z-FACTOR 10.0** 0
Z-LEVEL 2.

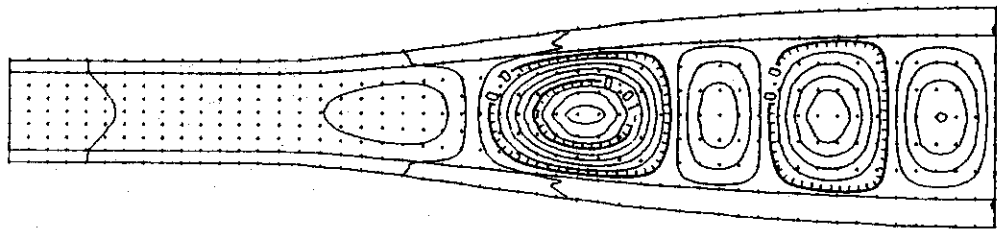


Fig. 3.3 (Cont')

3.3 渦電流分布および電磁力分布

固有モードが求まれば、プラズマ電流を与え各時定数に対応した真空容器に発生する渦電流分布の時間変化が得られる。渦電流と磁場との相互作用によって発生する電磁力としては、トロイダル磁場 \mathbf{B} と真空容器のポロイダル方向に沿って流れる電流 \mathbf{J} によって発生する電磁力 $\mathbf{J} \times \mathbf{B}$ が支配的と思われる。そこで、真空容器に発生する渦電流解析と同時に電磁力の解析も行った。トロイダル磁場はプラズマ中心上で 5 T とし、半径の変化による磁場の変化を考慮し、次に示される式、 $\mathbf{B} = 5(\text{T}) \times 5.3(\text{m}) / R(\text{m})$ (R は半径, 5.3 はプラズマの半径) によって近似した。

Figs. 3.4 および 3.5 に渦電流の電流ポテンシャルの分布を示す。Fig. 3.4 はモジュール間がリップシールで接続されている場合、Fig. 3.5 はベローズで接続されている場合に対応する。両者の場合とも、モジュール間が電氣的に接続の条件となっているので、リップシールあるいはベローズをまたがって電流が流れる傾向が現われている。

(a) リップシール条件

Fig. 3.6 にディスラプションの時定数 τ が 20, 10 および 5 msec の場合に真空容器モジュール端要素に発生した渦電流のポロイダル方向成分の分布を示す。図において、A 点がトーラス内側、F 点がトーラス外側の赤道面上での位置を示す。D 型断面を有するこのような真空容器では、ディスラプション時に発生する渦電流 (ポロイダル方向成分) はトーラス内側に最大値が現われる。第 1 番目の固有値が大きいため (約 200 msec), ディスラプションの時定数を 10 あるいは 5 msec と短くした場合でもその渦電流の最大値には大きな変化は現われなかった。

Fig. 3.7 に時定数 τ が 20 msec の場合にモジュール端要素に発生する渦電流のポロイダル方向成分の時間変化を示す。Fig. 3.2 に示した固有モード (実際の固有モードは 200 以上得られている) から分るように、渦電流のポロイダル方向成分の向きが反転し、さらに固有モードの時定数の差によって、各時刻における渦電流分布にもピークの発生する位置の変化が見られる。ポロイダル成分の最大はトーラス内側で発生し、その電流密度は約 80 kA/m である。Fig. 3.8 にポロイダル方向各点の渦電流の時間変化を示す。各固有モードの時定数の差により、各点における最大値が発生する時刻に差が現われている。

Fig. 3.9 に真空容器のトーラス内側に発生する電磁力の最大値の時間変化を示す。ディスラプションの時定数 τ を 20, 10 および 5 msec の場合を比較して示してある。最大値は同じ位置に発生しているので、Fig. 3.6 に示されているように時定数による電磁力の差はそのまま渦電流の差となって現われている (但し、最大値が発生する時刻は時定数 τ の差に依存し、各々異なっている)。最大値は各々 0.6 MN/m², 0.72 MN/m² および 0.82 MN/m² となっている。

Fig. 3.10 に時定数 τ が 20 msec の場合の電磁力のポロイダル方向の分布を示す。トロイダル磁場はトーラス内側が高く、 $1/R$ で外側に向かって減少しているので、Fig. 3.7 に示した渦電流分布と差はない。Fig. 3.11 にポロイダル各位置 (Fig. 2.9 参照) における電磁力の時間変化を示す。Fig. 3.12 に、ポロイダル方向の各位置で電磁力の変化を示す。図において (a)

は時刻 34 msec における各位置でのトロイダル方向の分布を、(b)(c)および(d)は各位置でのトロイダル方向の電磁力の時間変化を示す。真空容器には鞍型電流⁽⁶⁾が流れるため、モジュールの両端では電流の符号が反転し、電磁力の符号も反転するので、モジュール中心での電磁力は零となっている。これまで示した電磁力は真空容器の赤道面から上半分についての解析結果であるが、下半分については上半分に示した値の符号の電磁力が作用する。つまり、真空容器は下部の支持領域を支点として振り荷重を受ける。真空容器が実際に受ける電磁力の分布(時刻 $t = 34 \text{ msec}$)を Fig. 3.13 に示す。

Figs. 3.14～3.16 には時定数 τ が 10 msec の場合について得られた電磁力を示す。Fig. 3.14 に各時刻のモジュール端における電磁力の時間変化を示す。電磁力の最大はディスラプション後 26 msec にトラス内側において発生し、約 0.72 MN/m^2 である。Fig. 3.15 にポロイダル各位置で電磁力の時間変化を示す。時定数 τ が 20 msec の場合と同様に、固有モードの差により最大値が発生する時刻にも差が現われている。Fig. 3.16 の(a)には時刻 26 msec におけるポロイダル方向各位置の電磁力のトロイダル方向分布を、(b)、(c)および(d)には各位置でのトロイダル方向の時間変化を示す。

Fig. 3.17～3.19 には時定数 τ が 5 msec の場合について得られた電磁力を示す。図に示した内容は前述の時定数が 20 および 10 msec の場合と同様である。電磁力の最大は時刻 20 msec に現われ、約 0.83 MN/m^2 である。

Fig. 3.20～3.22 に時定数 τ が 20, 10 および 5 msec の場合に真空容器の上半分に発生する電磁力の時間変化を示す。図に示されている電磁力(等高線)の分布は真空容器の赤道面より上半分について各時刻に得られたものである。ディスラプション開始後から、真空容器のトラス内側に電磁力の発生が見られ、時間とともに大きく成長していく様子が良く分る。

(b) ベローズ条件

Fig. 3.23 にディスラプションの時定数 τ が 20 msec の場合に真空容器モジュール端要素に発生した渦電流のポロイダル方向成分の分布を示す。真空容器のモジュール間がリップシールで接続されている構造とは異なり、ベローズの抵抗が大きいため、トロイダル方向に流れる電流が少なくなり、図に示されているようにポロイダル方向に流れる電流が大きくなっている。さらに、各時刻における電流分布も多少差が見られ、ベローズ条件で得られた固有モード(Fig. 3.3)の影響が大きく現われている。Fig. 3.24 にポロイダル方向各位置における渦電流の時間変化を示す。渦電流の最大はトラス内側で発生し、その電流密度は約 0.23 MA/m である。各位置での最大値が発生する時刻はリップシール条件と同様に異なっている。

リップシール条件で求めた場合と同様に、軸上トロイダル磁場を 5 T とした時に真空容器に発生する電磁力を Fig. 3.25～3.28 に示す。Fig. 3.25 にはモジュール端要素に発生する電磁力のポロイダル方向の時間変化を示す。前述のように発生する渦電流のポロイダル方向成分が大きいため、当然電磁力も大きく、20 msec で最大 1.7 MN/m^2 の電磁力がトラス内側において発生している。Fig. 3.26 にはポロイダル方向各位置での電磁力の時間変化を、Fig. 3.27 には同位置でのトロイダル方向の分布を示す。さらに、Fig. 3.28 には真空容器の赤道面より上半分についての電磁力の等高線を示す。リップシール条件に比べ、多少モードの差(トラス外側のコーナー部に発生する電磁力)が現われている。

SCALE FACTORS - X 0.44 Y 0.44 UNITS/CM

TIME STEP NO. 20
 TIME 1.999997E-02
 Z-FACTOR 10.0** 3
 Z-LEVEL 200.

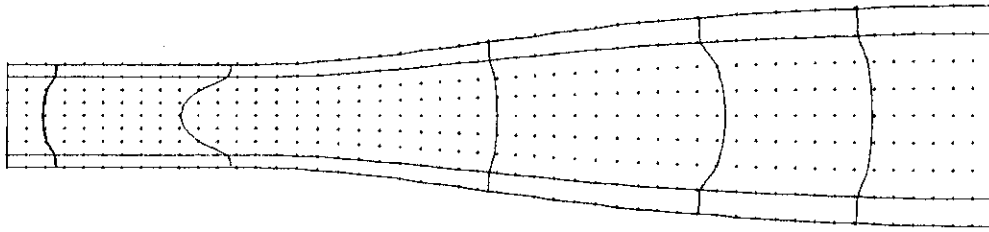


Fig. 3.5 Time variation of eddy current distribution at plasma disruption (bellows,time constant=20 msec)

SCALE FACTORS - X 0.44 Y 0.44 UNITS/CM

TIME STEP NO. 17
 TIME 3.399995E-02
 Z-FACTOR 10.0** 3
 Z-LEVEL 200.

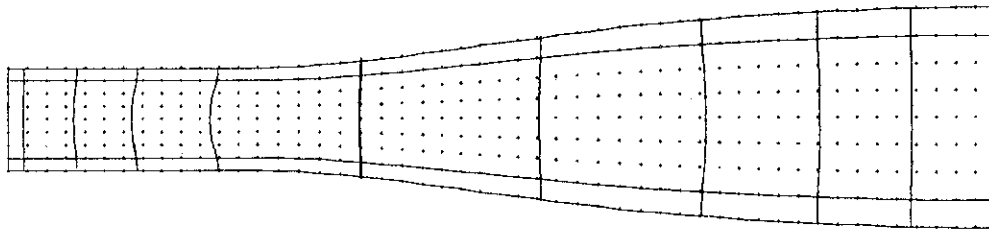


Fig. 3.4 Time variation of eddy current distribution at plasma disruption (lip seal,time constant=20 msec)

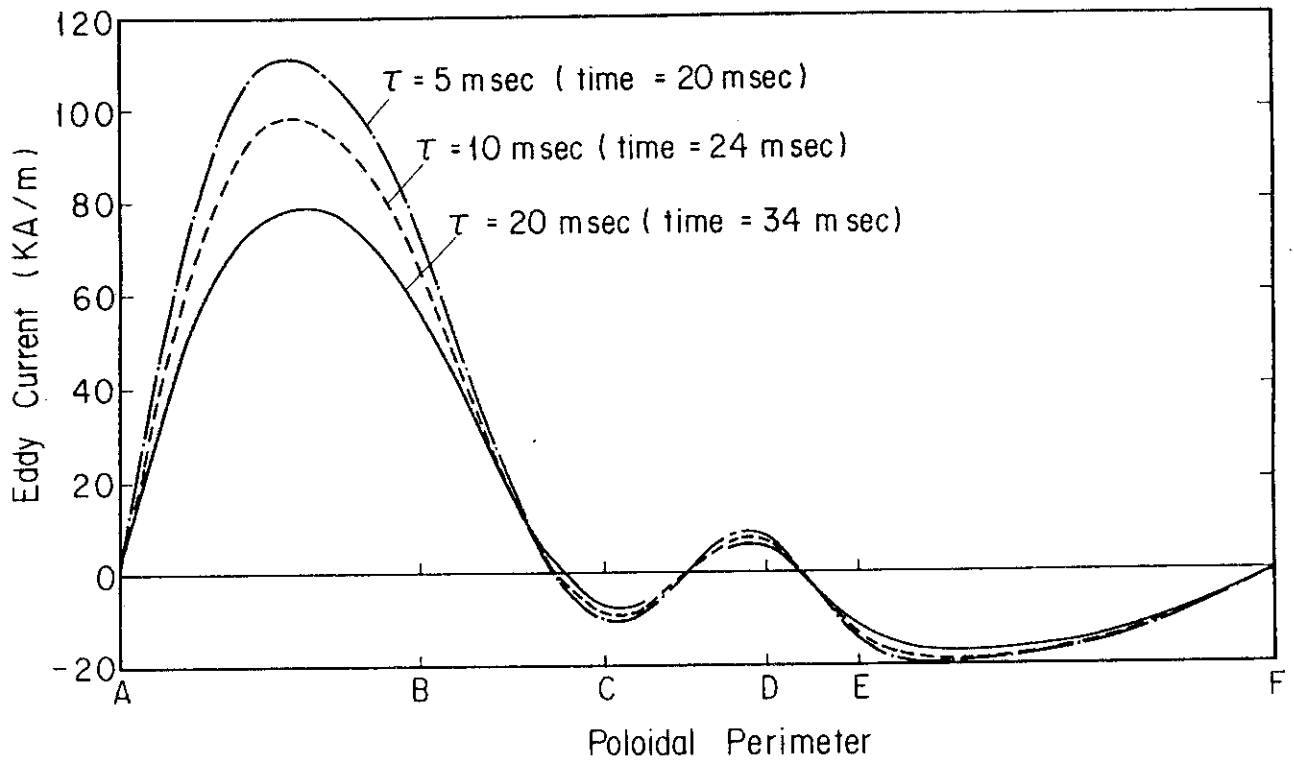


Fig. 3.6 Distribution of eddy current through poloidal perimeter at toroidal end (lip seal, time constant = 20, 10, 5 msec)

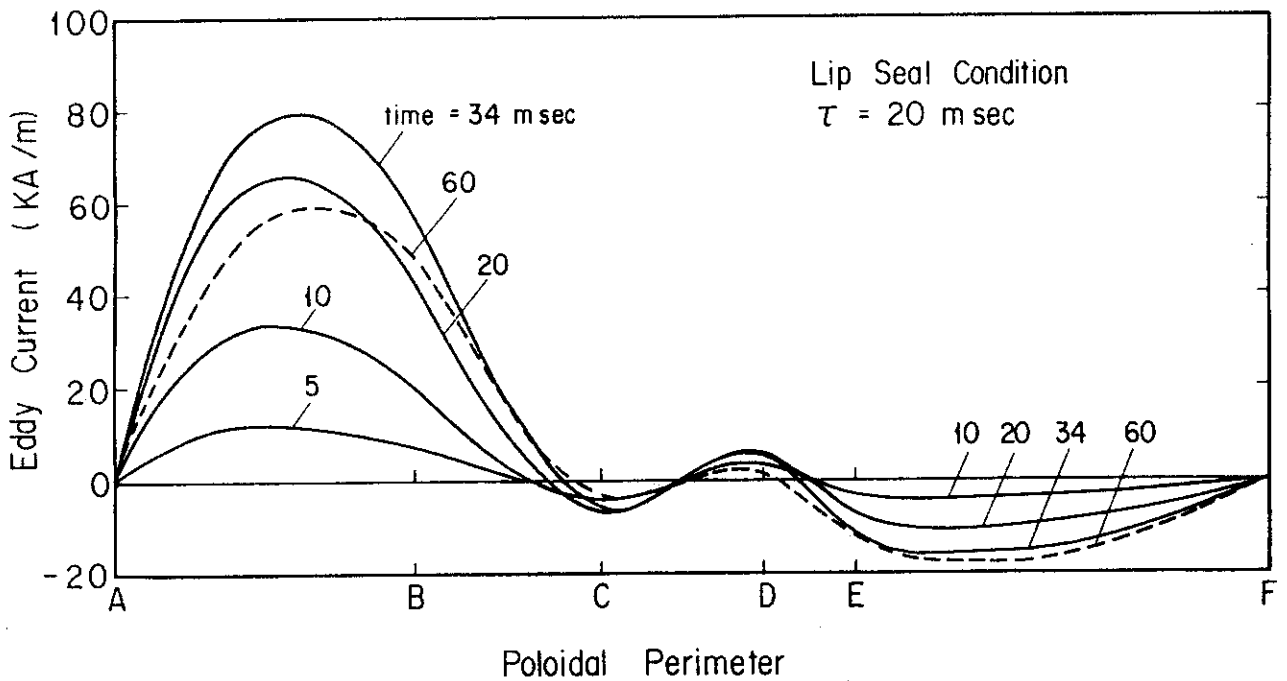


Fig. 3.7 Time variation of eddy current distribution through poloidal perimeter at toroidal end (lip seal, time constant = 20 msec)

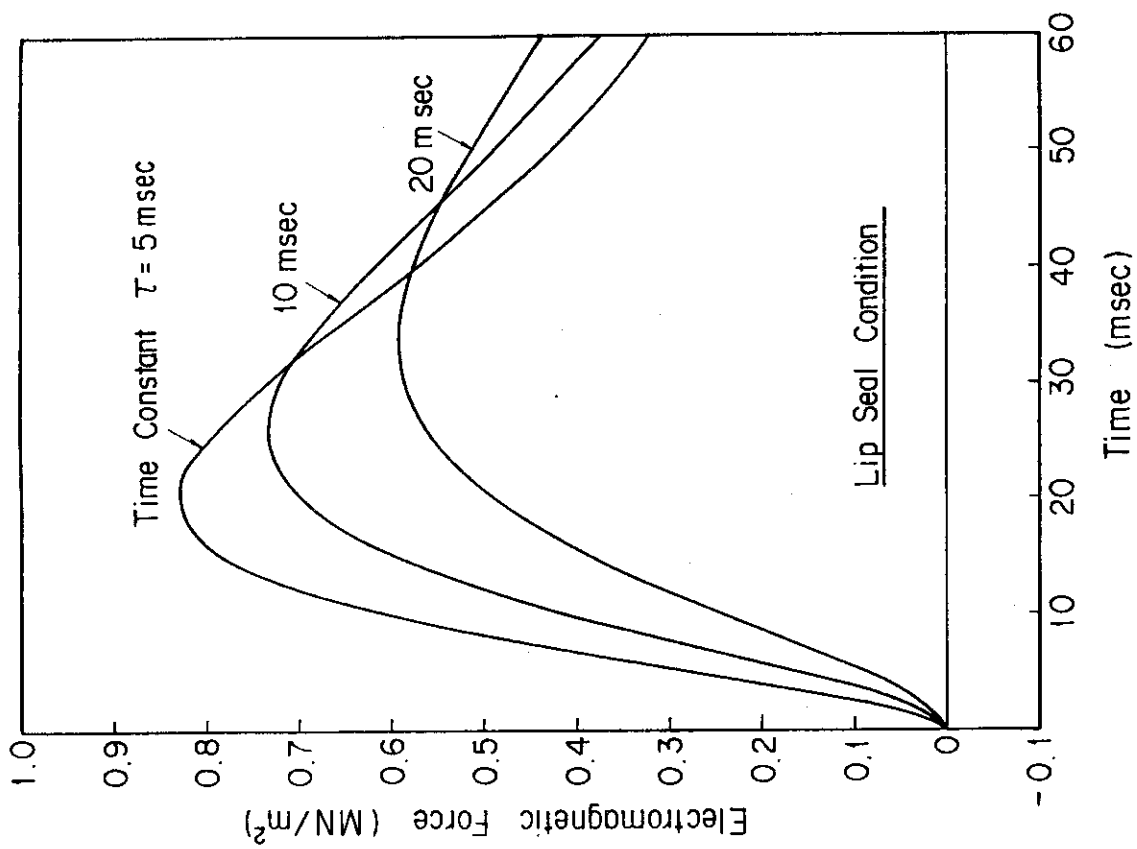


Fig. 3.9 Time variation of electromagnetic force at point No. 8 of inboard region (lip seal, time constant 20, 10 and 5 msec)

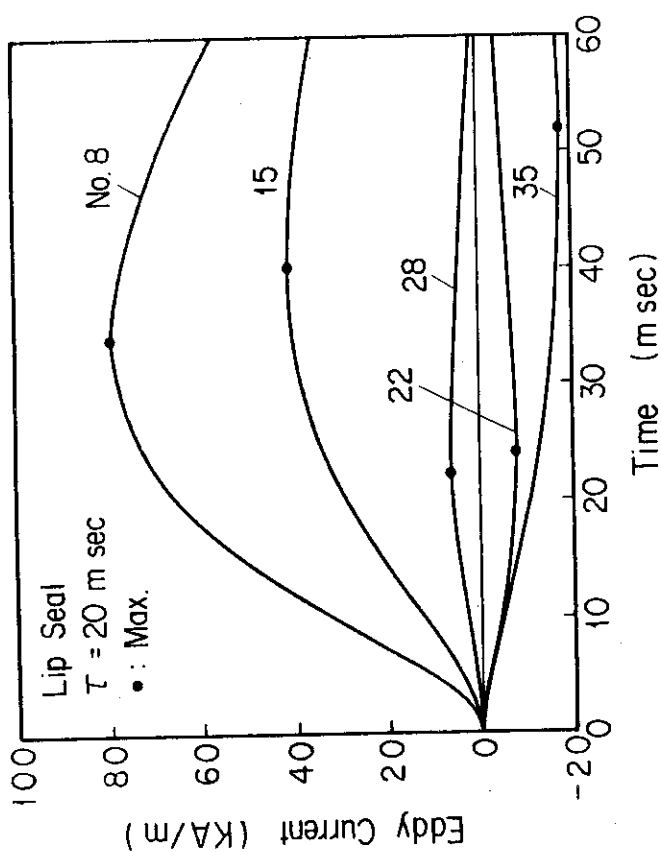


Fig. 3.8 Time variation of eddy current at several poloidal points (lip seal, time constant = 20 msec)

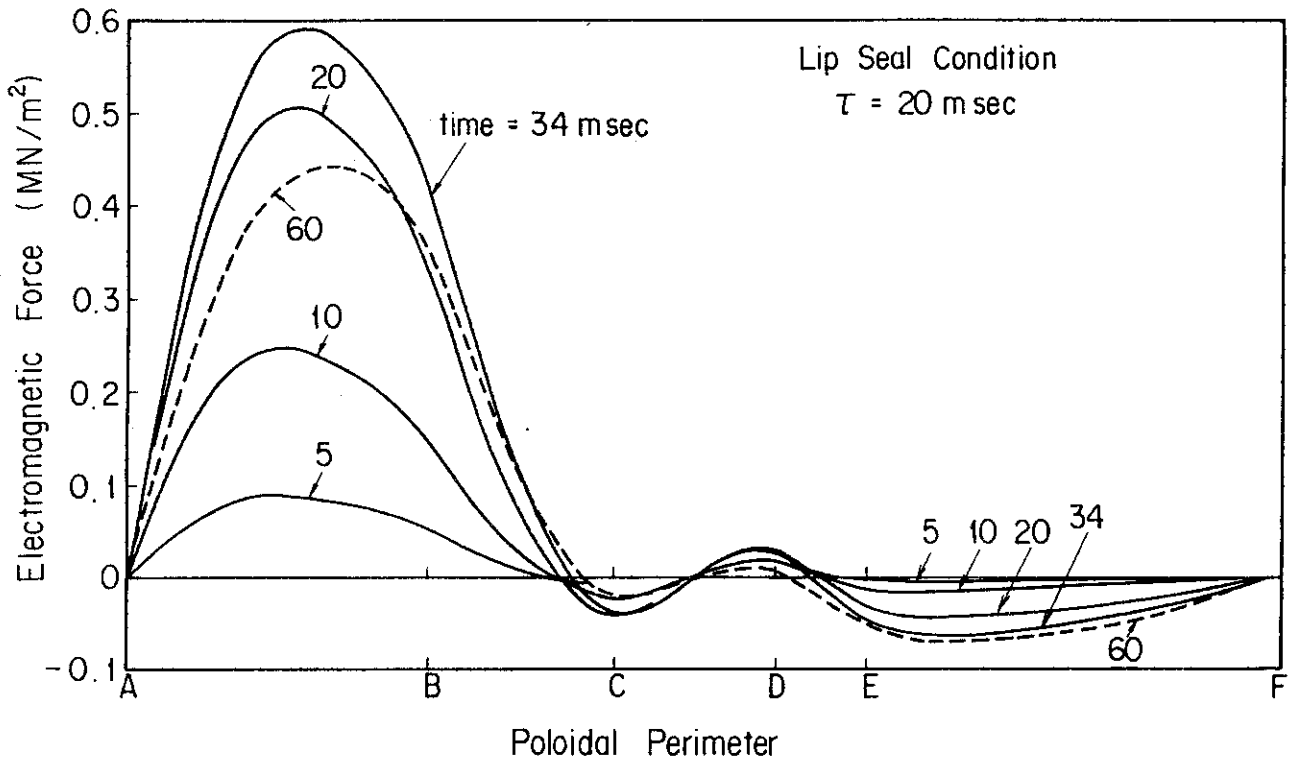


Fig. 3.10 Time variation of electromagnetic force distribution through poloidal perimeter at toroidal end (lip seal, time constant = 20 msec)

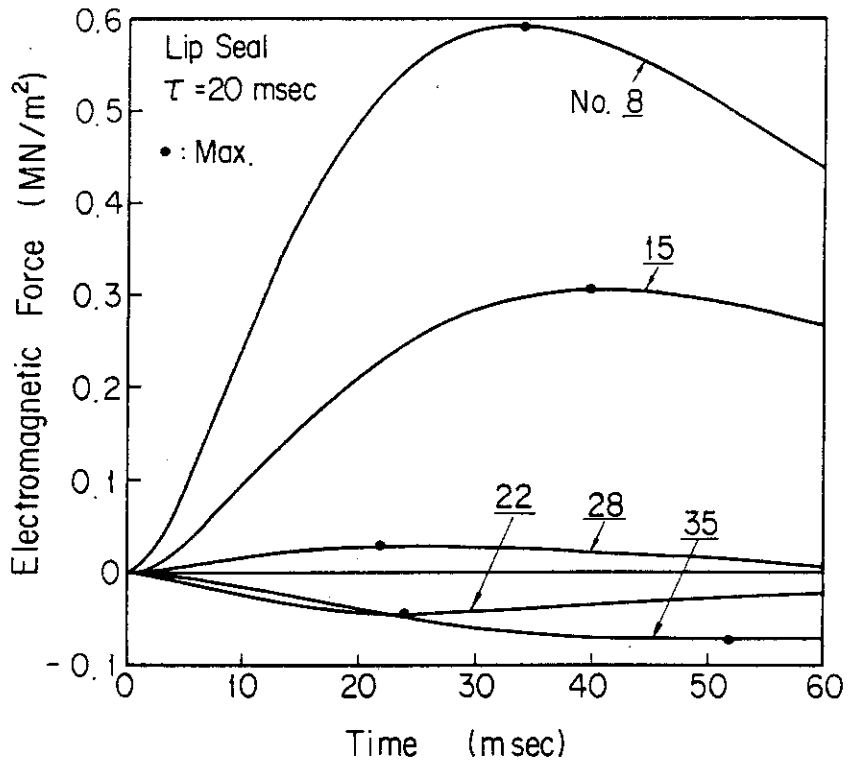


Fig. 3.11 Time variation of electromagnetic force on several poloidal points at toroidal end (lip seal, time constant = 20 msec)

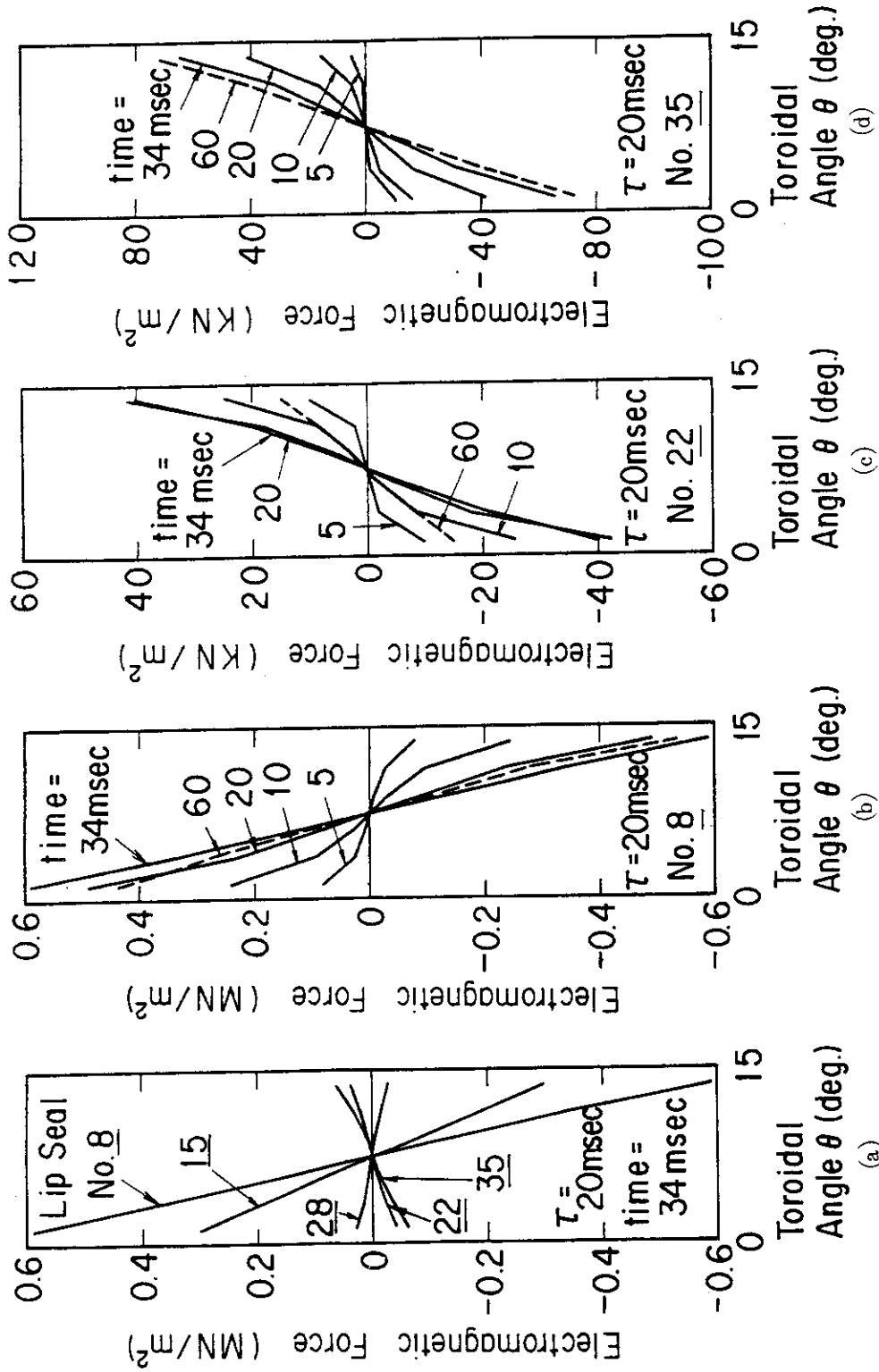


Fig. 3.12 Time variation of electromagnetic force distribution in toroidal direction on several poloidal points (lip seal, time constant = 20 msec)

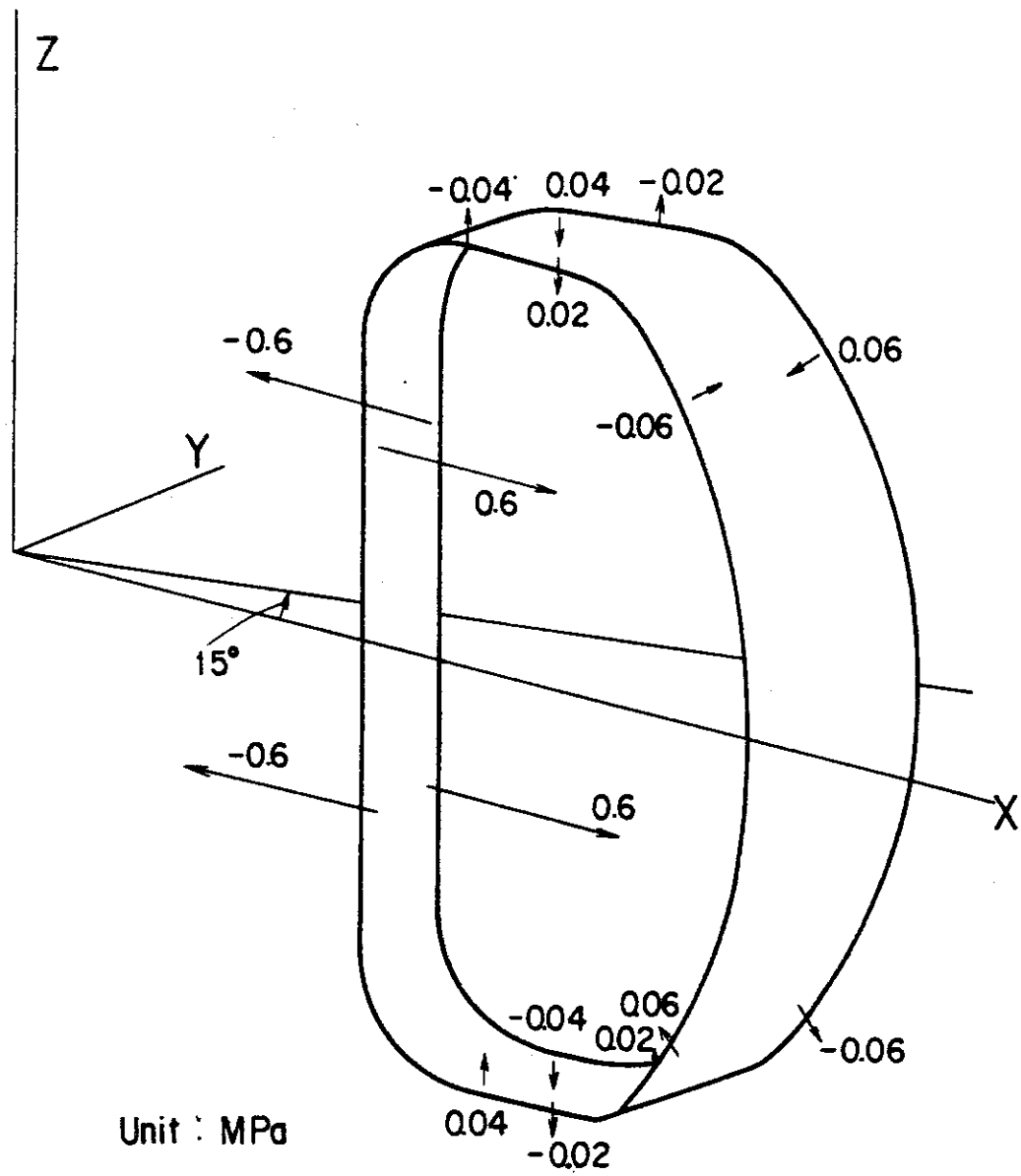


Fig. 3.13 Spatial distribution of electromagnetic force on vacuum vessel at plasma disruption (lip seal, time constant = 20 msec)

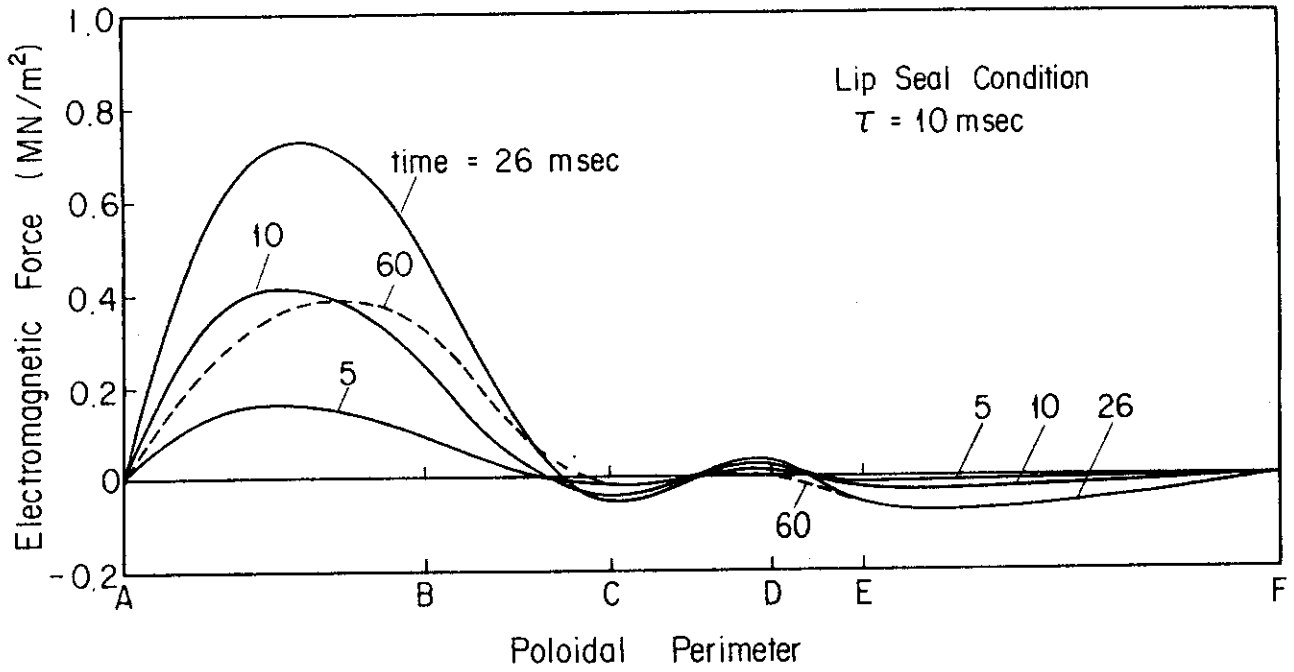


Fig. 3.14 Time variation of electromagnetic force distribution through poloidal perimeter at toroidal end (lip seal, time constant = 10 msec)

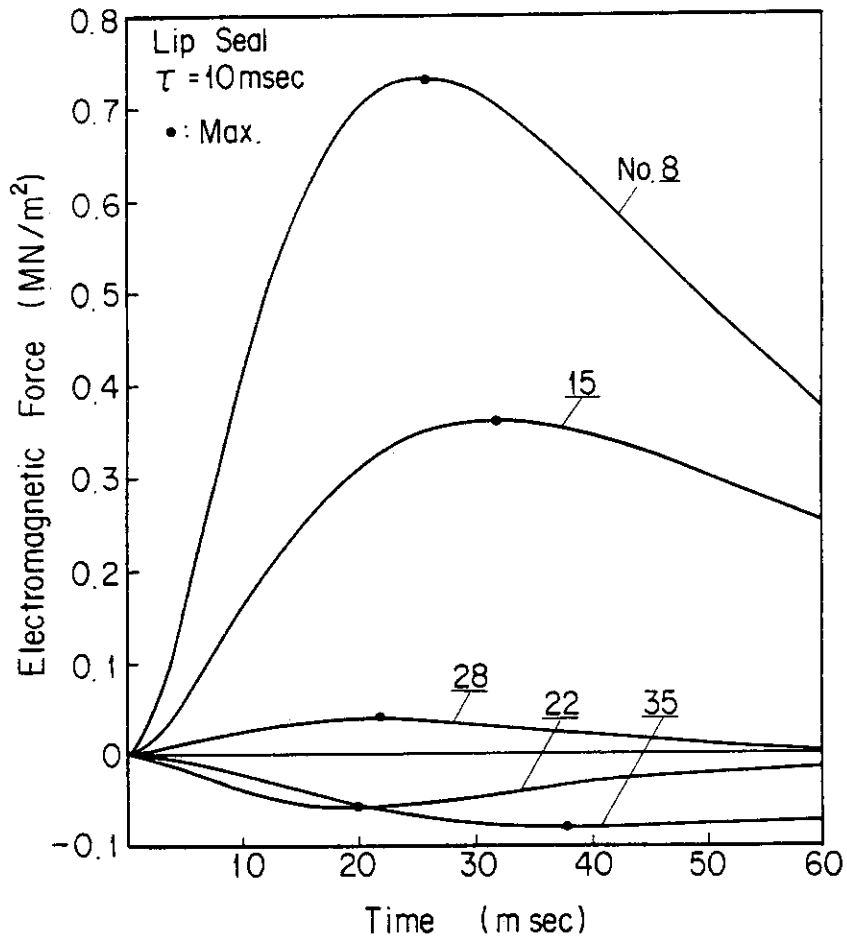


Fig. 3.15 Time variation of electromagnetic force on several poloidal points at toroidal end (lip seal, time constant = 10 msec)

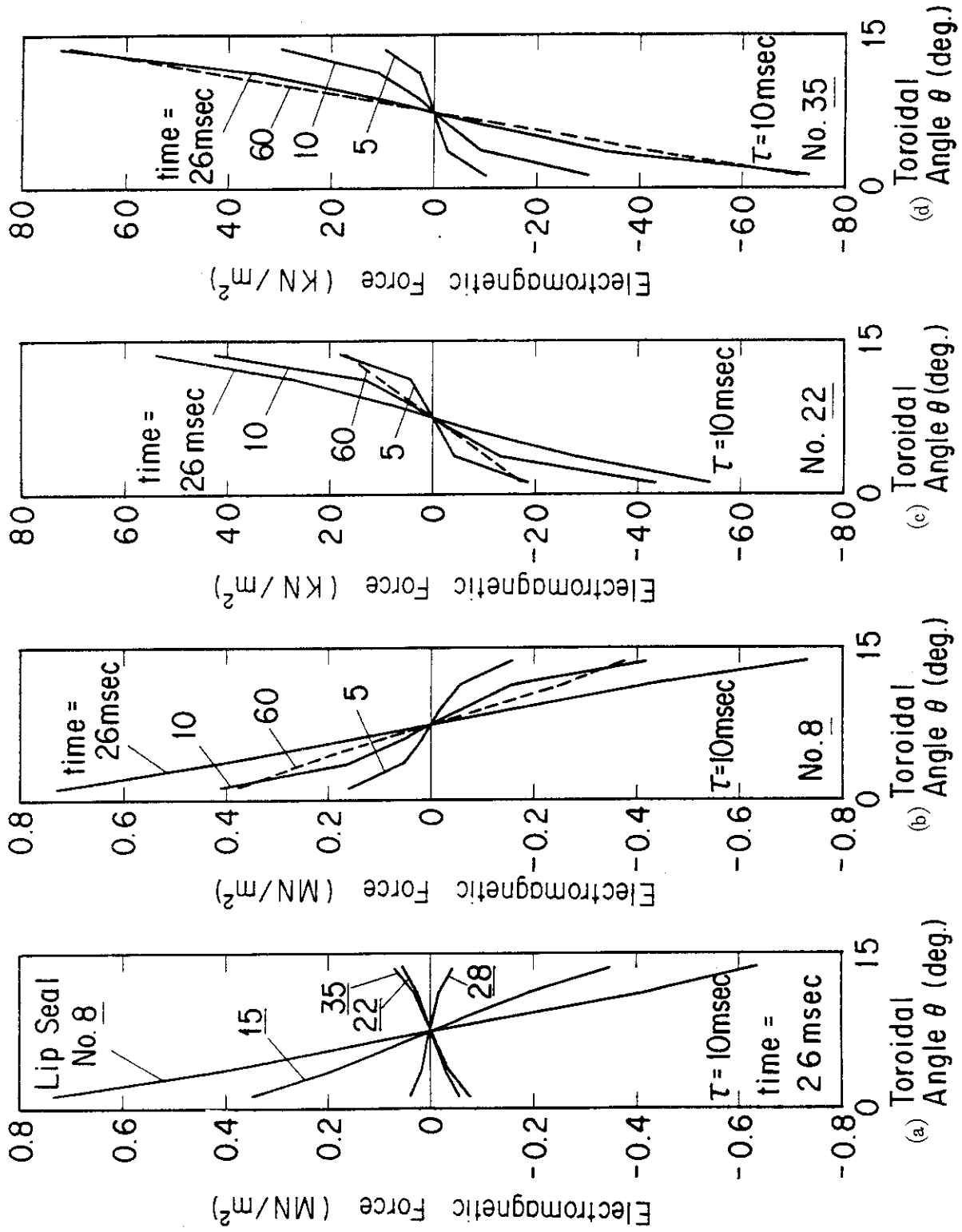


Fig. 3.16 Time variation of electromagnetic force distribution in toroidal direction on several poloidal points (lip seal, time constant = 10 msec)

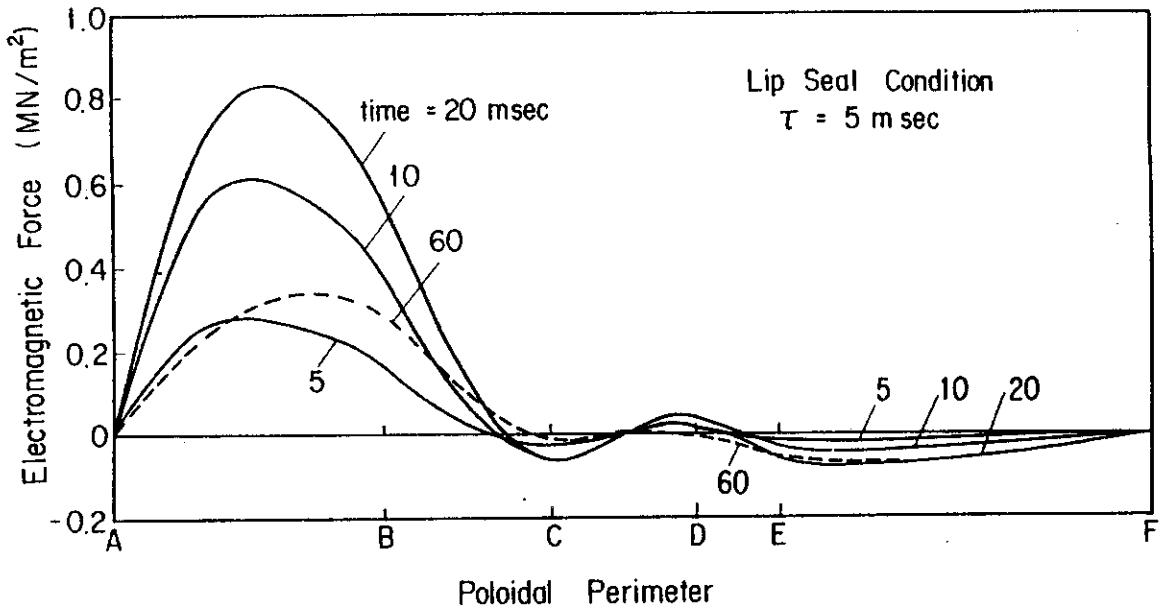


Fig. 3.17 Time variation of electromagnetic force distribution through poloidal perimeter at toroidal end (lip seal, time constant = 5 msec)

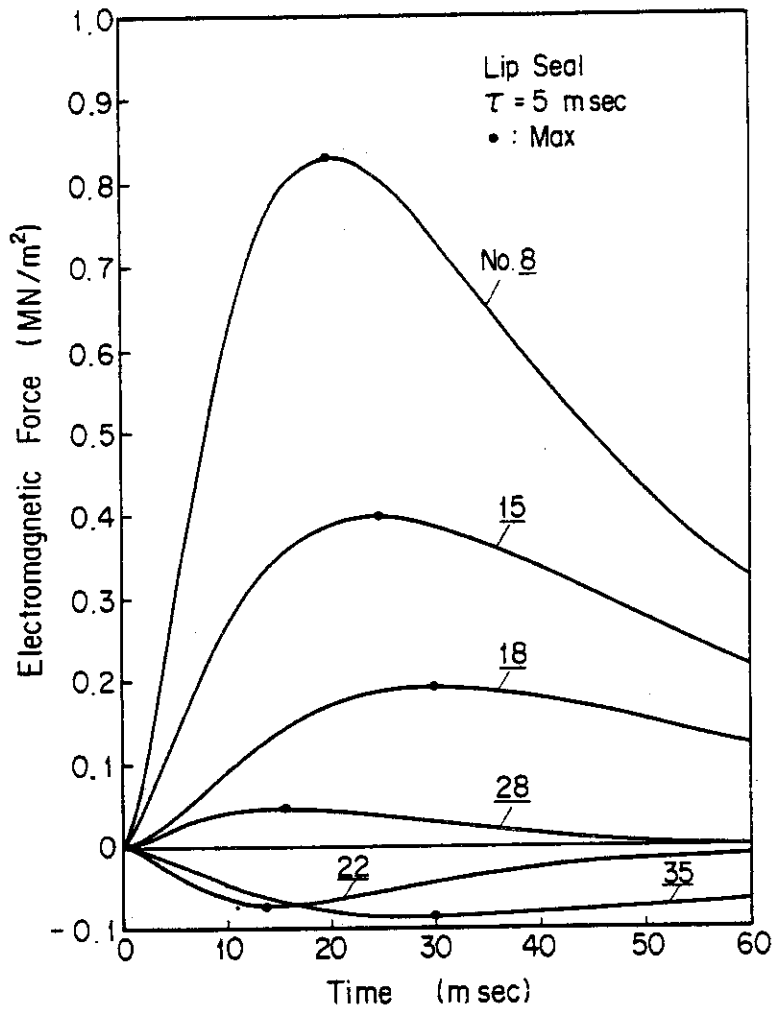


Fig. 3.18 Time variation of electromagnetic force on several poloidal points at toroidal end (lip seal, time constant = 5 msec)

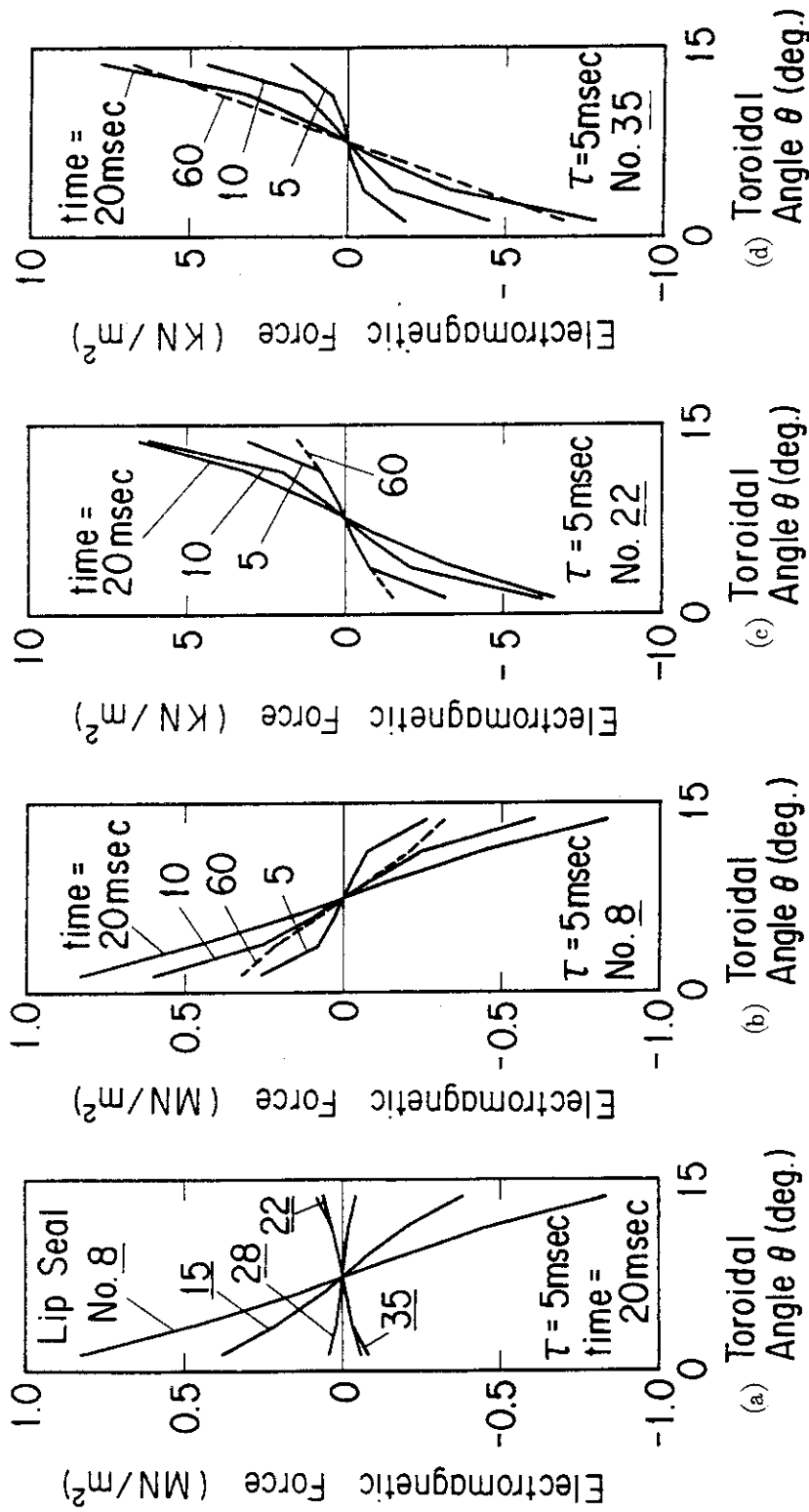


Fig. 3.19 Time variation of electromagnetic force distribution in toroidal direction on several poloidal points (lip seal, time constant = 5 msec)

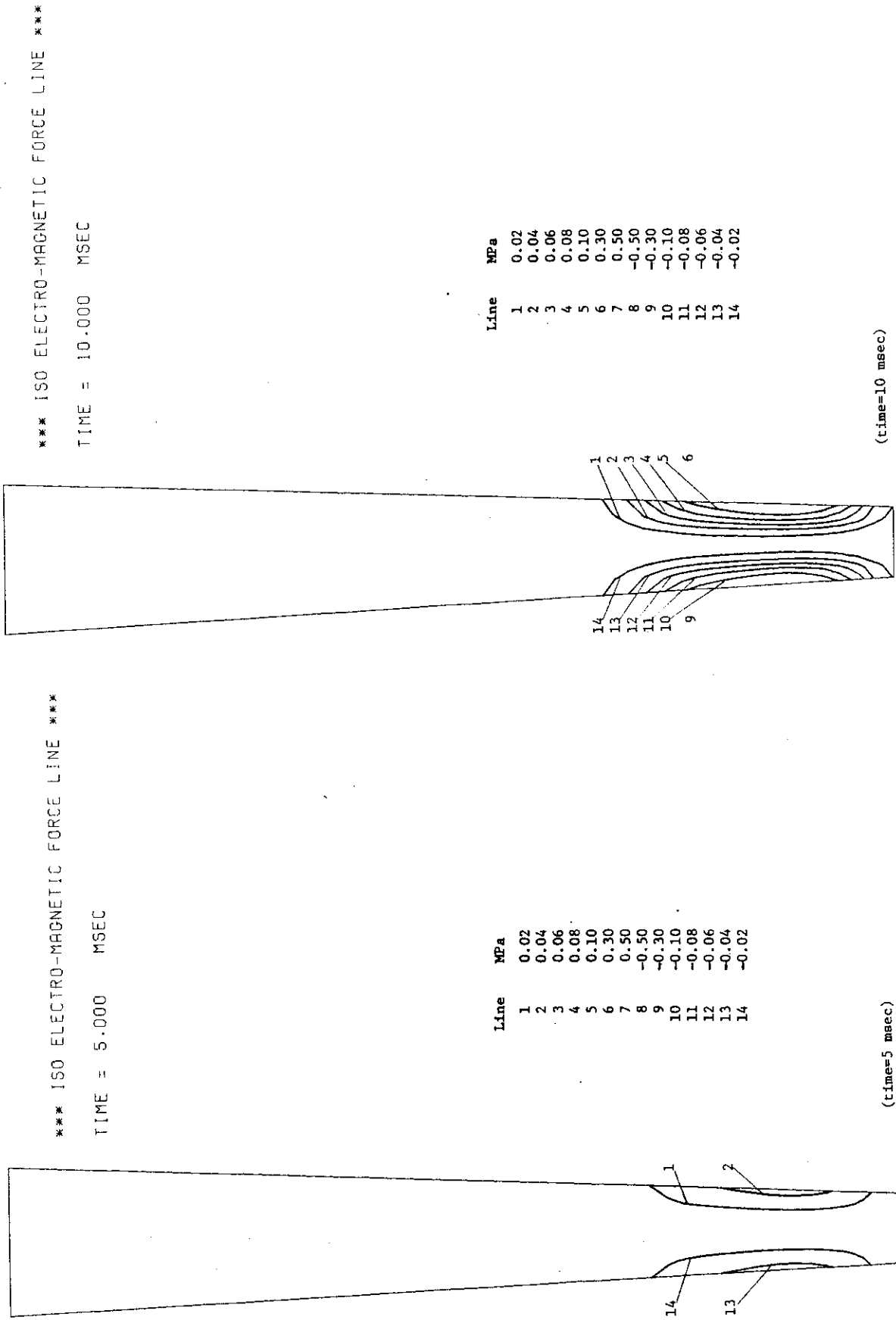


Fig. 3 20 Time variation of electromagnetic force distribution at
disruption (lip seal, time constant = 20 msec)

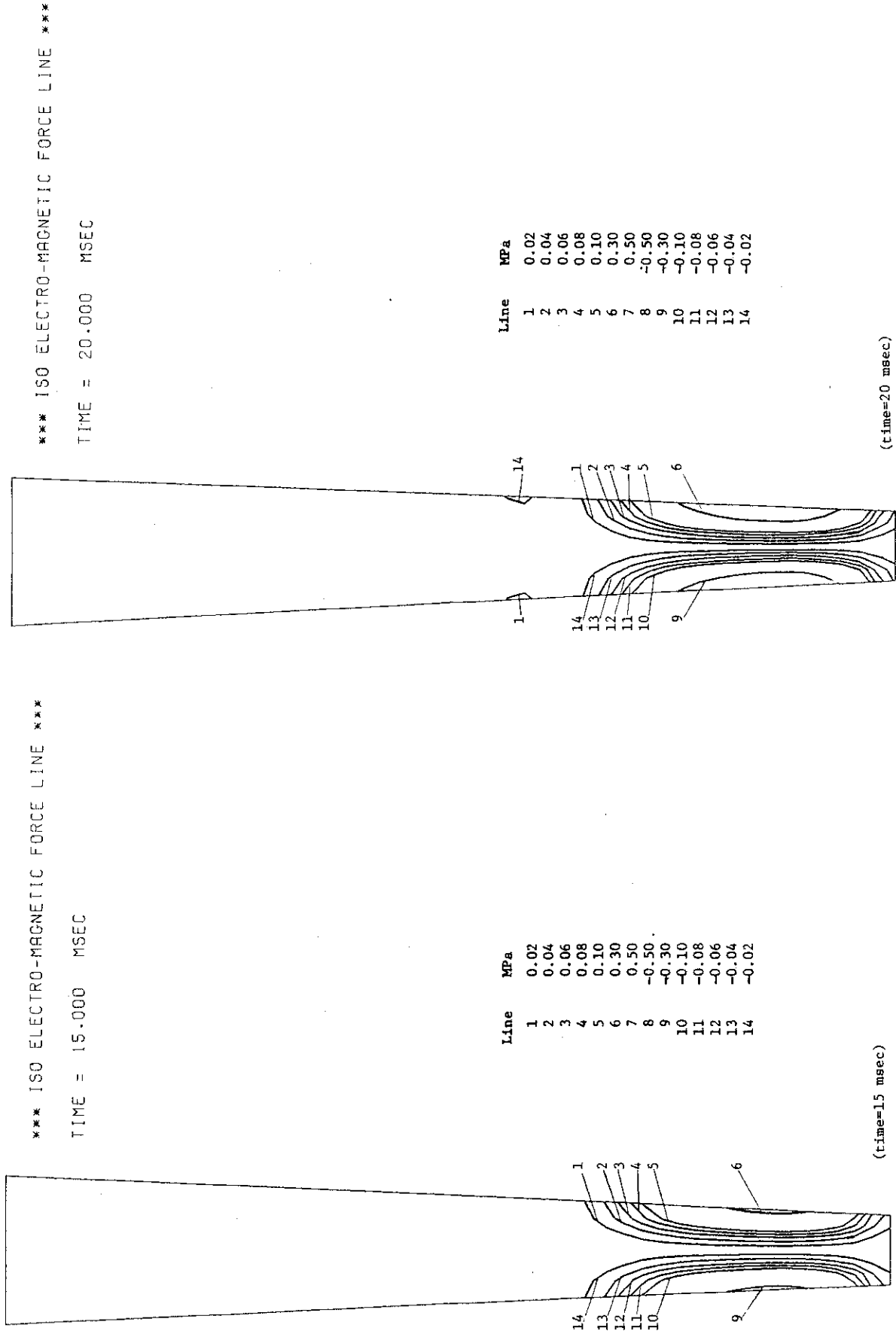


Fig. 3.20 (Cont')

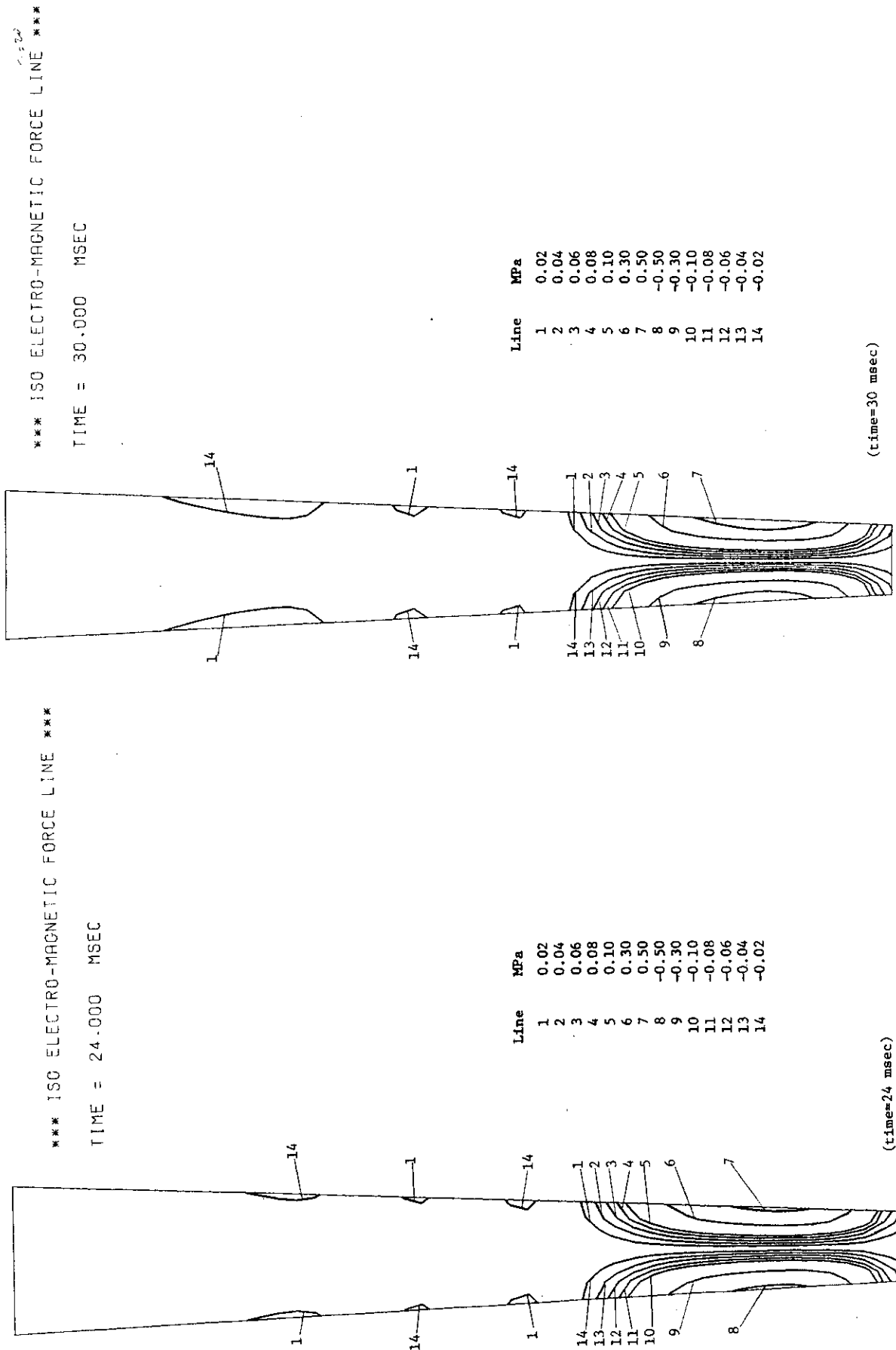


Fig. 3.20 (Cont')

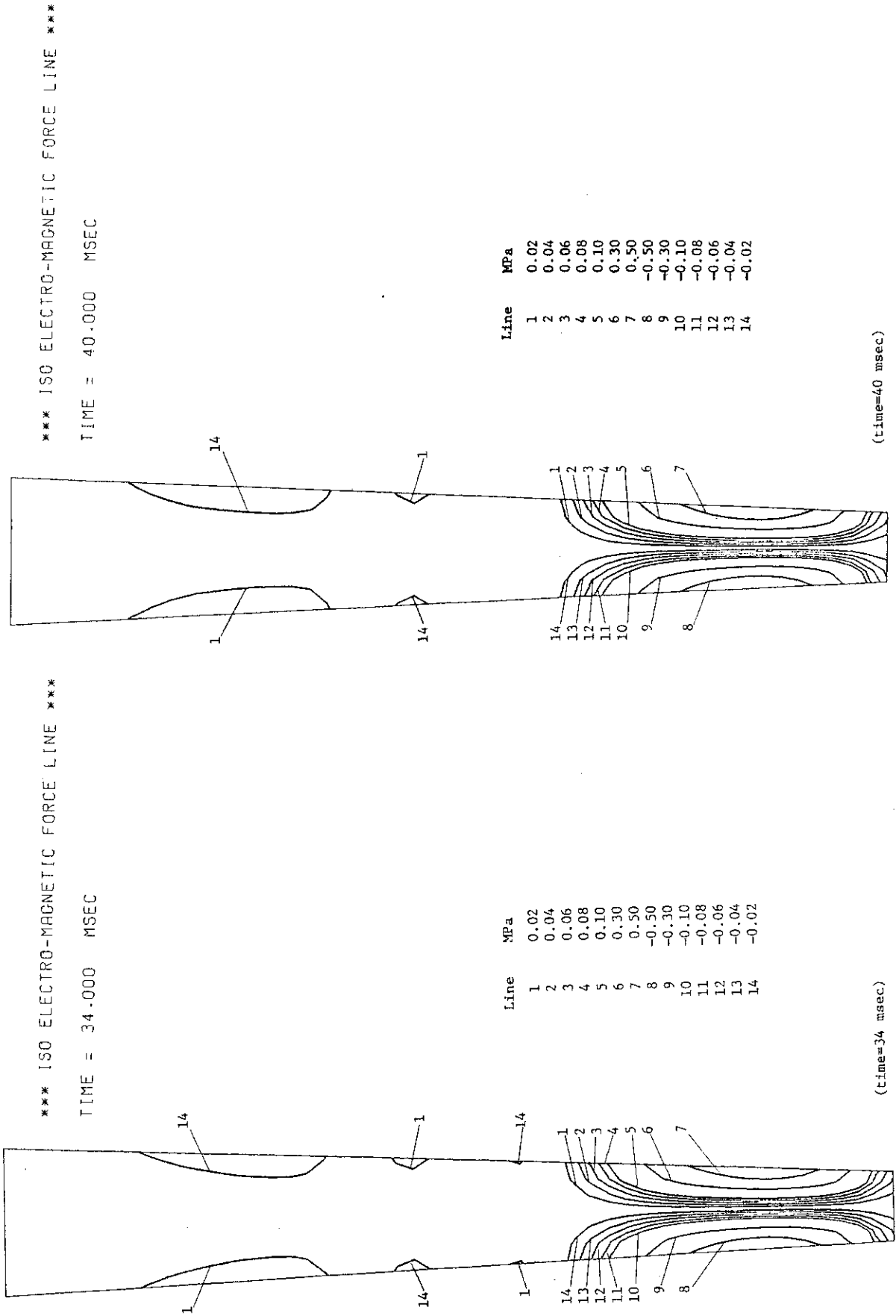


Fig. 3.20 (Cont')

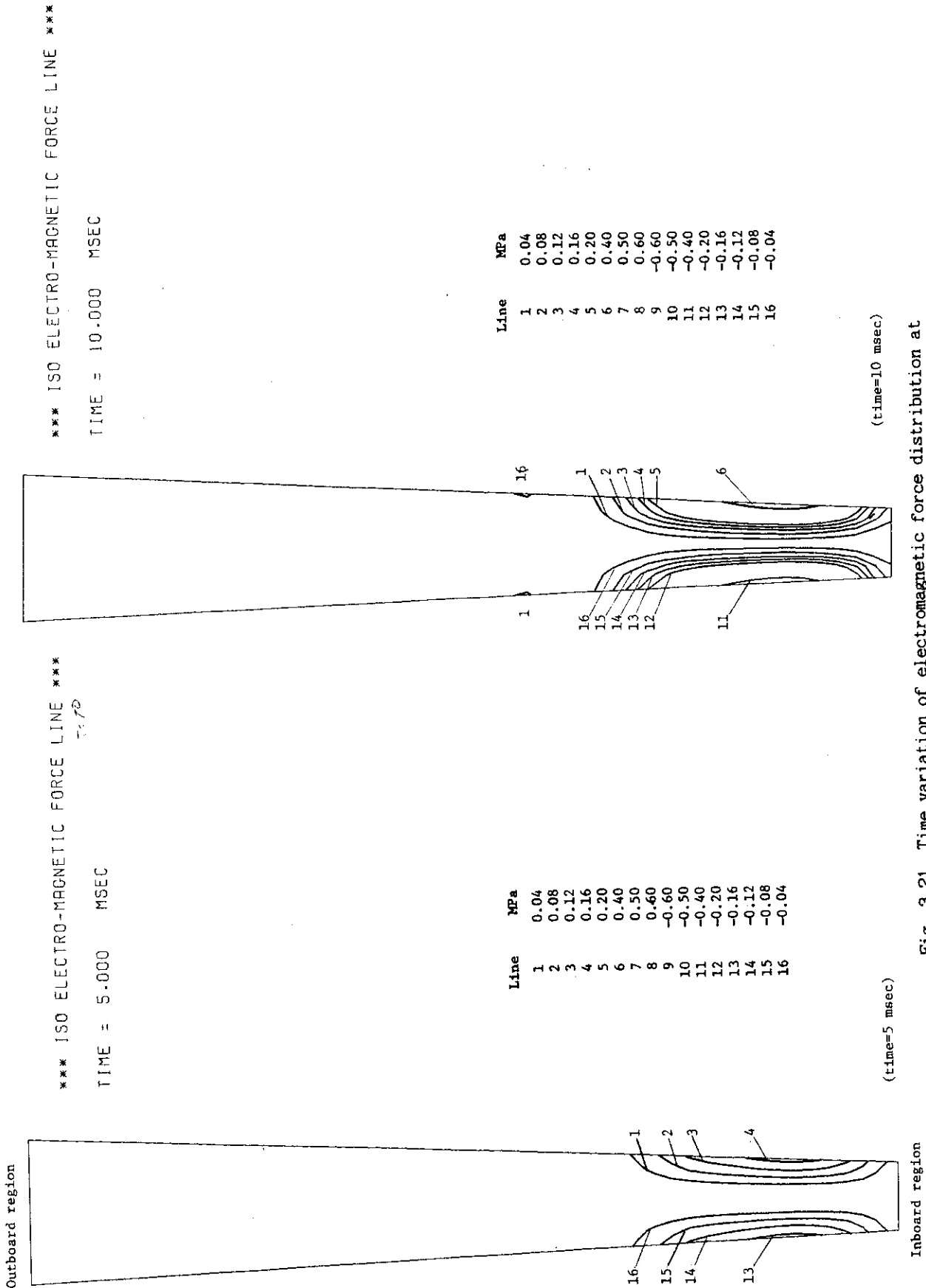


Fig. 3.21 Time variation of electromagnetic force distribution at lip seal, time constant = 10 msec

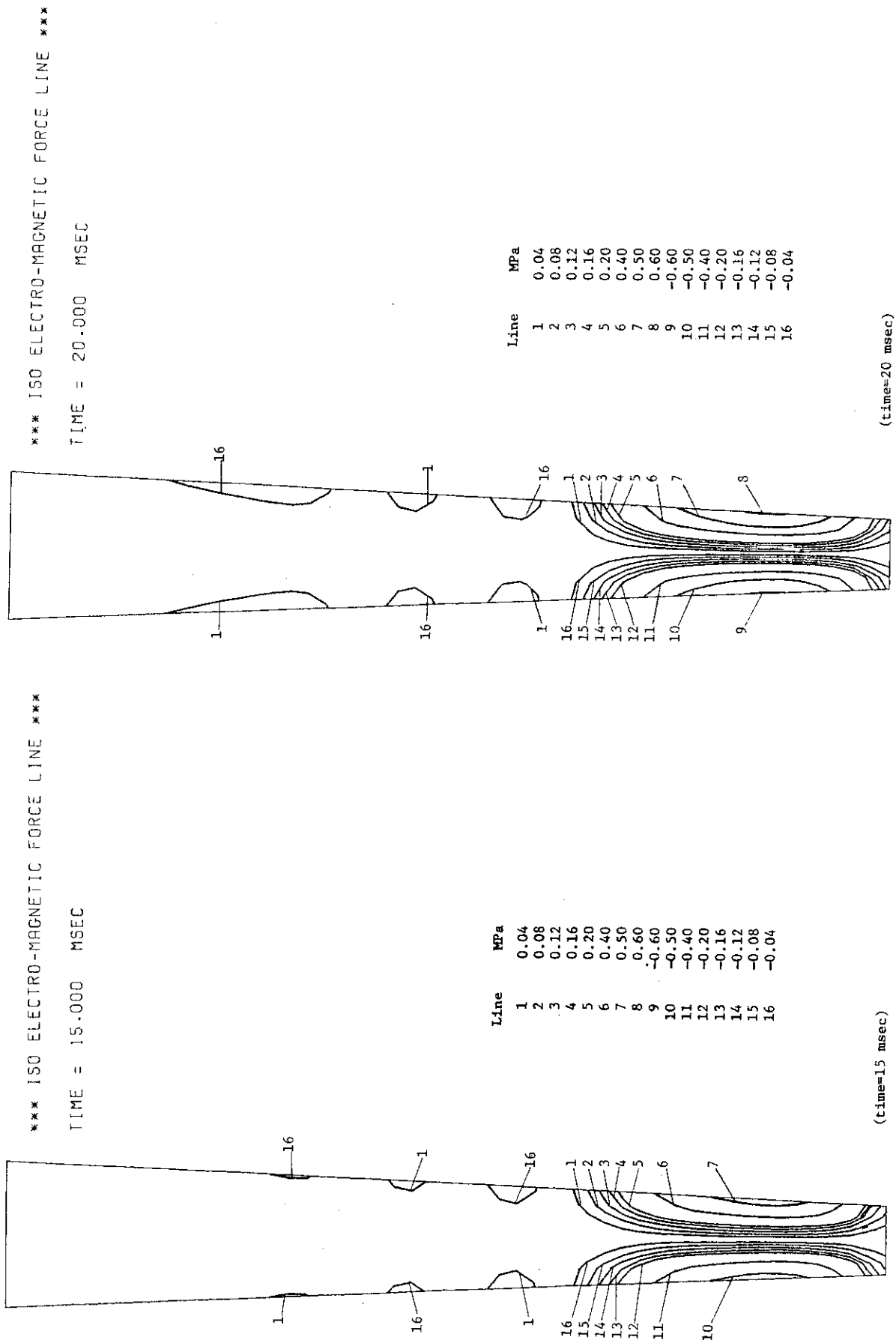


Fig. 3.21 (Cont')

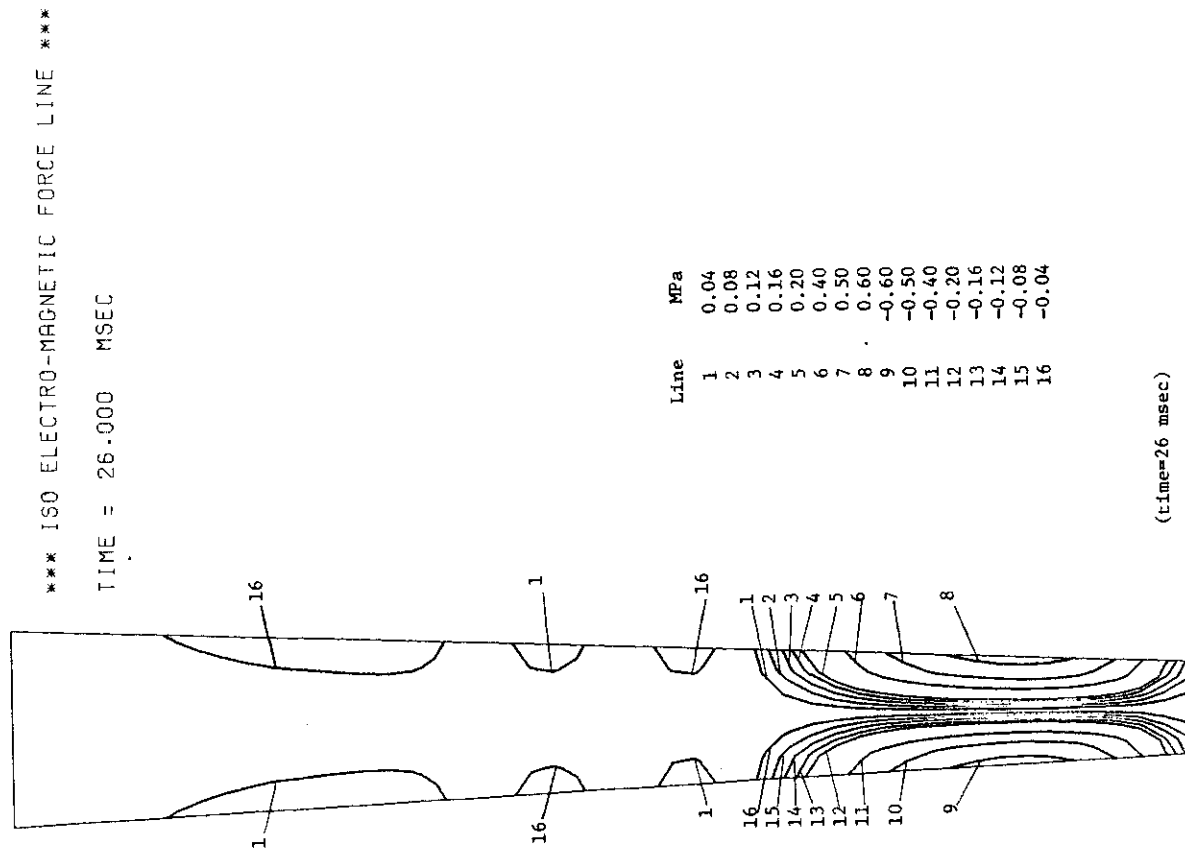
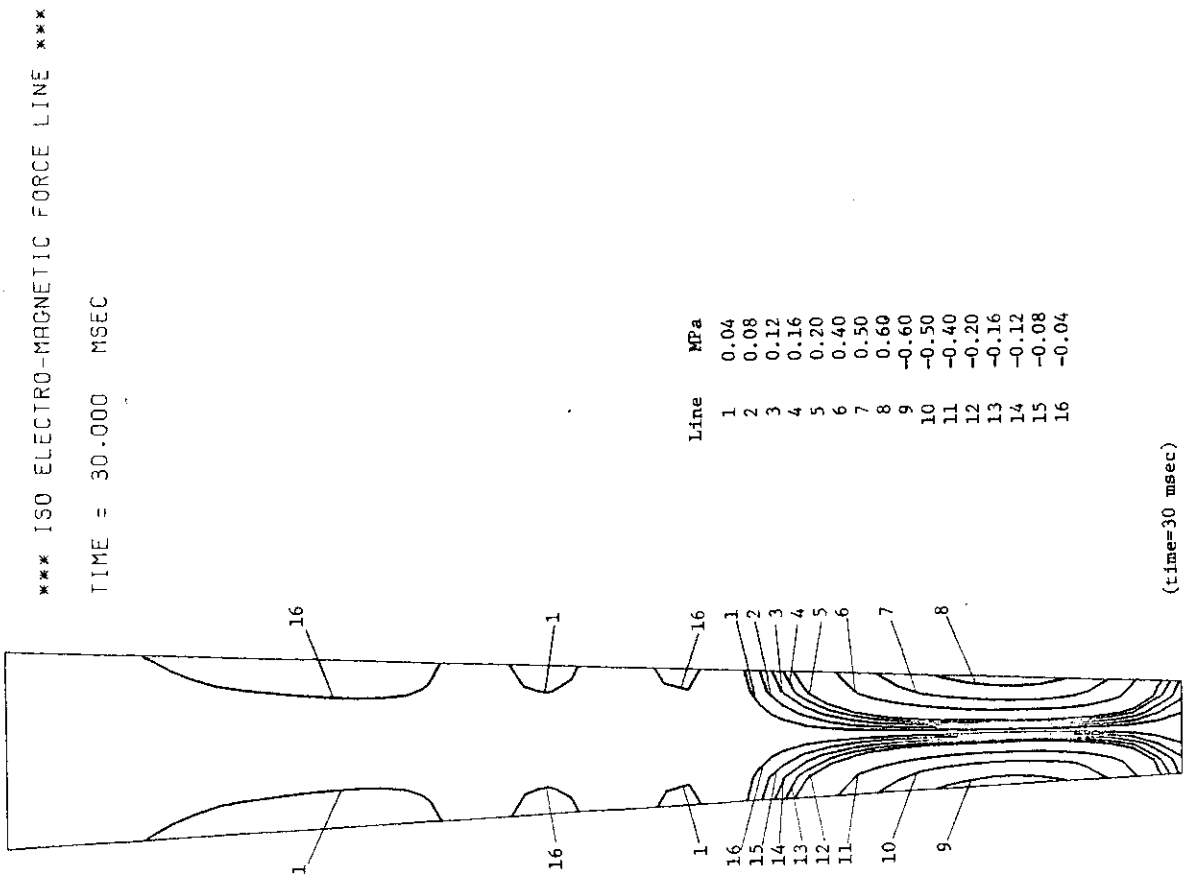


Fig. 3.21 (Cont')

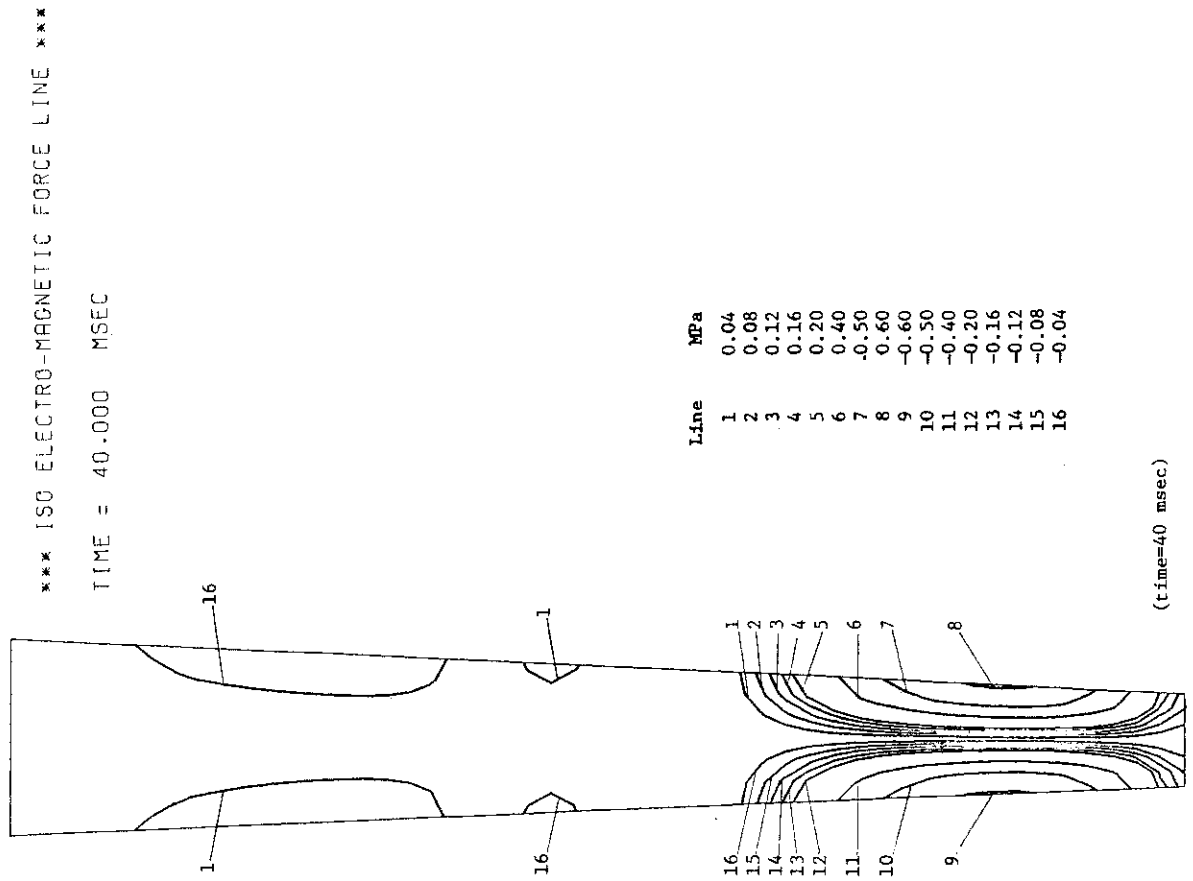


Fig. 3.21 (Cont')

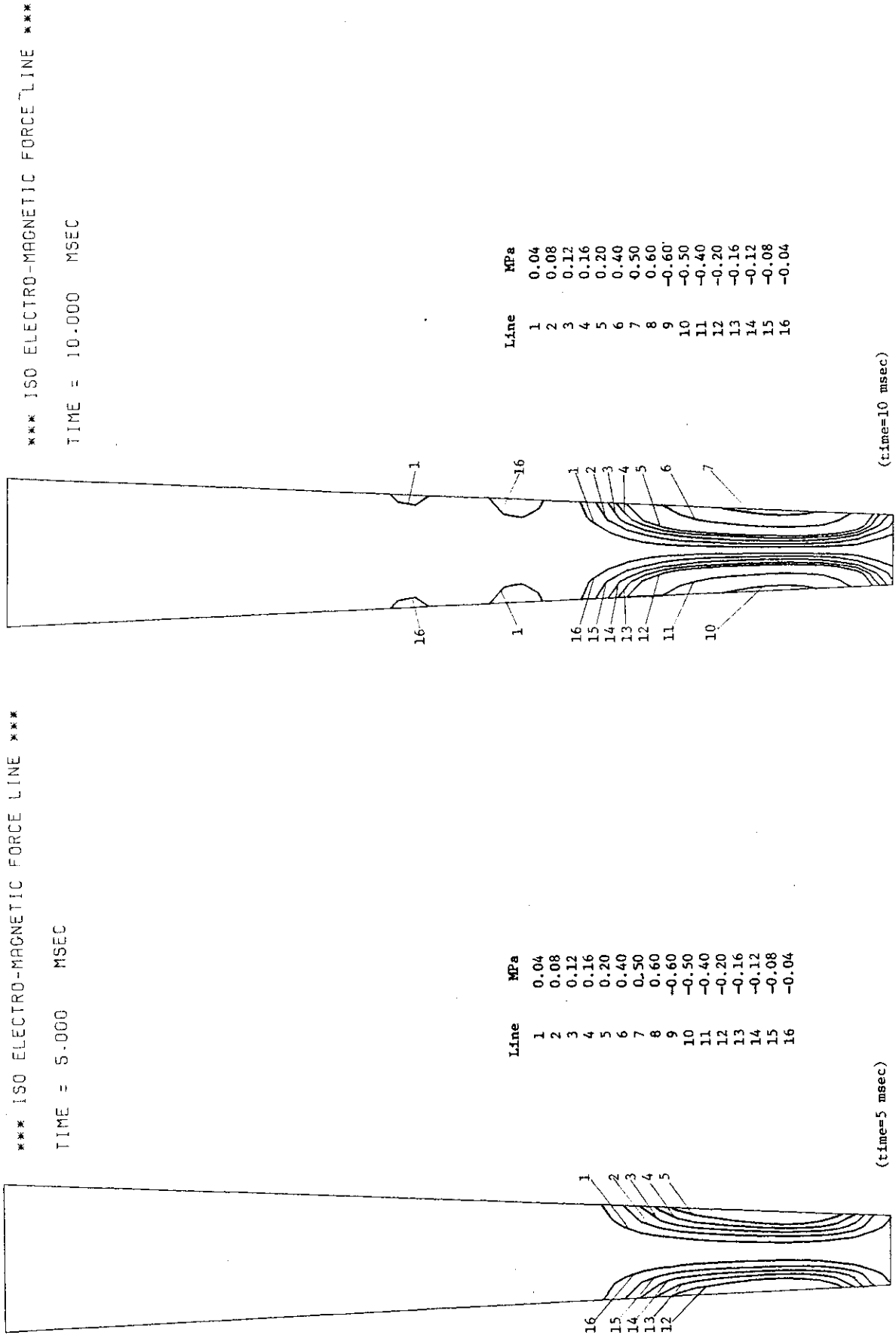


Fig. 3.22 Time variation of electromagnetic force distribution at lip seal, time constant = 5 msec

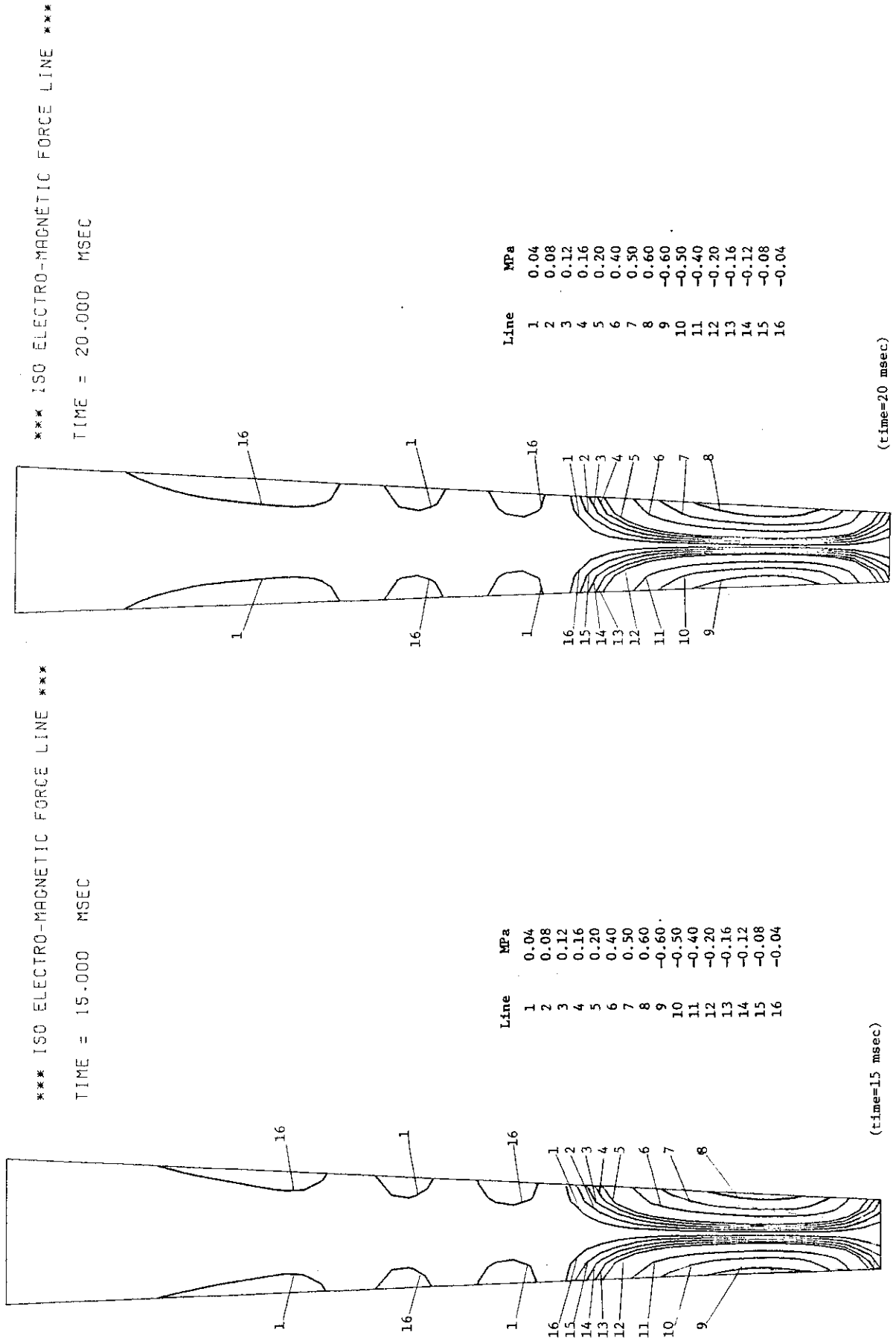


Fig. 3.22 (Cont')

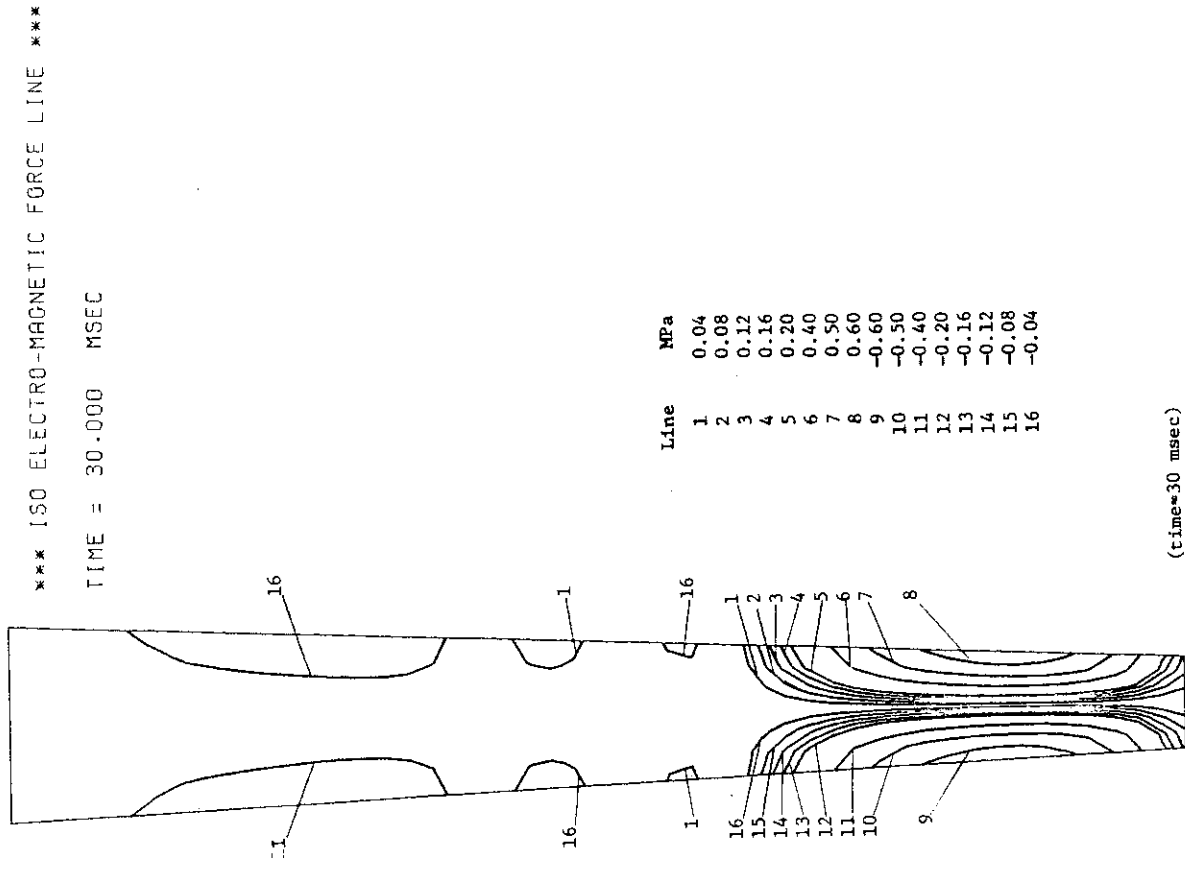
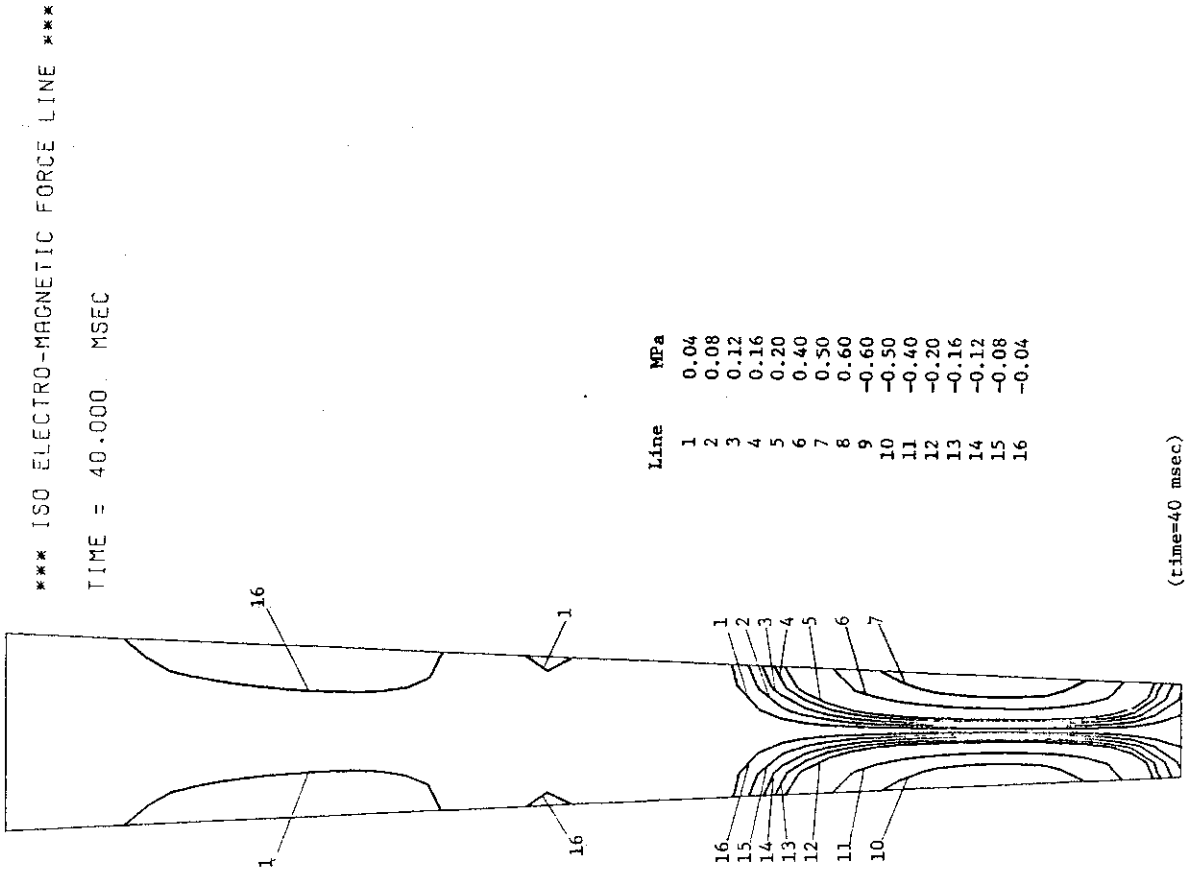


Fig. 3.22 (Cont')

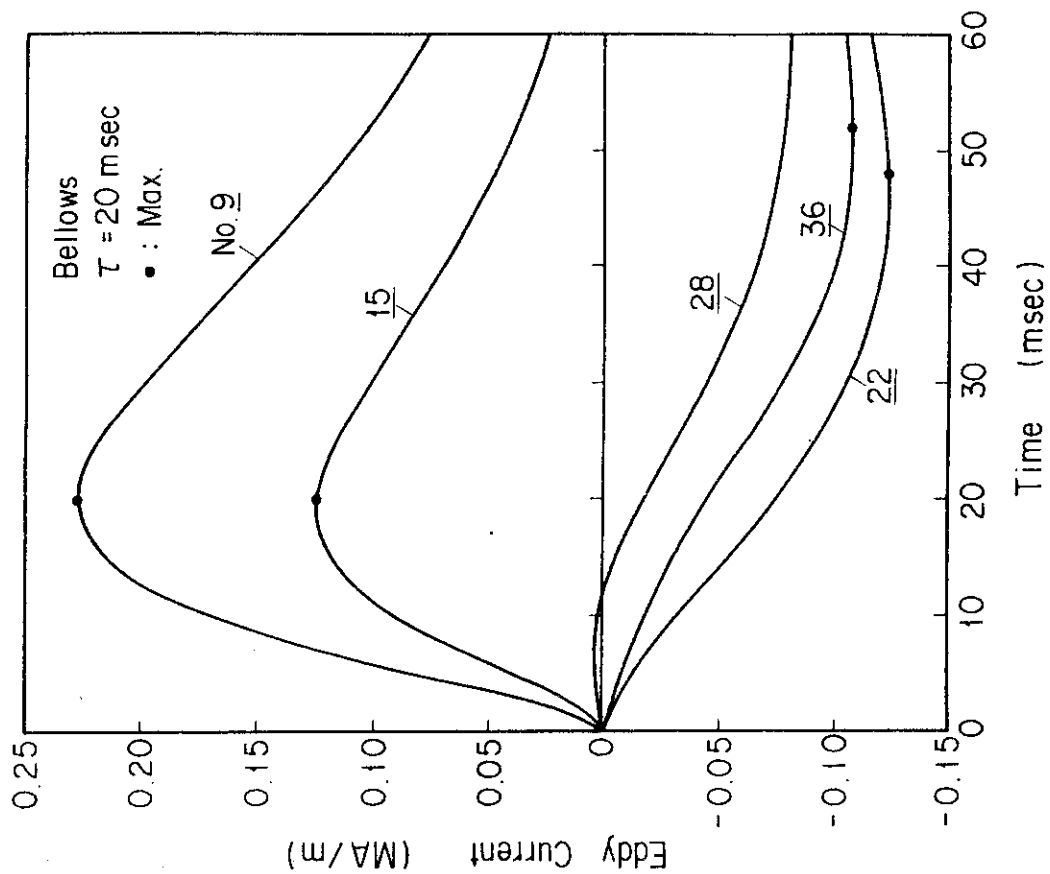


Fig. 3.24 Time variation of eddy current on several poloidal points at toroidal end (bellows, time constant = 20 msec)

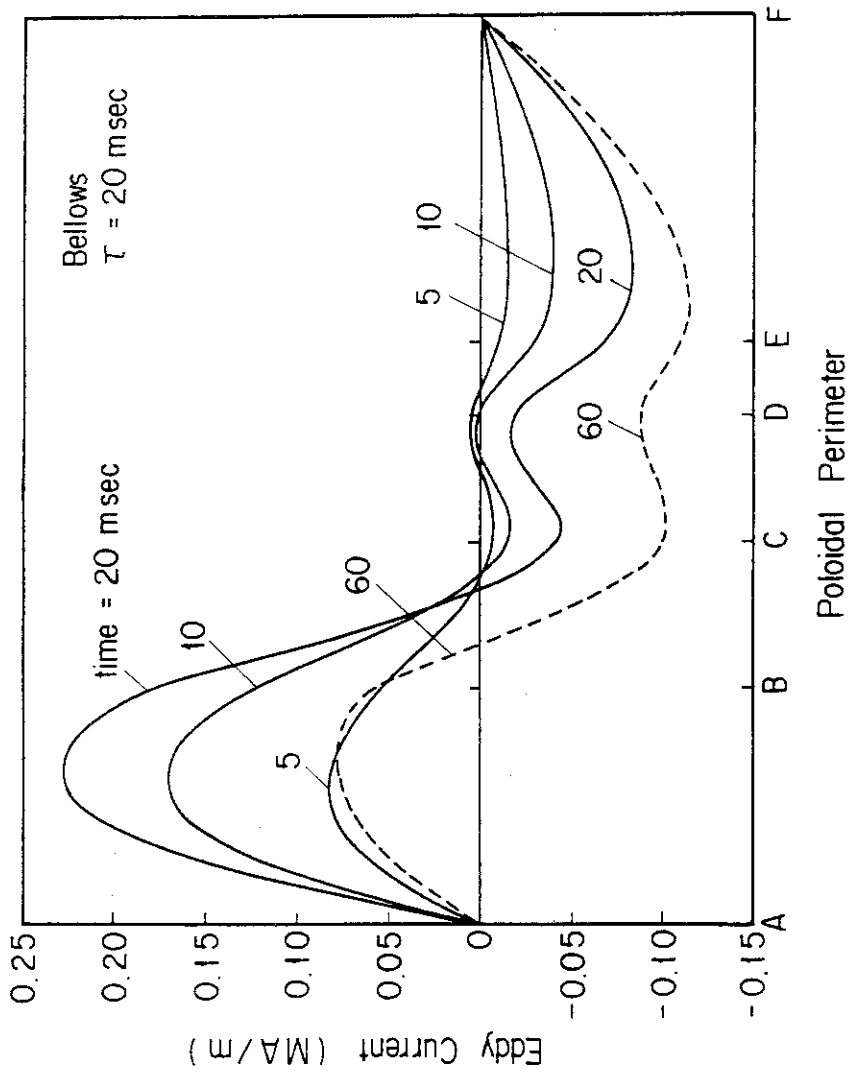


Fig. 3.23 Time variation of eddy current distribution trough poloidal perimeter at toroidal end (bellows, time constant = 20 msec)

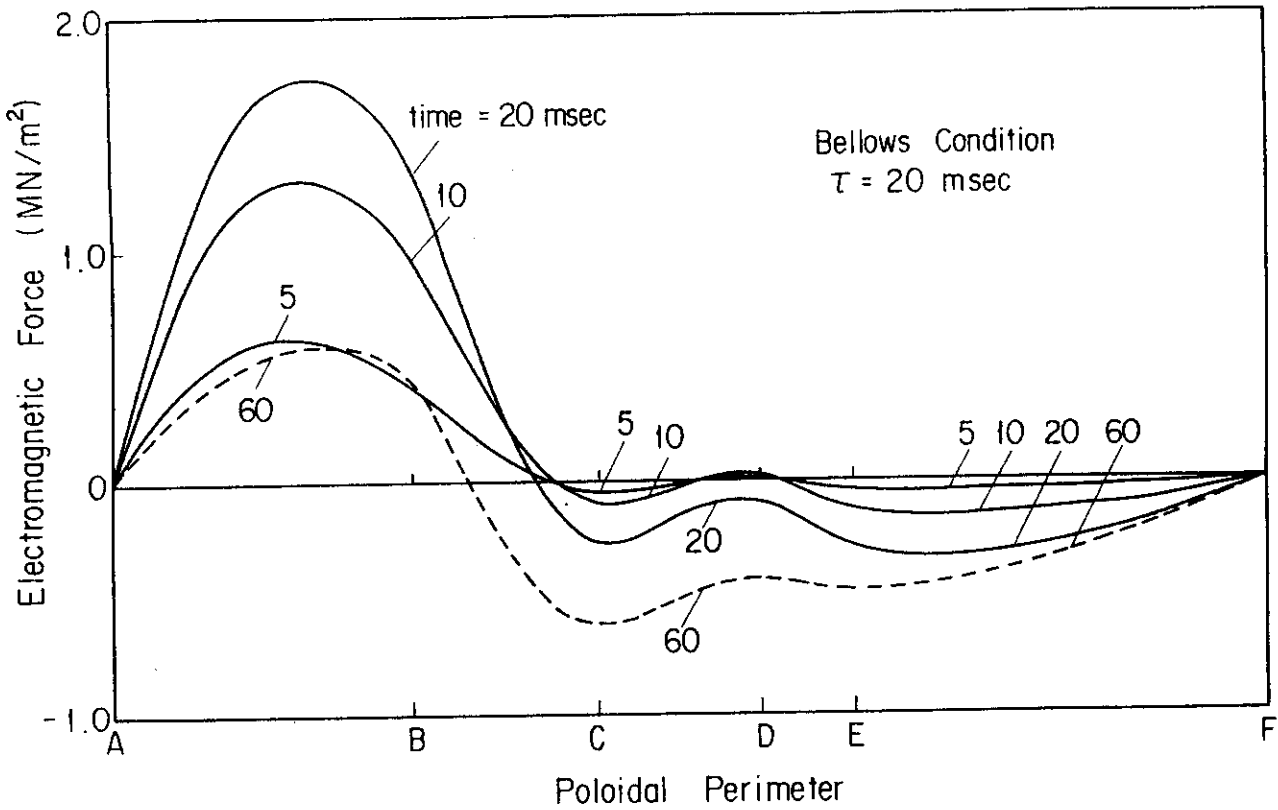


Fig. 3.25 Time variation of electromagnetic force distribution through poloidal perimeter at toroidal end (bellows, time constant = 20 msec)

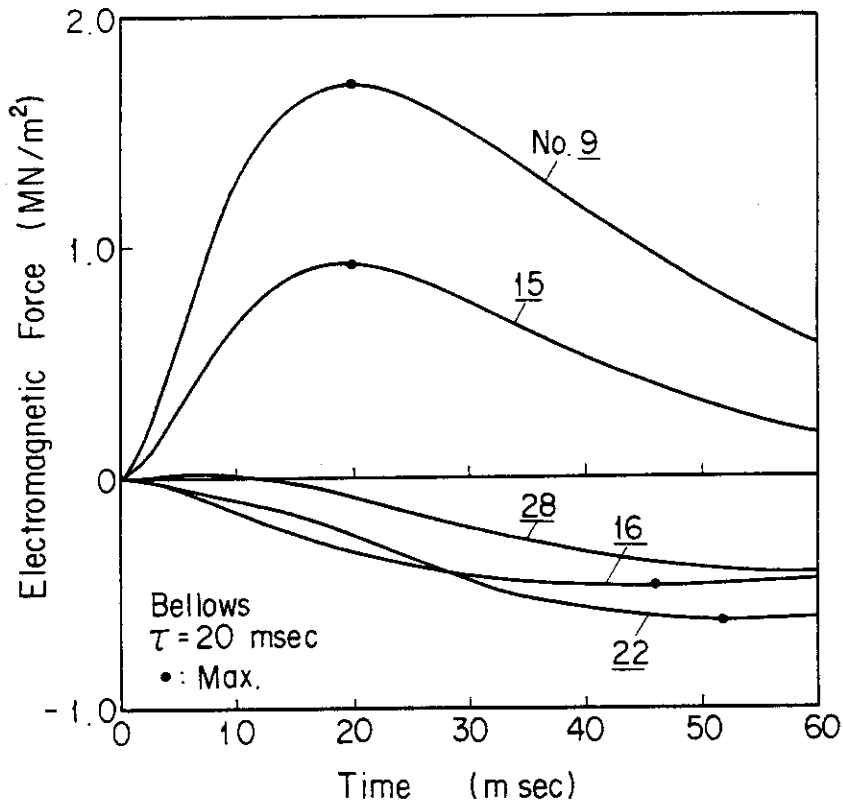


Fig. 3.26 Time variation of electromagnetic force on several poloidal points at toroidal end (bellows, time constant = 20 msec)

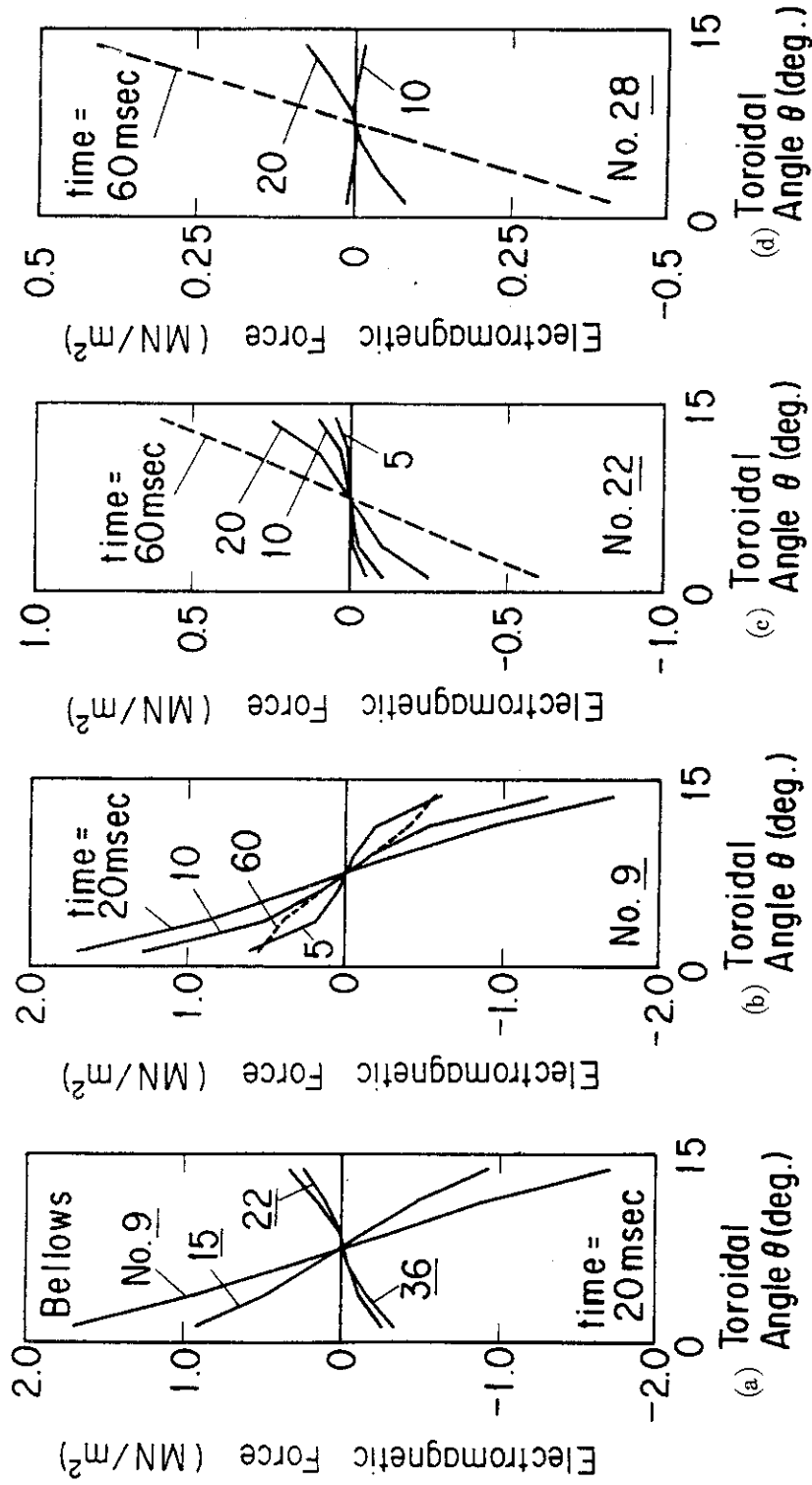


Fig. 3.27 Time variation of electromagnetic force distribution in toroidal direction on several poloidal points (bellows, time constant = 20 msec)

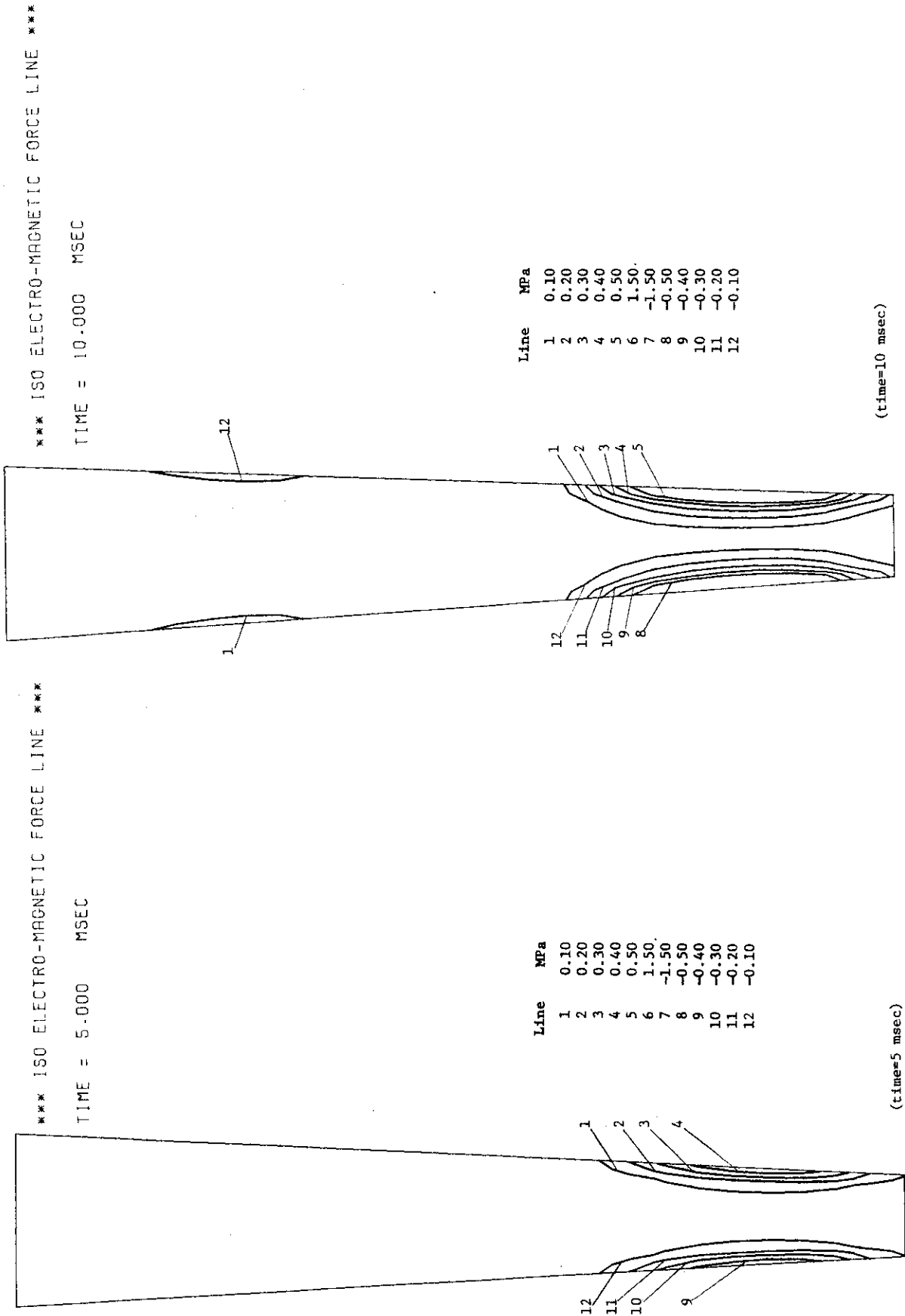


Fig. 3.28 Time variation of electromagnetic force distribution at plasma disruption (bellows, time constant = 20 msec)

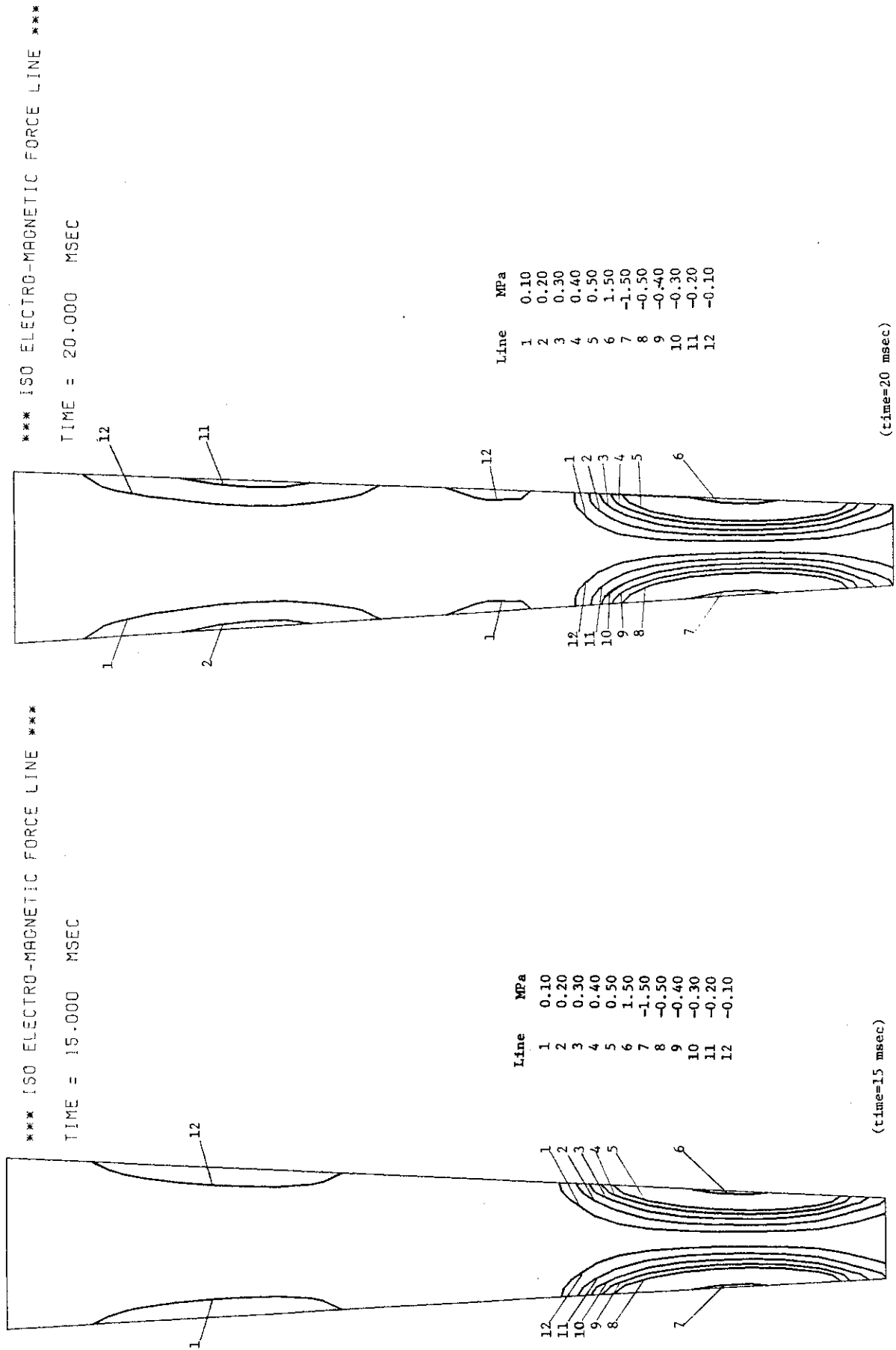


Fig. 3.28 (Cont')

4. 電磁力による真空容器の応力解析

ディスラプションの時定数が非常に短く、解析によって得られた電磁力の時間変化より真空容器は動的応答を示すものと思われる。動的応答の様子は作用する電磁力の時間変化および真空容器の固有モードおよび固有振動数と関連が深い。ディスラプション時に真空容器に作用する電磁力は、地震荷重のように真空容器全体を振動させるような荷重とは異なり、各モジュール単独に下部の支持領域を支点にし換れるような変形モードを誘起させる。真空容器の低次の固有振動数に対応するモードの他に、換れモードが現われる高次のモードまで考慮した動的応力解析を行う必要がある。

動的応力解析の手法は種々報告がなされているのでここではその内容についての記述は省略し、構造解析コード“SAP-V”に導入されているモード合成法を適用する。“SAP-V”をこの解析に適用する場合には以下のような修正を行っている。真空容器に作用する電磁力は平板シェル要素に作用する圧力として考慮できるが、SAP-Vでは動的応力解析を行う場合には節点に作用する荷重に変換し、節点荷重として取り扱わねばならない。真空容器は要素数

600の平板シェルでモデル化を行い、その時に必要な節点数は700である(平板シェル要素は4節点を必要とする)。平板シェル要素に作用する電磁力(圧力に換算)を各節点の3軸方向(x, y, z)の荷重に分類する必要がある。その場合、電磁力の時間変化を指数函数あるいは正弦函数で表わせない時には各時刻に対応する荷重をデータ(タイムテーブル)として入力しなければならない。従来使用されていたSAP-Vでは、そのようなデータを作成する場合、この解析のように多くの節点数を用い、タイムステップを0から60 msecまで1 msec毎のデータを作成しようとするれば大量の記憶容量を必要とする。故にこの解析を行うに当って、その記憶容量の低減化を計り実際の解析に適用した。

4.1 解析モデルおよび解析条件

動的応力解析には2章の外圧による応力解析と同じモデル(Fig. 2.2~2.4 参照)を使用し、トラス内側のモジュール間をボルトによって締結しない構造を解析の対象とした。作用する電磁力は3.1で得られたリップシール条件、ディスラプションの時定数 τ が20 msecの場合を用いた。

動的応力解析に適用した境界条件は、トラス内側では自由変形を許すものとし、ボルトで締結されているトラス外側では2.1で示した各方向の変位および回転について、 $d_a = d_c = 0$ および $\theta_b = 0$ とした。つまり、外圧が作用する場合の逆の境界条件である。

動的応力解析に必要とされる減衰係数は、真空容器がプール水中に設置されているので、その係数を正確には算定できないので零と仮定した。

4.2 動的応力解析および考察

真空容器に作用する電磁力のモードを考慮し、固有値を30次まで求め、モード合成法を適用した解析を行った。Fig.4.1に1次のモードから30次のモードおよびTable 4.1にそれらの固有振動数を示す。図において1次のモードに対応する固有振動数は約54 Hzである。

参考のため、ポロイダル断面全てをボルトにより締結を行う場合の固有振動モード(1次から15次まで)を付録に示す。トラス内側もボルトにより締結されているため、真空容器の系全体の剛性が高く、1次のモードの固有振動数は65 Hzである。両者の1次固有モードはトラス軸を中心とした軸対称モードである。

Fig. 4.1に示されているモードにおいて、低次のモードにはトラス軸を中心とした軸対称モードが現われ、電磁力の分布に対応したモードは10次以上のモードに現われており、その固有振動数も100 Hz以上になっている。Fig. 4.1に示した固有モードの重ね合せにより、電磁力の時間変化を入力とした動的応力解析を行った。

真空容器各部の動的応答を詳細に解析するため、時間刻み Δt を0.25 msecとし、ディスラプション開始後60 msecまで追跡した場合と、電磁力のピークが過ぎた後の真空容器の変形挙動を追跡するために、時間刻み $\Delta t = 1$ msecとし、ディスラプション開始後300 msecまで考慮した場合の2ケースについて、以下にその解析結果を示す。

Figs. 4.2~4.4にモジュール端のポロイダル断面の各位置(2章のFig. 2.9を参照)における変位 dx , dy および dz の時間変化を示す。Fig. 4.2に示されているように、 x 方向の変位は $t = 34$ msecで最大を示し、その絶対値は約0.2 mmである。前章のFig. 3.13に示されている電磁力の分布と同様に、 x 方向の変位もトラス内側の直線部に最大値が現われ、上下位置においてその符号は反転している。さらに、隣接するモジュール間でもその符号は反転しているので、リップシールには剪断変位として作用する。Fig. 4.3に示されている y 方向の変位 dy において、その最大が $t = 40$ msecに現われ、絶対値は約0.03 mmである。真空容器に作用する電磁力の最大はトラス内側領域に現われているため、Fig. 4.4に示されている z 方向の変位は小さく、絶対値で約0.02 mmである。

各変位とも最大値を過ぎてから微小振動が現われているが、後に示す300 msecまでの時間変化から共振現象とは推定できない。

Figs. 4.5~4.7には、同断面における膜応力および曲げモーメントの時間変化を示す。Fig. 4.5にポロイダル方向の膜応力 S_ϕ と曲げモーメント M_ϕ の各位置での時間変化が示されている。膜応力の最大は約 1.9 MN/m^2 であり、曲げモーメントは約 $-6 \text{ kN}\cdot\text{m/m}$ である。Fig. 4.6にトロイダル方向の膜応力 S_θ と曲げモーメント M_θ の各位置での時間変化を示す。図に示されている $\#80$ の S_θ および M_θ は時刻毎に微小な振動を繰り返している。その位置がトラス内側の下部支持領域であり、さらにトラス外側に比べ、大きな電磁力が作用して現われたものと思われる。膜応力の最大は同位置に発生し約 0.6 MN/m^2 であり、さらに曲げモーメントは約 $3 \text{ kN}\cdot\text{m/m}$ である。Fig. 4.7に剪断応力 $S_{\phi\theta}$ と曲げモーメント $M_{\phi\theta}$ の時間変化を示す。真空容器に発生する電磁力の分布から、特に曲げモーメント $M_{\phi\theta}$ は前に示した M_ϕ や M_θ よりも大きな値が発生し、赤道面上($\#1$)で最大を示し約 $-10 \text{ kN}\cdot\text{m/m}$ である。

Figs. 4.5～4.7に示した膜応力および曲げモーメントから解析に使用したシェル要素によって得られる合成応力はSAP-Vの場合に次式で求められる。

$$\sigma = S \pm M/z \quad (4.1)$$

式(4.1)において、+は外面、-は内面を示し $z = h^2/6$ で、 h は板厚を示し、ここでは100mmである。

式(4.1)を用い、得られた膜応力および曲げモーメントから、モジュール端のポロイダル断面に発生する最大応力は各々、

$$\sigma_{\phi} = 7.3 \text{ MN/m}^2 \quad (4.2)$$

$$\sigma_{\theta} = 2.4 \text{ MN/m}^2 \quad (4.3)$$

$$\tau_{\phi\theta} = 6.8 \text{ MN/m}^2 \quad (4.4)$$

である。

トラス内側のモジュール端で最大約 0.6 MN/m^2 の電磁力が、外圧(大気圧+水圧)よりも大きな荷重として真空容器に作用したにもかかわらず、発生する応力は小さい結果が得られた。その理由として考えられることは、電磁力の最大 0.6 MN/m^2 は、モジュール端の狭い領域に作用し、さらにトロイダル方向にはモジュールの中心に向かって減衰を示していることが挙げられる。これは、時刻 $t = 3.4 \text{ msec}$ に発生した電磁力を静荷重として解析した結果からも明らかになっている。

電磁力が最大値を経過した後、真空容器が振動(自由振動)するかどうかを確かめるため、解析の時間を0から300msecまで考慮した動的応答解析を行った。Fig. 4.8に解析に使用した主な節点に作用する電磁力の各方向の荷重成分(p_x, p_y, p_z)の時間変化を示す。

Figs. 4.9～4.11に時間刻み Δt を1msecとし、ディスラプション開始後300msecまでの各変位、膜応力および曲げモーメントの時間変化を示す。Fig. 4.8に示した電磁力の時間変化から、時定数 τ が20msecの場合には最大値を過ぎてからの減衰は緩やかであった現象と同様に、各変位、膜応力および曲げモーメントの時間変化も最大値を過ぎてからは緩やかに減衰している。真空容器に作用する電磁力のモードおよび時定数と真空容器のモードおよびその固有振動数との関連にもよるが、電磁力の時定数が長いため、真空容器は顕著な動的応答を示していない。Fig. 4.1に示した固有モードの中で、電磁力の分布に対応したモードは第10次に現われ、その固有振動数は約173Hz(5.8msec)であることから、上述の真空容器の挙動が裏付けられるのであろう。第1次の固有振動数も約54Hz(18.5msec)であり、ディスラプションの時定数が5msecと仮定しても、電磁力により真空容器は顕著な動的応答を示さないものと思われる。

これまで示した各変位、応力および曲げモーメントの時間変化から、真空容器は電磁力の最大値が発生する時刻とほぼ同時にそれらの最大値を各位置で示している。そこで、時刻 $t = 3.4 \text{ msec}$ に真空容器の各位置に発生する変位、膜応力および曲げモーメントのトロイダルおよびポロイダル方向の分布を以下に示す。

Fig. 4.12にモジュール端のポロイダル断面における各変位(d_x, d_y, d_z)のポロイダル方向の分布を示す。トラス内側では自由変形を許している変形挙動が良く現われている。Figs. 4.13～4.15には同断面における各膜応力成分と曲げモーメント成分のポロイダル方向の分布を示す。先に示した各変位の同分布からも、Fig. 3.13に示した電磁力の分布に対応した変

形挙動、応力およびモーメントの分布が得られている。

Fig. 4.16にはトーラス内側の赤道面上におけるトーラス半径方向変位の時間変化(トロイダル方向分布)を示す。トロイダル角度 θ が 0.0° および 15.0° は、真空容器のモジュール両端を示し、図より隣接のモジュール端の半径方向の変位は互いに符号が反転し、リップシールには剪断変形として作用することになる。

Figs. 4.17～4.22に各膜応力($S_\phi, S_\theta, S_{\phi\theta}$)および曲げモーメント($M_\phi, M_\theta, M_{\phi\theta}$)のポロイダル方向各位置でのトロイダル方向の分布を示す。図よりFig. 3.16に示した電磁力のトロイダル方向の分布に対応した現象が現れている。但し、Figs. 4.19および4.20に示した、トロイダル方向の膜応力および曲げモーメントの分布から、真空容器の補強用として設置したフランジの影響が認められる。

電磁力による真空容器の動的応力解析では、真空容器の1モジュールを解析の対象とし、モジュール間の境界条件を電磁力のモードに対応した条件を採用した。しかし、真空容器はトロイダル方向に一部連続した構造であり、外圧も作用しているので、軸対称なモードでの変形も当然考慮する必要がある。ここで採用したモジュール間が連続となっている領域の境界条件は、非軸対称なモードのみを考慮した条件である。詳細には、トーラス全体の真空容器モジュールを解析の対象とし、フランジを介してボルトにより締結する構造を実際にモデル化し、外圧も考慮に入れた動的応力解析を行えるようなシステムの開発が今後必要となる。

Table 4.1 Natural frequencies of vacuum vessel

mode	freq. (Hz)	mode	freq. (Hz)
1	54.25	16	239.0
2	72.30	17	247.7
3	73.93	18	257.5
4	94.70	19	265.6
5	127.5	20	266.6
6	150.4	21	274.7
7	158.3	22	297.2
8	162.7	23	298.3
9	165.9	24	301.5
10	173.4	25	311.0
11	177.8	26	330.8
12	193.6	27	331.2
13	202.6	28	344.7
14	223.3	29	361.3
15	234.5	30	365.1

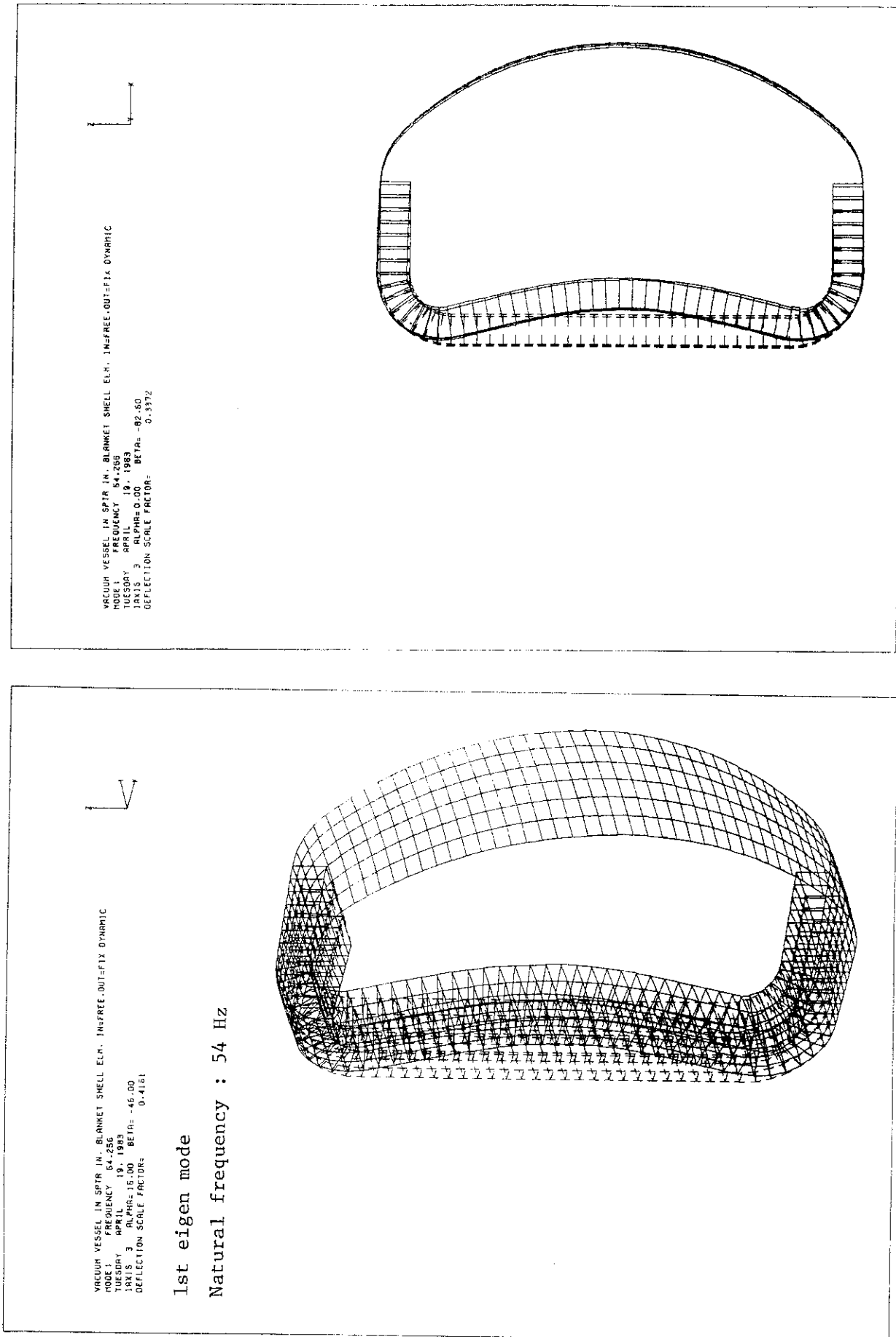


Fig. 4.1 Eigen modes(1st-30th) and natural frequencies of vacuum vessel in case of inboard-free and outboard-fix boundary conditions

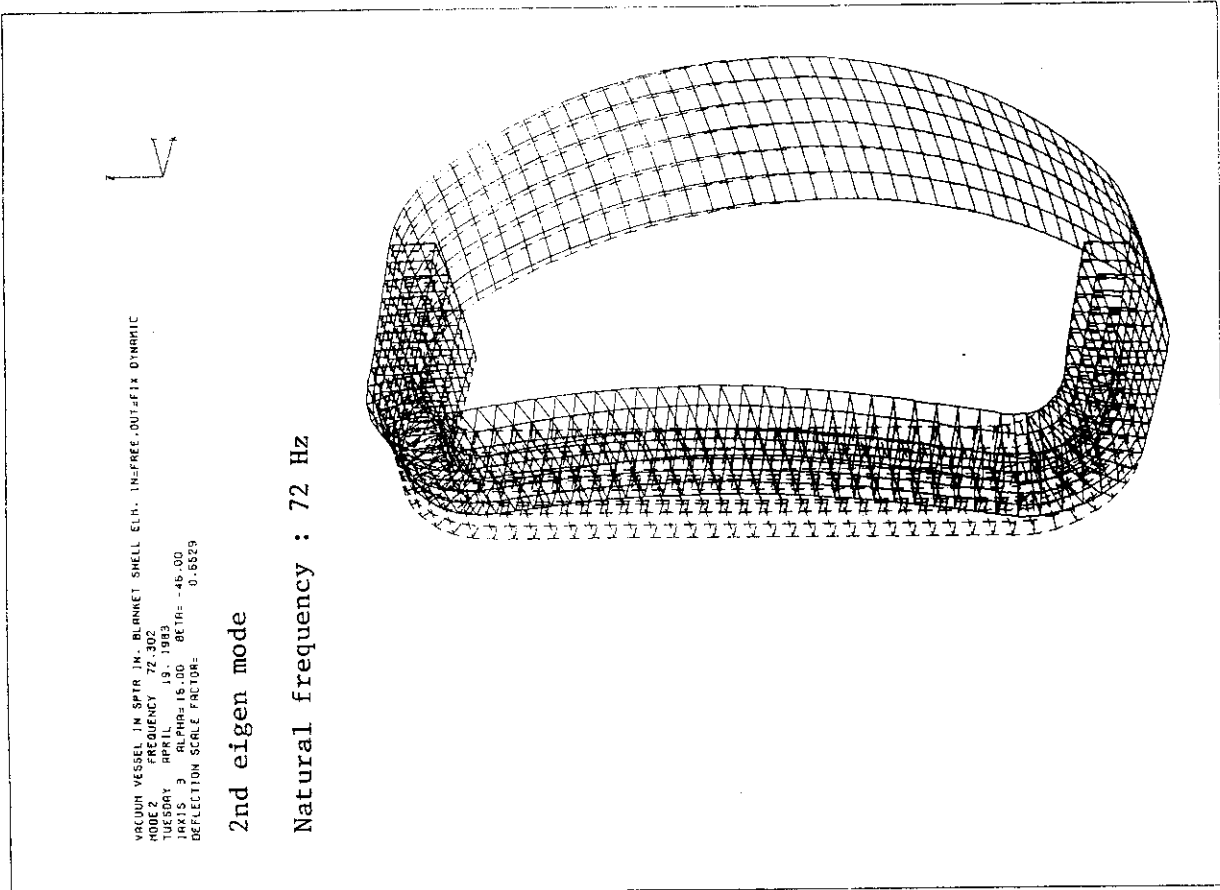
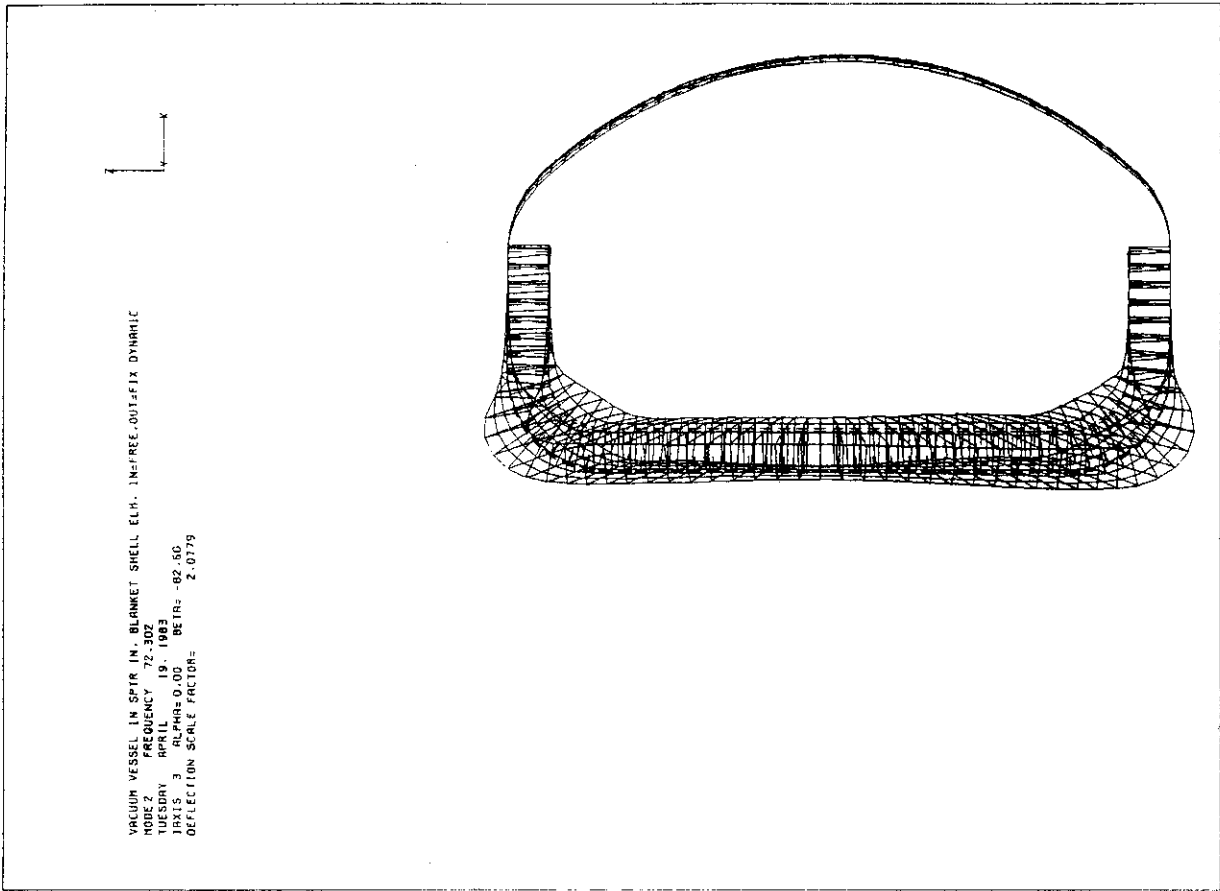


Fig. 4.1 (Cont')

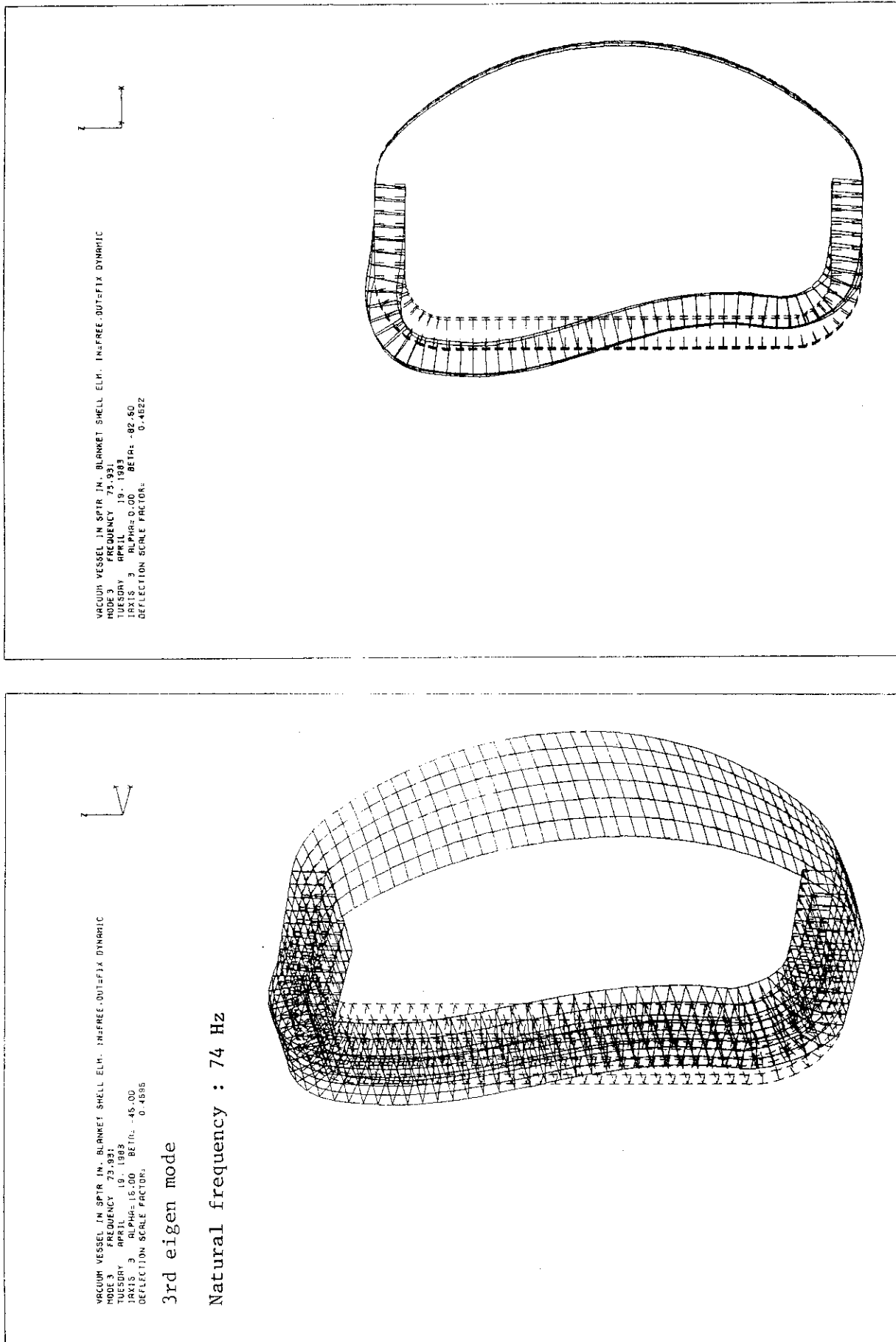


Fig. 4.1 (Cont')

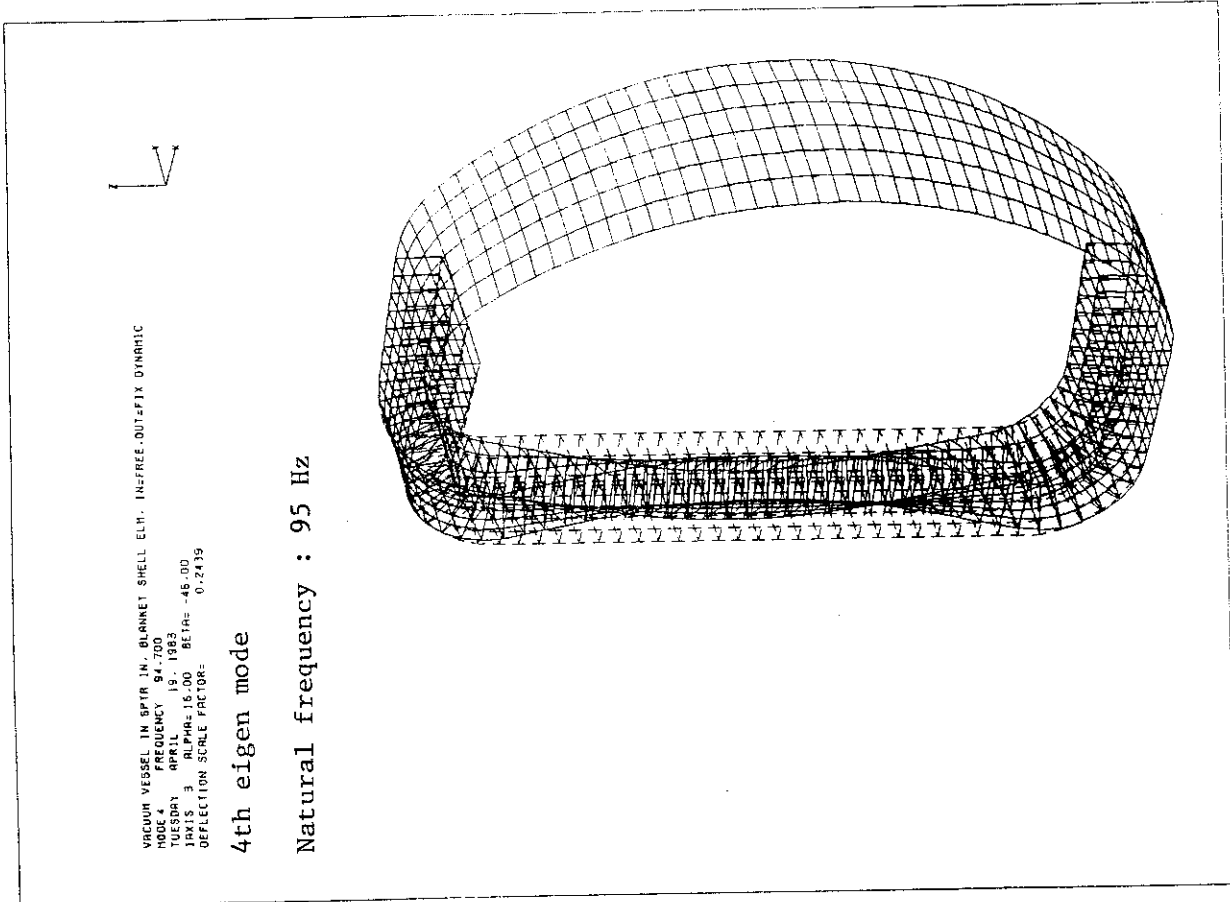
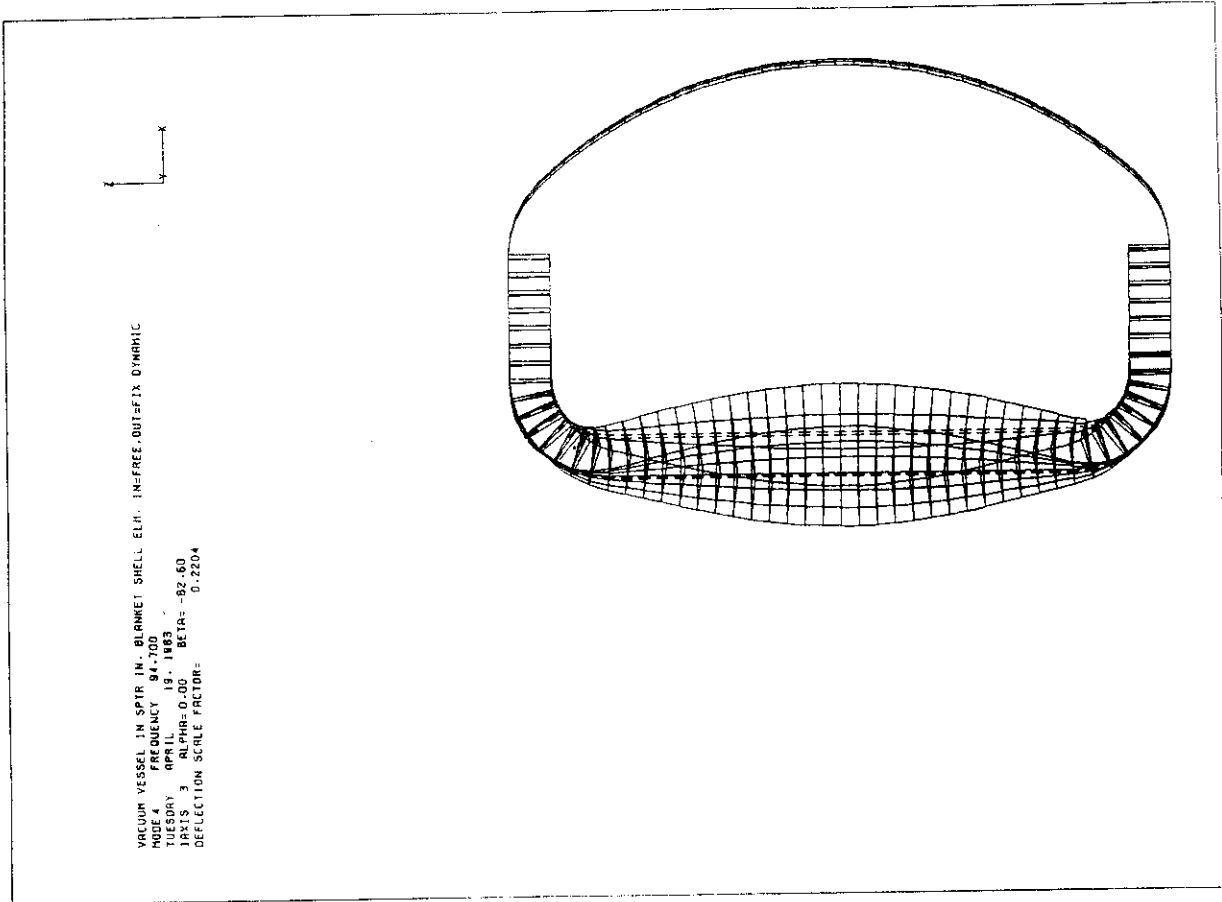


Fig. 4.1 (Cont')

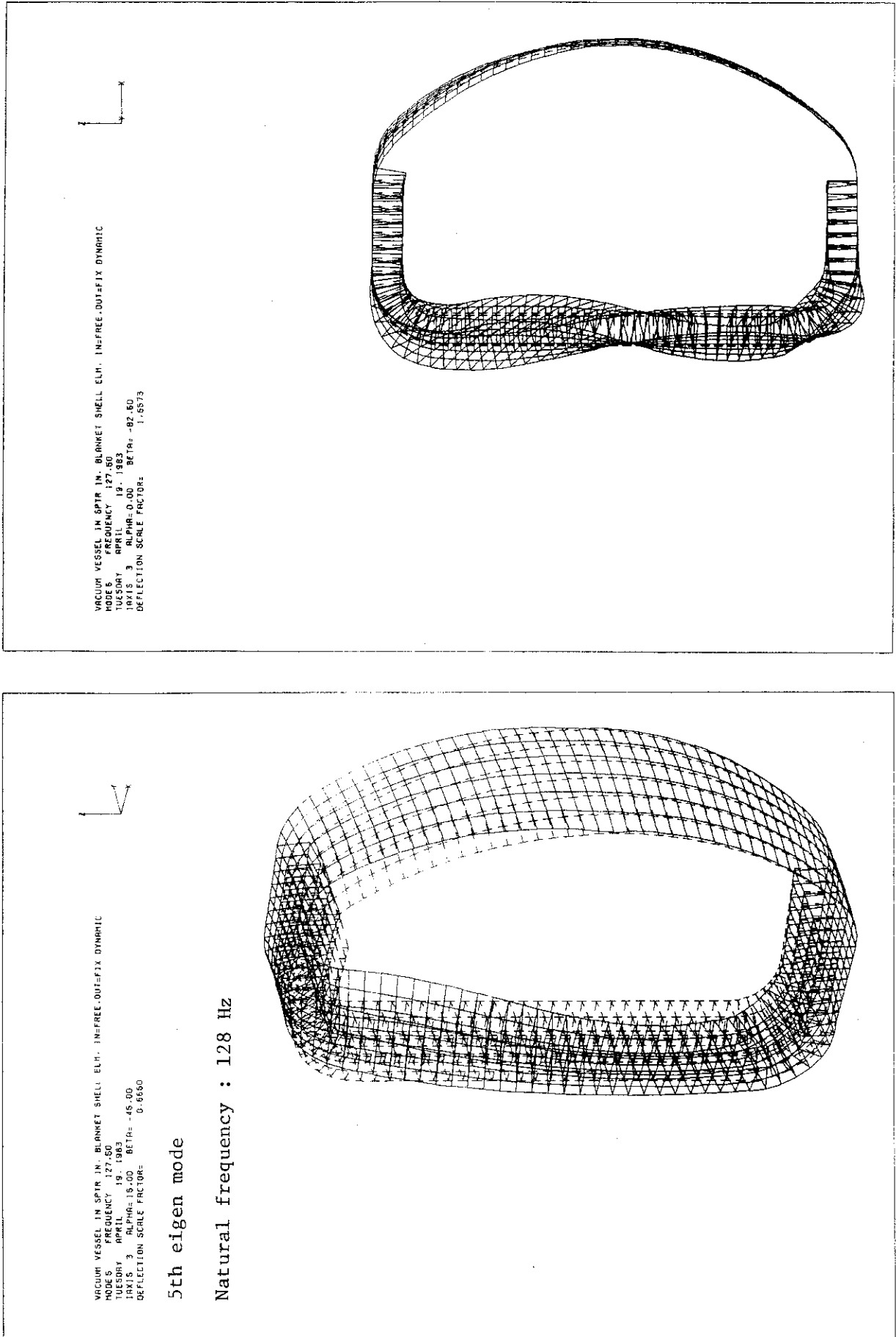


Fig. 4.1 (Cont')

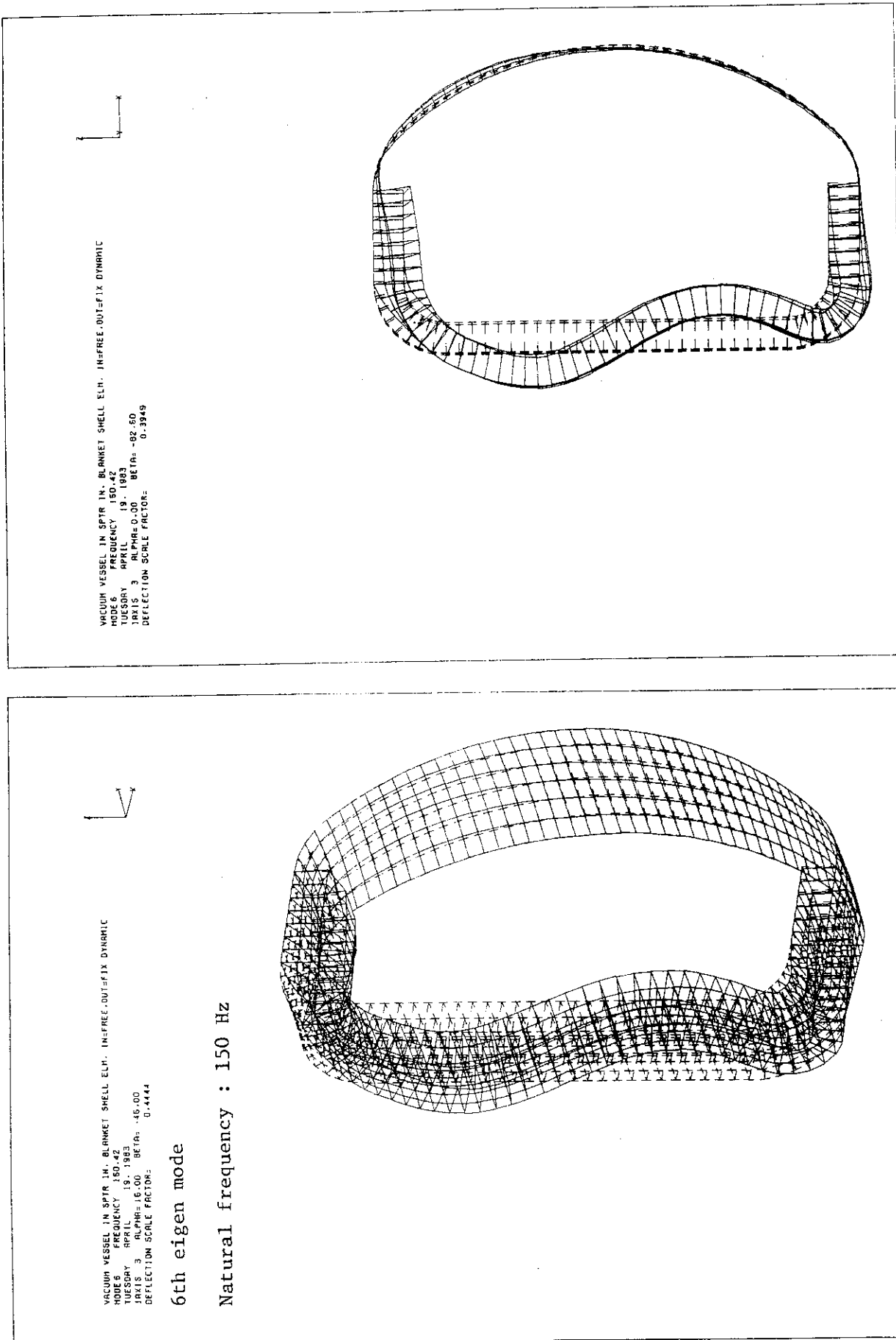


Fig. 4.1 (Cont')

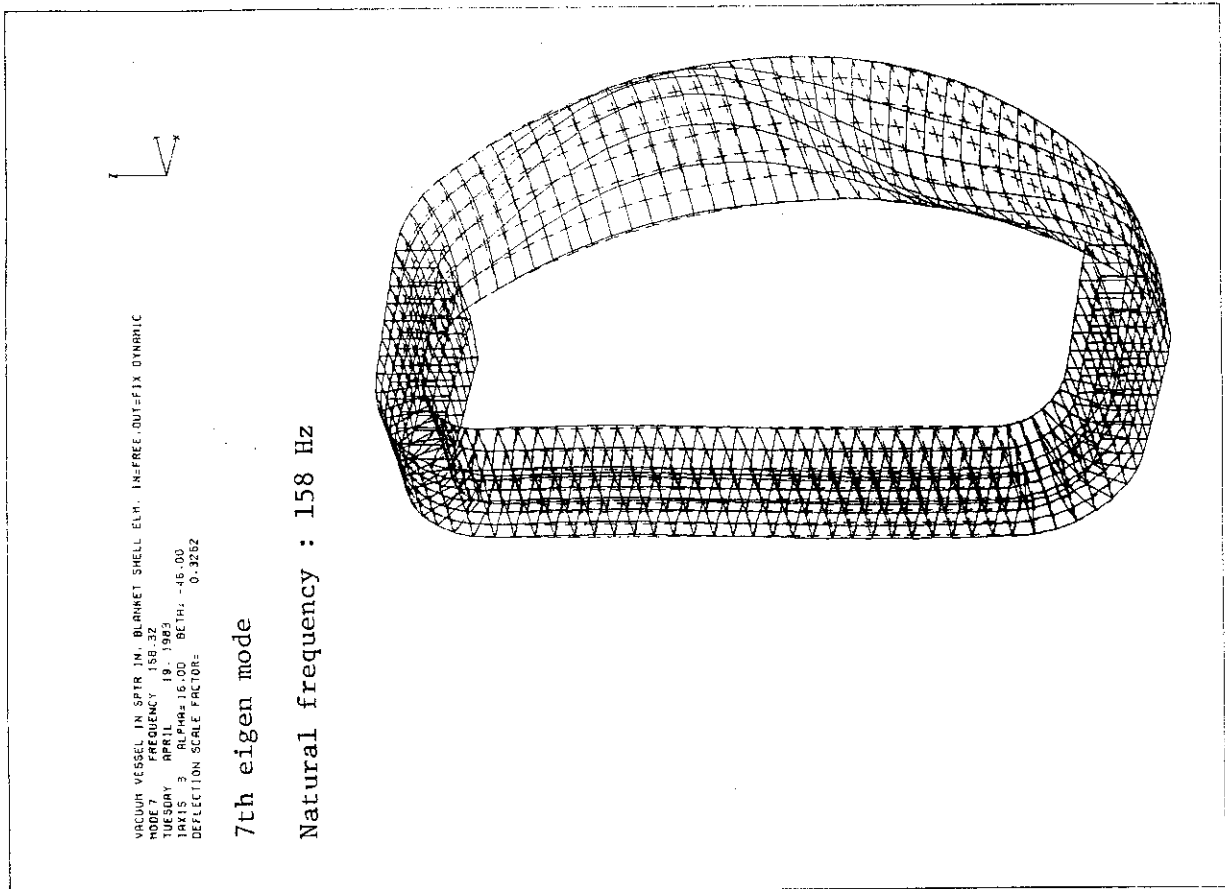
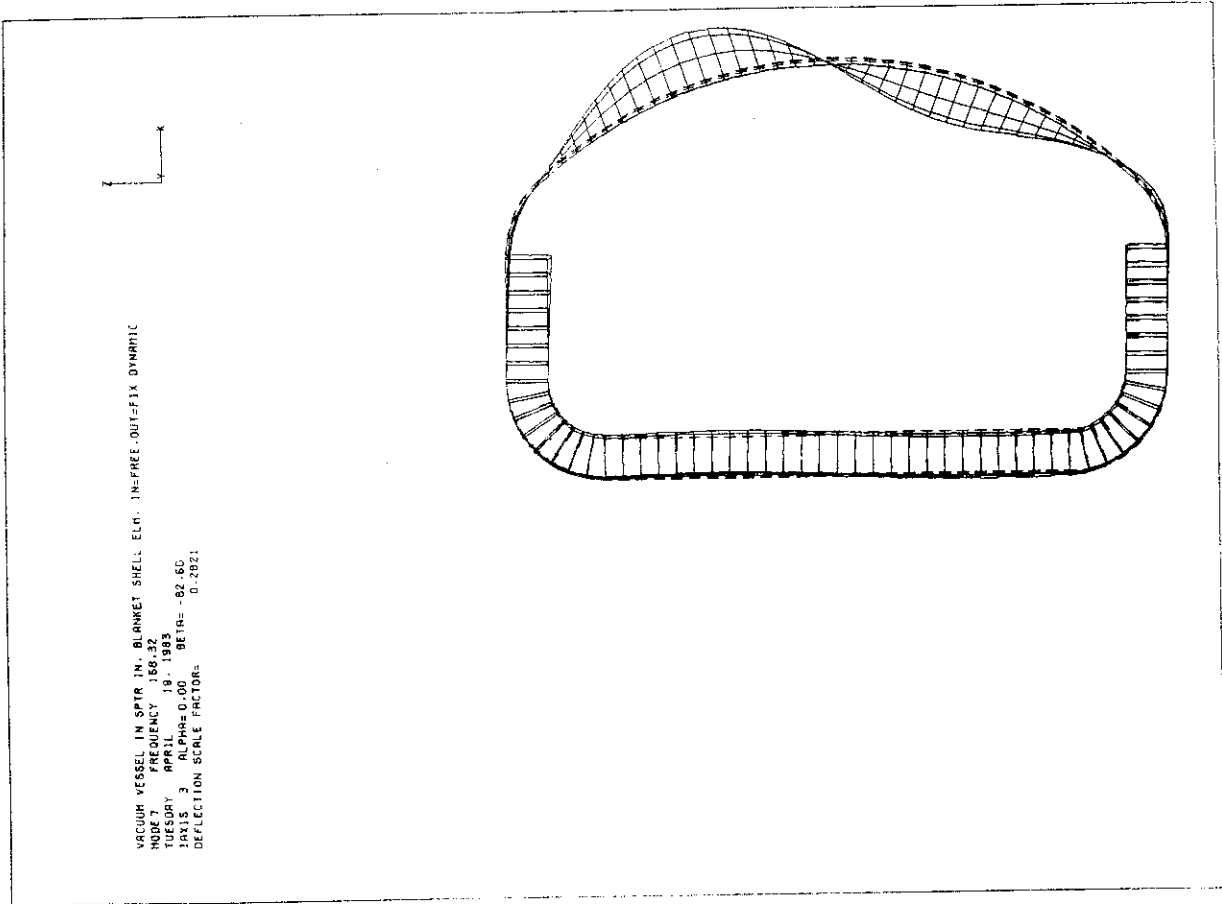


Fig. 4.1 (Cont')

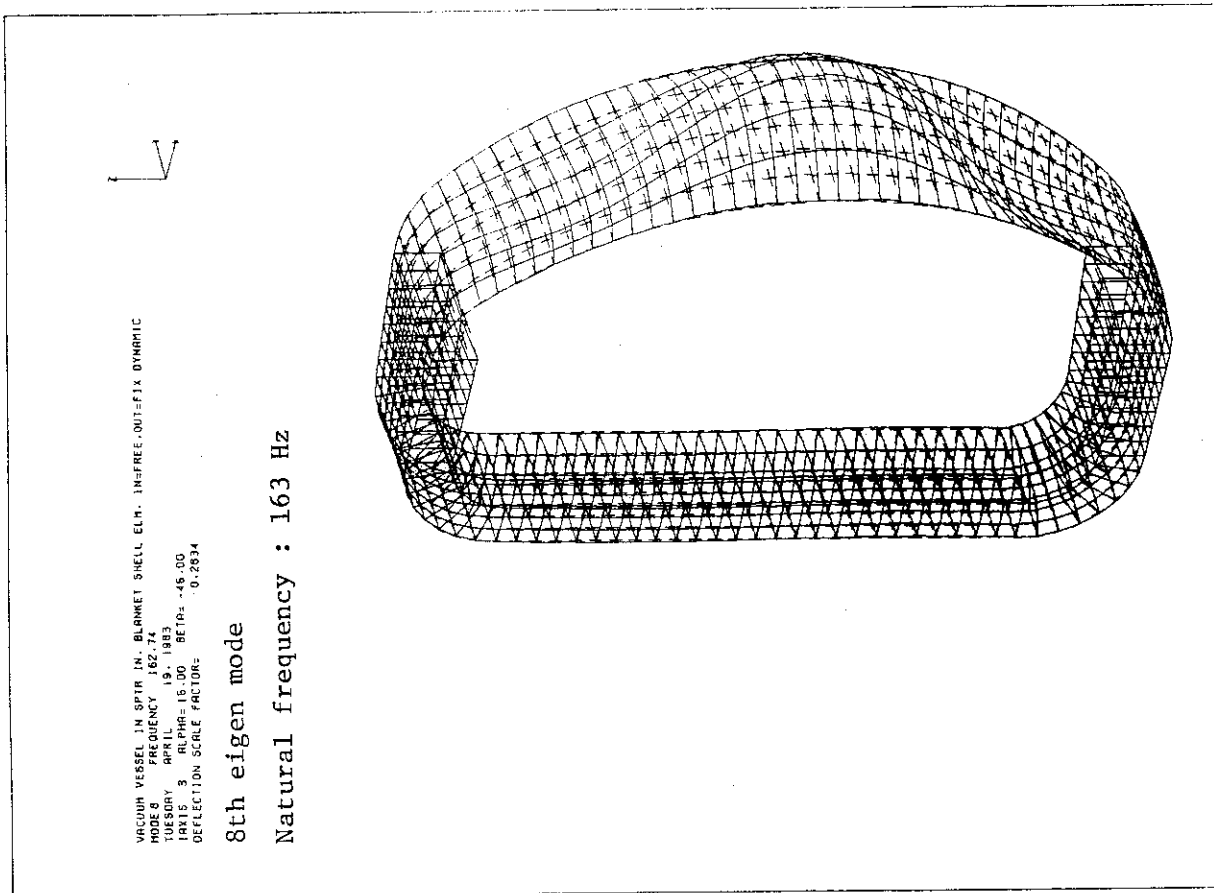
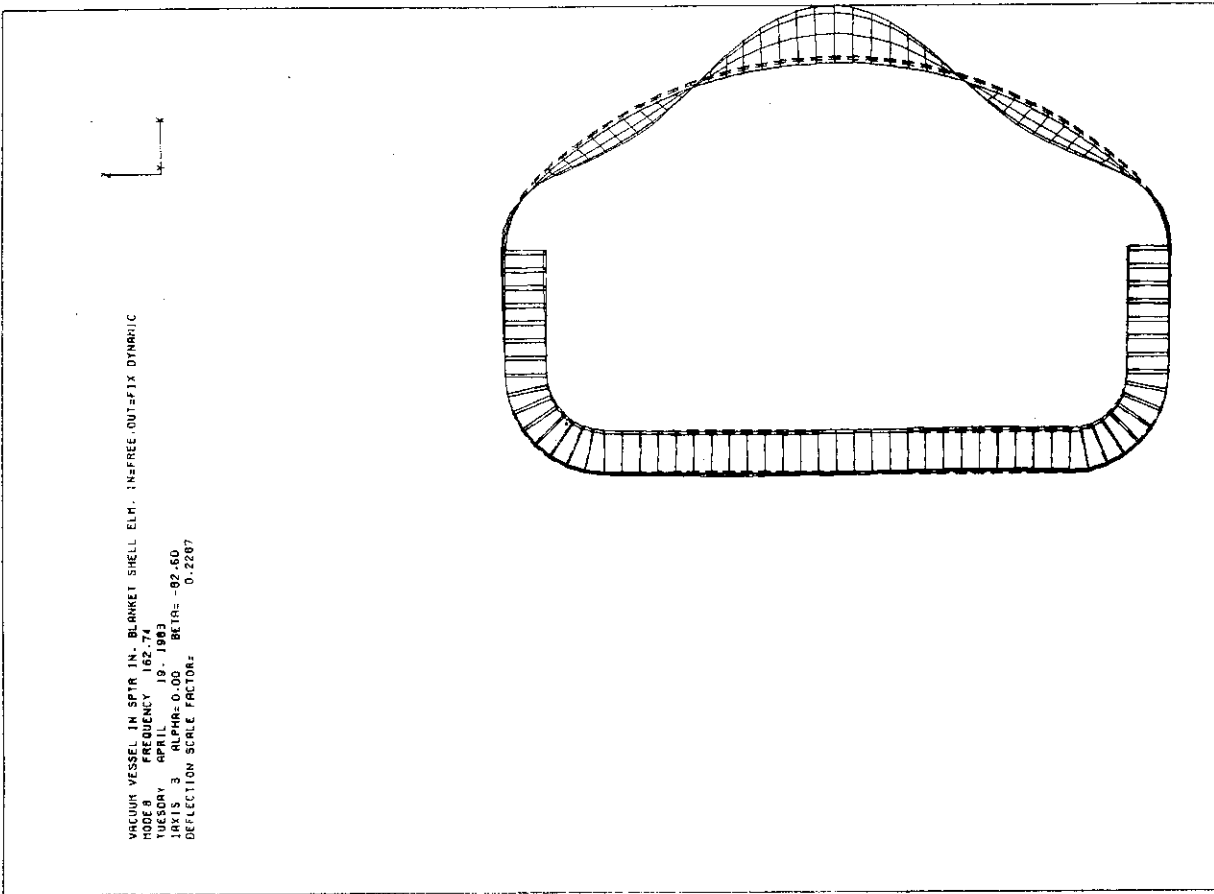
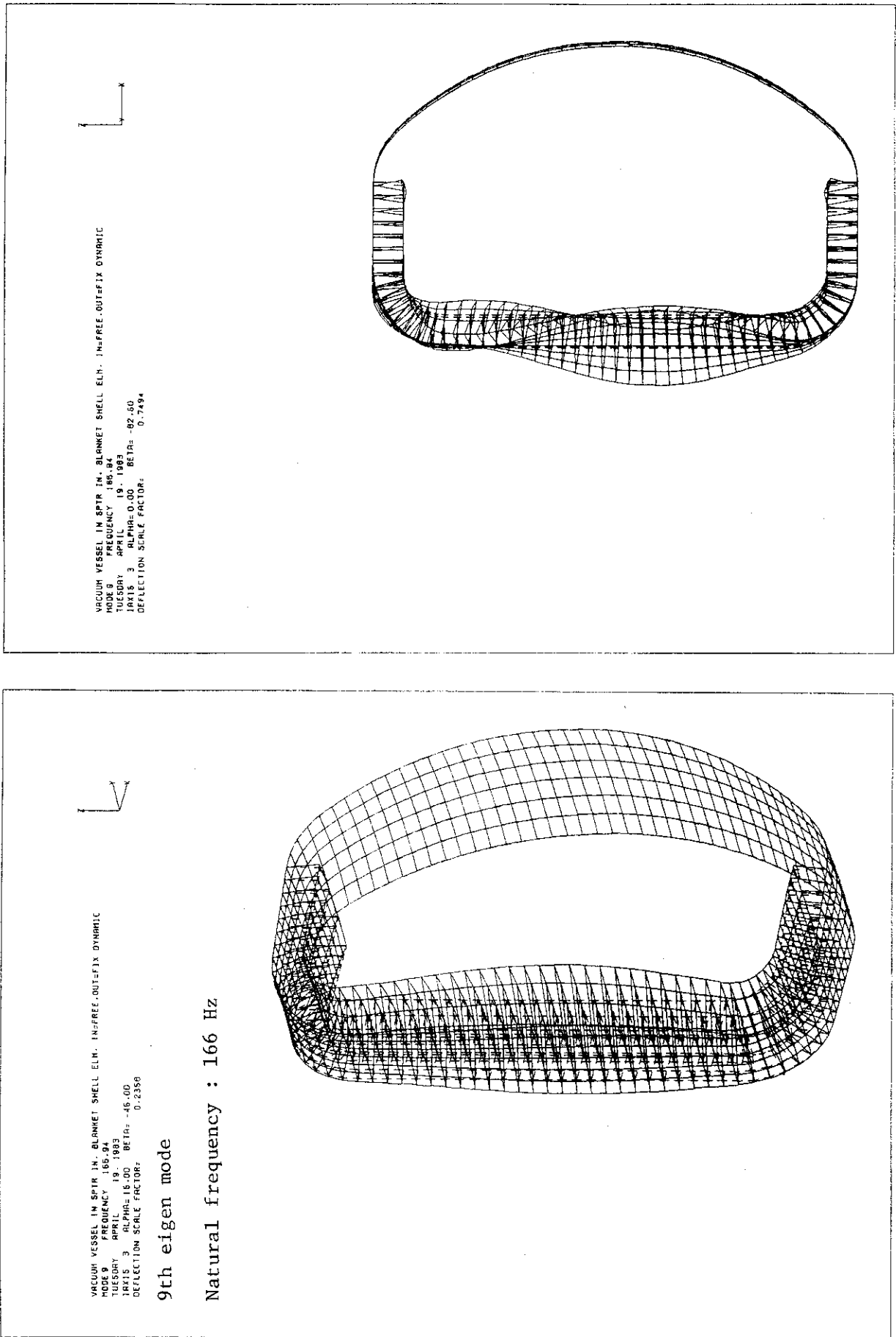


Fig. 4.1 (Cont')



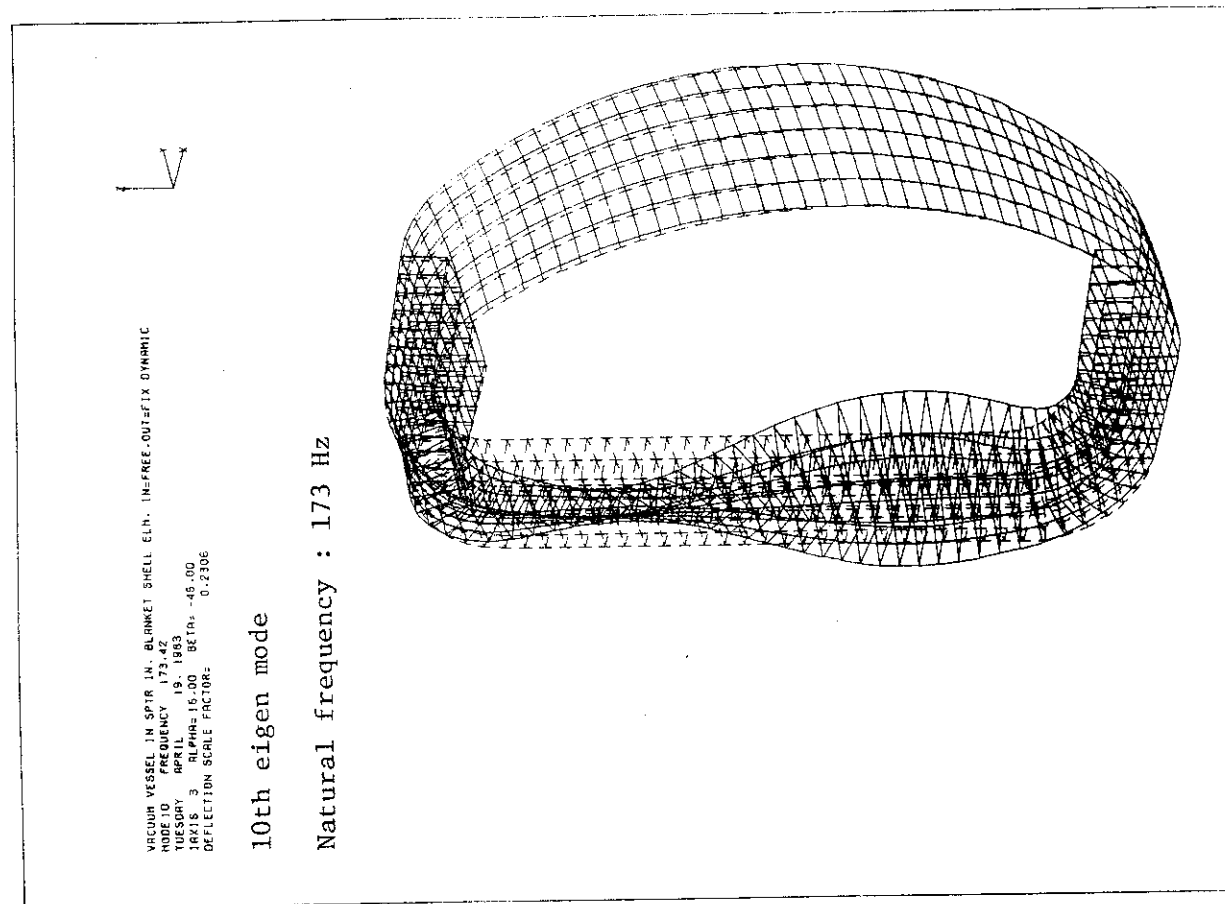
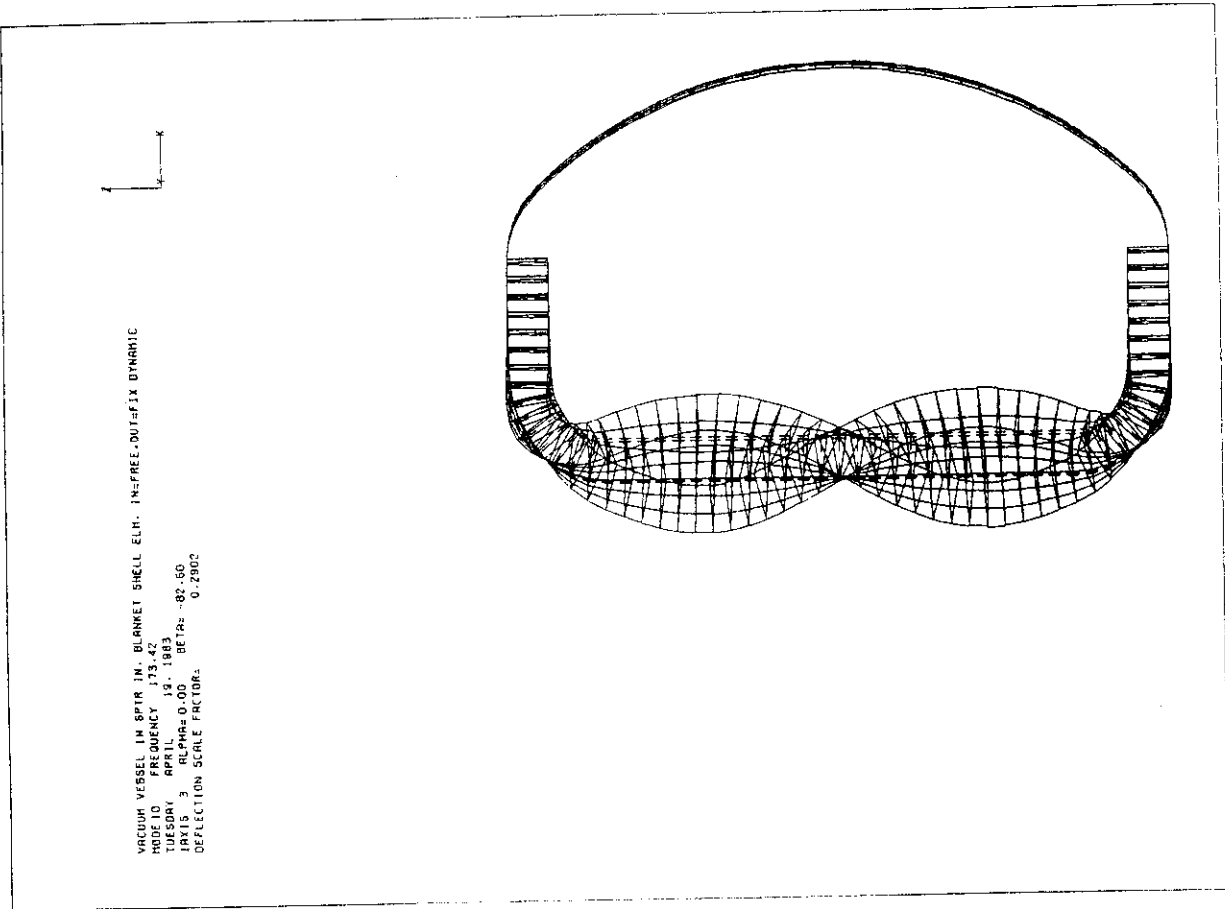


Fig. 4.1 (Cont')

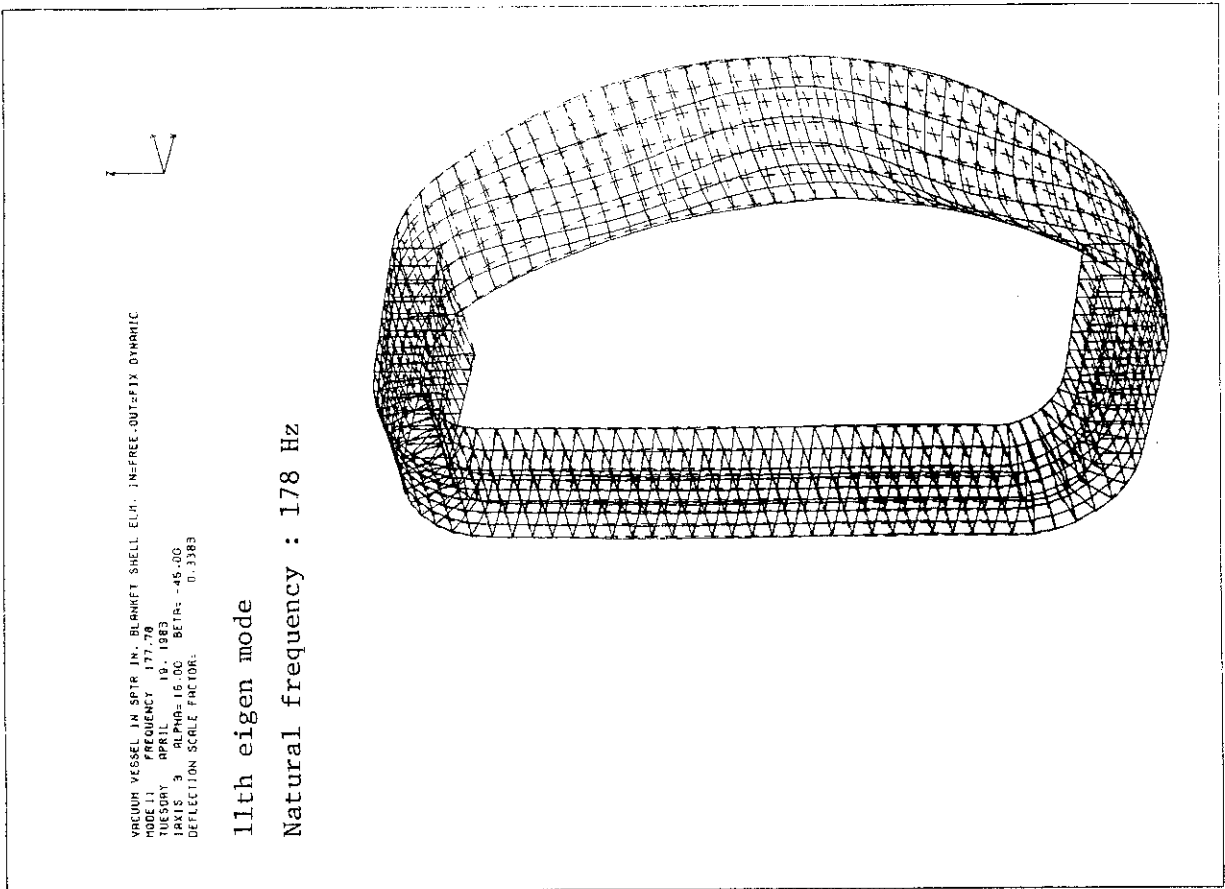
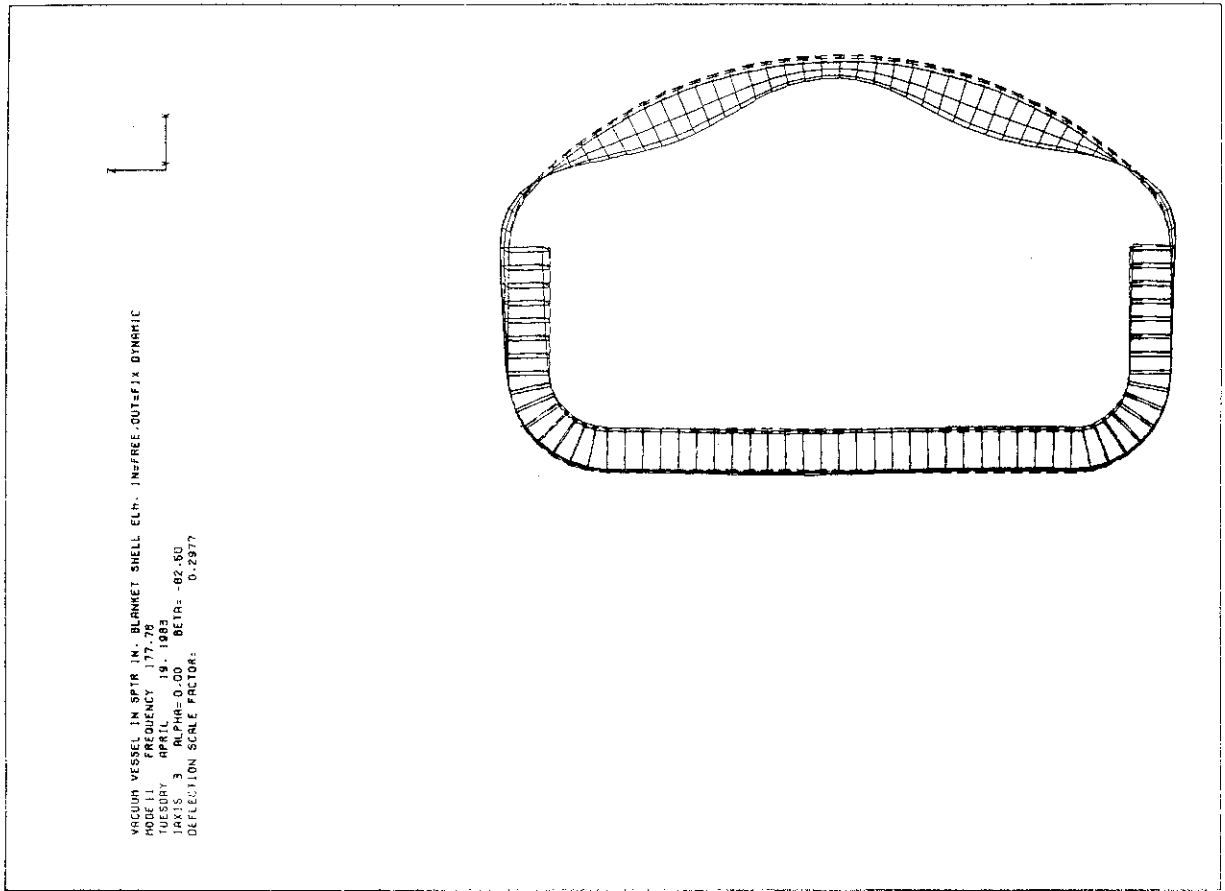


Fig. 4.1 (Cont')

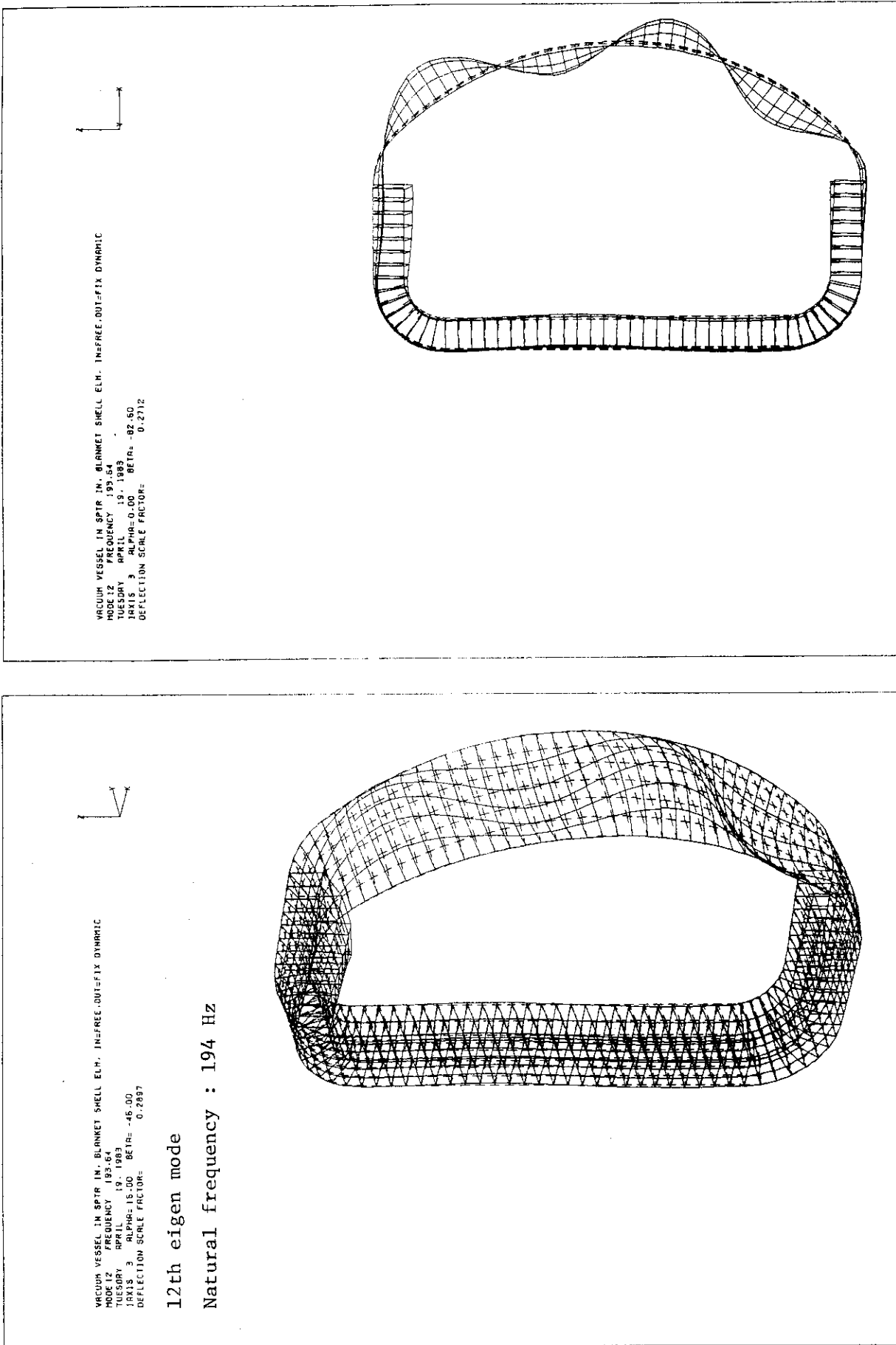


Fig. 4.1 (Cont')

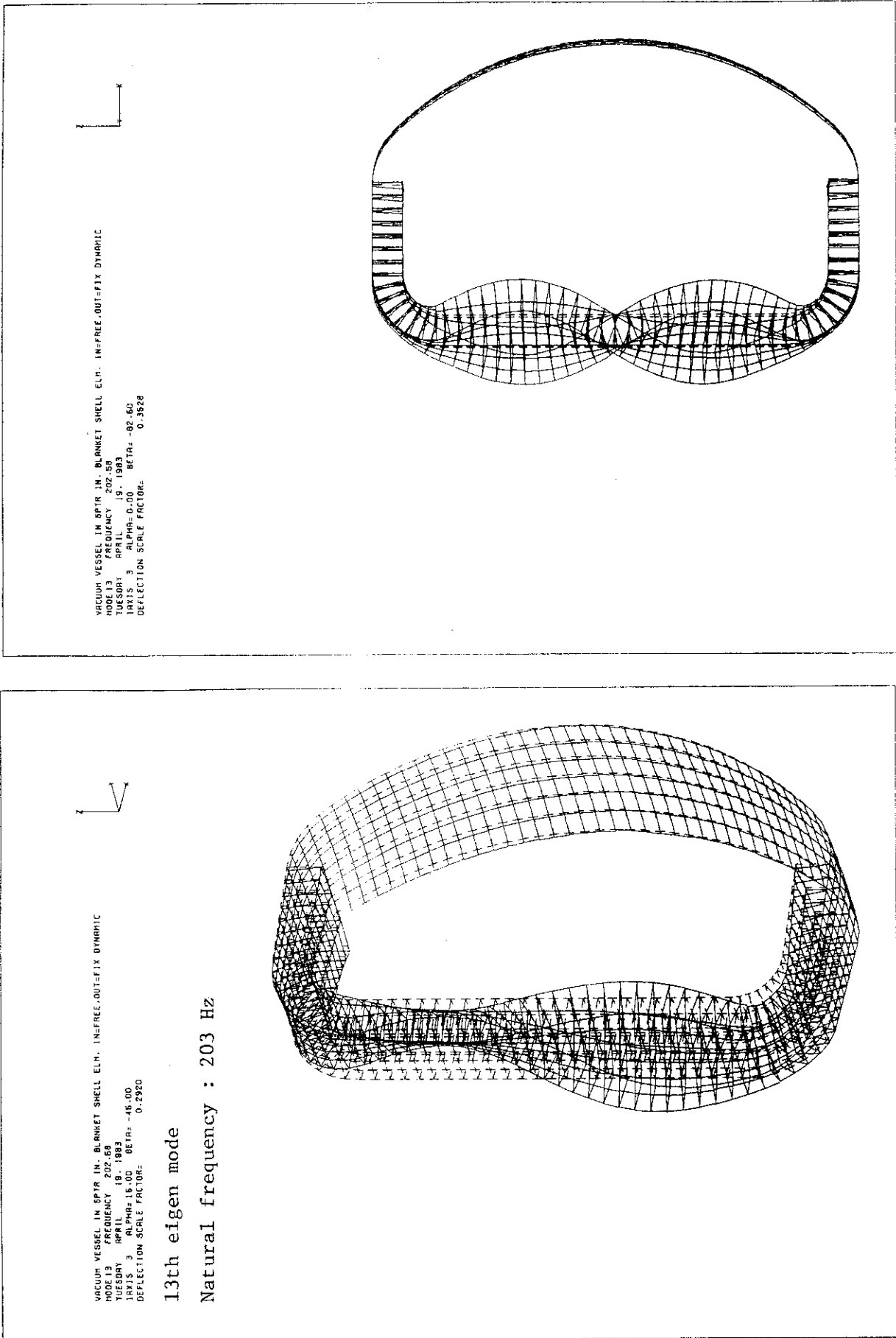


Fig. 4.1 (Cont')

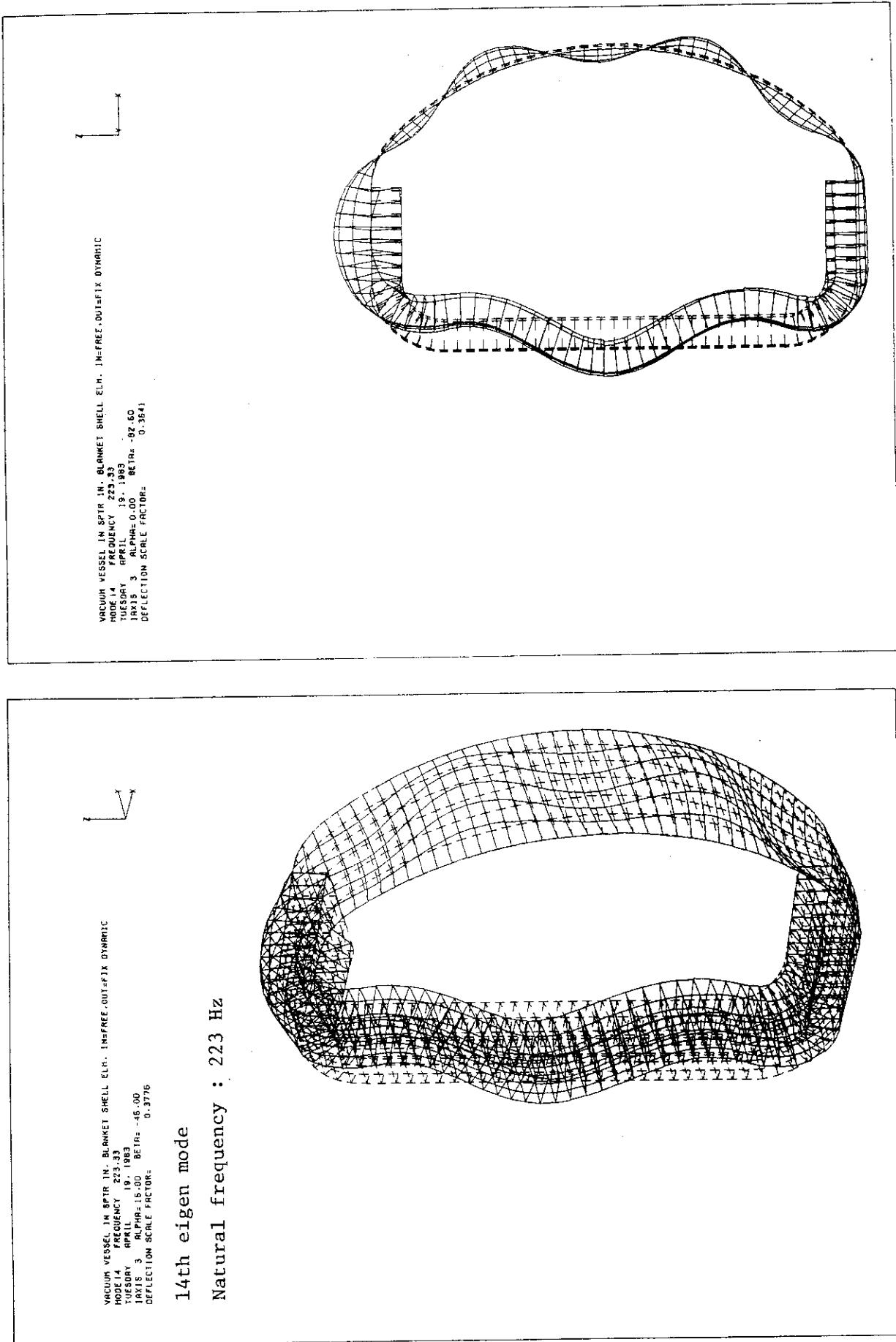


Fig. 4.1 (Cont')

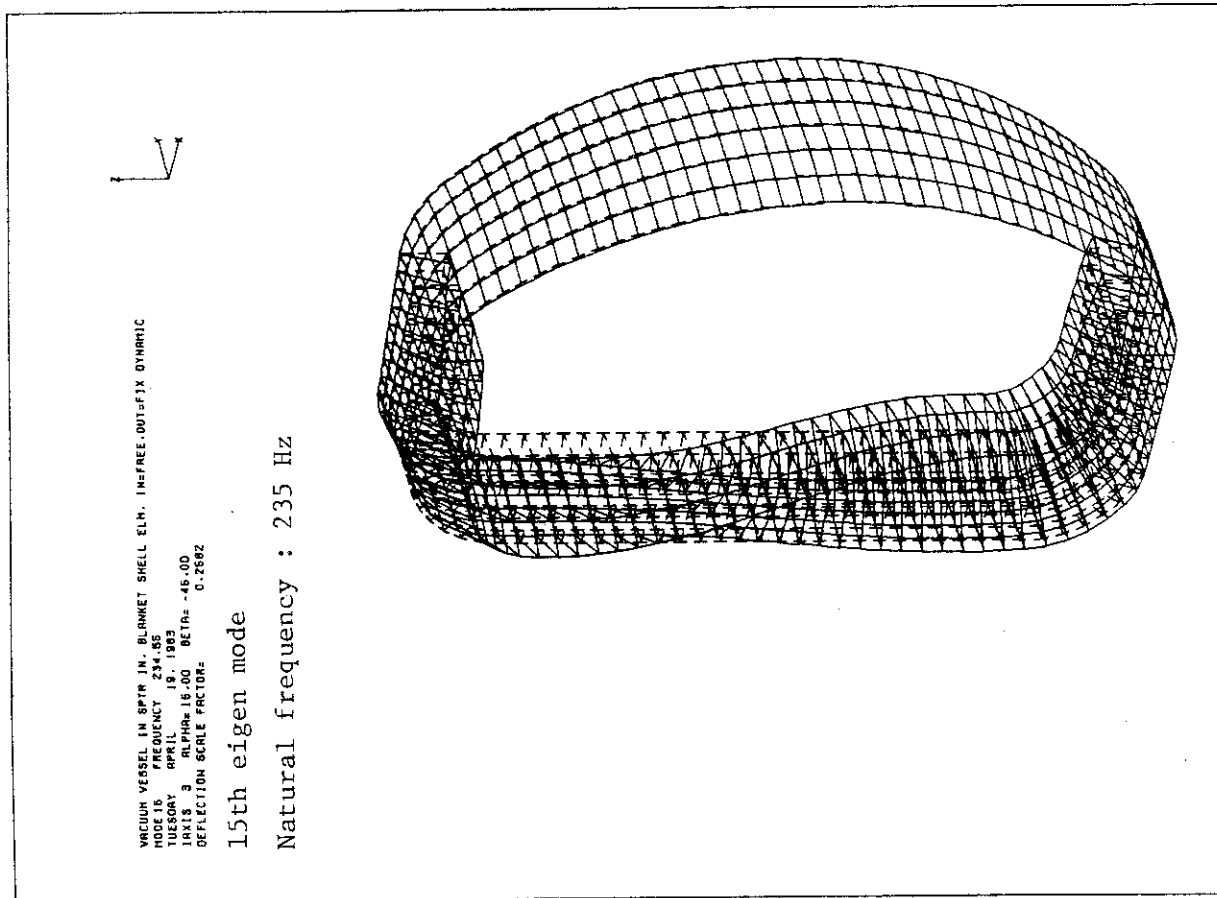
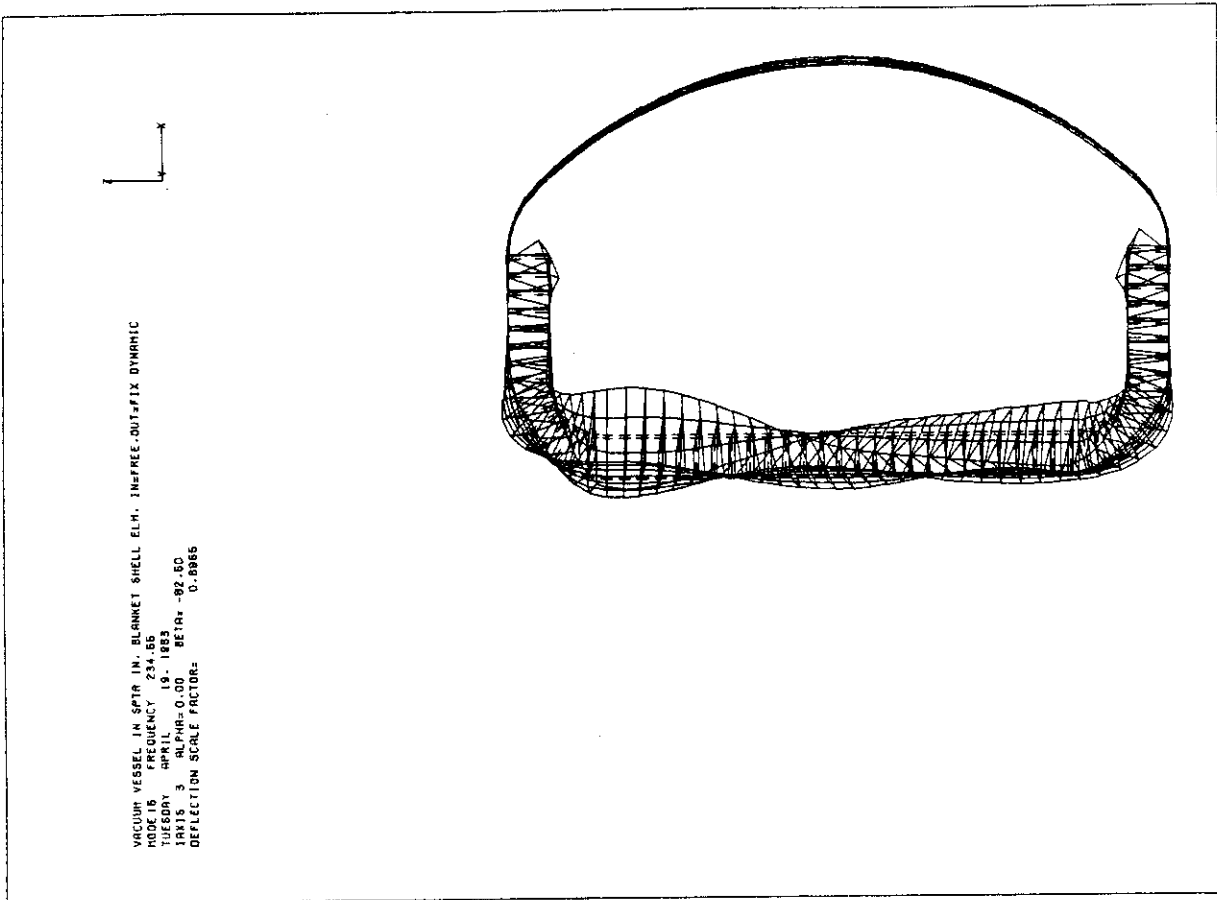


Fig. 4.1 (Cont')

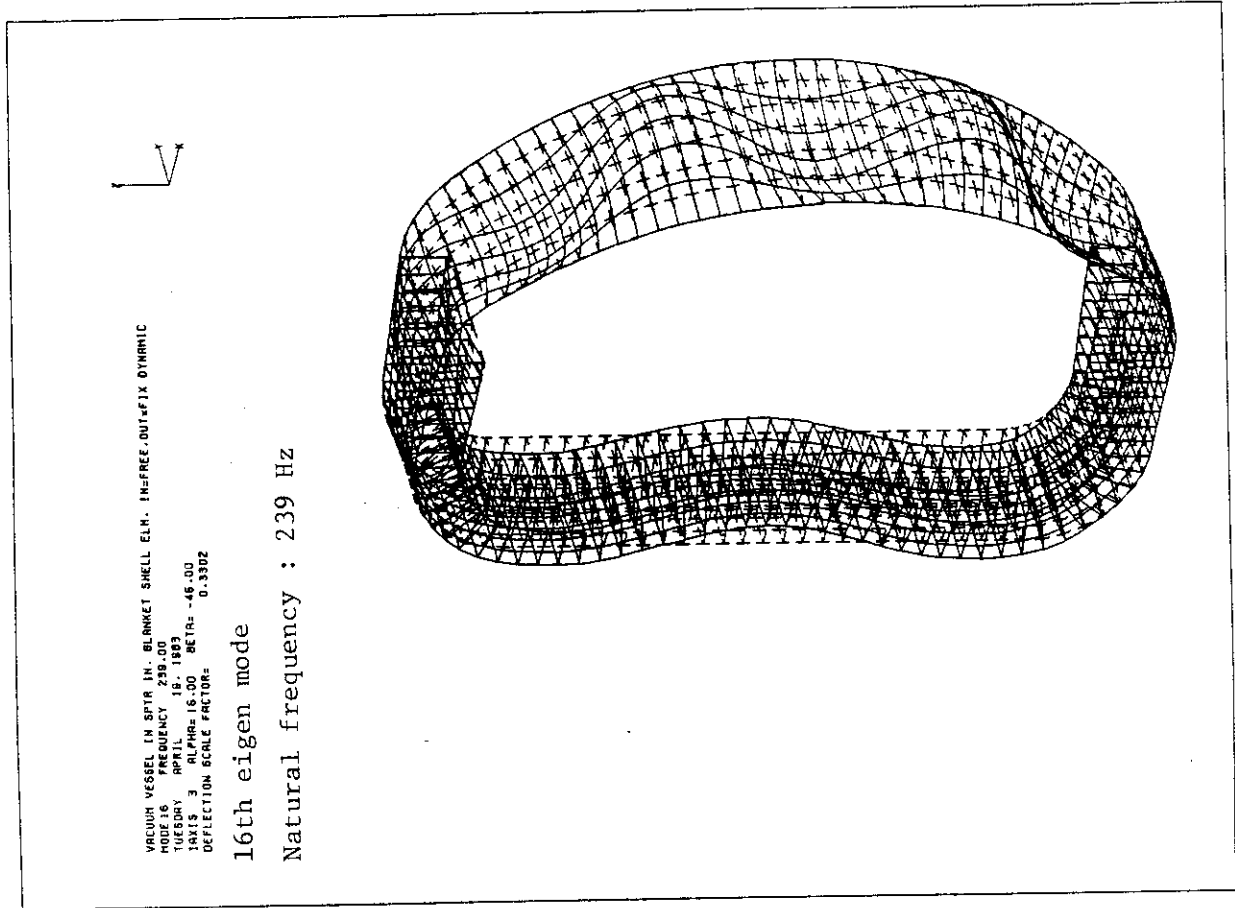
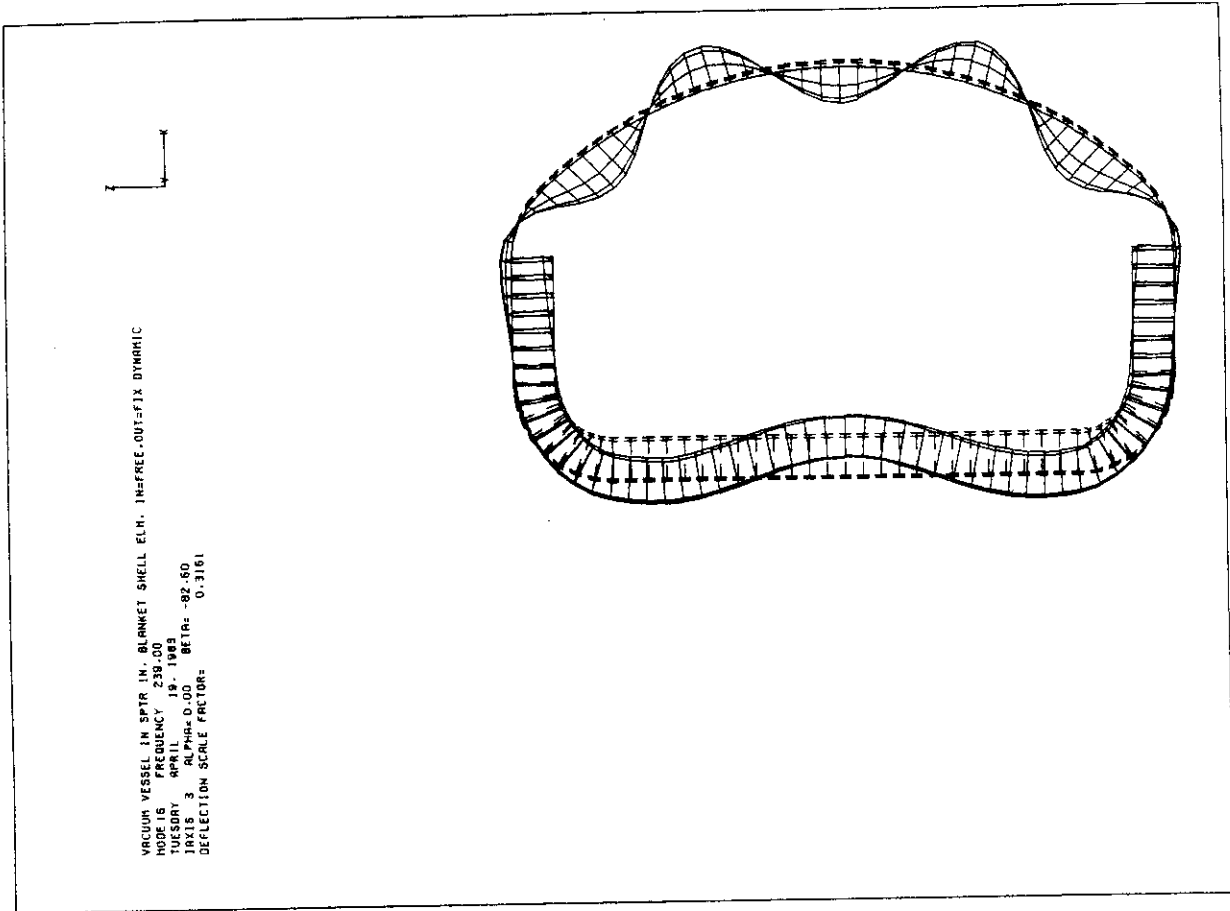


Fig. 4.1 (Cont')

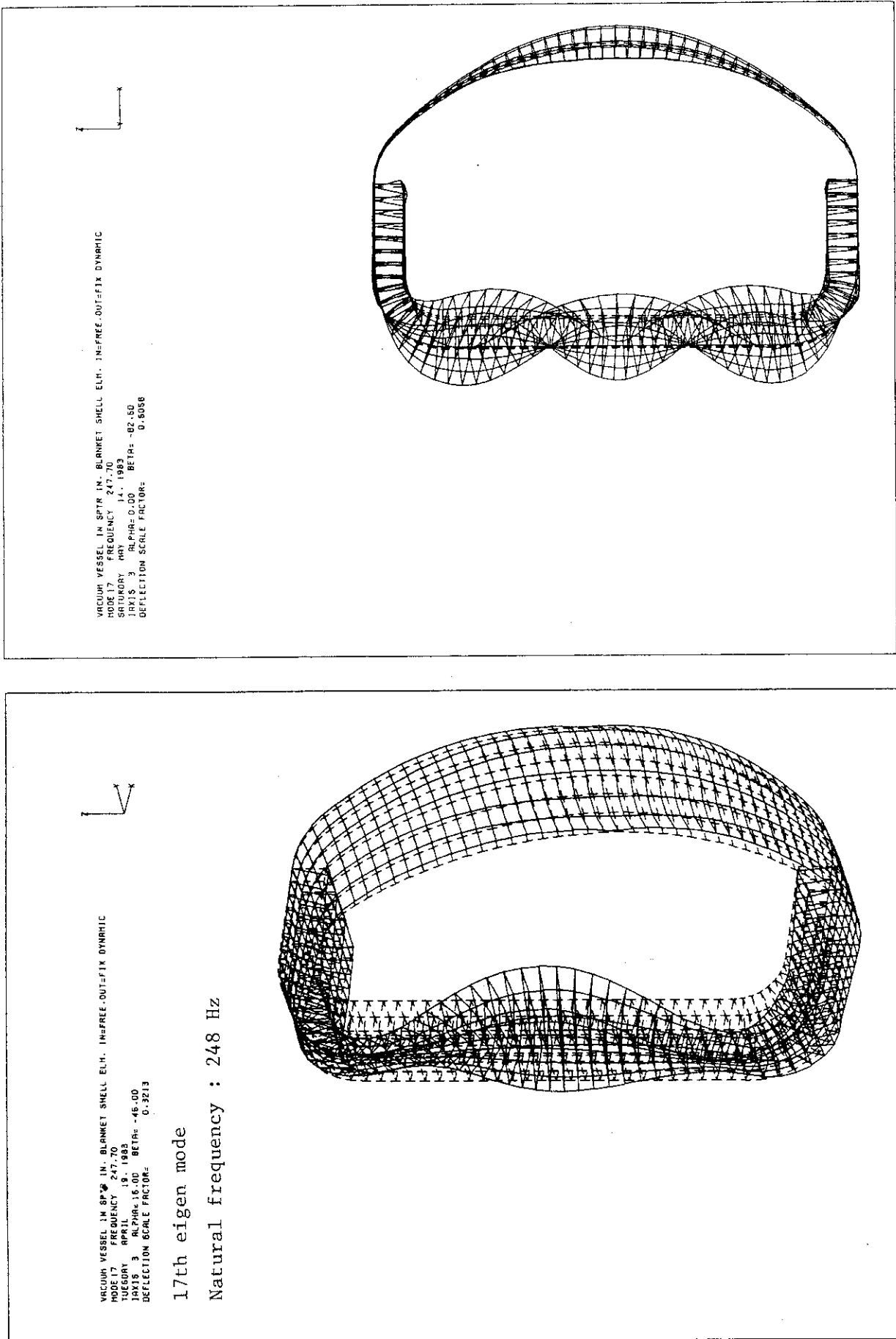


Fig. 4.1 (Cont')

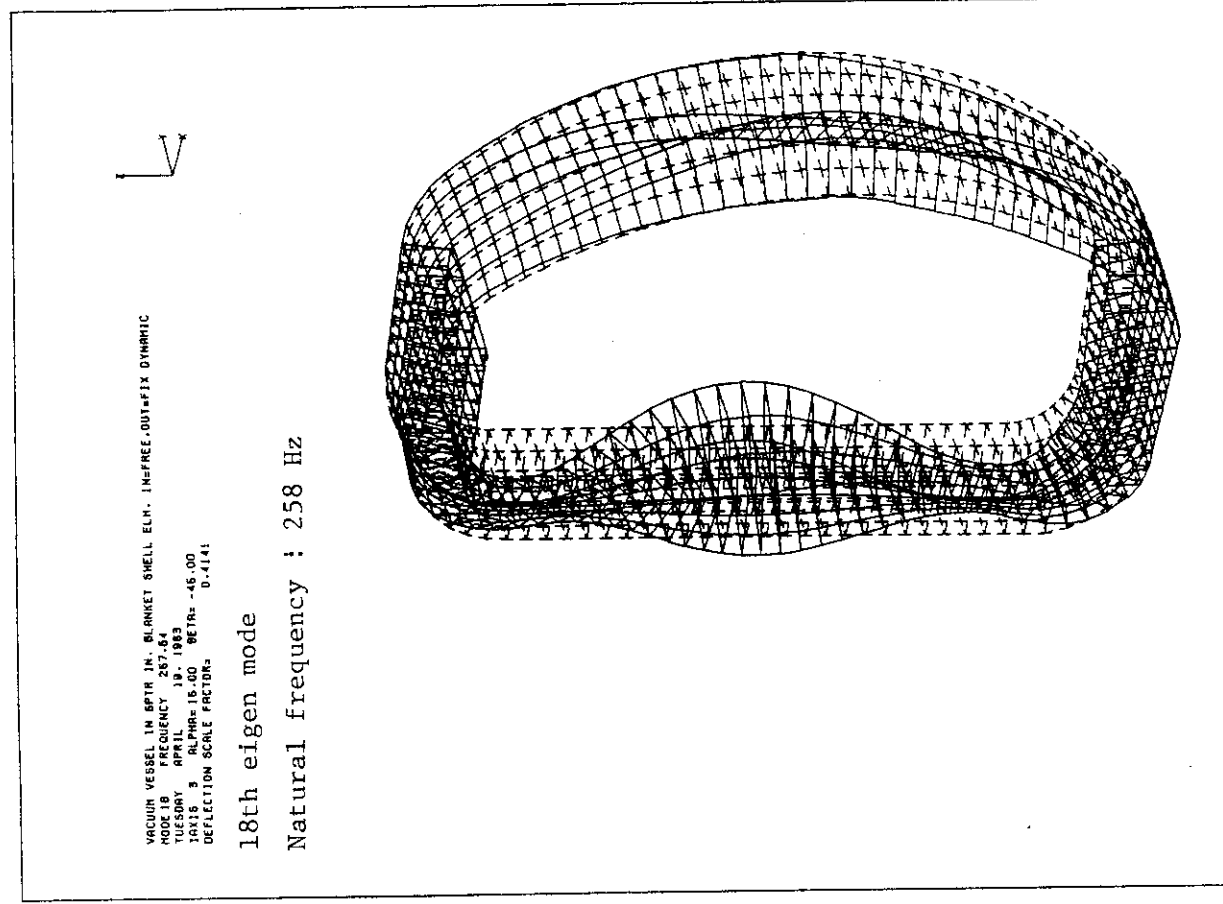
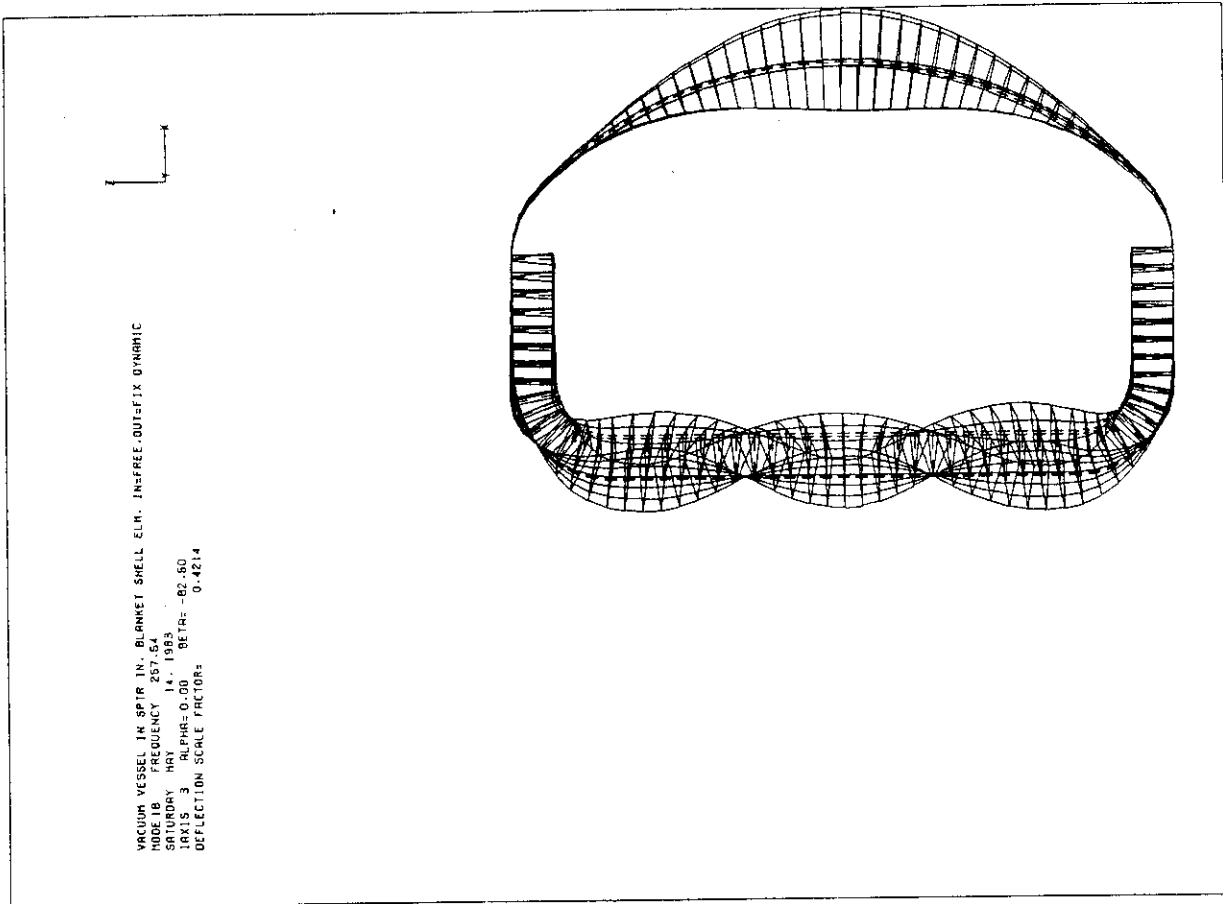


Fig. 4.1 (Cont')

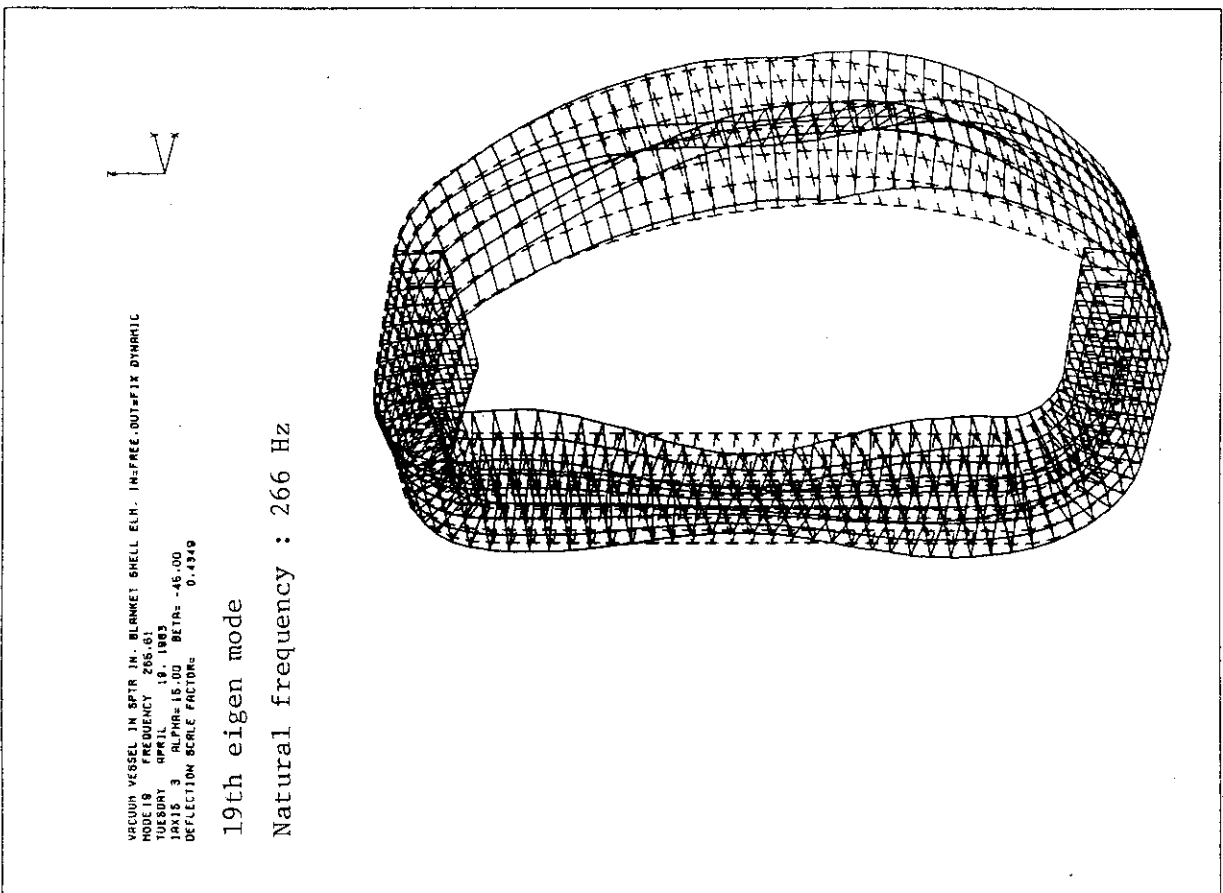
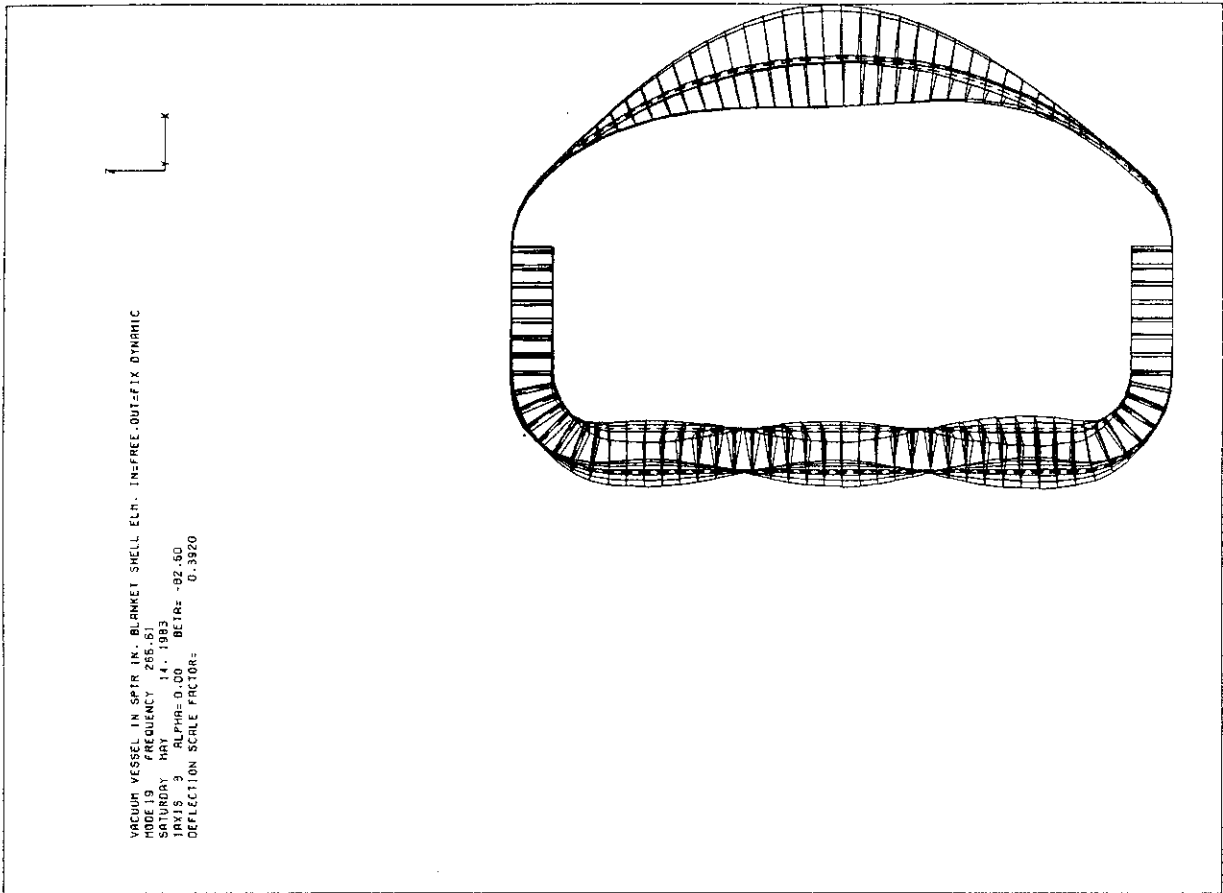


Fig. 4.1 (Cont')

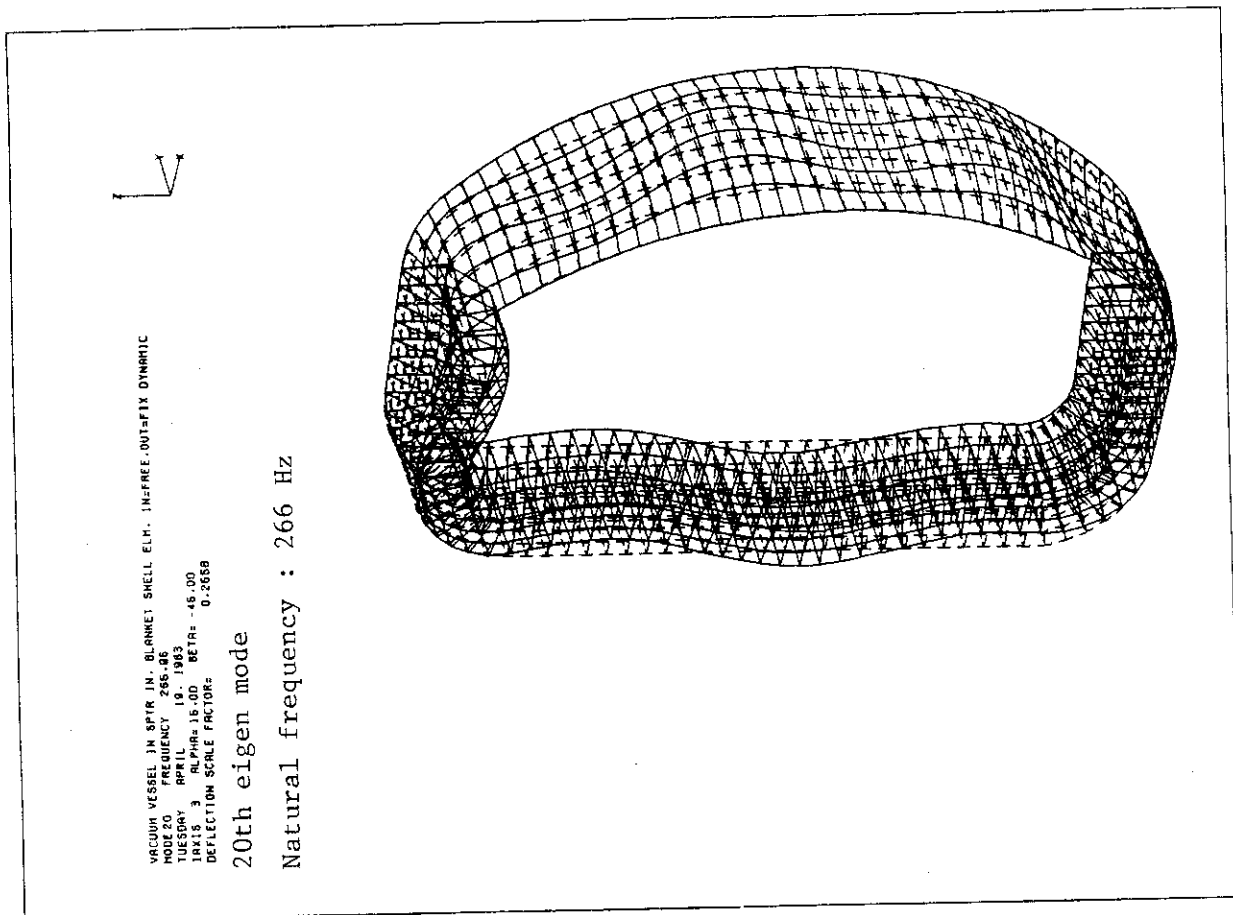
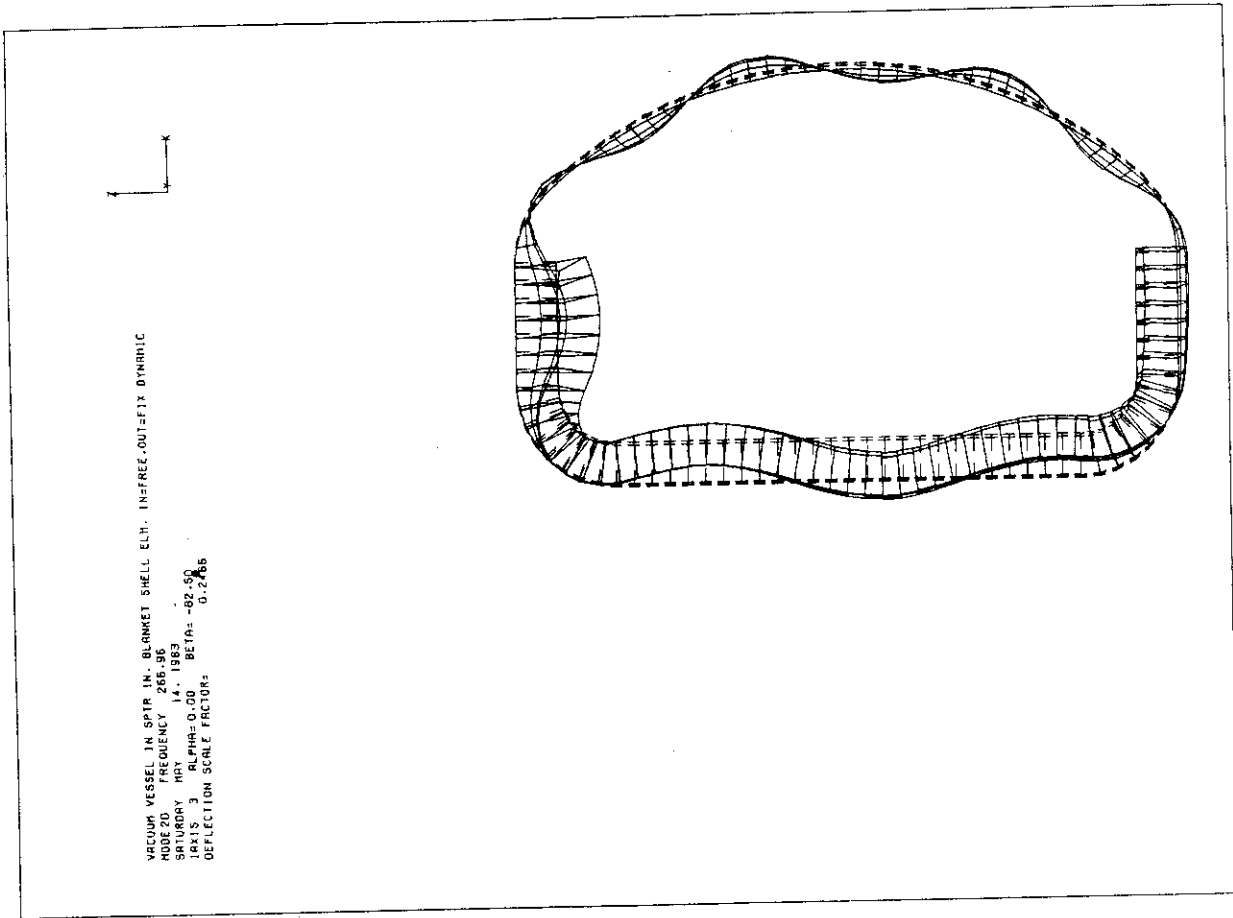


Fig. 4.1 (Cont')

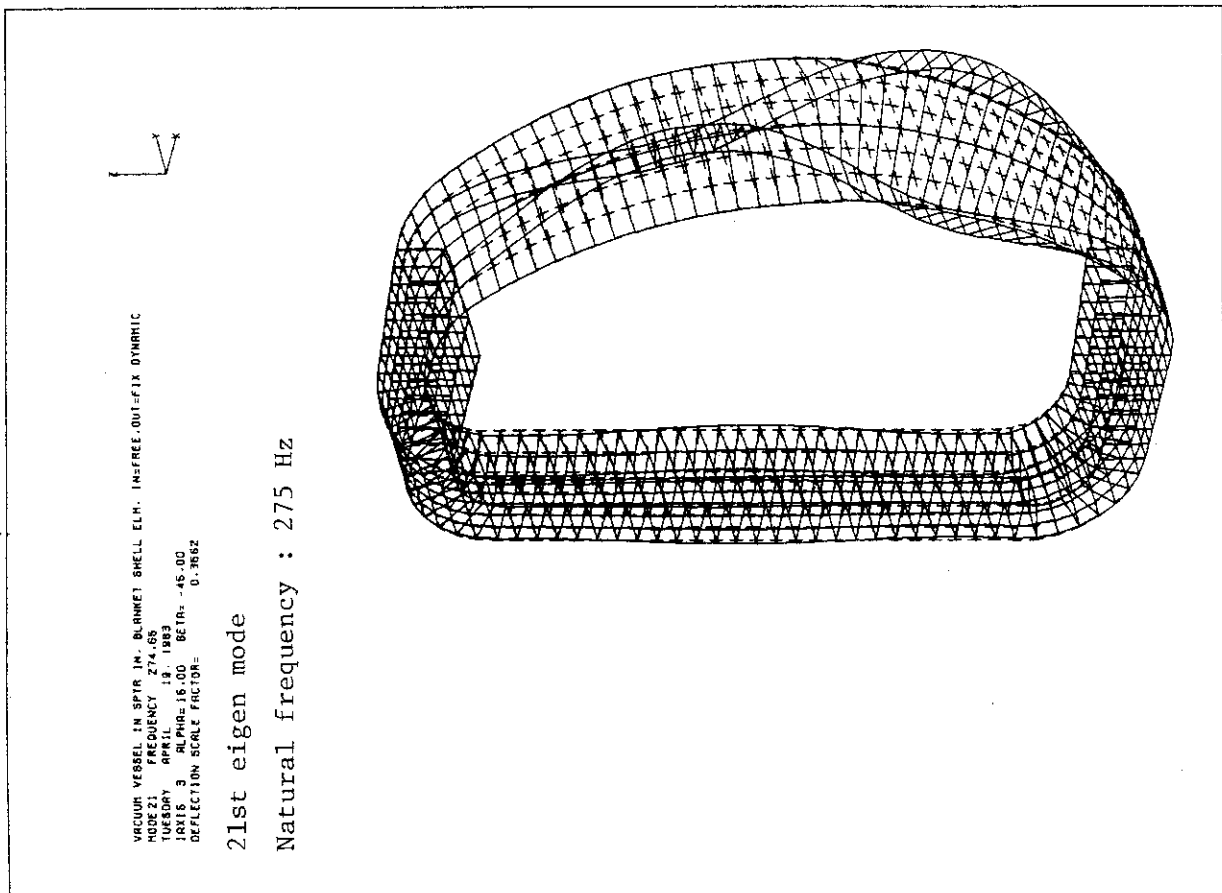
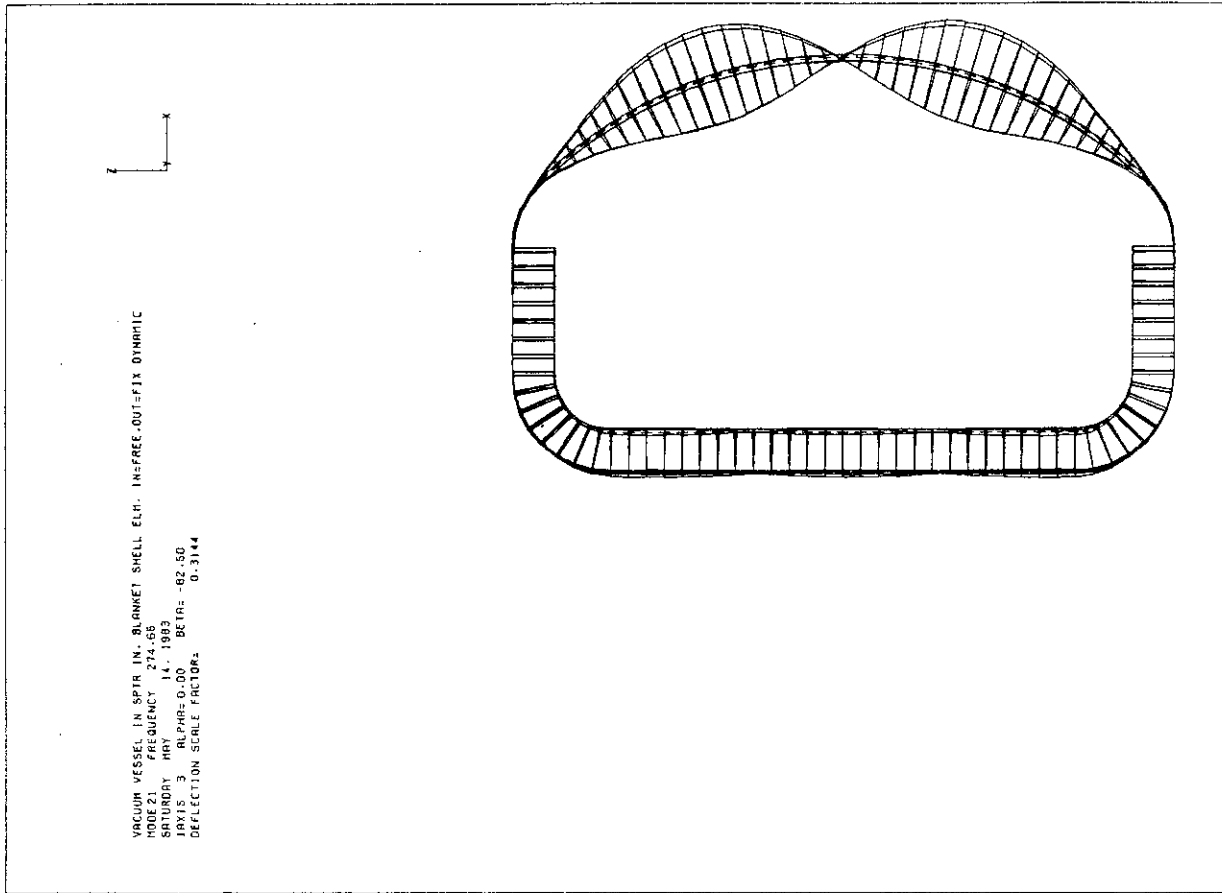


Fig. 4.1 (Cont')

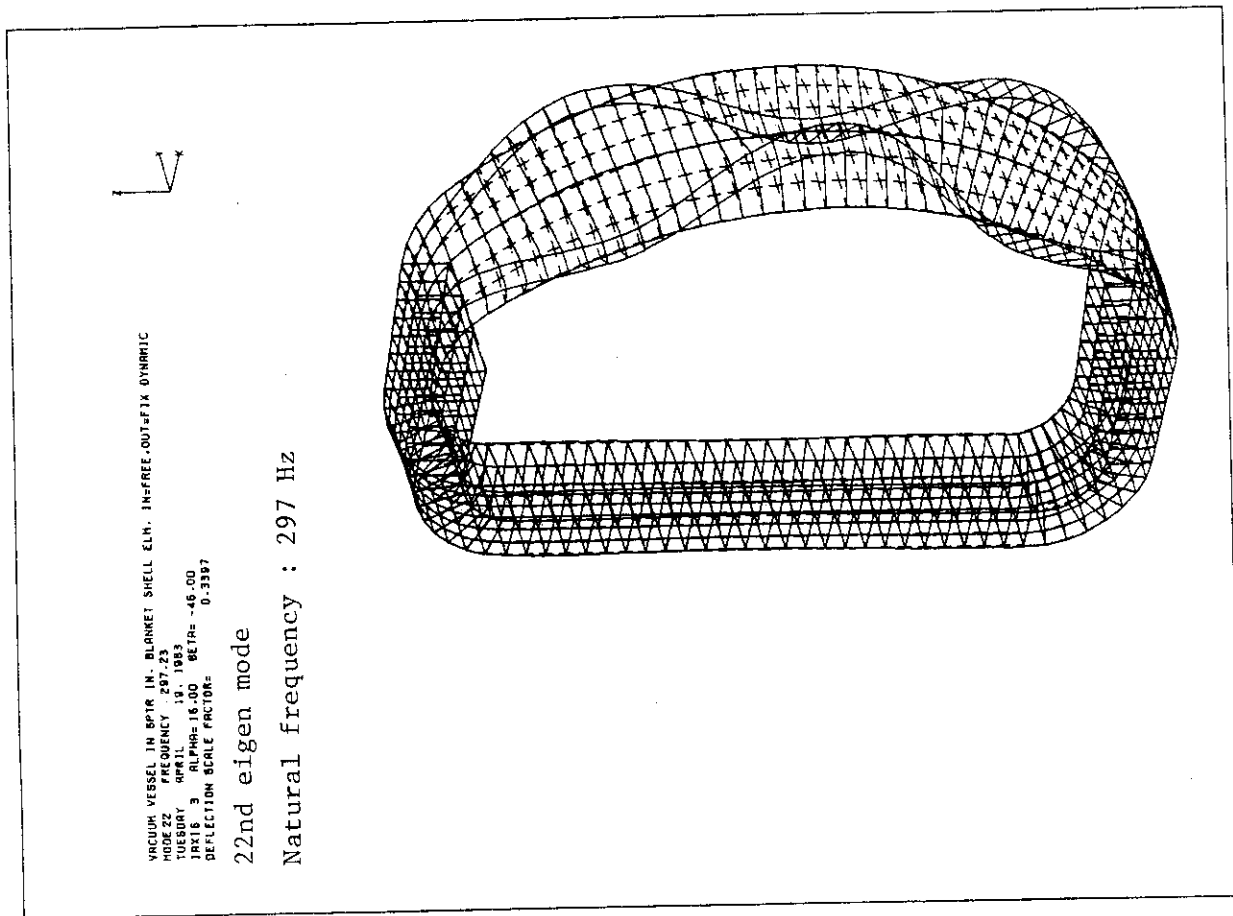
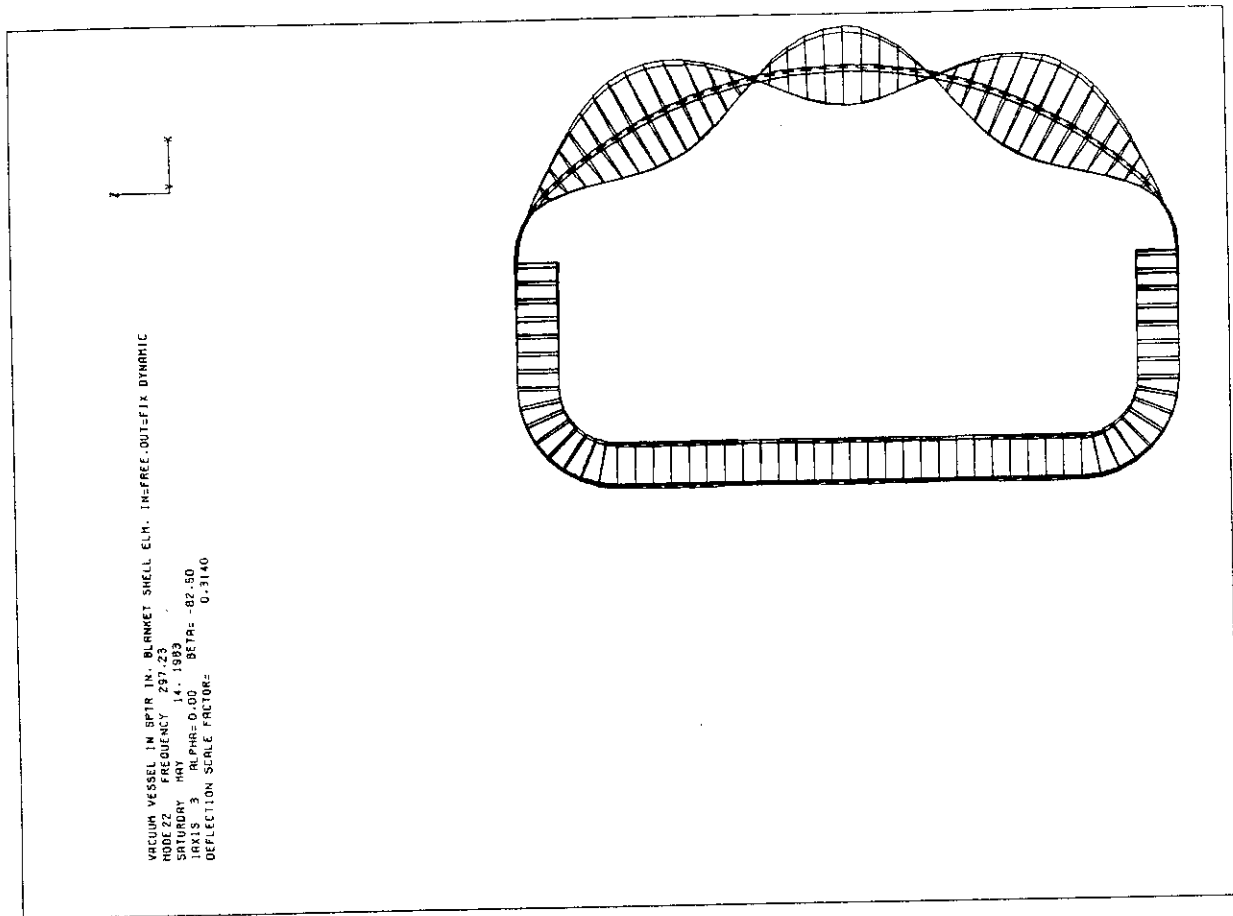


Fig. 4.1 (Cont')

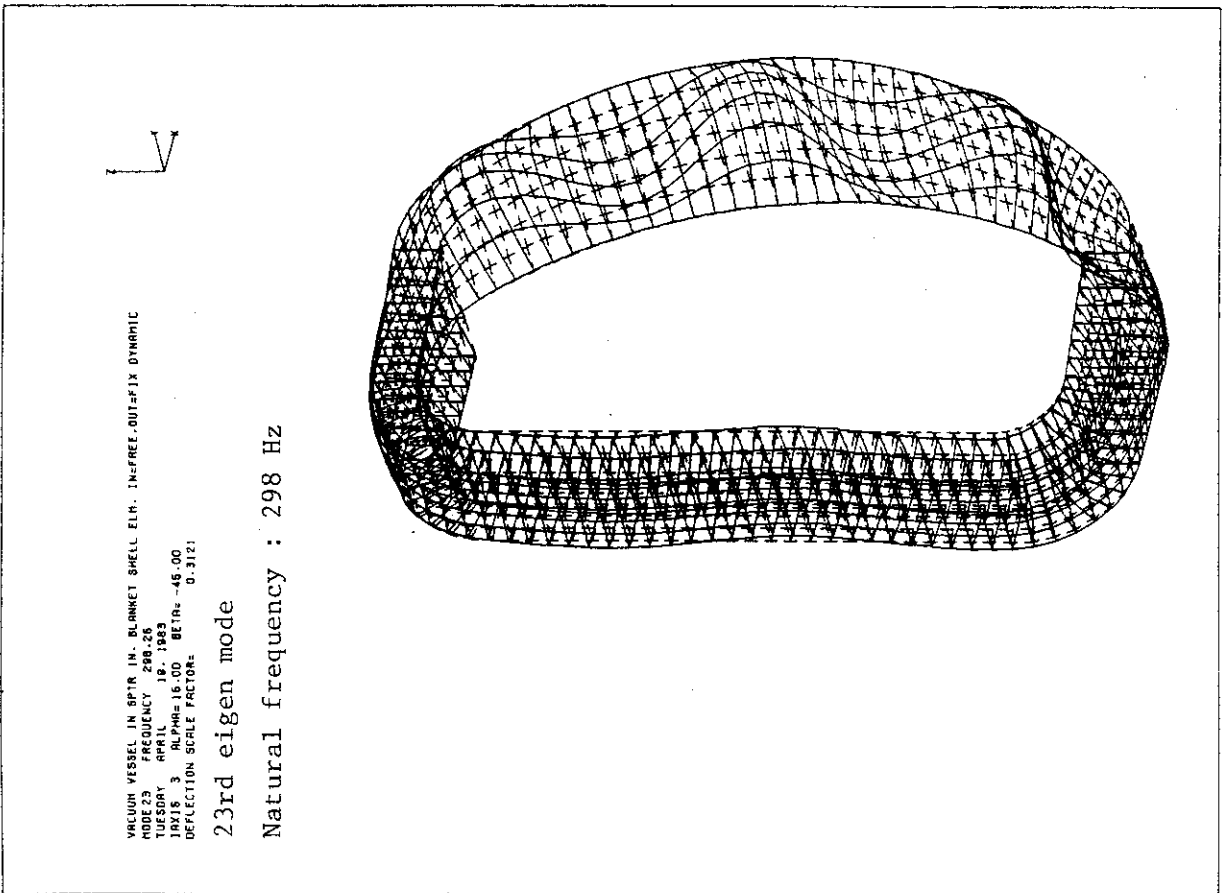
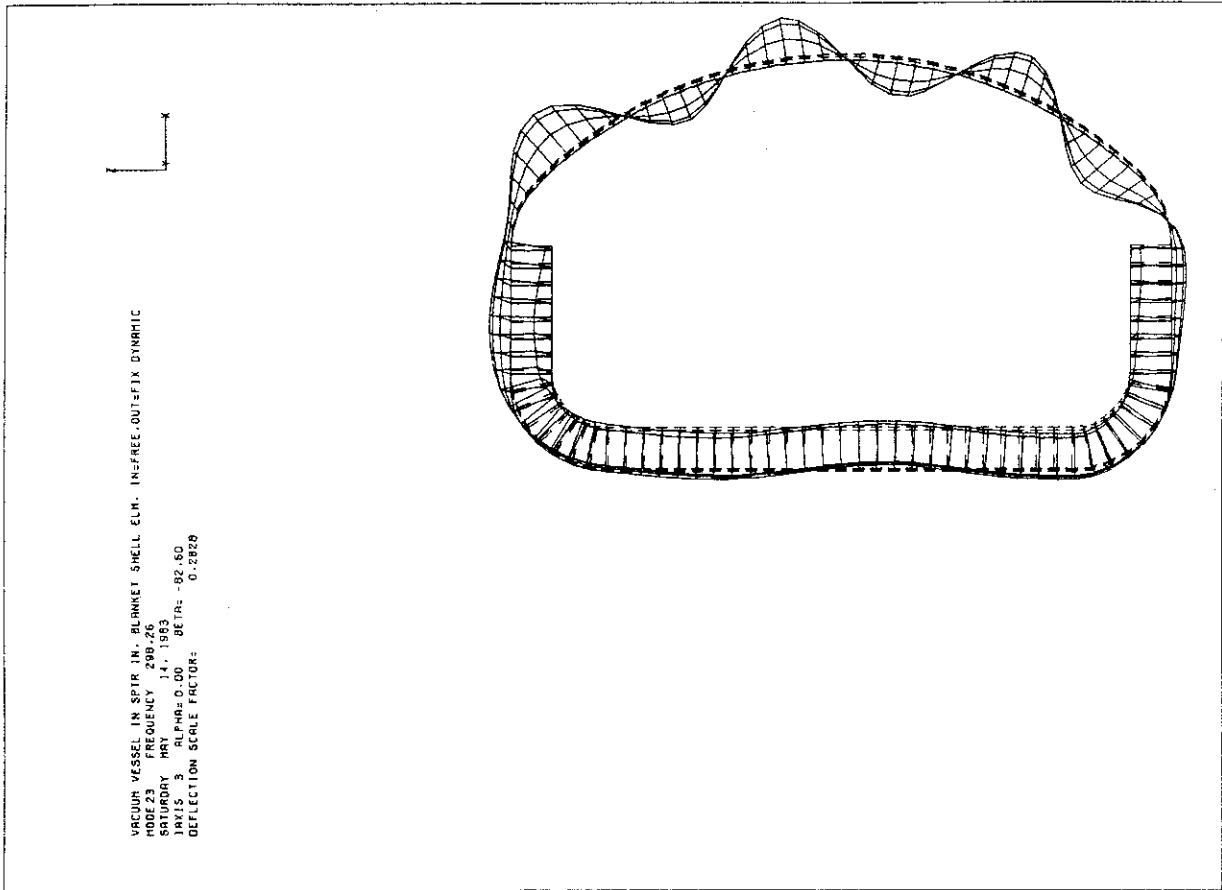


Fig. 4.1 (Cont')

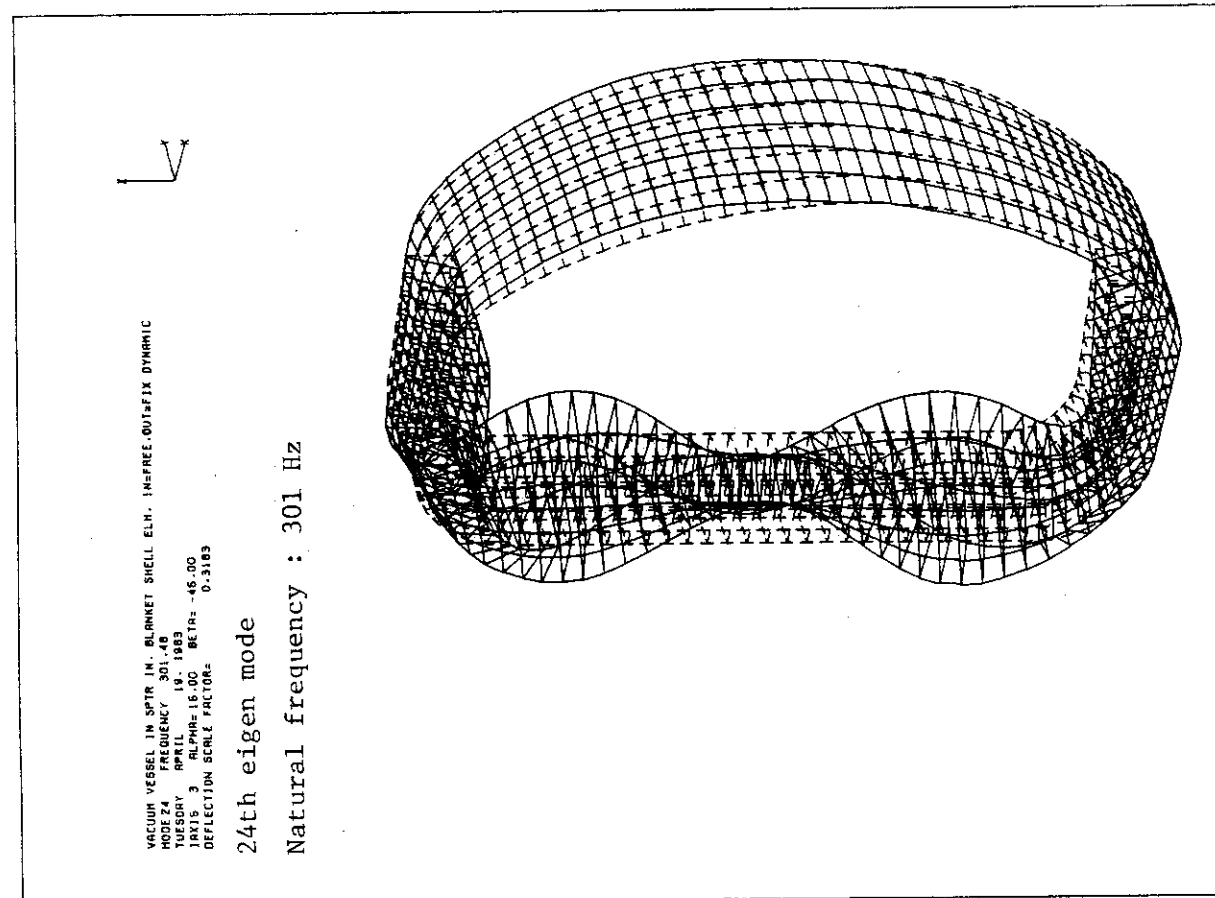
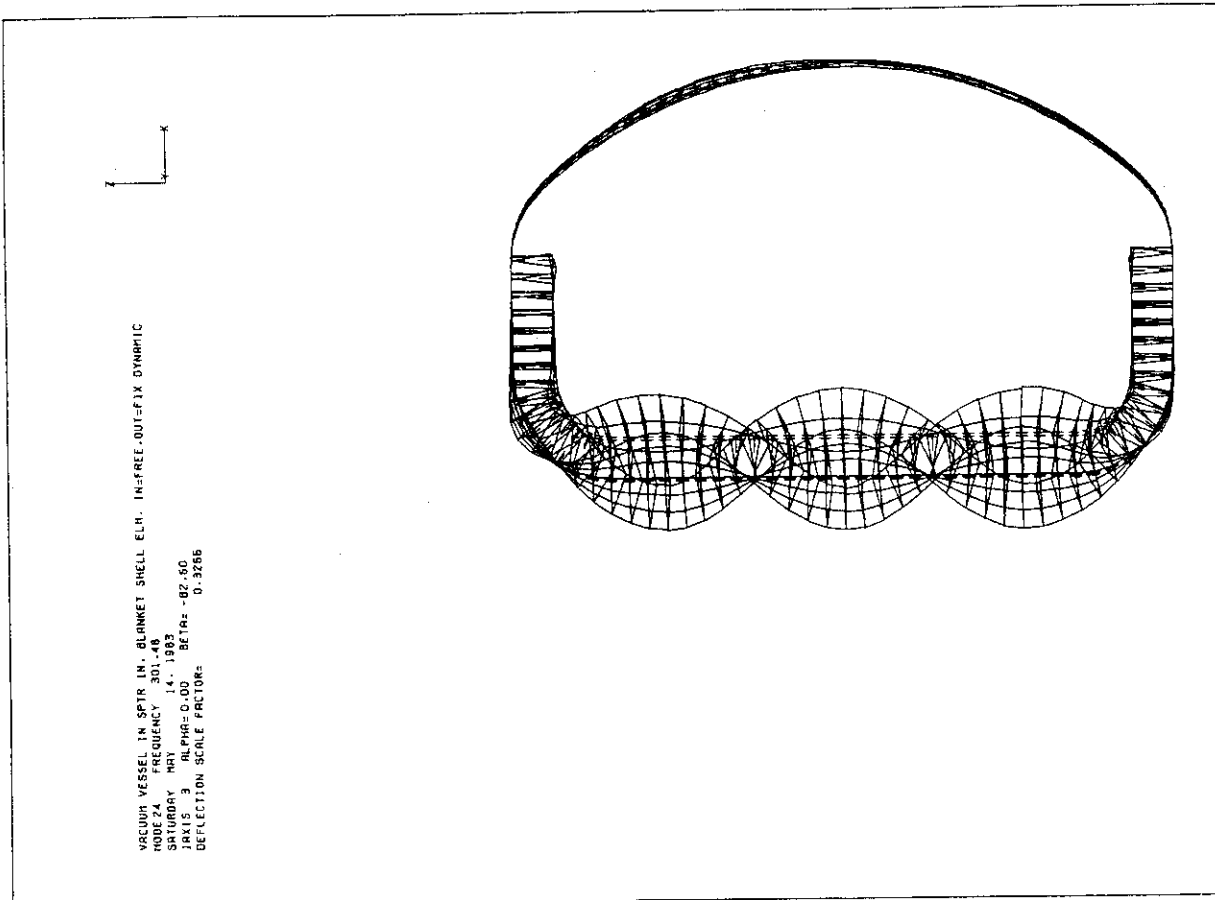


Fig. 4.1 (Cont')

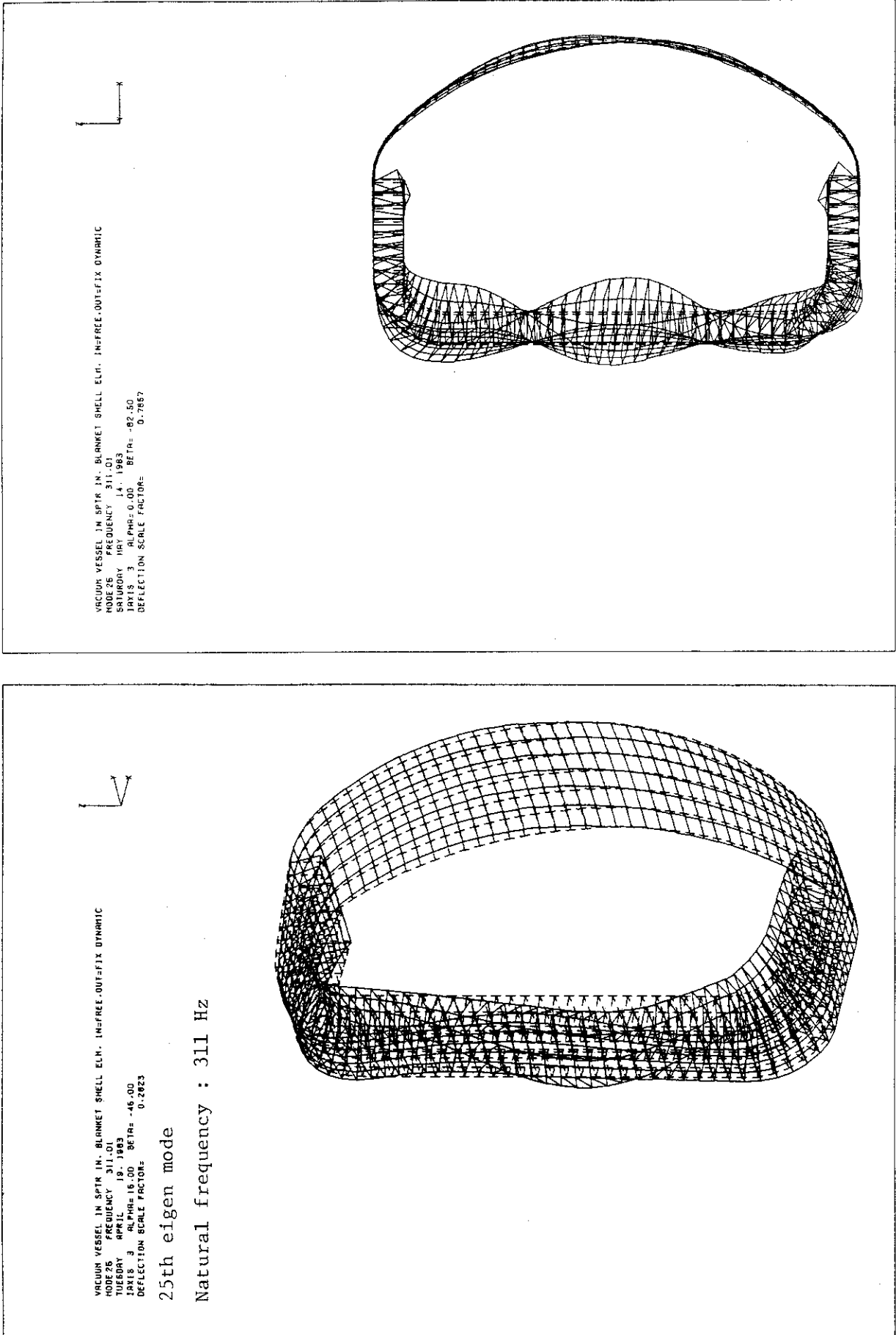


Fig. 4.1 (Cont')

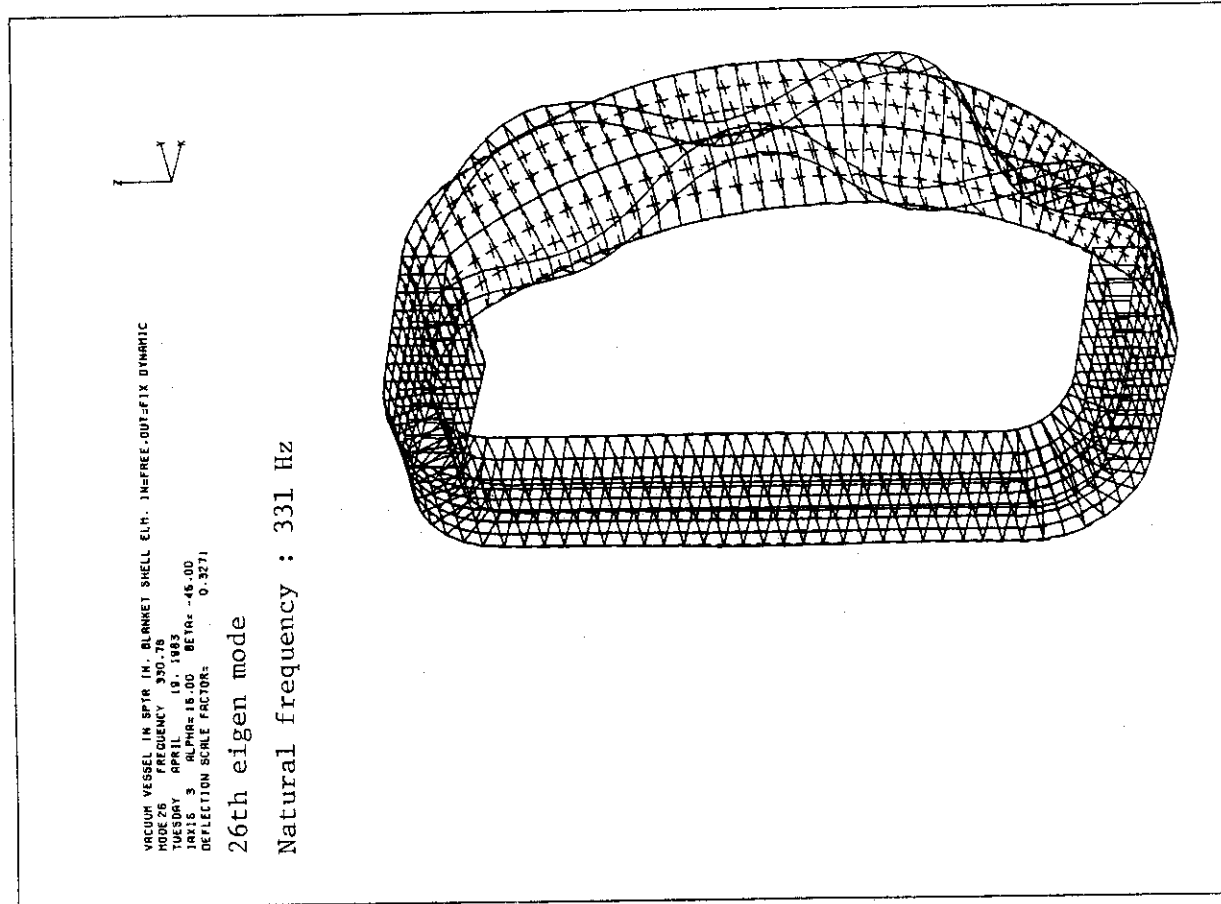
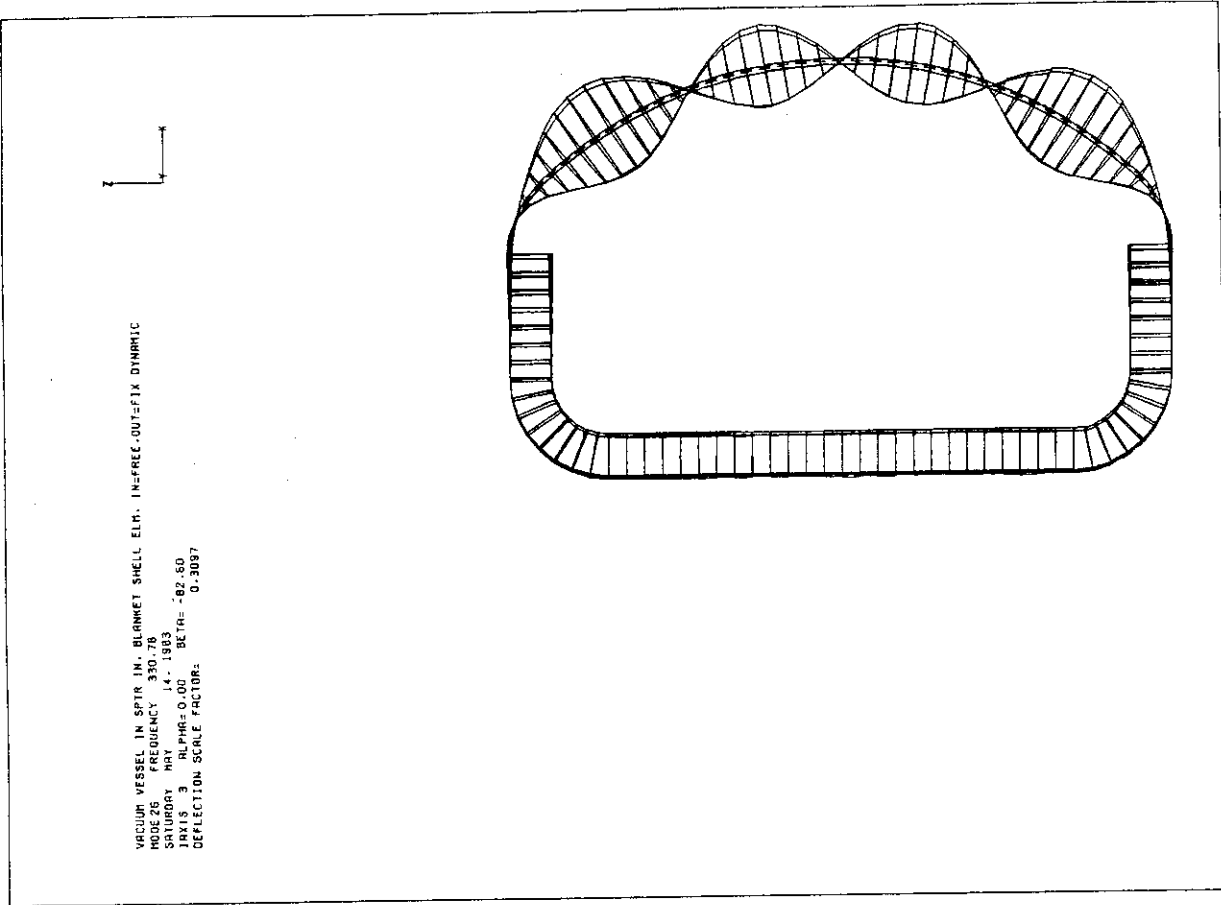


Fig. 4.1 (Cont')

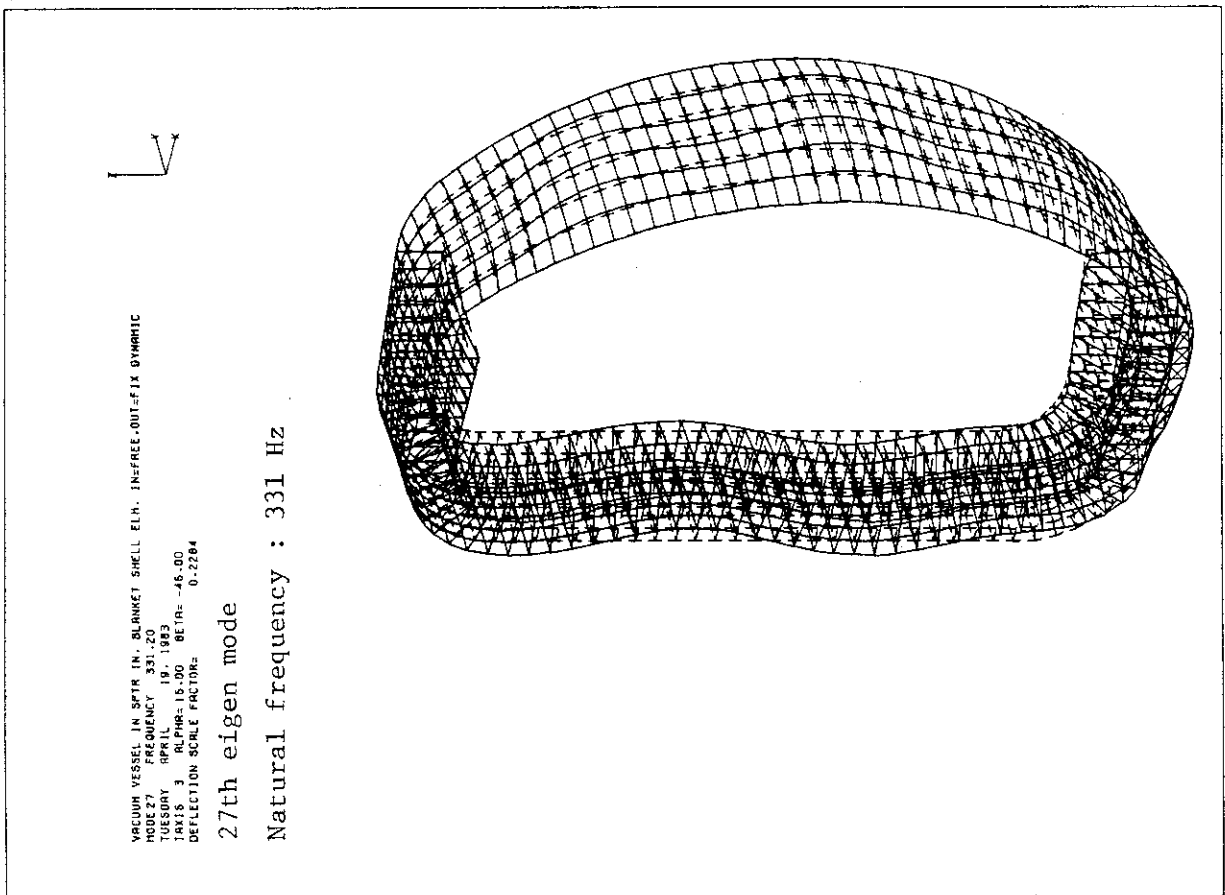
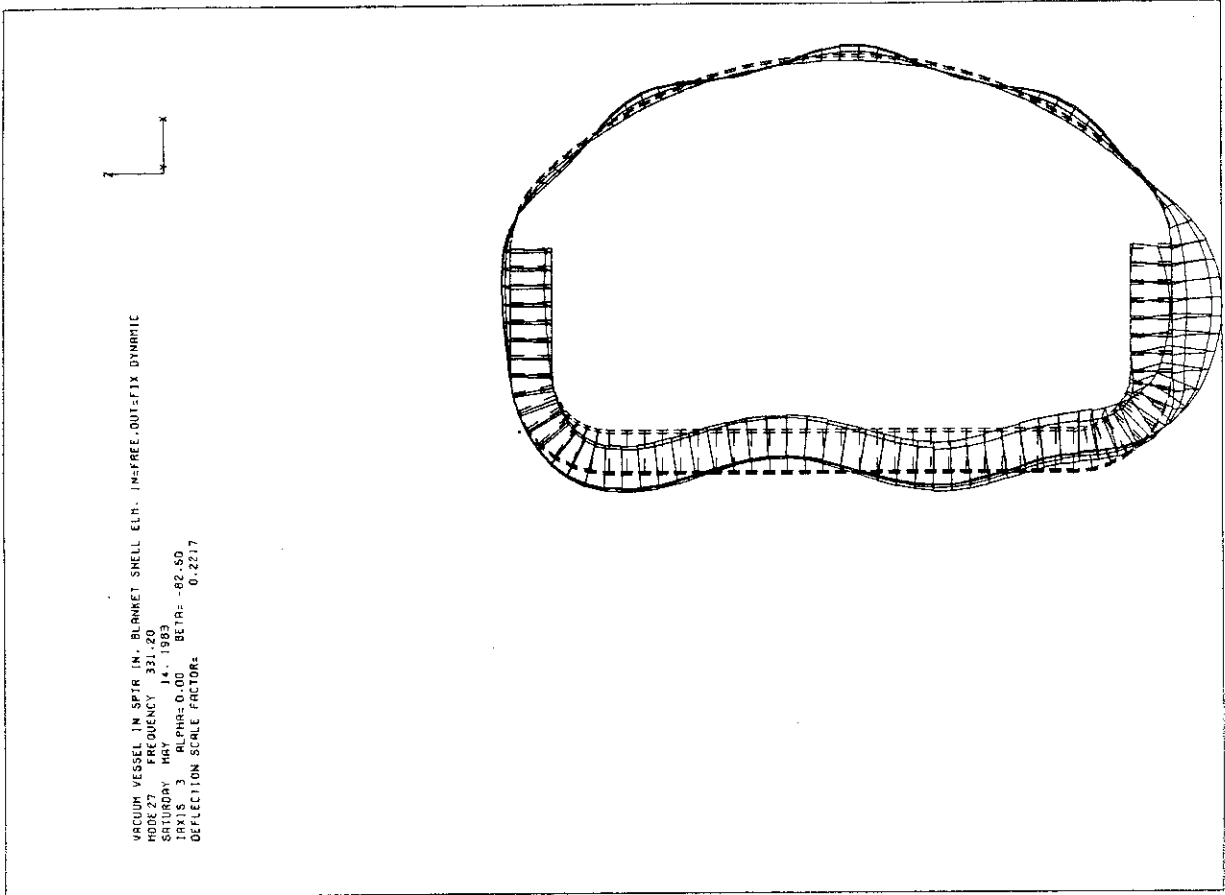


Fig. 4.1 (Cont')

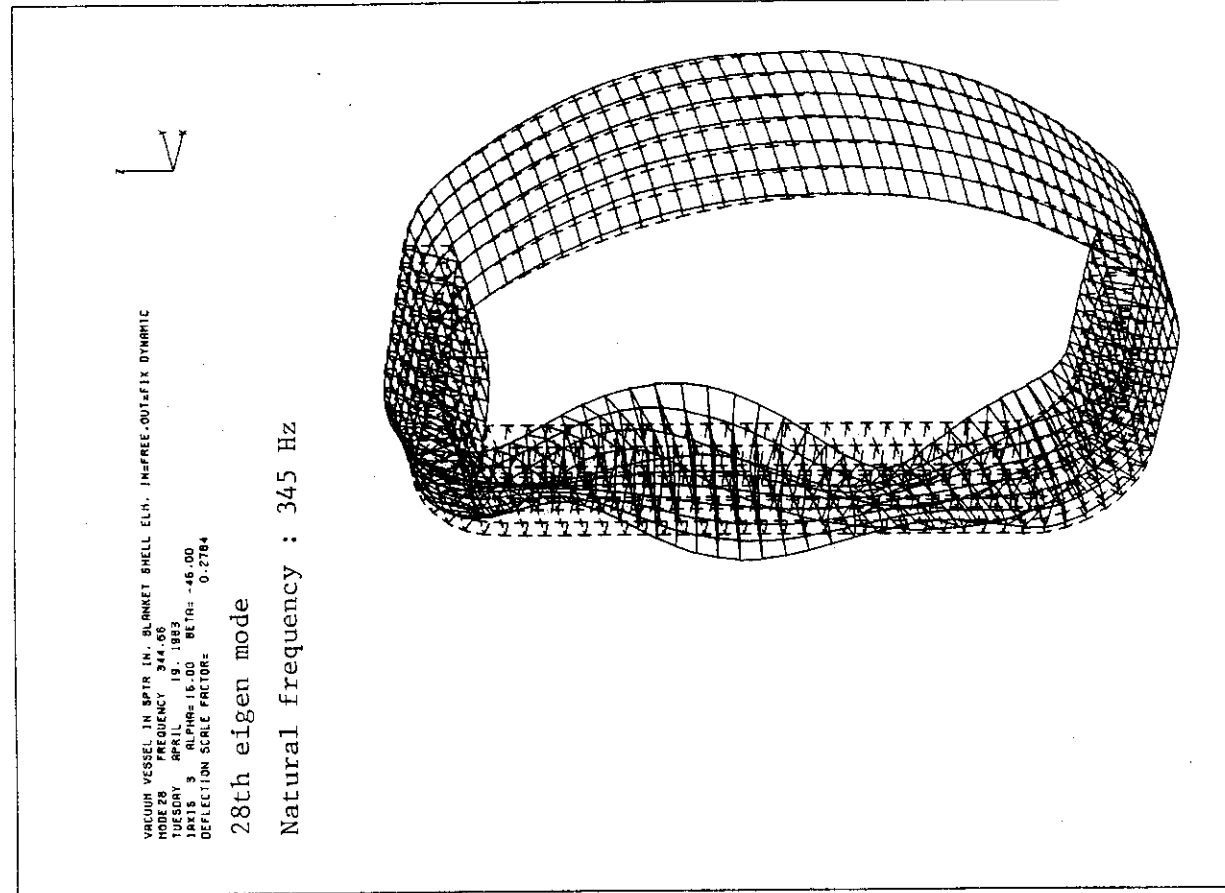
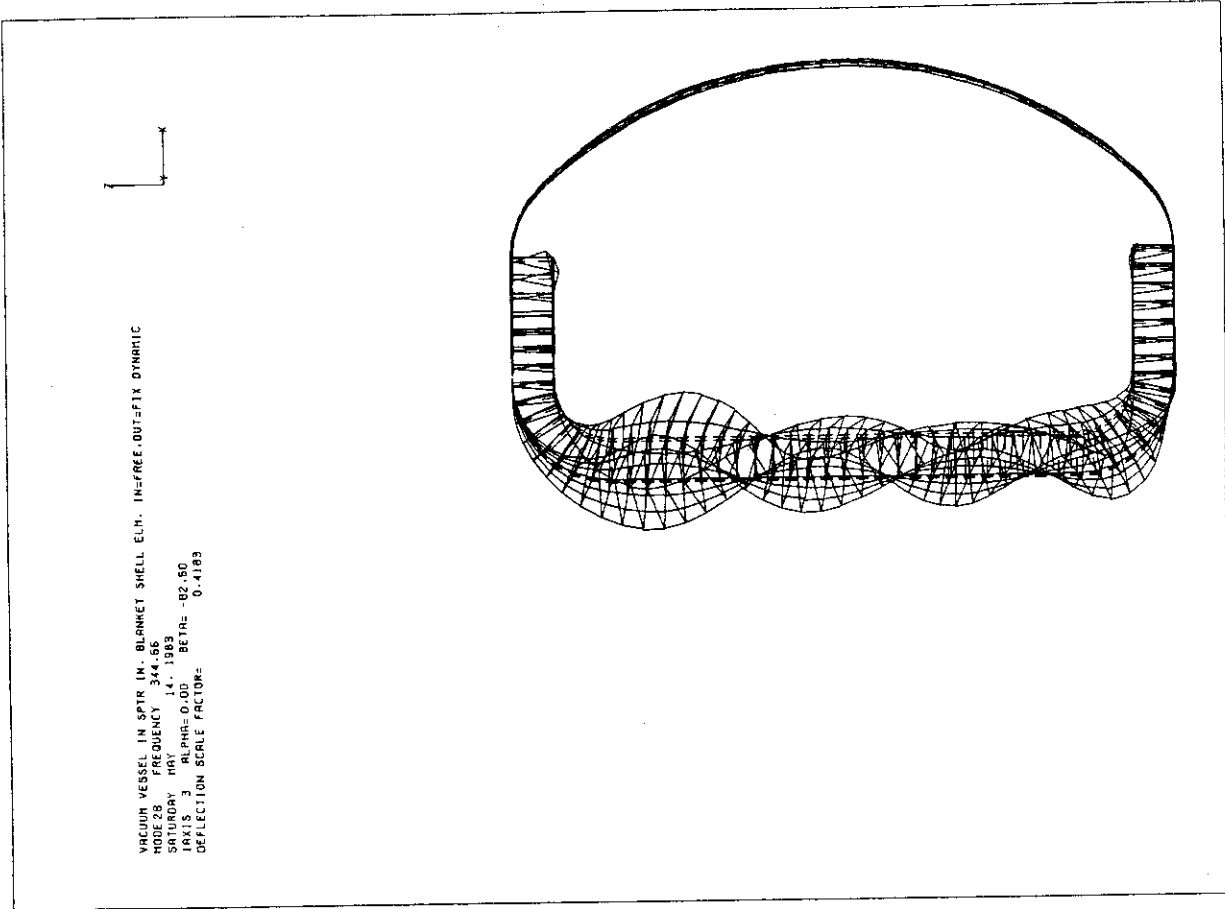


Fig. 4.1 (Cont')

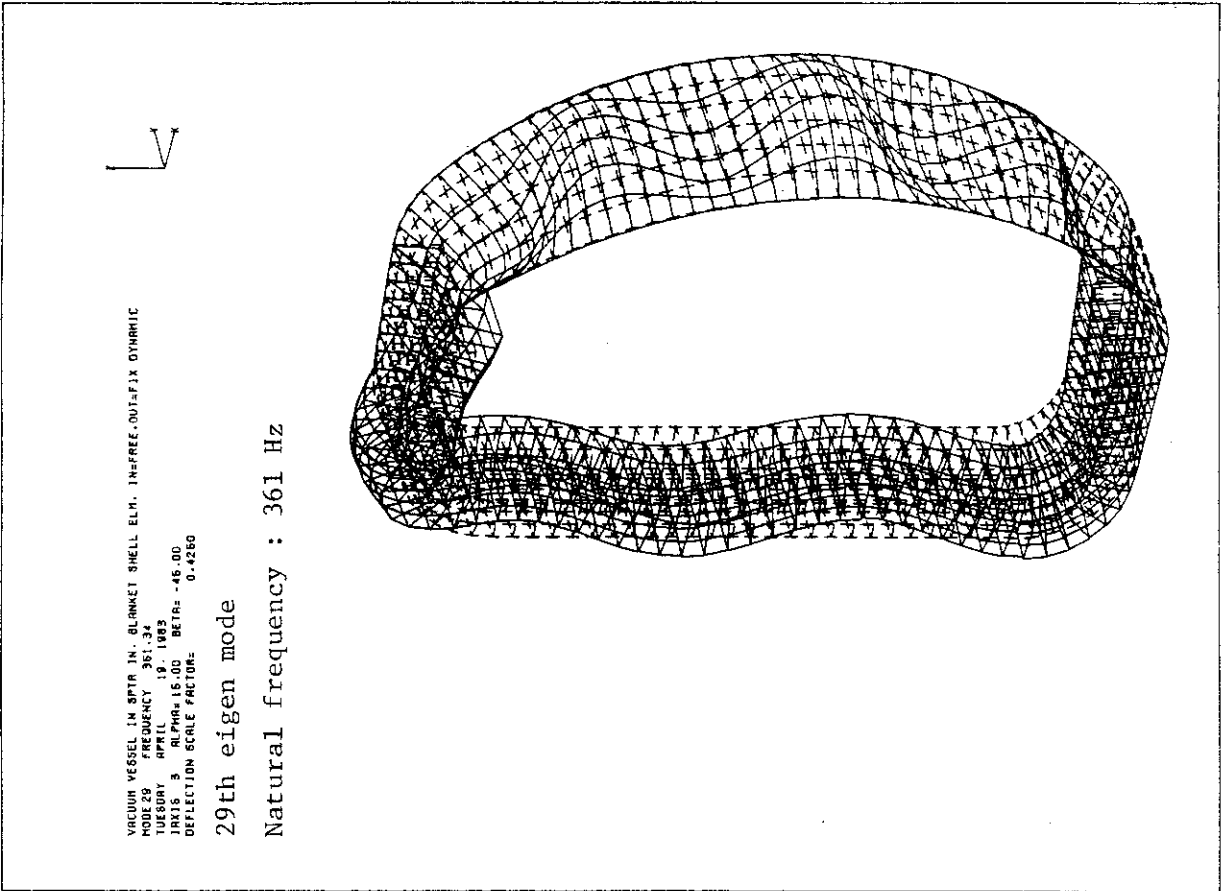
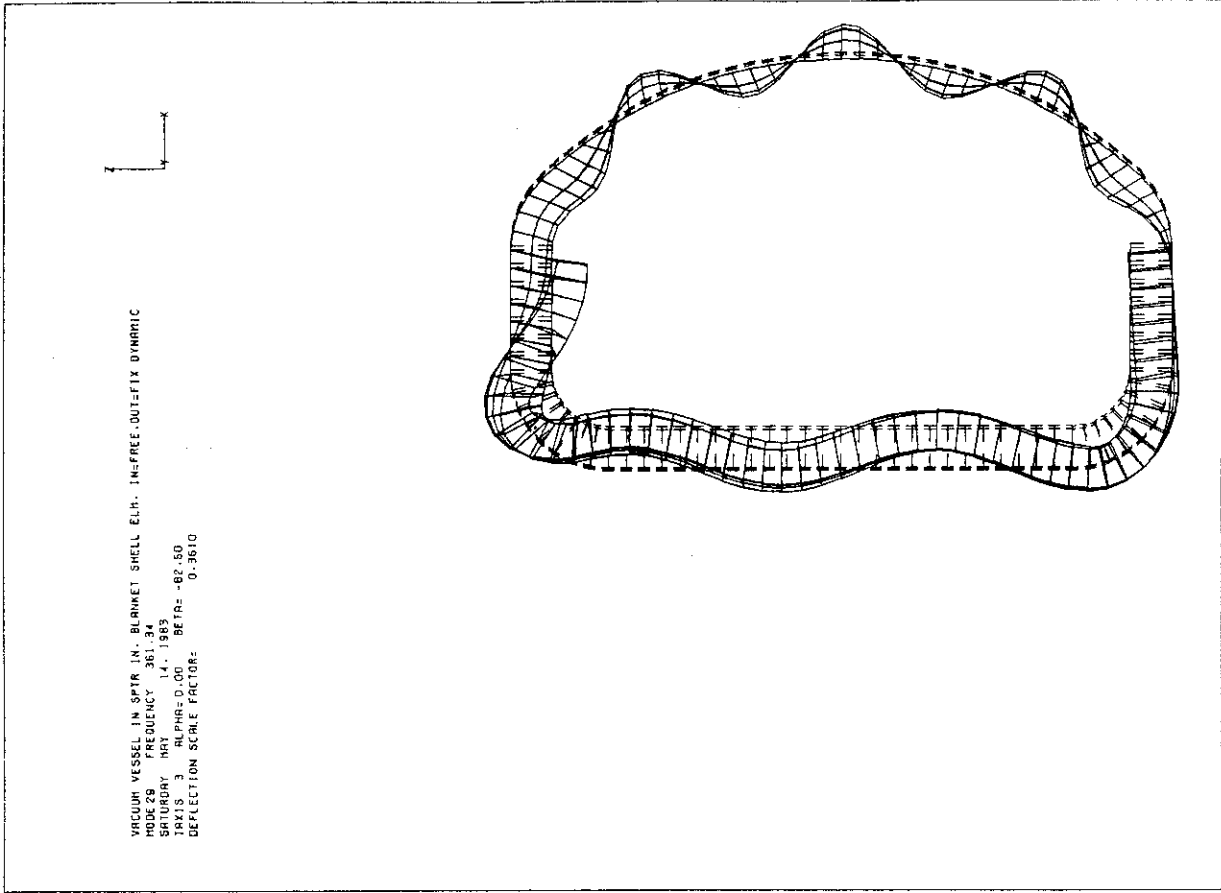


Fig. 4.1 (Cont')

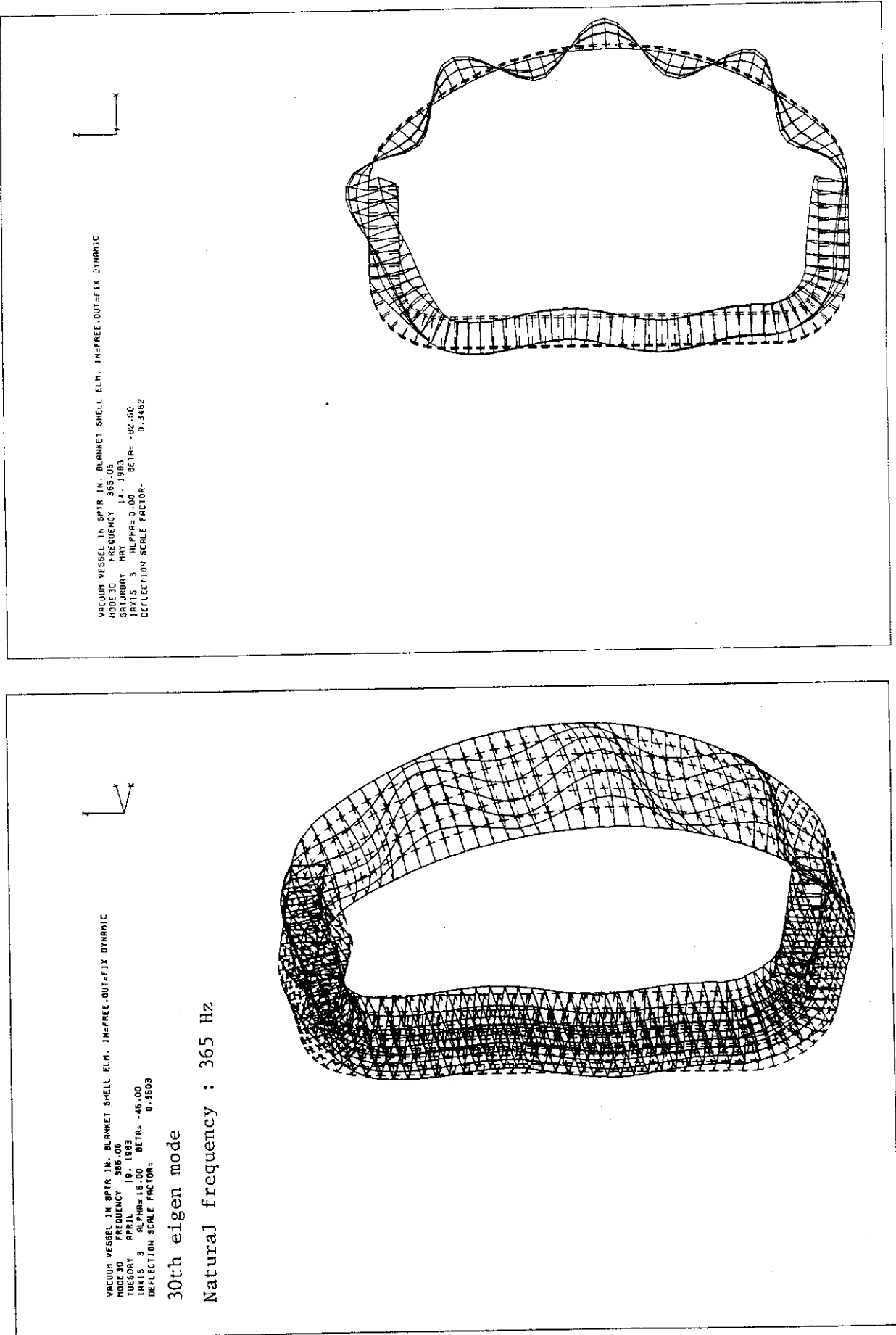


Fig. 4.1 (Cont')

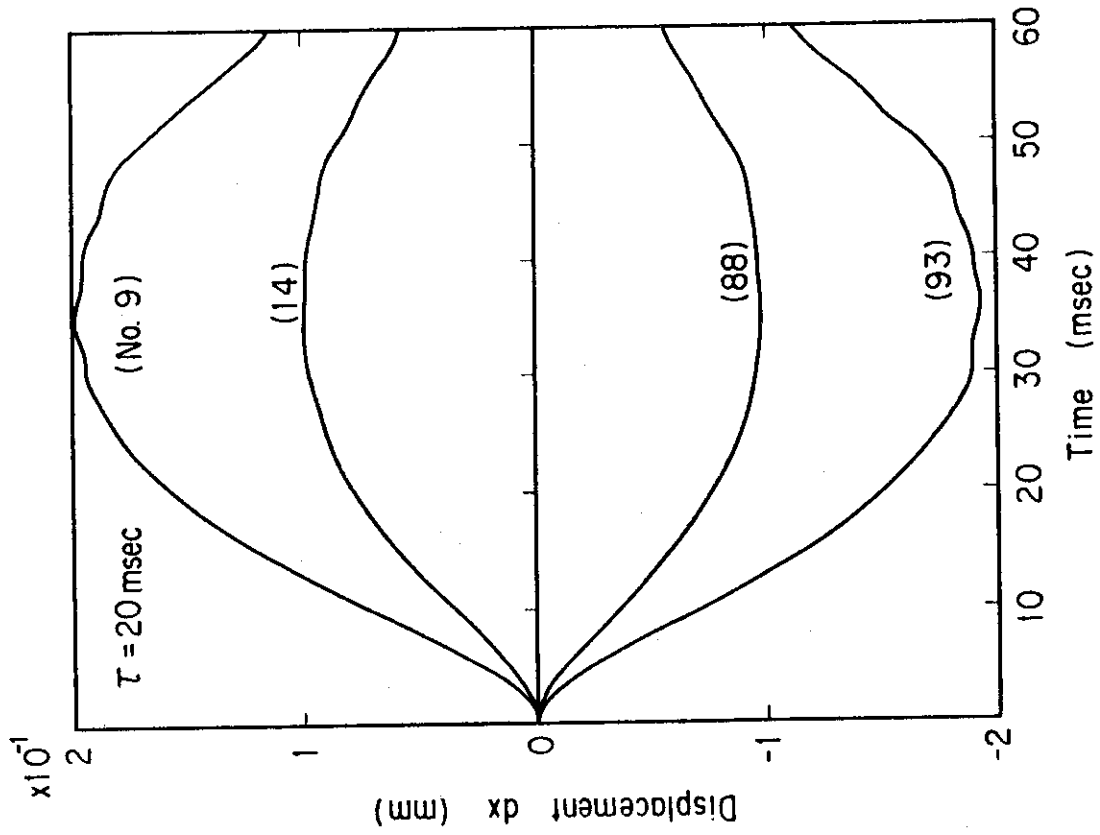


Fig. 4.2 Time variation of displacement dx (time : 0-60 msec)

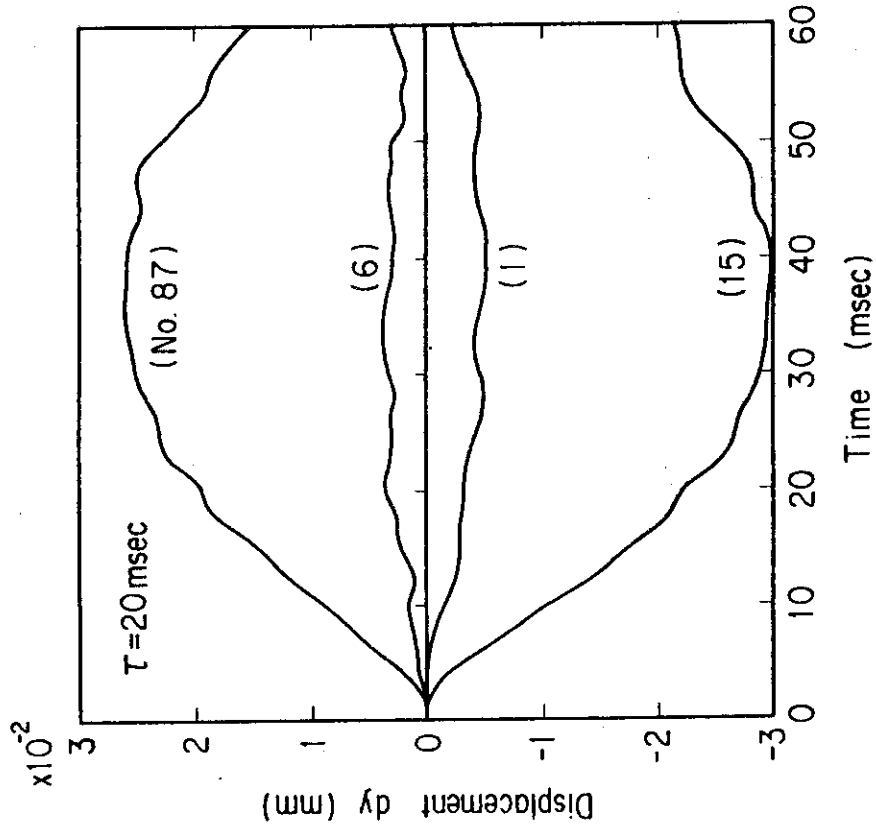


Fig. 4.3 Time variation of displacement dy (time : 0-60 msec)

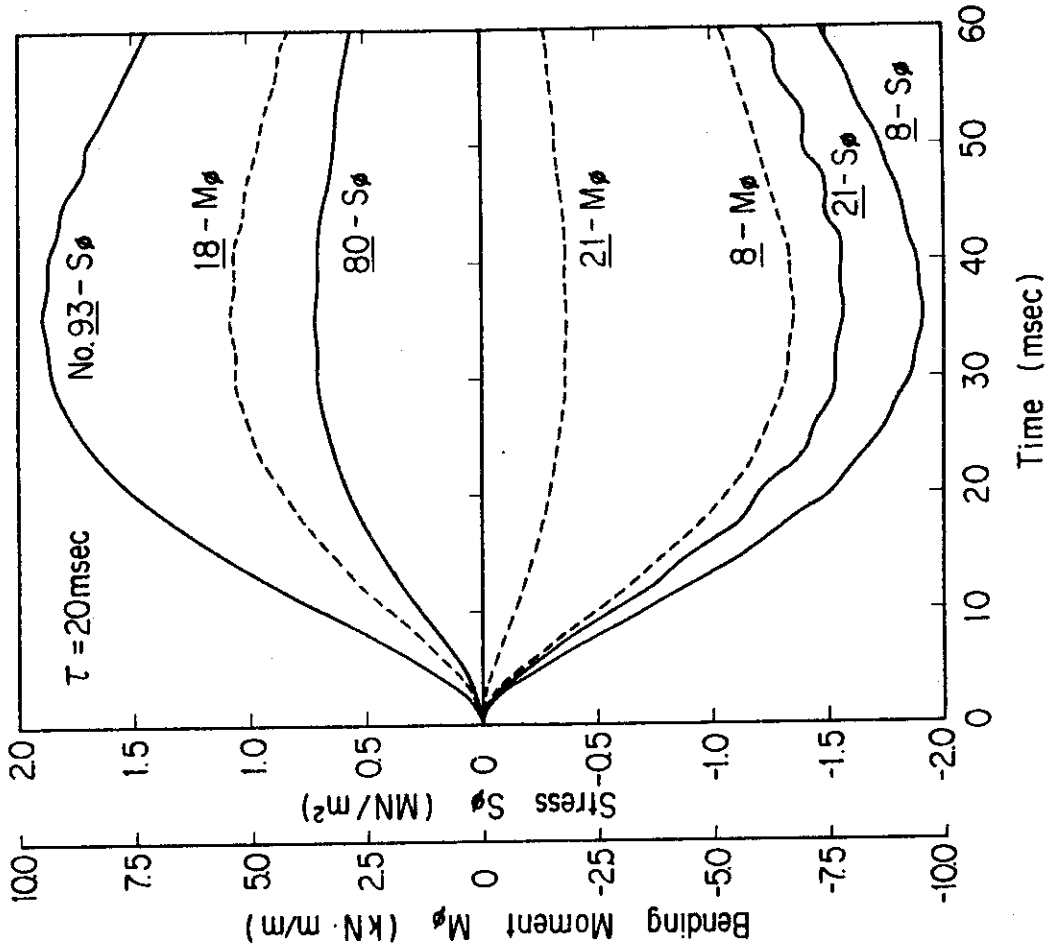


Fig. 4.5 Time variation of membrane stress S_ϕ and bending moment M_ϕ

(time : 0-60 msec)

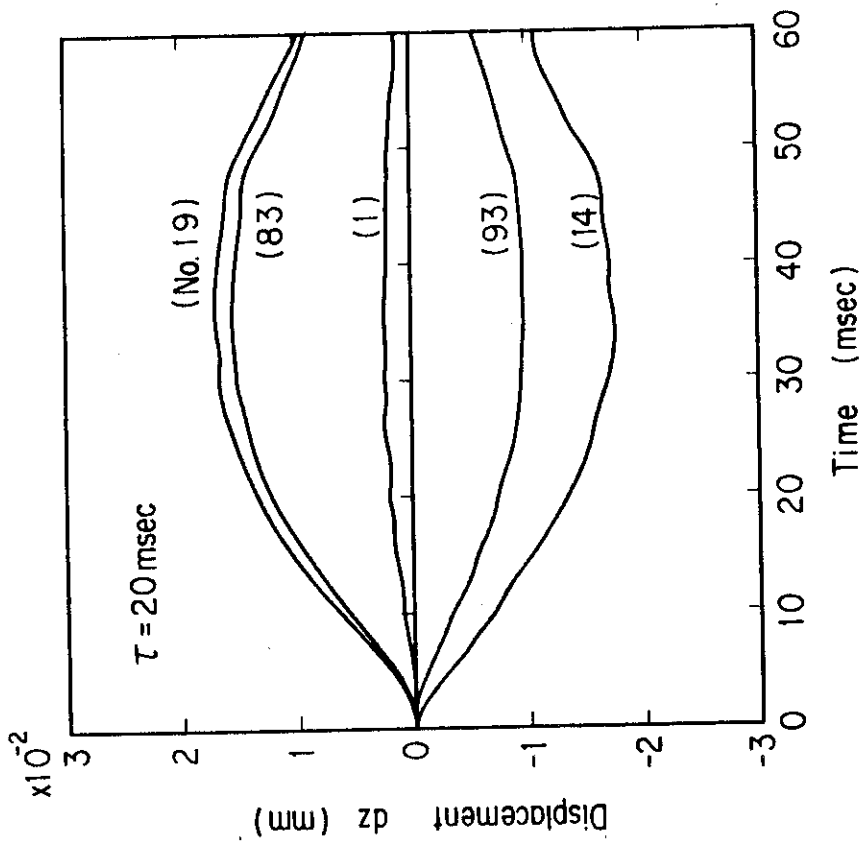


Fig. 4.4 Time variation of displacement dz (time : 0-60 msec)

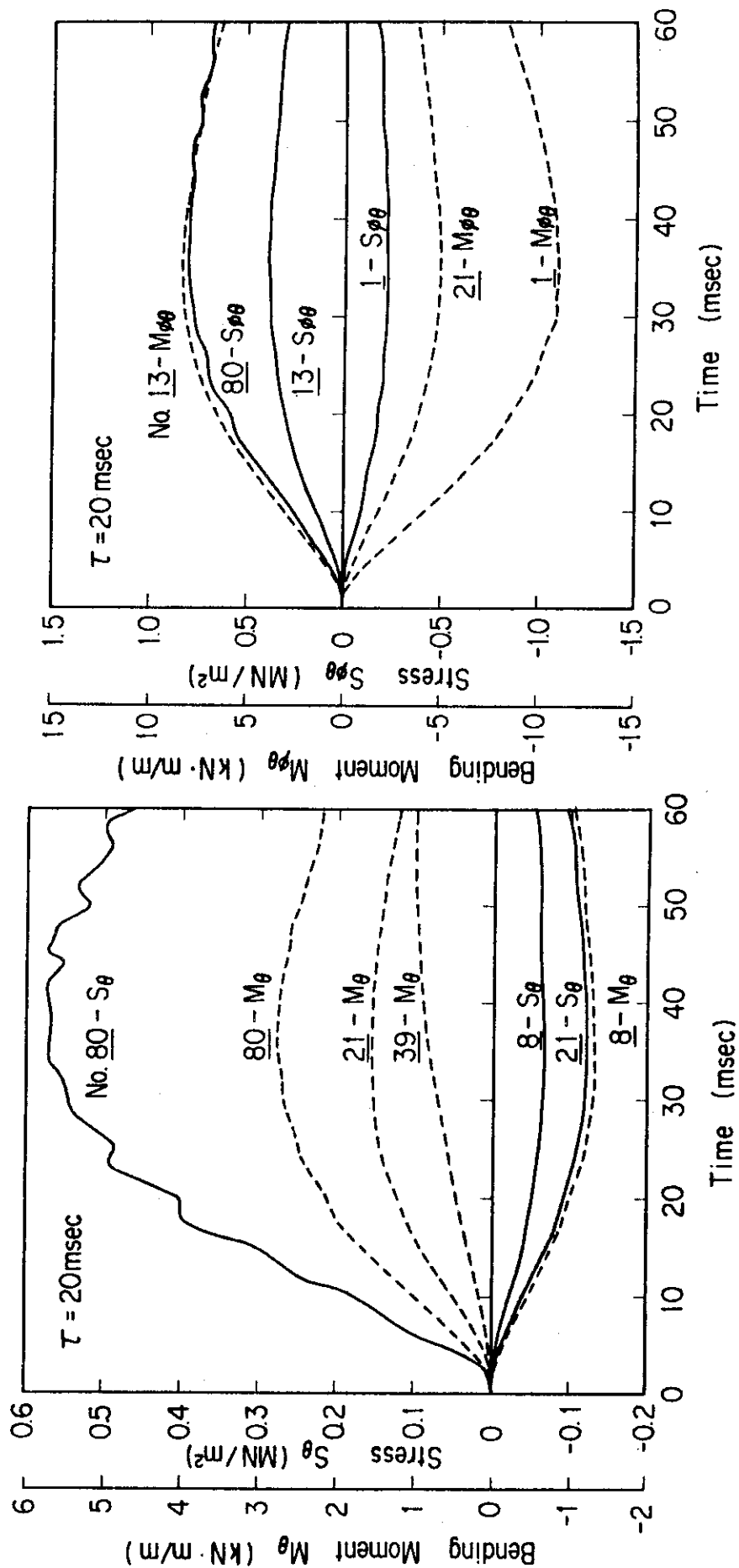


Fig. 4.6 Time variation of membrane stress S_θ and bending moment M_θ
(time : 0-60 msec)

Fig. 4.7 Time variation of membrane stress $S_{\theta\theta}$ and bending moment $M_{\theta\theta}$
(time : 0-60 msec)

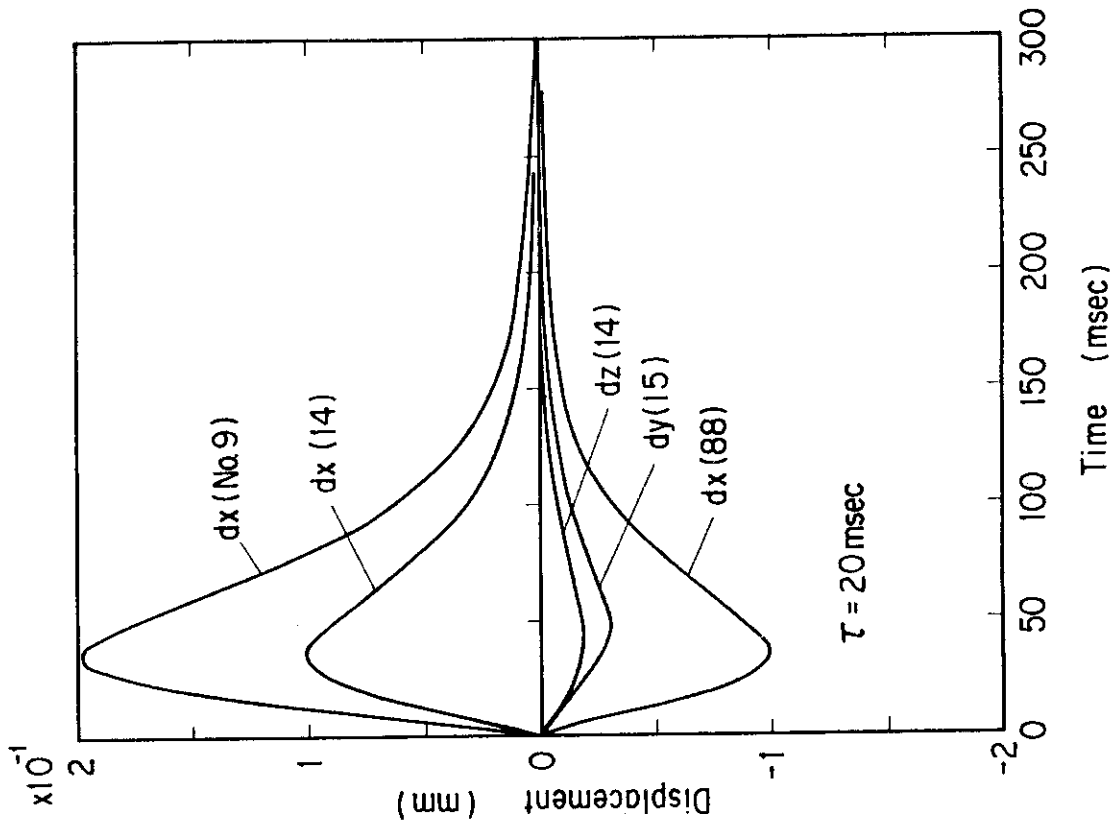


Fig. 4.9 Time variation of displacements dx, dy, dz (time : 0-300 msec)

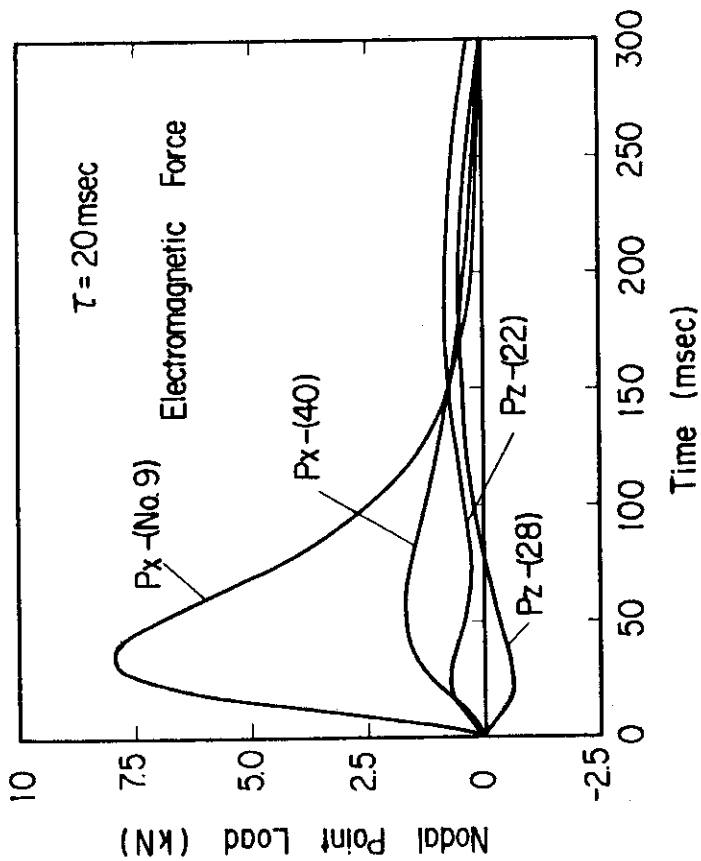


Fig. 4.8 Time variation of electromagnetic force at nodal point (time : 0-300 msec)

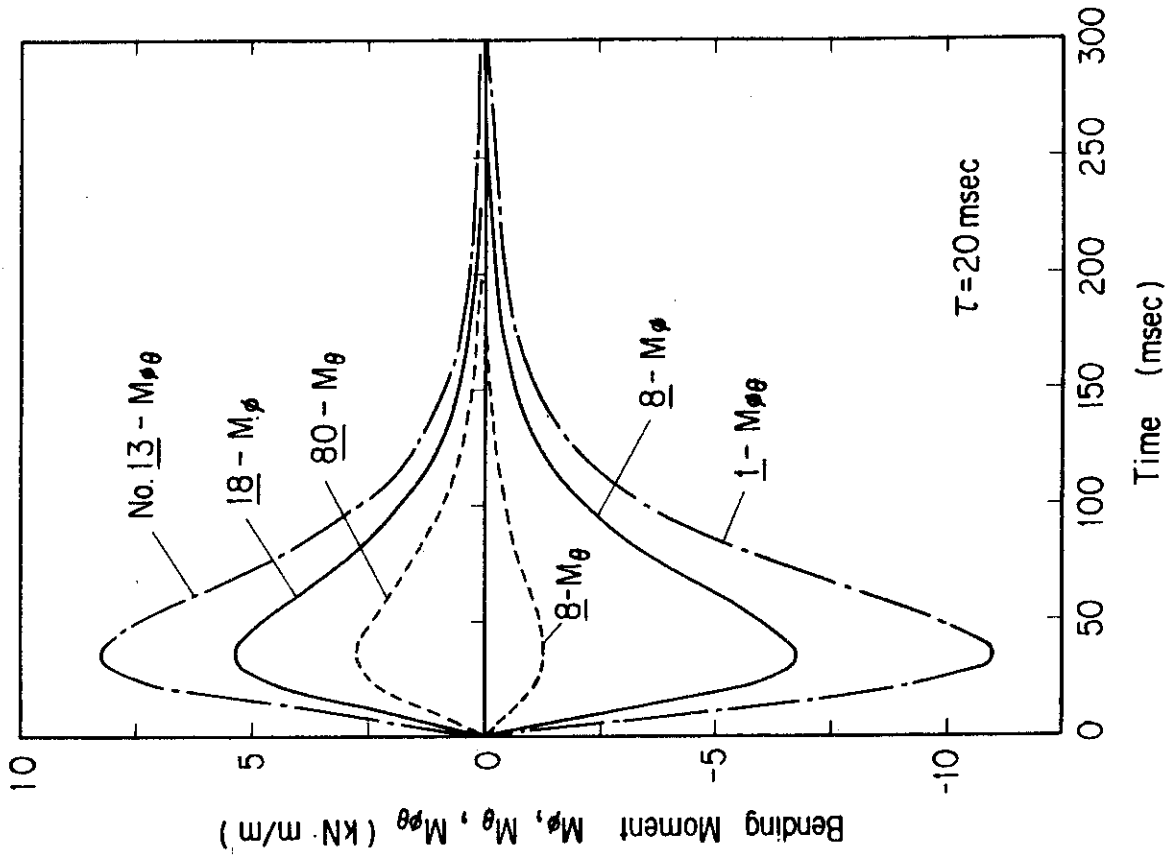


Fig. 4.11 Time variation of and bending moments $M_\phi, M_\theta, M_{\phi\theta}$
(time : 0-300 msec)

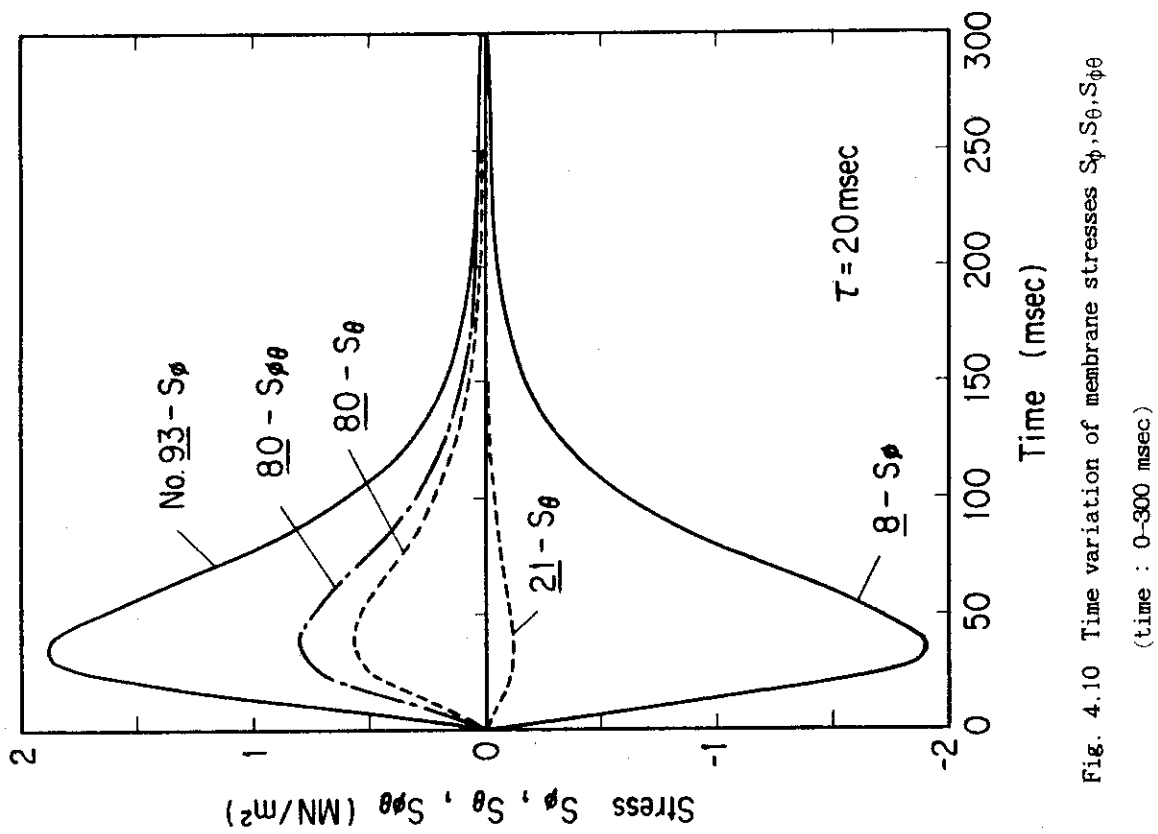


Fig. 4.10 Time variation of membrane stresses $S_\phi, S_\theta, S_{\phi\theta}$
(time : 0-300 msec)

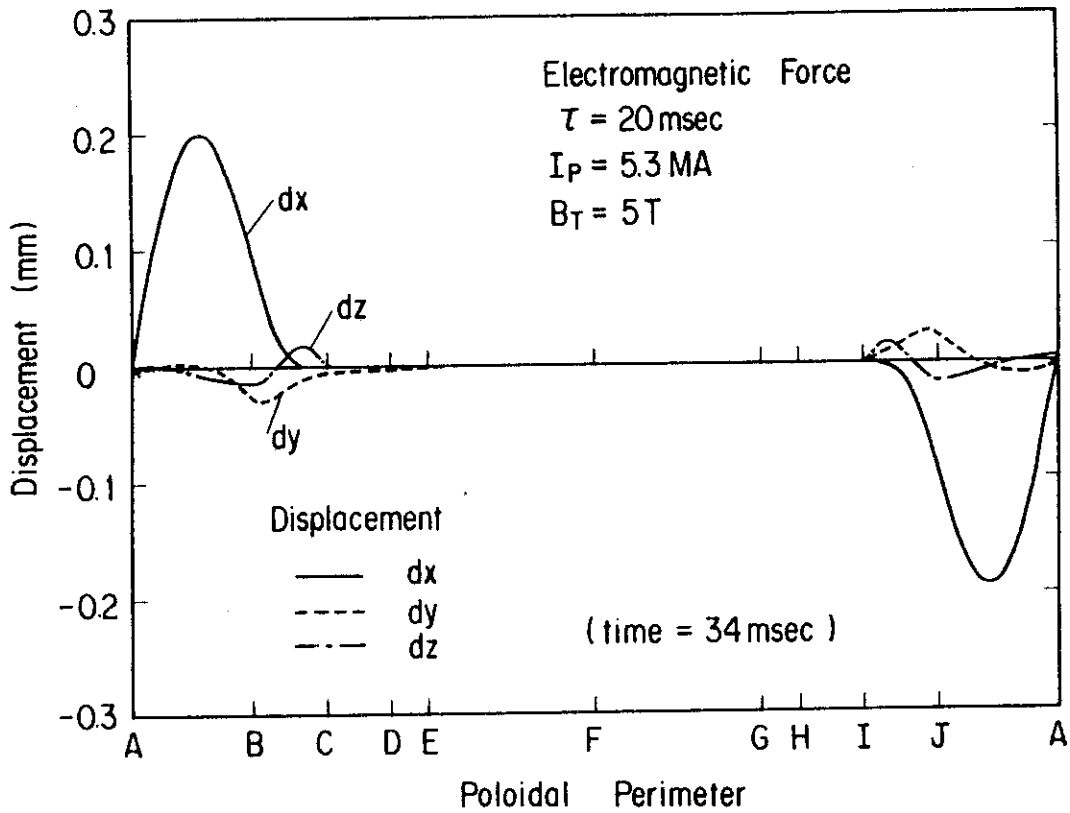


Fig. 4.12 Distribution of displacements(dx,dy,dz) through poloidal perimeter at toroidal end (time = 34 msec)

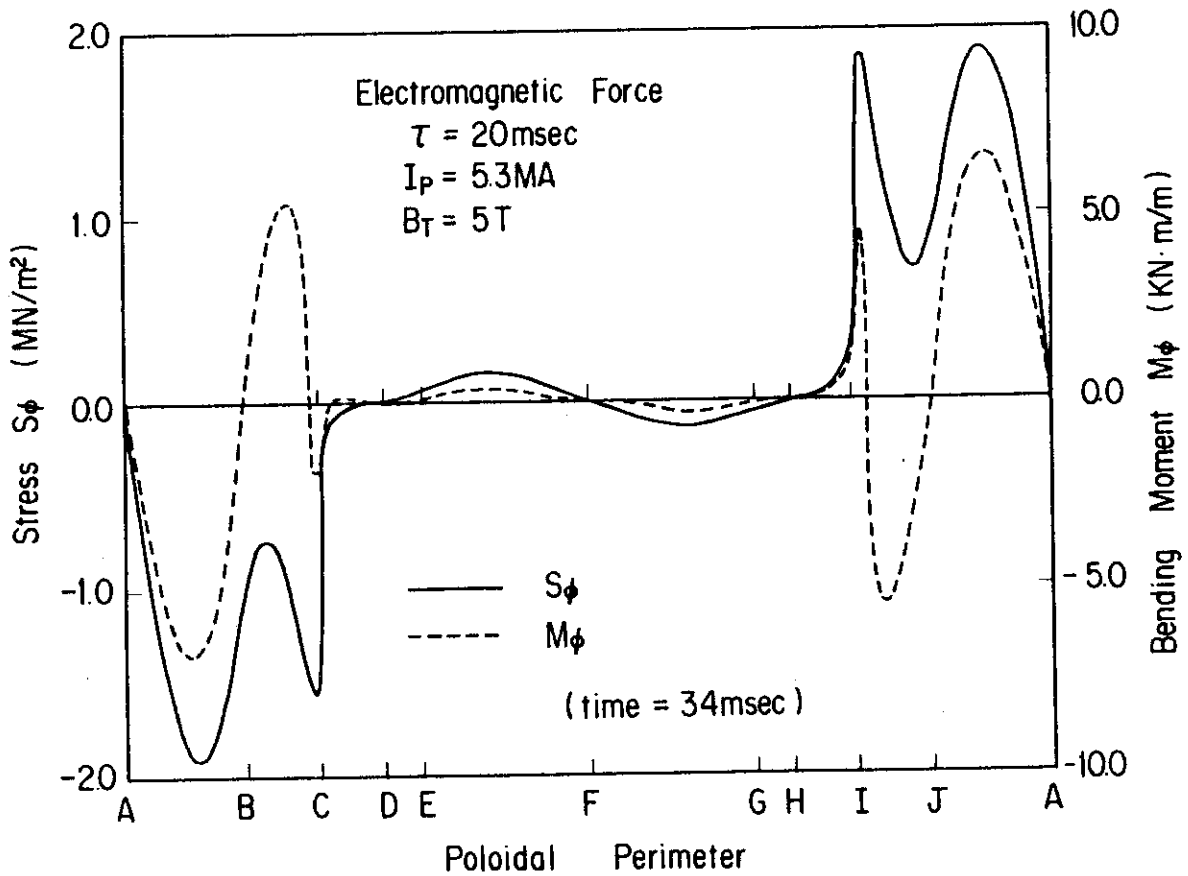


Fig. 4.13 Distribution of membrane stress S_ϕ and bending moment M_ϕ through poloidal perimeter at toroidal end (time = 34 msec)

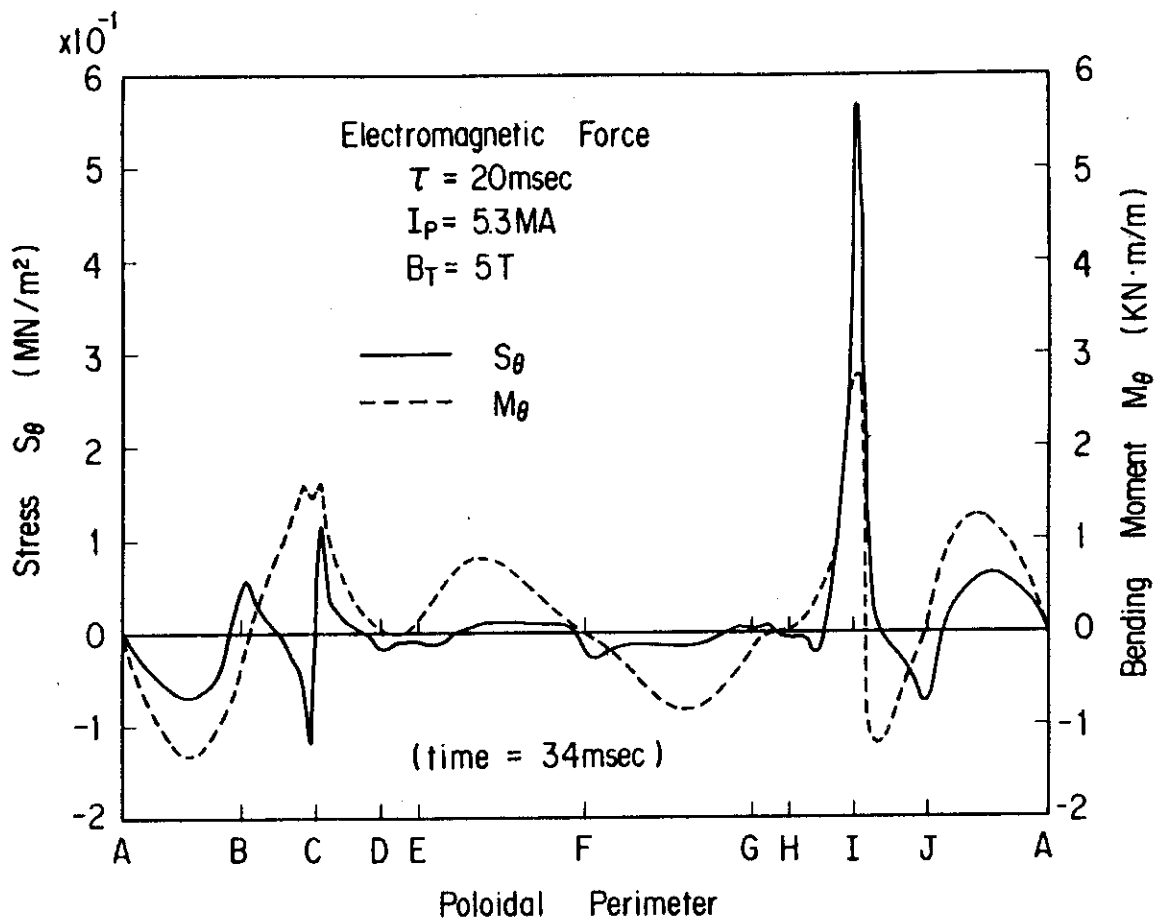


Fig. 4.14 Distribution of membrane stress S_θ and bending moment M_θ through poloidal perimeter at toroidal end (time = 34 msec)

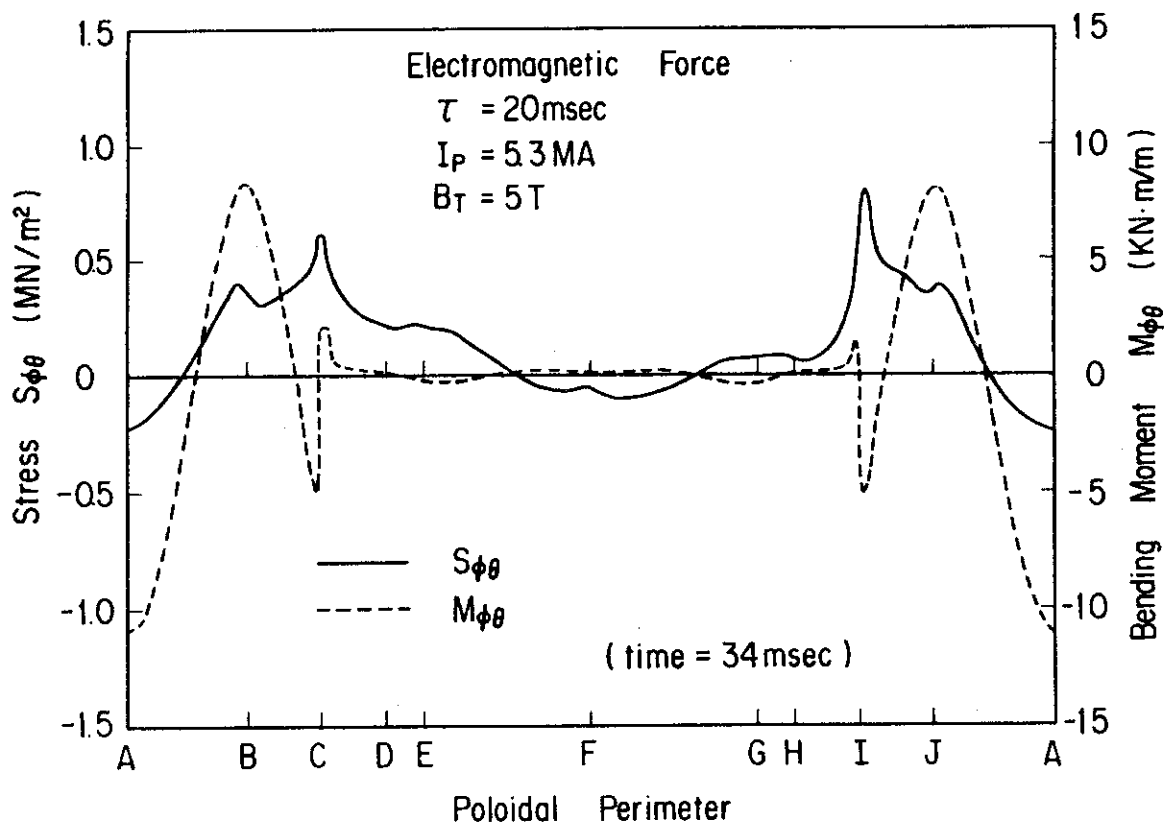


Fig. 4.15 Distribution of membrane stress $S_{\phi\theta}$ and bending moment $M_{\phi\theta}$ through poloidal perimeter at toroidal end (time = 34 msec)

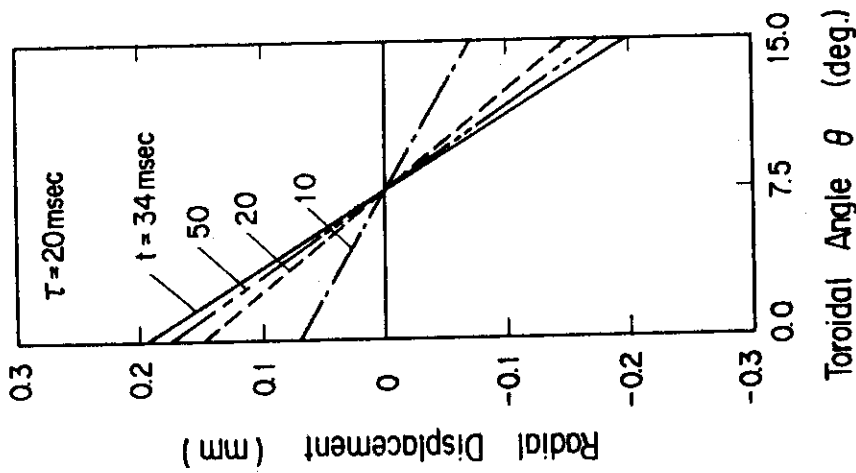


Fig. 4.16

Time variation of radial displacement distribution in toroidal direction (midplane at inboard region)

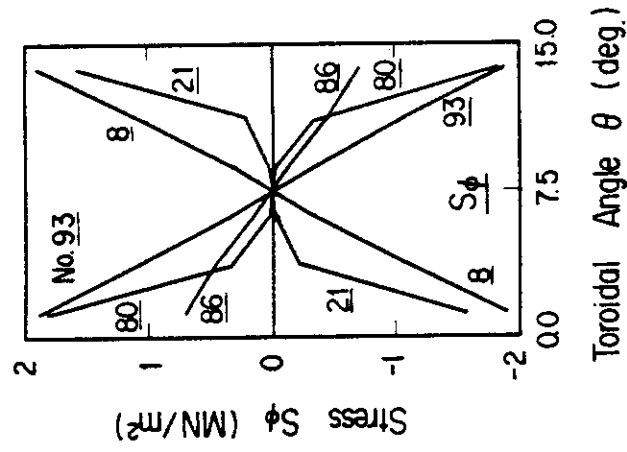


Fig. 4.17

Distribution of membrane stress $S\phi$ in toroidal direction (time = 34 msec)

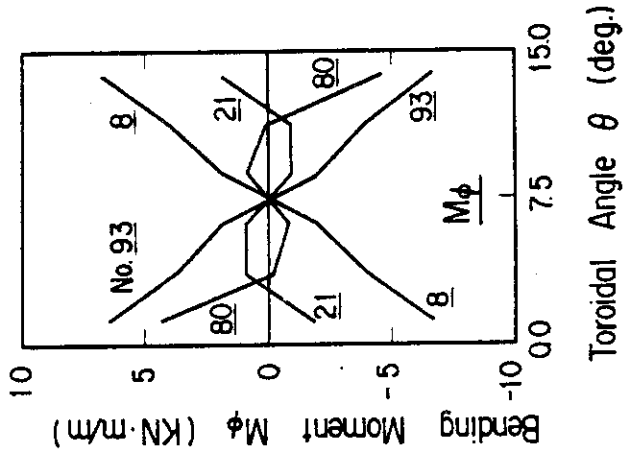


Fig. 4.18

Distribution of bending moment $M\phi$ in toroidal direction (time = 34 msec)

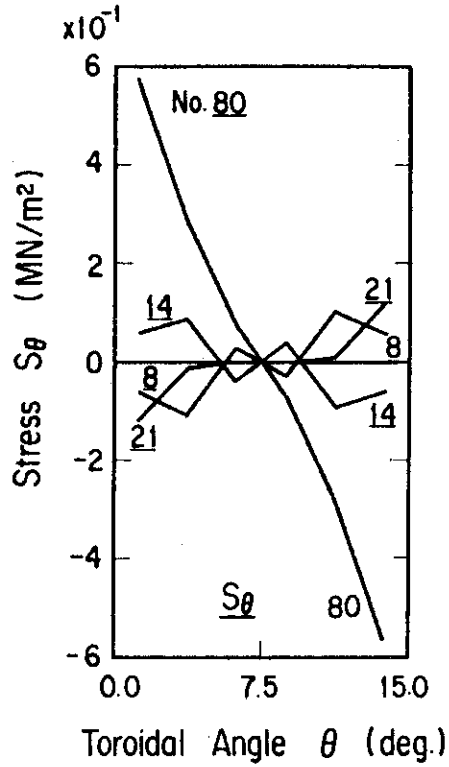


Fig. 4.19
Distribution of membrane stress S_θ in toroidal direction (time = 34 msec)

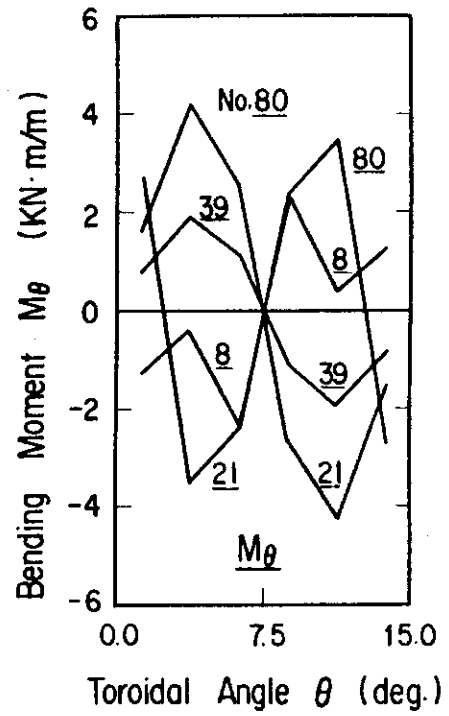


Fig. 4.20
Distribution of bending moment M_θ in toroidal direction (time = 34 msec)

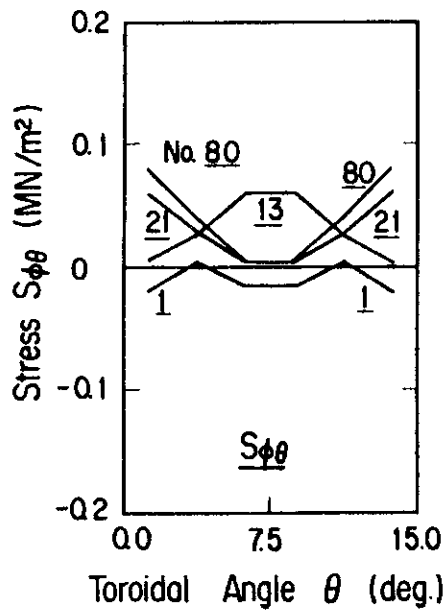


Fig. 4.21
Distribution of membrane stress $S_{\phi\theta}$ in toroidal direction (time = 34 msec)

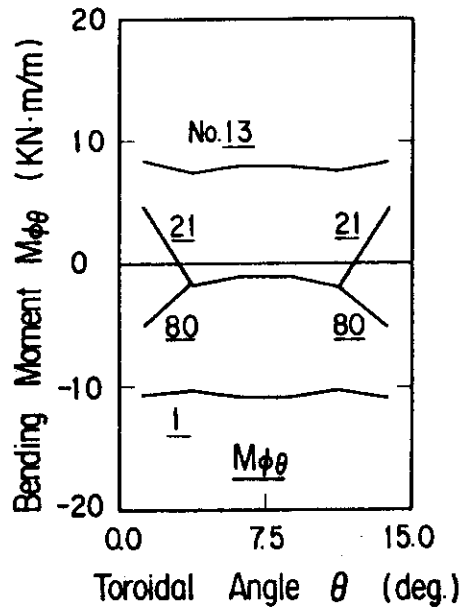


Fig. 4.22
Distribution of bending moment $M_{\phi\theta}$ in toroidal direction (time = 34 msec)

4.3 リップシールの応力解析

2.4で述べたリップシールの変形挙動は真空容器に外圧が作用する場合に関連している。ここで述べるリップシールの変形挙動は、前節に述べたプラズマ・ディスラプション時に真空容器に電磁力が作用し、その変形に伴う強制変位も受ける場合である。外圧（大気圧および水圧）が作用している時のリップシールが受ける強制変位の大きさは水圧（水深）に依存するが、静的なものである。しかし、電磁力により受ける強制変位はディスラプションの時定数および金属構造体とした真空容器の電気的特性（例えば抵抗分布、モジュール間の一周抵抗値あるいは真空容器の前面に設置されるブランケット容器との電気的關係等）にも依存する。

外圧および電磁力によってリップシールが受ける強制変位の大きさは、これまでの解析によりその範囲が推定される。そこで、この設計で提案した二つのリップシールU型およびS型について、各々板厚を2.0および3.0mmと仮定した場合に、外圧によって真空容器のトラス内側モジュール間が離れる事によって受ける開口変位と、電磁力によって同領域においてトラス半径方向で外向きおよび内向きにモジュール端がずらされる状態によって生じる剪断変位を各々0.0～0.5mmの範囲を考え、リップシールに生じる応力を求めた。

先ず、リップシールが開口変位を受けている状態にディスラプション時の剪断変位を受けた状態の1例として、リップシールの変形前後の形状および発生する応力分布を示す。この場合、開口変位を0.23mm、剪断変位を0.15mmと仮定し、静的応力解析を行った。リップシールの開口変位に対しては線形応力解析として取り扱えるが、剪断変形も考慮する場合には厳密には非線形応力解析として取り扱う必要が生じる。しかし、この解析に使用したSAP-Vにはそのような非線形効果を取り扱うことが出来ないため、開口変位および剪断変位を各々強制変位として、節点に与えることによる解析を行った。

Fig. 4.23にU型リップシールの板厚が2.0mmの場合の変形前後の形状（点線が変形前、実線が変形後を示す）を、Fig. 4.24に同型の板厚が3.0mmの場合を示す。又、同様に、Fig. 4.25にはS型リップシールの板厚が2.0mmの場合を、Fig. 4.26には同型の板厚が3.0mmの場合を各々示す。

Figs. 4.27および4.28にU型リップシールの板厚が2.0mmの場合の応力成分（ σ_x , σ_y ）と応力強さを示す。各々長手方向に沿った応力の分布が示されている。リップシールに作用している外圧（大気圧+水圧）および開口変位に対しては2.4で示したように左右対称の変形モードおよび応力の分布が得られているが、ここでは剪断変形に対しては左右対称とはならず、剪断変形による応力が加算される領域とその反対の領域が生じている。Figs. 4.29および4.30には同型リップシールの板厚が3.0mmの場合を示す。板厚が2.0mmの場合とは異なり、溶接部に大きな応力が発生している（2.4の場合と同様）。

Figs. 4.31および4.32にS型リップシールの板厚が2.0mmの場合の応力成分（ σ_x , σ_y ）および応力強さの周方向の分布を各々示す。U型リップシールに比べ、形状がやや複雑になっているため、応力分布の変化は認められるが、剪断変形によって溶接部に大きな応力の発生を避けることが可能な形状であることがよく分る。Figs. 4.33および4.34に同型の板厚が3.0mmの場合を示す。板厚が2.0mmの場合に比べ、応力分布の変化がやや緩和されている。両者

とも、剪断変形を考慮した応力解析に使用した要素数が少ないため、応力分布に不均一さが認められる。

Figs. 4.35～4.38にはU型およびS型リップシールの板厚が2.0 mmおよび3.0 mmの各場合について、開口変位および剪断変位を0.0～0.5 mmの範囲を考慮し、各々の組み合わせによって各リップシールに発生する応力を示す。図に示されている応力は周方向応力(σ_y)に対応し、最大点(図においてMax. point)は開口変位によって応力が最大を示した点に対応する(center pointより少し左右に離れている)。特にU型リップシールの場合には、剪断変形によって、応力が最大となる点が溶接部に移っている。

Fig. 4.39には剪断変位を0.15 mmと一定にした場合に開口変位を0.0～0.5 mmまで変化させた時に各リップシールに発生する応力(σ_y)の変化を示す。

以上の結果より、各形状を有するリップシールに対し、各強制変位に耐える形状および板厚が求められる。リップシールへの開口変位が0.23 mm、剪断変位が0.2 mm(4.2で電磁力によって得られた変位)の場合、溶接部での応力集中を考慮すればU型リップシールは採用不可能という結果が得られた。S型リップシールではその溶接部に発生する応力は小さく、この設計に採用可能となり得る。今後その製作性も含めた詳細な検討が残されている。

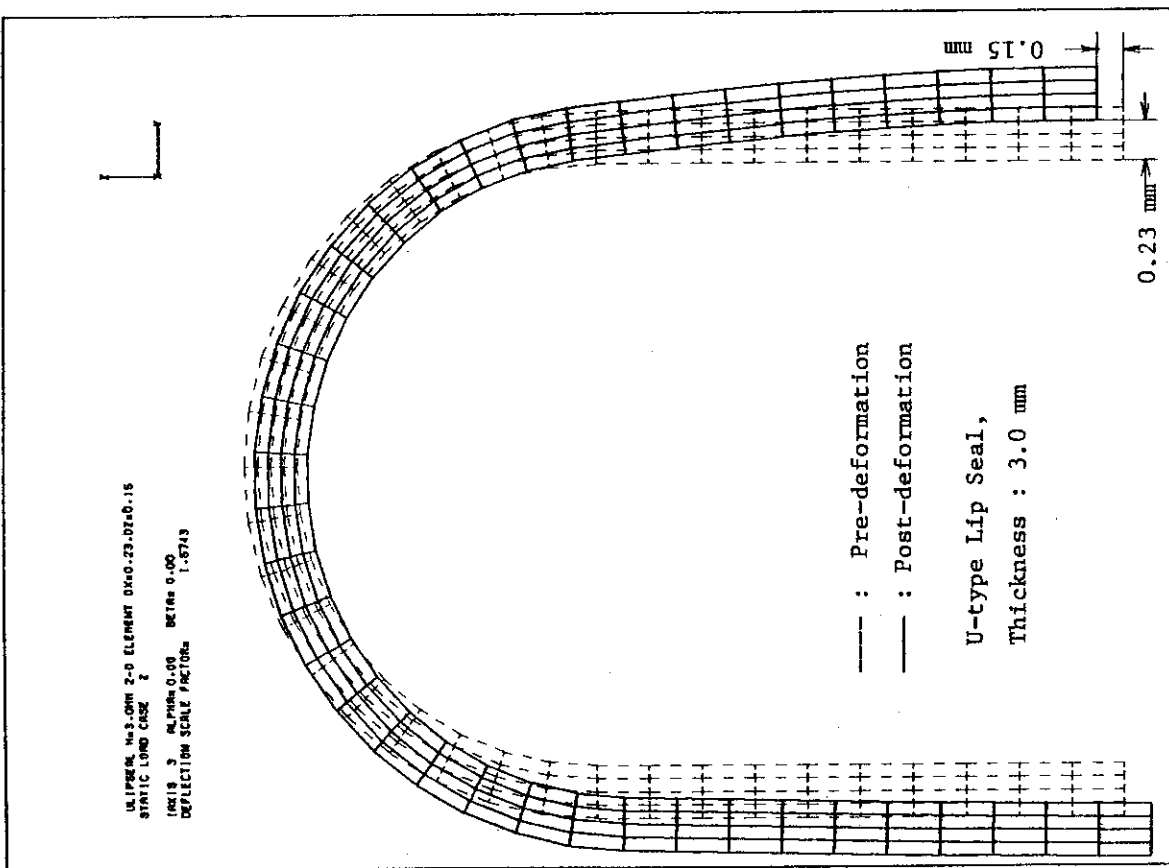
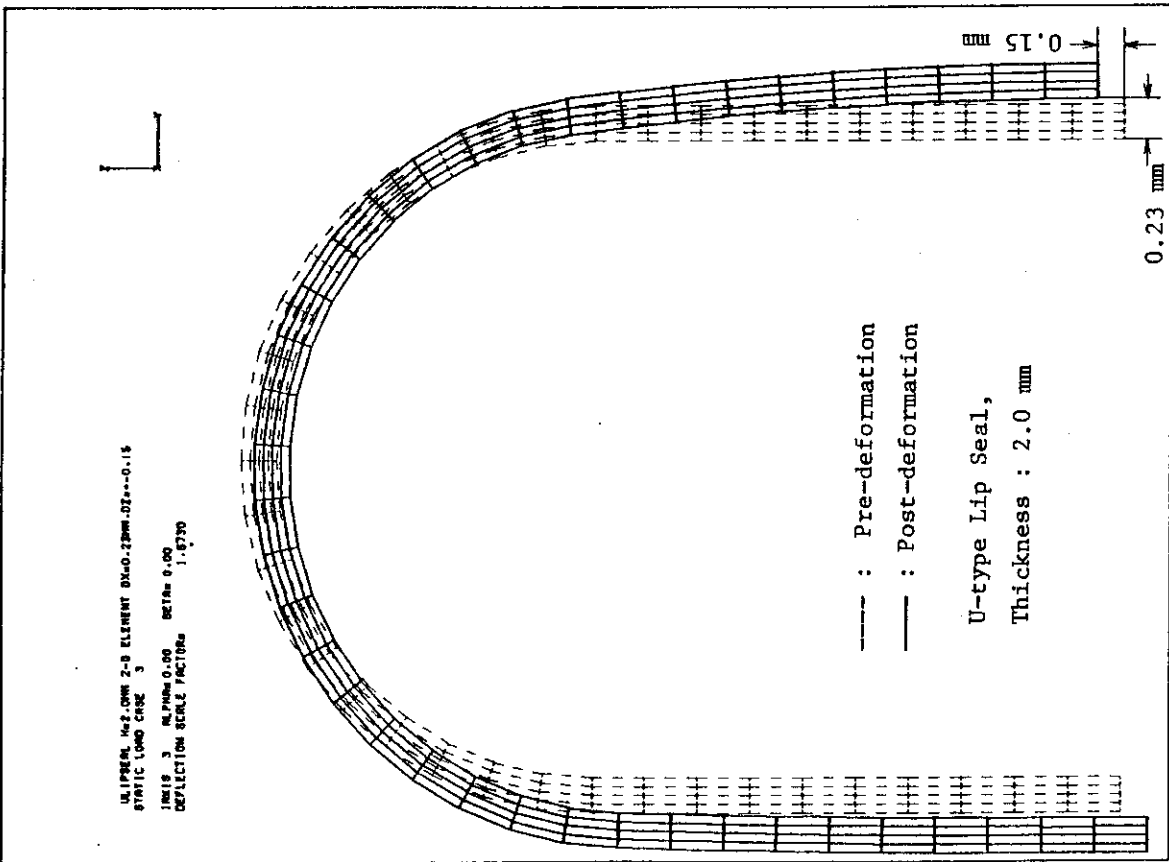


Fig. 4.23 Pre- and post-deformation shapes under two kinds of forced displacement and external pressure (U-type lip seal, thickness = 2.0 mm)

Fig. 4.24 Pre- and post-deformation shapes under two kinds of forced displacement and external pressure (U-type lip seal, thickness = 3.0 mm)

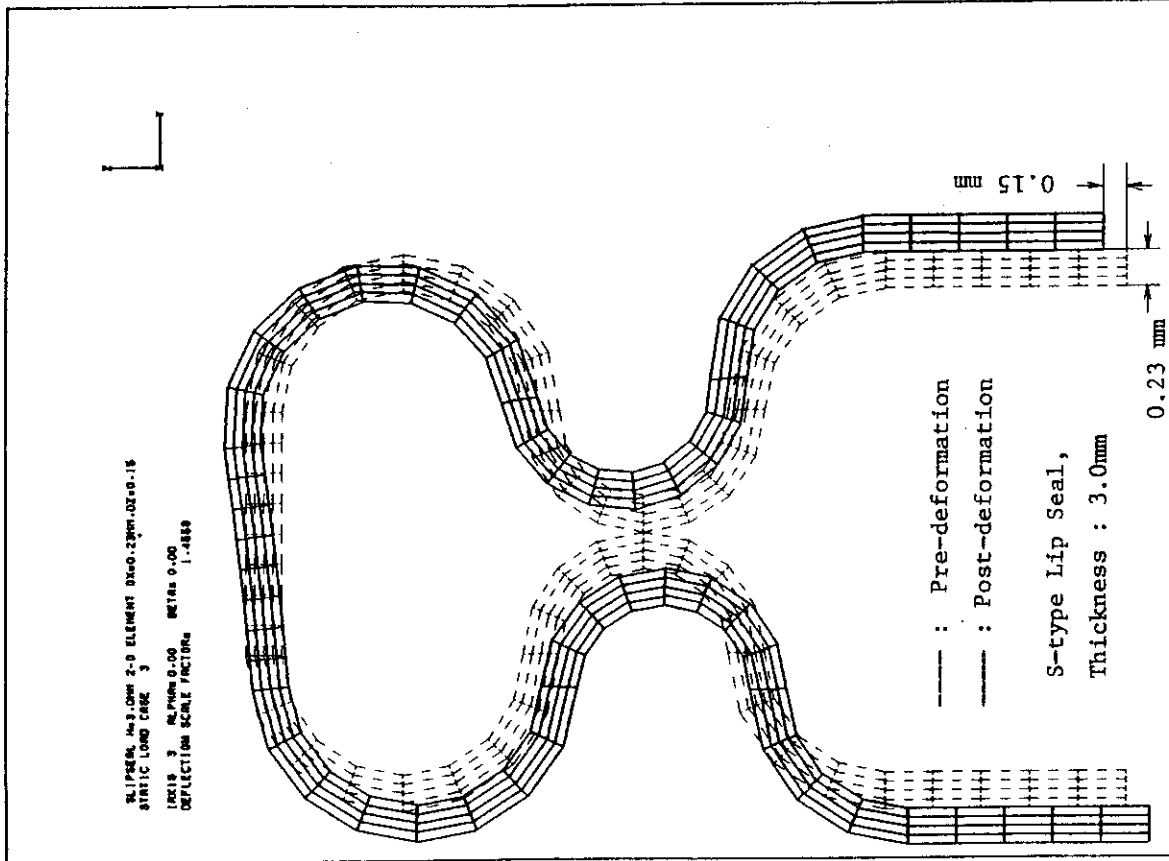


Fig. 4.26 Pre- and post-deformation shapes under two kind of forced displacement and external pressure (S-type lip seal, thickness = 3.0 mm)

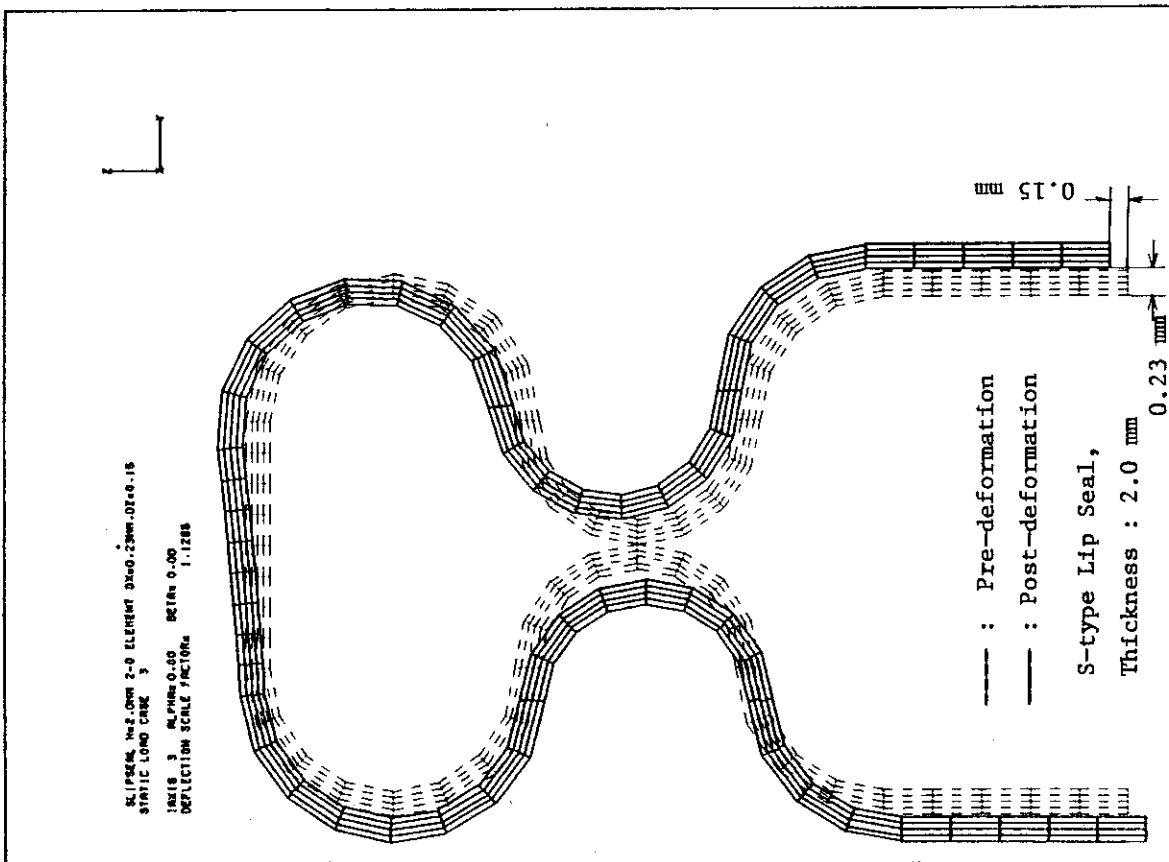


Fig. 4.25 Pre- and post-deformation shapes under two kinds of forced displacement and external pressure (S-type lip seal, thickness = 2.0 mm)

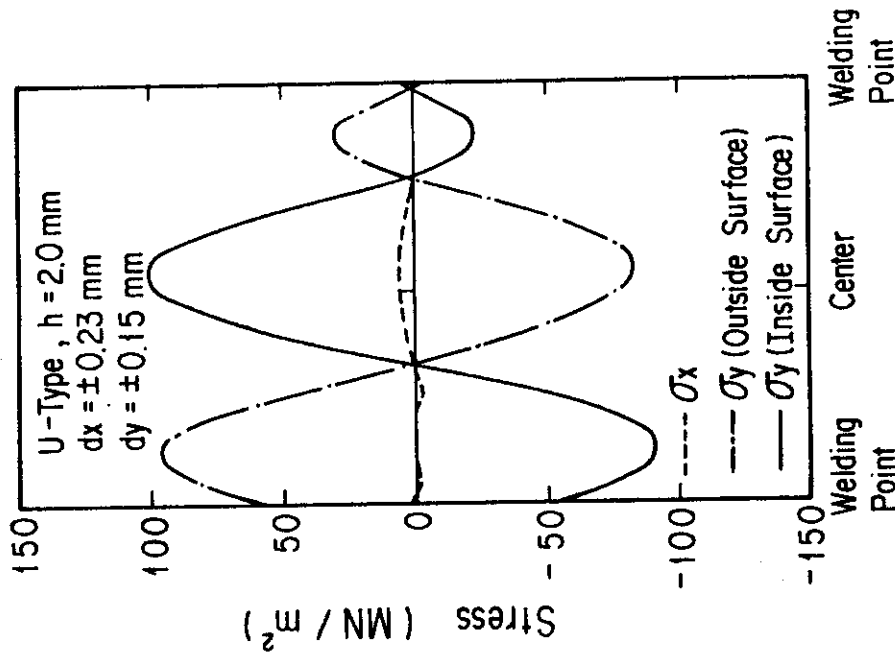
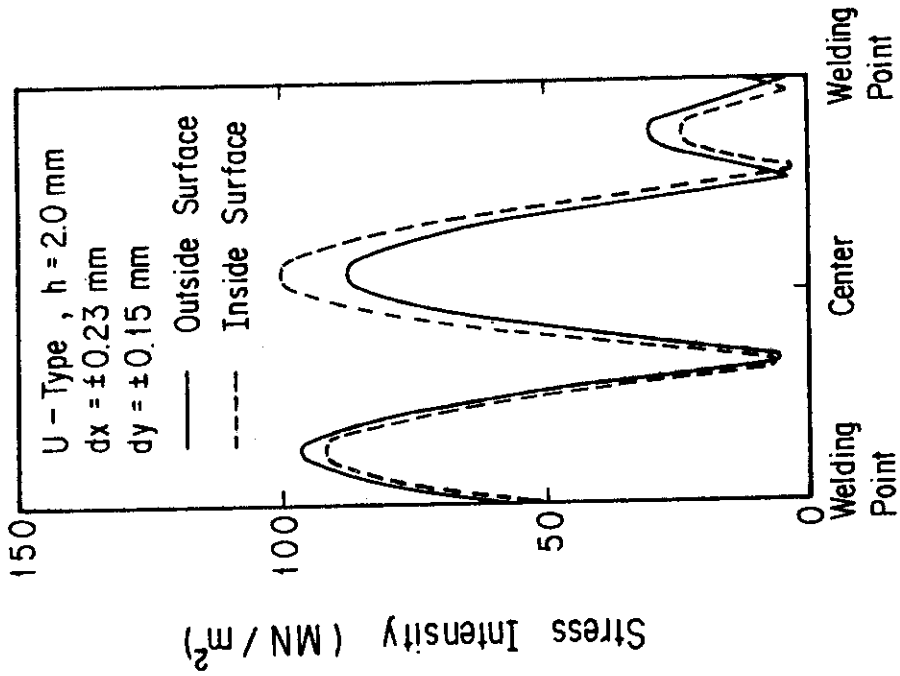


Fig. 4.27 Distribution of stress components in longitudinal direction under two kinds of forced displacement and external pressure (U-type lip seal, thickness = 2.0 mm)

Fig. 4.28 Distribution of stress intensities in longitudinal direction under two kinds of forced displacement and external pressure (U-type lip seal, thickness = 2.0 mm)

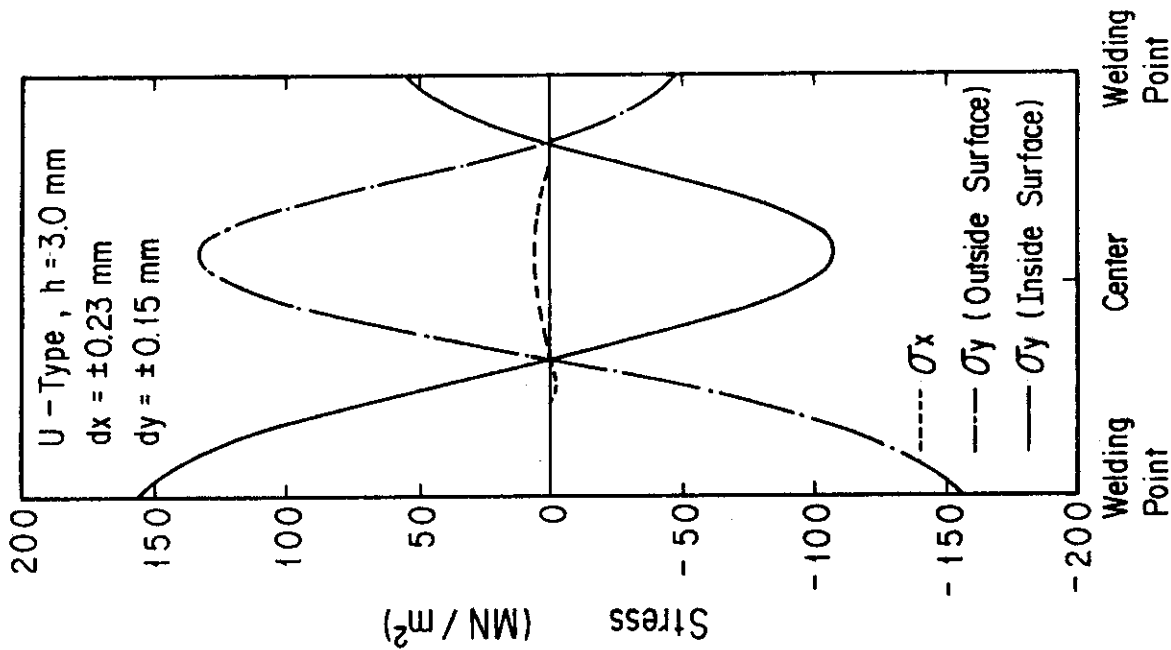


Fig. 4.29 Distribution of stress components in longitudinal direction under two kinds of forced displacement and external pressure (U-type lip seal, thickness = 3.0 mm)

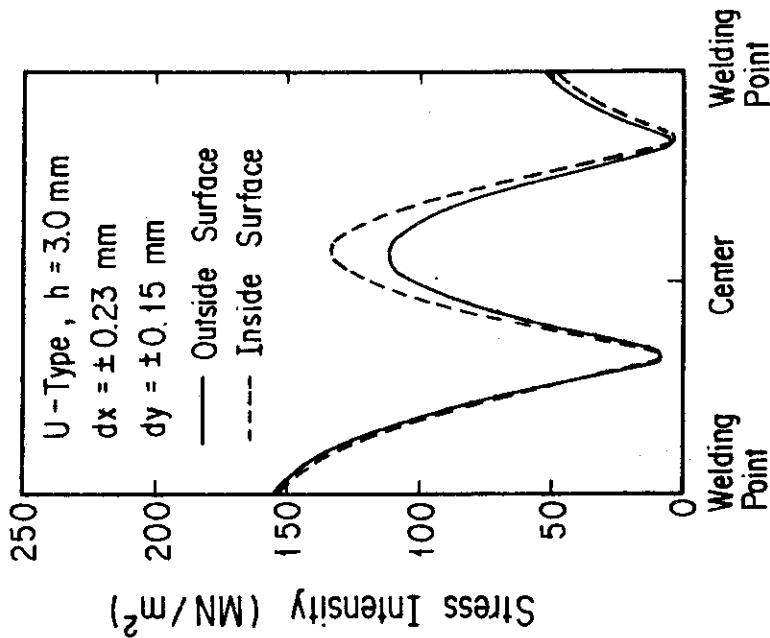


Fig. 4.30 Distribution of stress intensities in longitudinal direction under two kinds of forced displacement and external pressure (U-type lip seal, thickness = 3.0 mm)

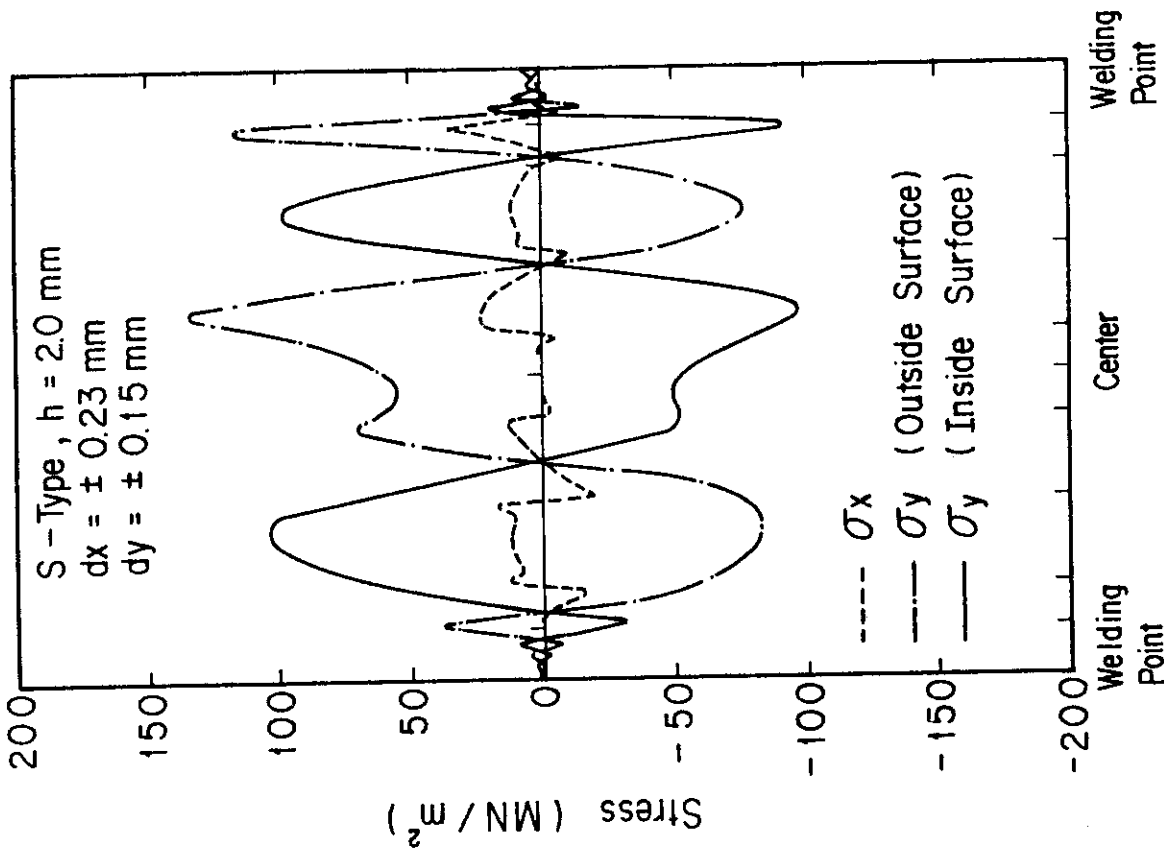


Fig. 4.31 Distribution of stress components in longitudinal direction under two kinds of forced displacement and external pressure (S-type lip seal, thickness = 2.0 mm)

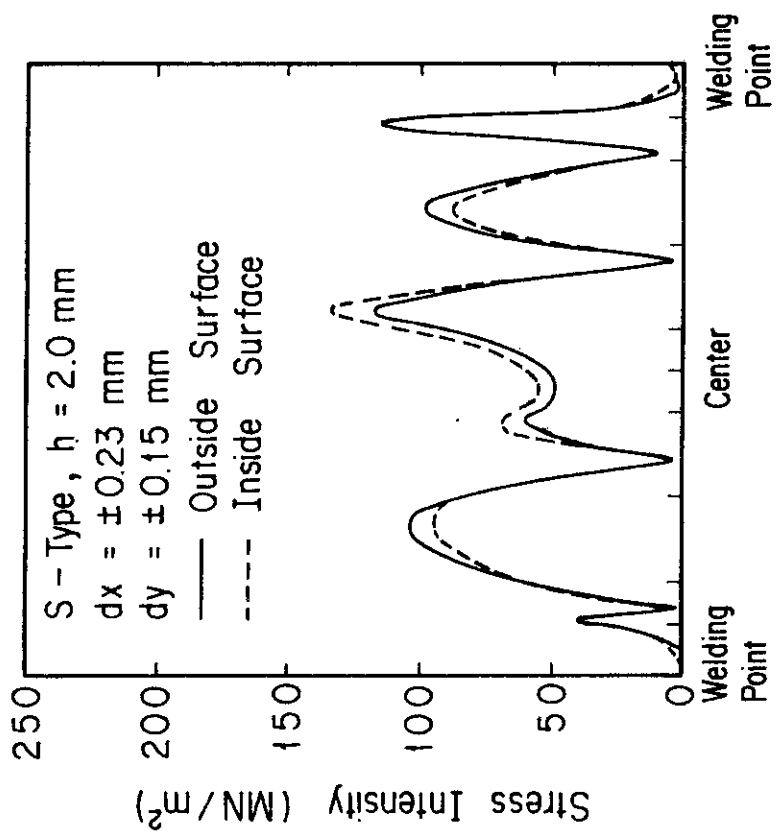


Fig. 4.32 Distribution of stress intensities in longitudinal direction under two kinds of forced displacement and external pressure (S-type lip seal, thickness = 2.0 mm)

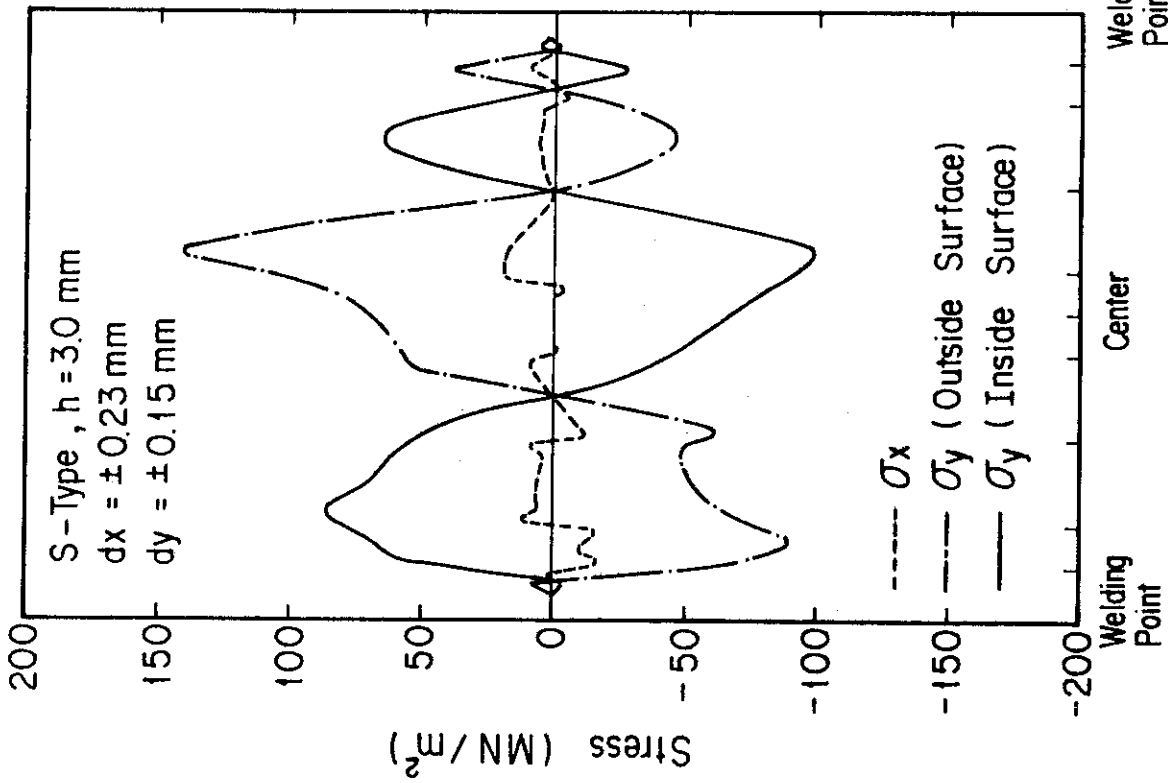


Fig. 4.33 Distribution of stress components in longitudinal direction under two kinds of forced displacement and external pressure (S-type lip seal, thickness = 3.0 mm)

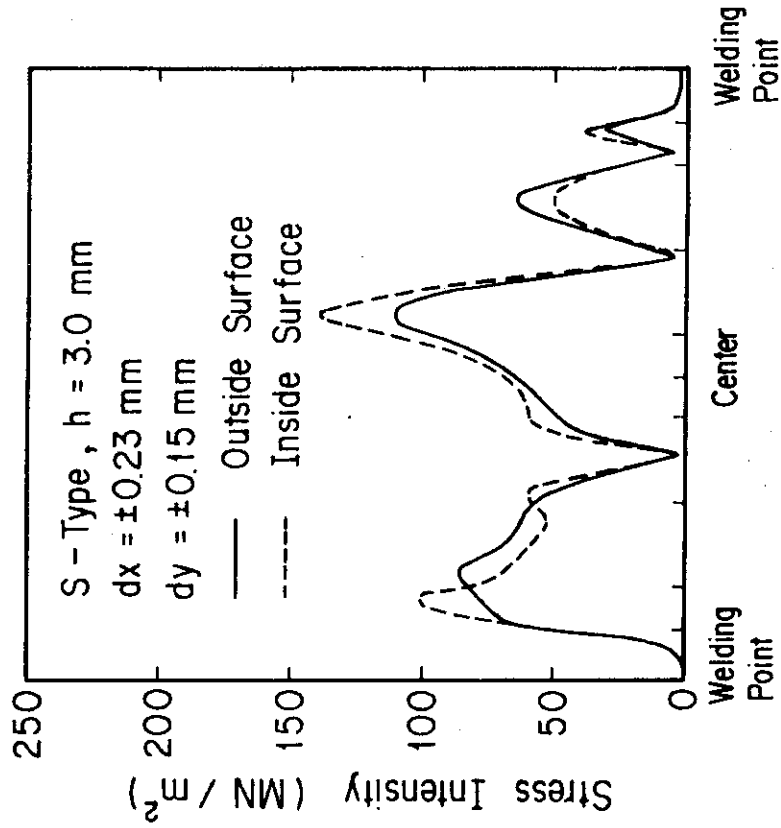


Fig. 4.34 Distribution of stress intensities in longitudinal direction under two kinds of forced displacement and external pressure (S-type lip seal, thickness = 3.0 mm)

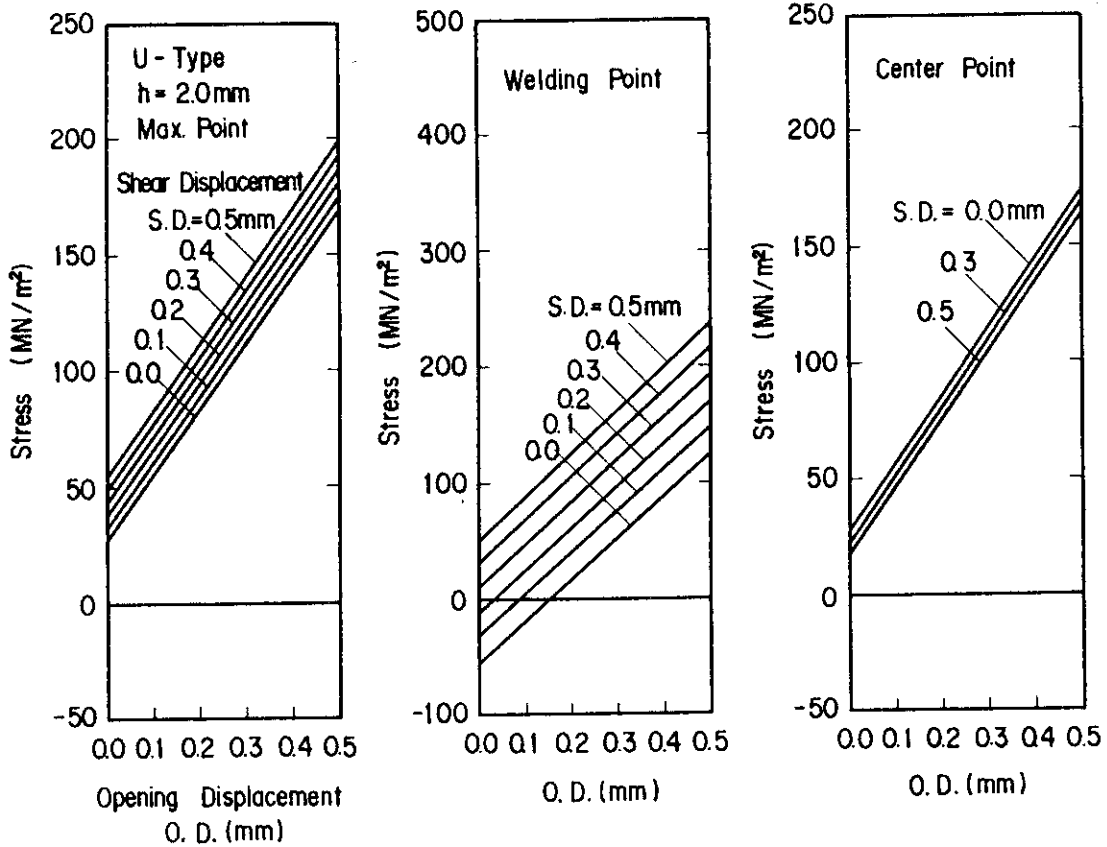


Fig. 4.35 Relation of stress by combination of two kinds of forced displacement (U-type lip seal, thickness= 2.0 mm)

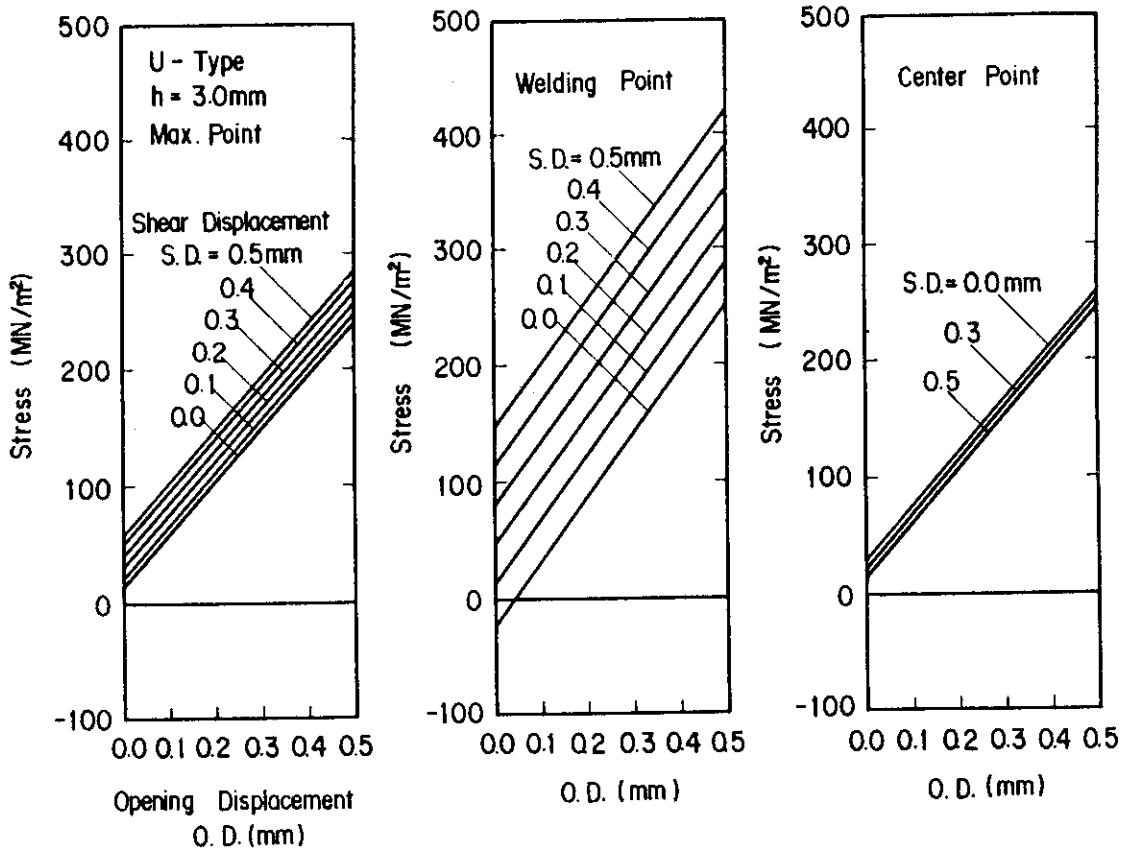


Fig. 4.36 Relation of stress by combination of two kinds of forced displacement (U-type lip seal, thickness= 3.0 mm)

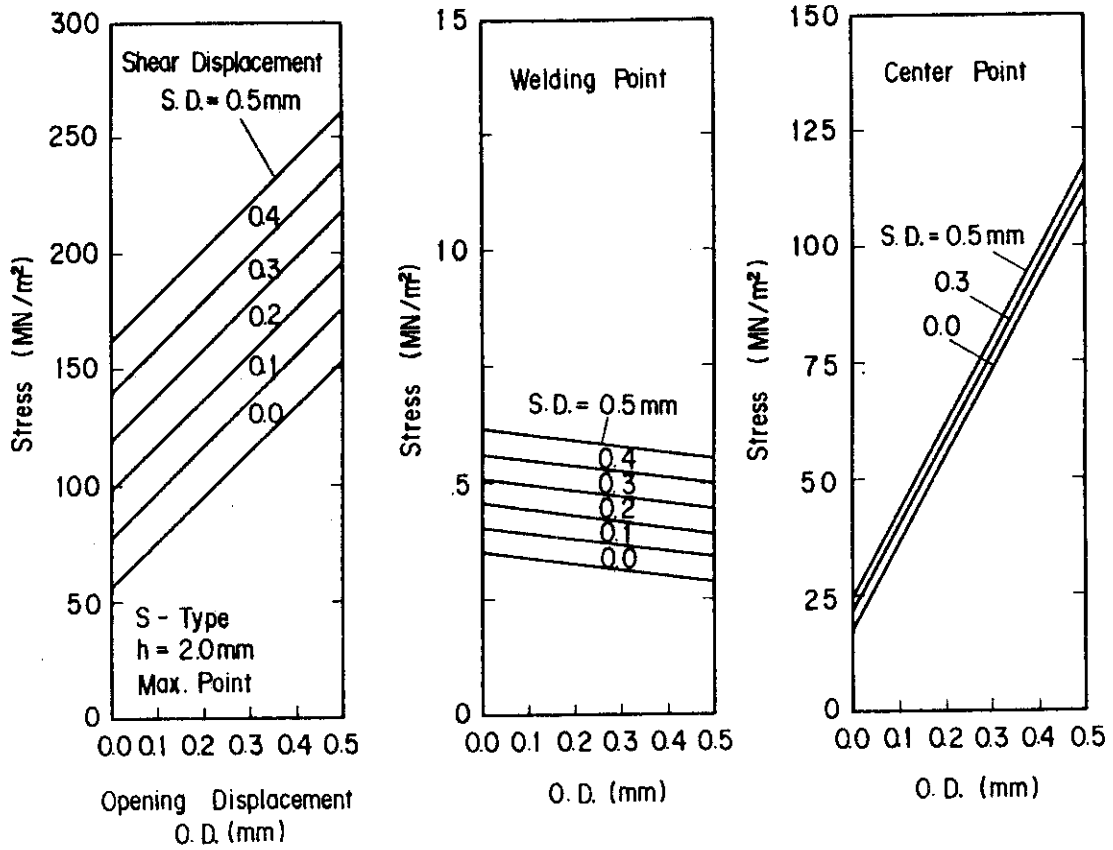


Fig. 4.37 Relation of stress by combination of two kinds of forced displacement (S-type lip seal, thickness= 2.0 mm)

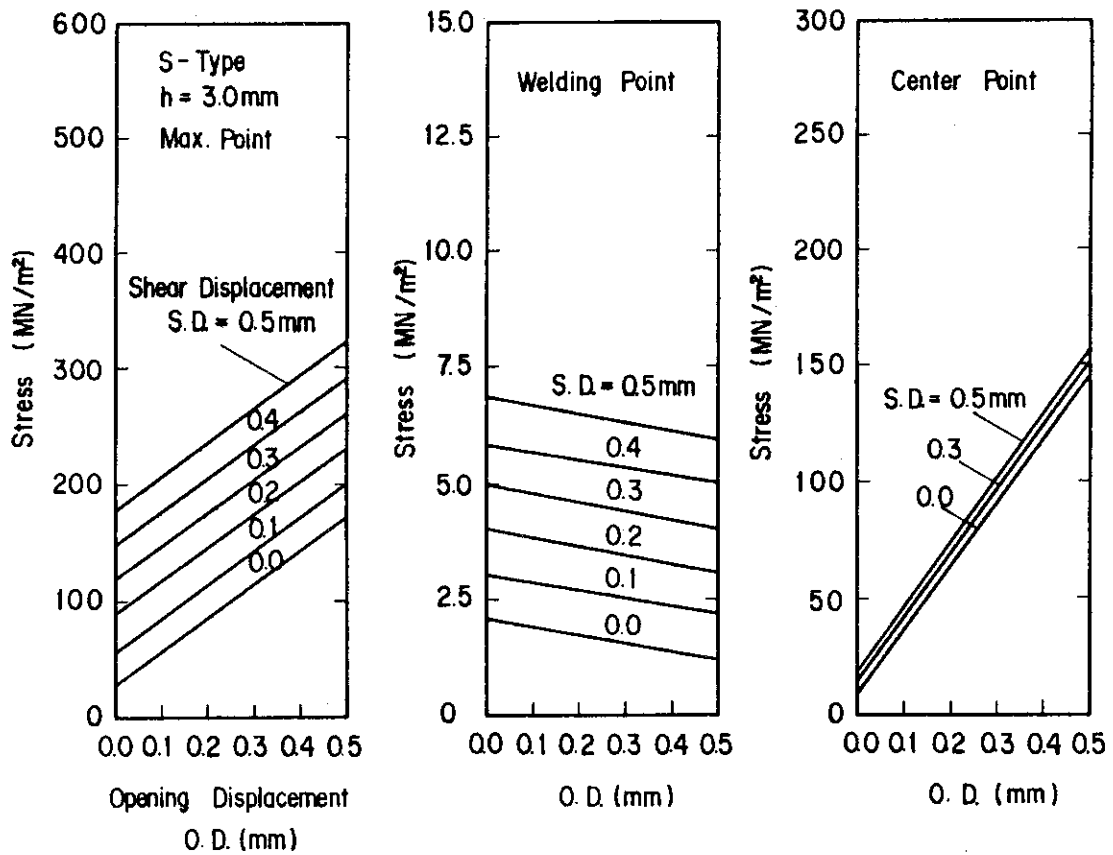


Fig. 4.38 Relation of stress by combination of two kinds of forced displacement (S-type lip seal, thickness= 3.0 mm)

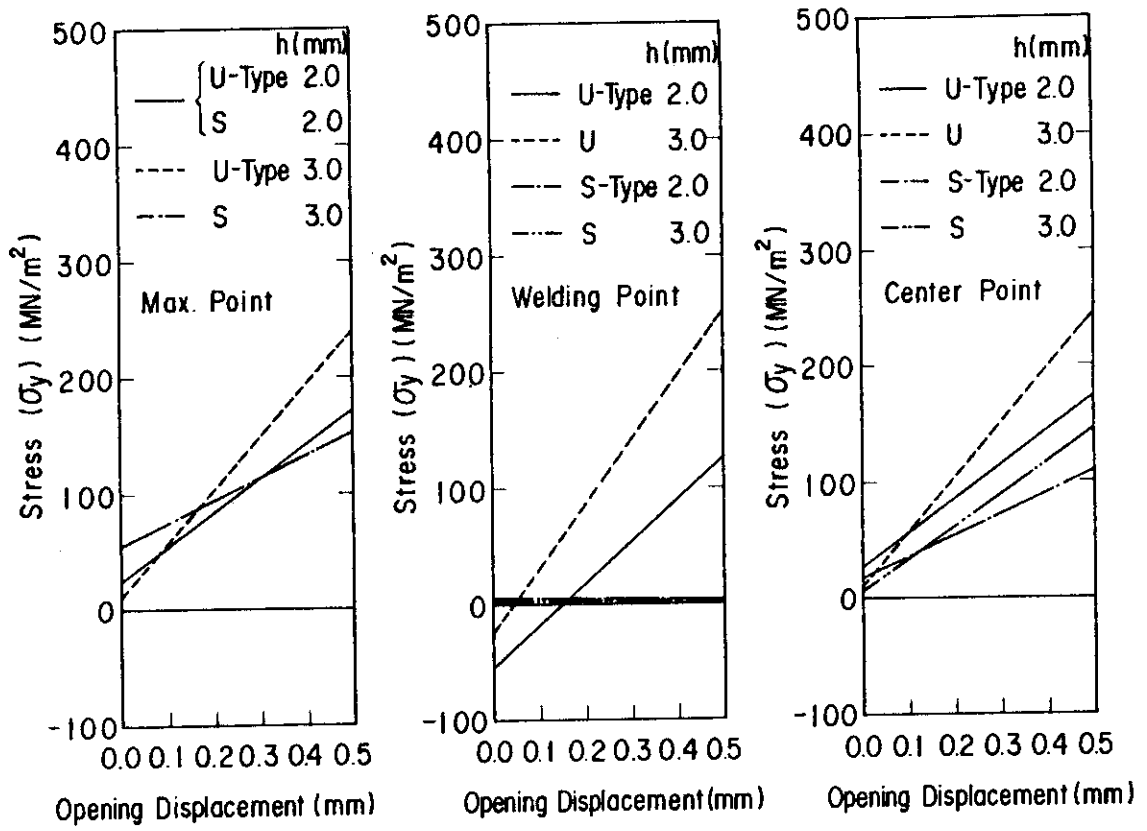


Fig. 4.39 Relation of stress by combination of two kinds of forced displacement $dx = 0-0.5$ mm, $dy = 0.15$ mm (U and S-type lip)

5. ま と め

スイミングプール型トカマク炉に採用される真空容器について、トーラス内側のモジュール間をボルト等による締結を行わない構造を対象として、大気圧+水圧による静的応力解析およびプラズマディスラプション時に発生する電磁力による動的応力解析を行い、真空容器の変形挙動を明らかにするとともに、モジュール間に真空境界形成の為に設置されるリップシールの形状を提案し、上述の変形に伴う強制変位によって発生する応力等を求めた結果、以下に示す結論が得られた。

(1) 真空容器のトーラス内側のモジュール間をボルトによる締結を行わない構造でも、外圧（大気圧+水圧）によって発生する応力はボルト締結の場合と比較して大きな違いは得られなかった。但し、トーラス半径方向の変位は各々、1.76mmおよび0.2mmとなっている。

(2) 真空容器のトーラス内側は内面に設置されるブランケット容器が一体型となっているため、大きな補強効果が認められる。一体型が採用できない場合にはブランケット容器の真空容器内面への取り付け方法によってはその補強効果が期待できなくなり、真空容器の板厚を増加する等の考慮が必要となる。

(3) 強制変位に耐えるリップシールを2種類提案したが、剪断変形に対して柔な剛性を有するS型リップシールがこの設計に適していると思われる。さらに、必要とされるトーラス1周抵抗が0.1mΩ程度で良いとされるならば、同型のリップシールがトロイダル方向に24個で約0.1mΩとなり、別置きのパローズの必要性はなくなる。

(4) ディスラプション時に発生する電磁力に対し、真空容器の動的応力解析を行った結果、それ程顕著な動的応答は認められなかった。ディスラプションの時定数がさらに短い場合（例えば5msec以下）にはその効果が現われるであろう。

(5) トーラス内側もボルトによる締結が狭い空間で行える遠隔操作機器が開発されれば、リップシールの健全性は十分確保される。しかし、トーラス内側の電磁力は大きいので、剪断応力を受けるボルトの強度確保が重要となる。

(6) 電磁力による動的応力解析は、モード合成法のみで行ったが、その動的効果を調べるためには直接積分法による解析も行い、両者の比較をすることは今後の課題である。

謝 辞

本研究の遂行に当っては理解と激励を戴いた炉設計研究室長、吉川允二次長に感謝します。

真空容器の構造的検討に当っては、迫 淳主任研究員から貴重な助言とディスカッションして戴いたことに感謝します。さらに、炉設計研究室の山本孝氏には電磁力解析コード、および東洋情報システム（株）の山内直樹氏には構造解析コードの改良を行って戴いたことに感謝します。

5. ま と め

スイミングプール型トカマク炉に採用される真空容器について、トーラス内側のモジュール間をボルト等による締結を行わない構造を対象として、大気圧+水圧による静的応力解析およびプラズマディスラプション時に発生する電磁力による動的応力解析を行い、真空容器の変形挙動を明らかにするとともに、モジュール間に真空境界形成の為に設置されるリップシールの形状を提案し、上述の変形に伴う強制変位によって発生する応力等を求めた結果、以下に示す結論が得られた。

(1) 真空容器のトーラス内側のモジュール間をボルトによる締結を行わない構造でも、外圧（大気圧+水圧）によって発生する応力はボルト締結の場合と比較して大きな違いは得られなかった。但し、トーラス半径方向の変位は各々、1.76mmおよび0.2mmとなっている。

(2) 真空容器のトーラス内側は内面に設置されるブランケット容器が一体型となっているため、大きな補強効果が認められる。一体型が採用できない場合にはブランケット容器の真空容器内面への取り付け方法によってはその補強効果が期待できなくなり、真空容器の板厚を増加する等の考慮が必要となる。

(3) 強制変位に耐えるリップシールを2種類提案したが、剪断変形に対して柔な剛性を有するS型リップシールがこの設計に適していると思われる。さらに、必要とされるトーラス1周抵抗が0.1mΩ程度で良いとされるならば、同型のリップシールがトロイダル方向に24個で約0.1mΩとなり、別置きのパローズの必要性はなくなる。

(4) ディスラプション時に発生する電磁力に対し、真空容器の動的応力解析を行った結果、それ程顕著な動的応答は認められなかった。ディスラプションの時定数がさらに短い場合（例えば5msec以下）にはその効果が現われるであろう。

(5) トーラス内側もボルトによる締結が狭い空間で行える遠隔操作機器が開発されれば、リップシールの健全性は十分確保される。しかし、トーラス内側の電磁力は大きいので、剪断応力を受けるボルトの強度確保が重要となる。

(6) 電磁力による動的応力解析は、モード合成法のみで行ったが、その動的効果を調べるためには直接積分法による解析も行い、両者の比較をすることは今後の課題である。

謝 辞

本研究の遂行に当っては理解と激励を戴いた炉設計研究室長、吉川允二次長に感謝します。

真空容器の構造的検討に当っては、迫 淳主任研究員から貴重な助言とディスカッションして戴いたことに感謝します。さらに、炉設計研究室の山本孝氏には電磁力解析コード、および東洋情報システム(株)の山内直樹氏には構造解析コードの改良を行って戴いたことに感謝します。

参 考 文 献

- (1) 迫 淳他, 「スイミングプール型トカマク炉の予備的検討」, JAERI-M 9050 (1980)
- (2) K. Sako, et al., "Design Study of Swimming Pool Type Tokamak Reactor (SPTR)", J. Nucl. Sci. Technol., Vol. 19, No. 6, 491-503
- (3) K. Sako, et al., "Next Tokamak Design (Swimming Pool Type)", Proc. Third IAEA Technical Committee Meeting, Tokyo, Oct. 5~16, 1981, II-6 (in-press).
- (4) 湊 章男, 「スイミングプール型トカマク炉の真空容器の強度評価-I」, JAERI-M 9898 (1982)
- (5) 亀有昭久他, 「有限要素回路法による渦電流解析(臨界プラズマ試験装置設計報告・XXXVIII), JAERI-M 7120 (1977)
- (6) H. Takatzu, et al., "Dynamic Response of the JT-60 Vacuum Vessel under the Electromagnetic Force", Nuclear Engineering Design, 71 (1980), 161-172

付 録

真空容器のモジュール間において、ポロイダル断面全てをボルトによる締結を行い、トロイダル方向に連続な構造の場合の固有振動モードをFigs. A.1～15に示す。モジュール間での境界条件には、電磁力が作用する場合を考慮されているので、外圧等の軸対称荷重が作用する場合と異なっている。

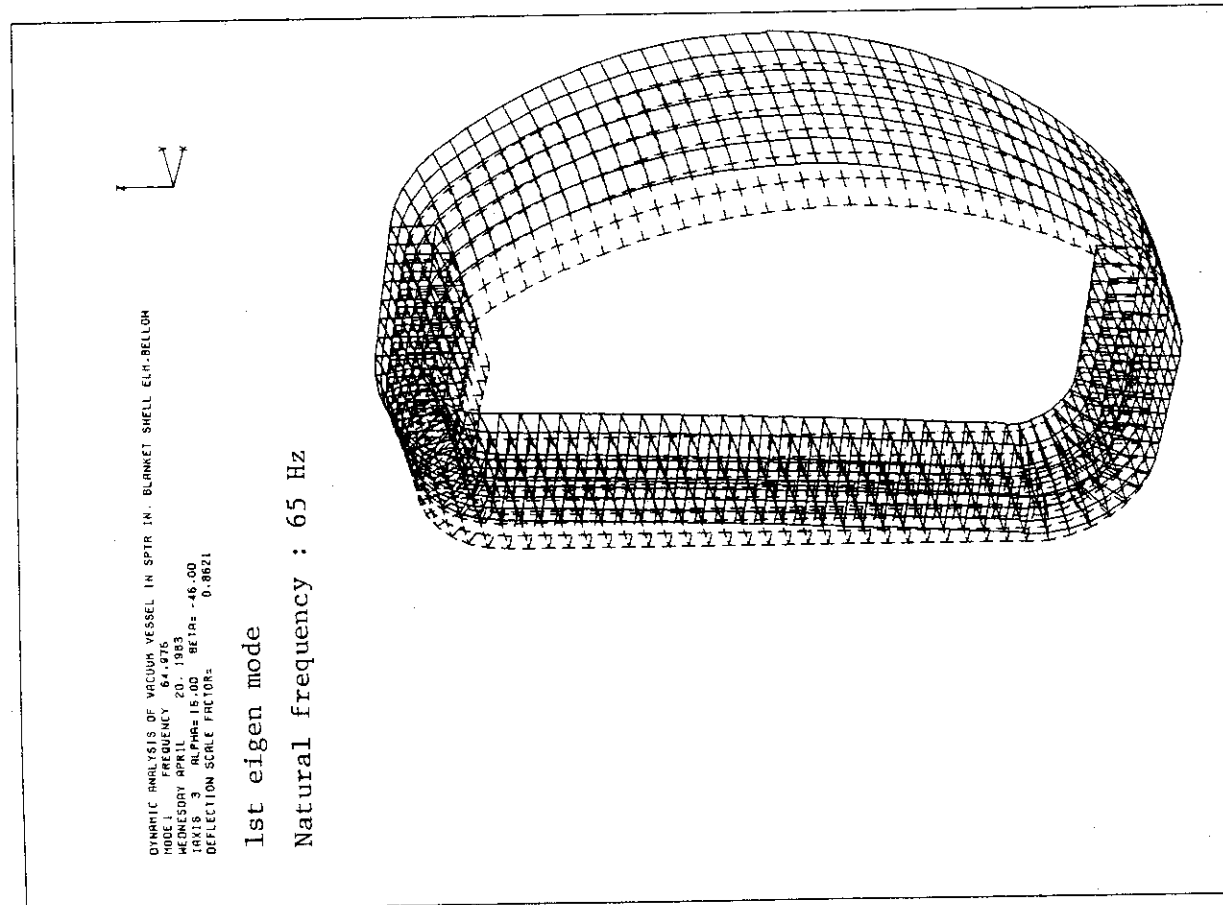
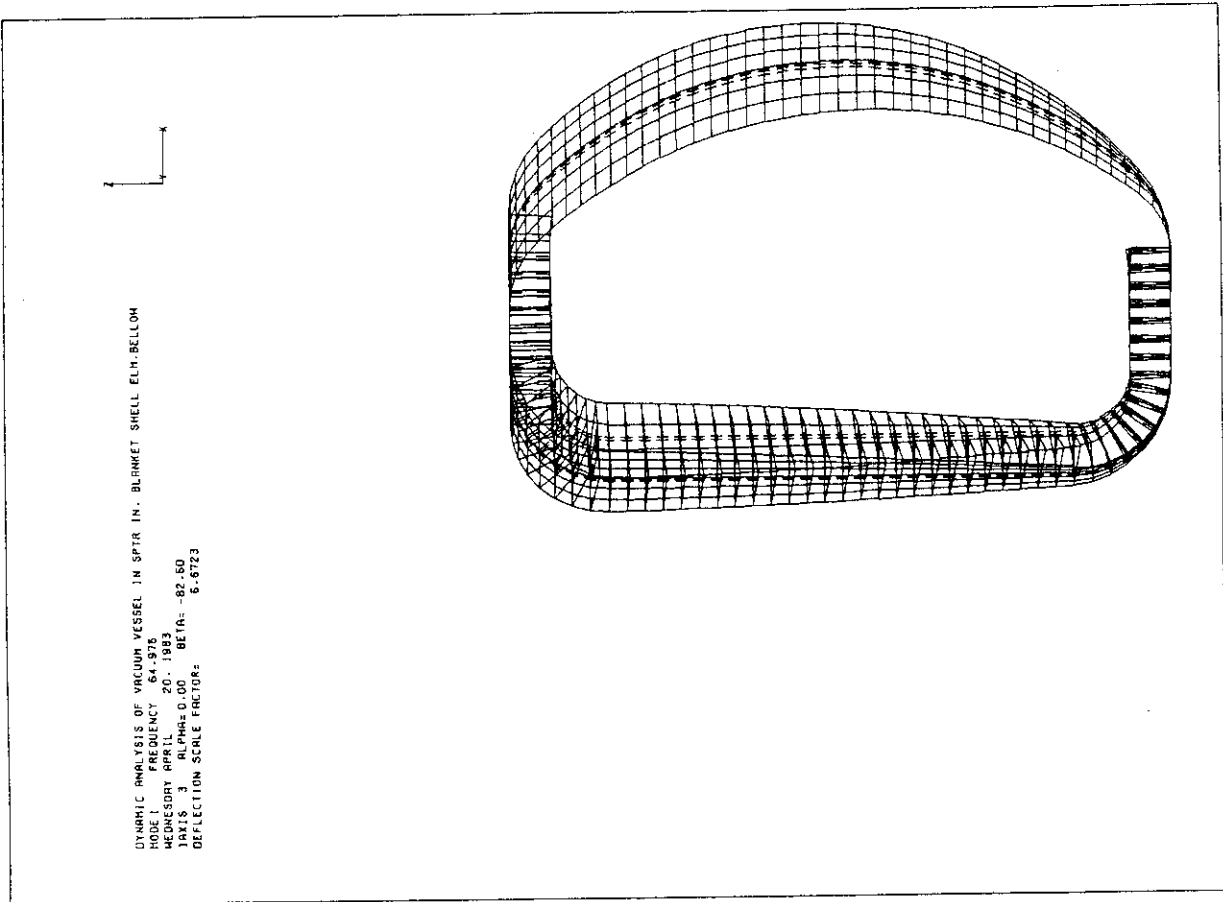


Fig.A.1 1st eigen mode and natural frequency of vacuum vessel in case B (adjacent modules are connected with bolts in inboard and outboard regions)

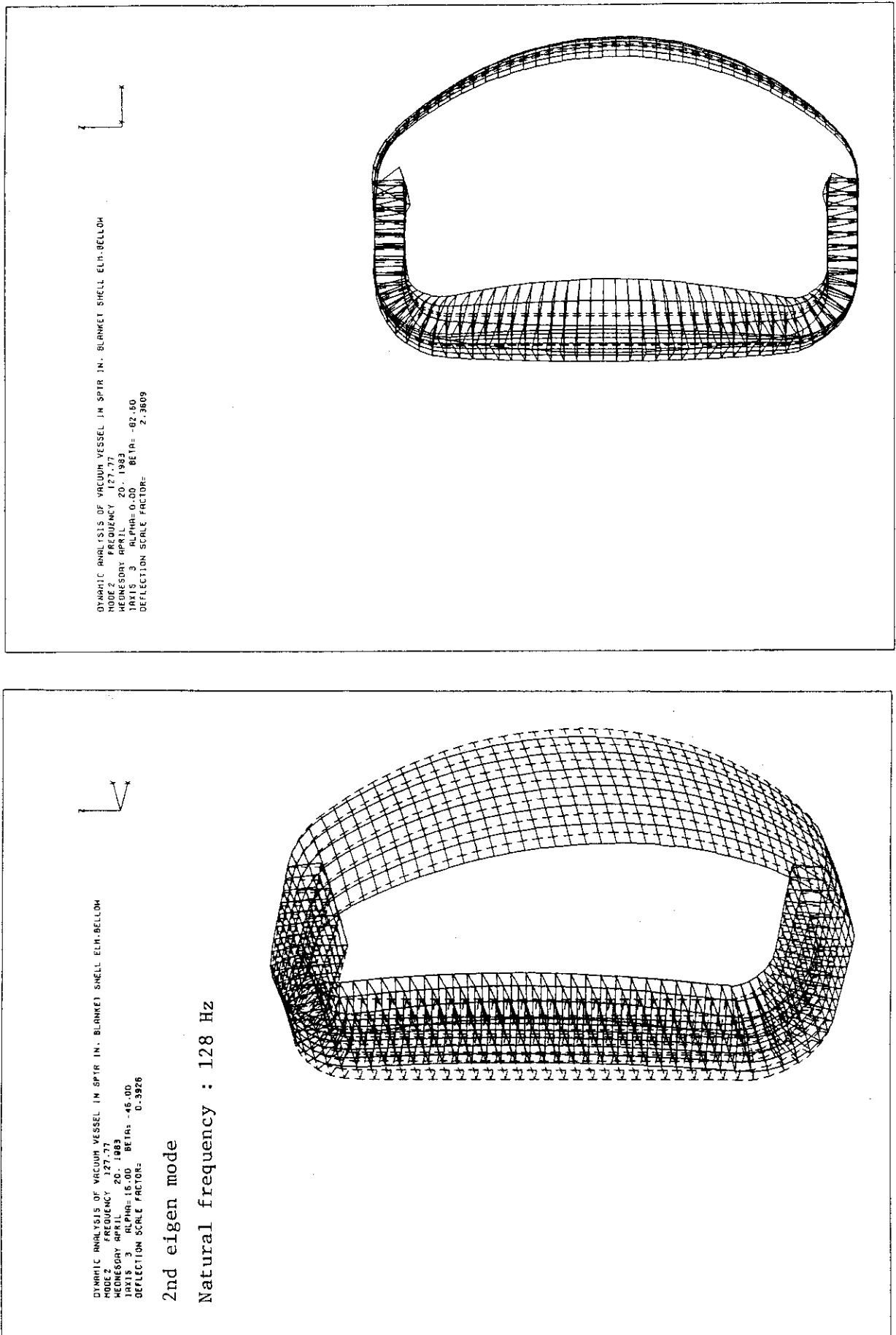


Fig.A-2 2nd eigen mode and natural frequency of vacuum vessel in case B (adjacent modules are connected with bolts in inboard and outboard regions)

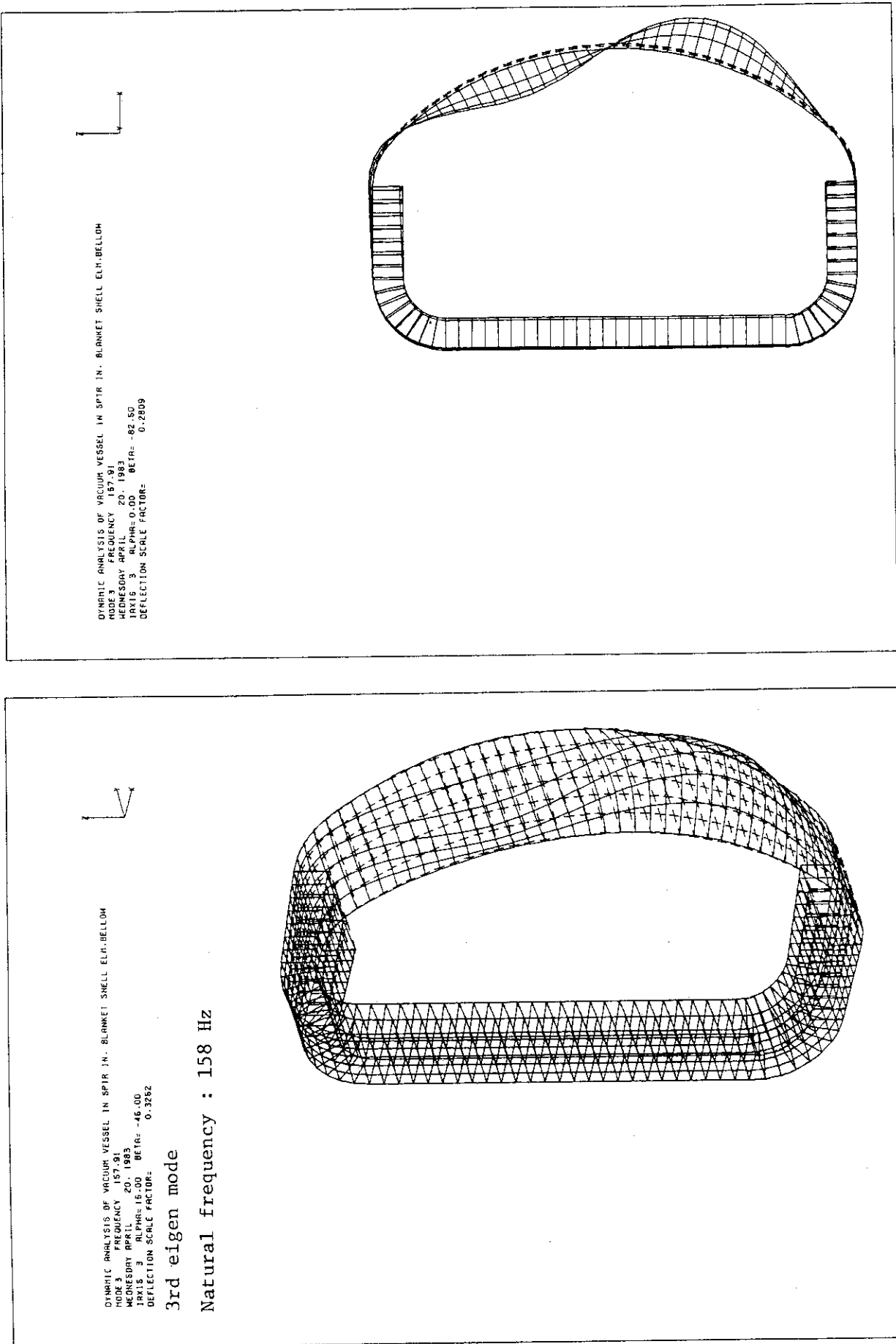
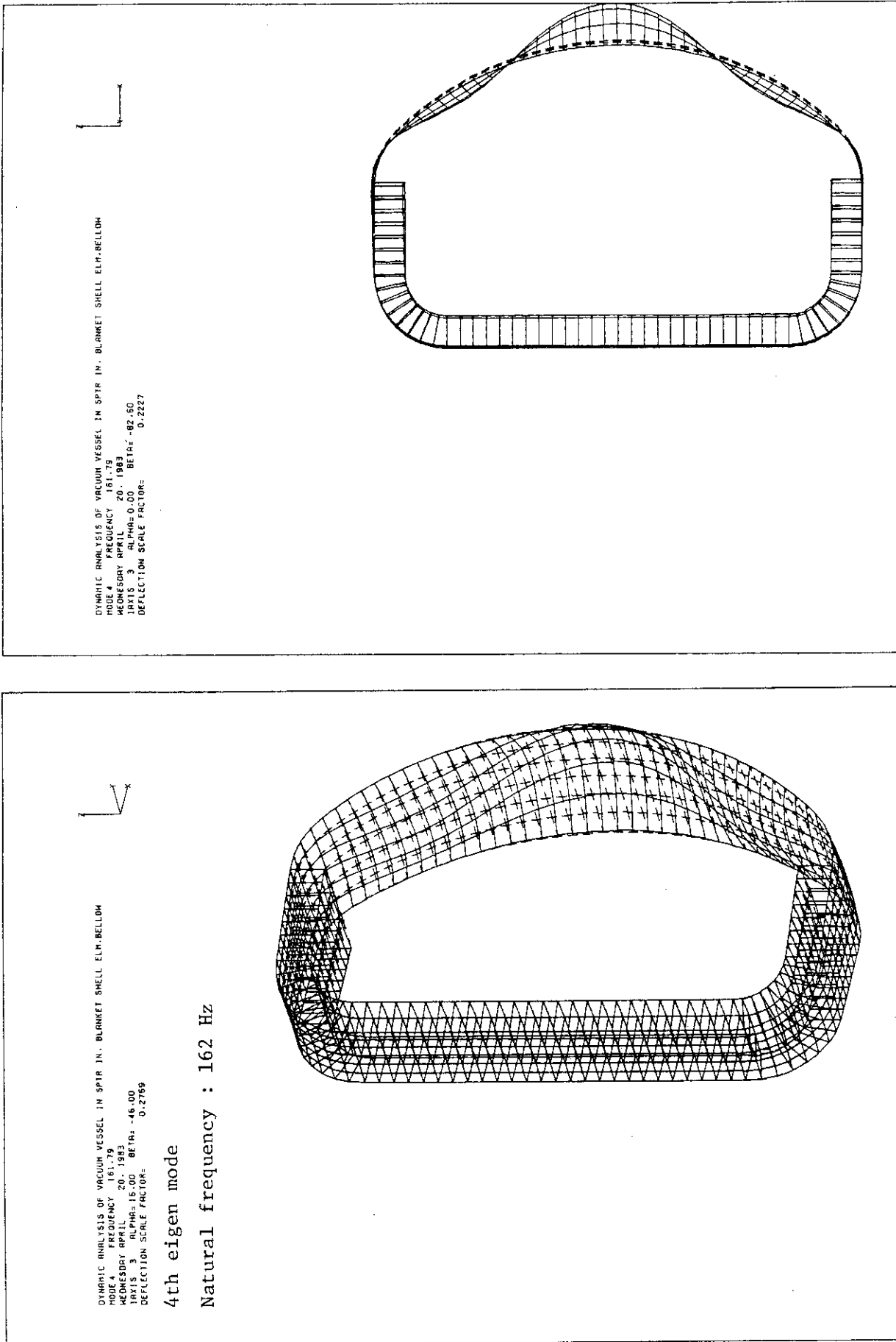
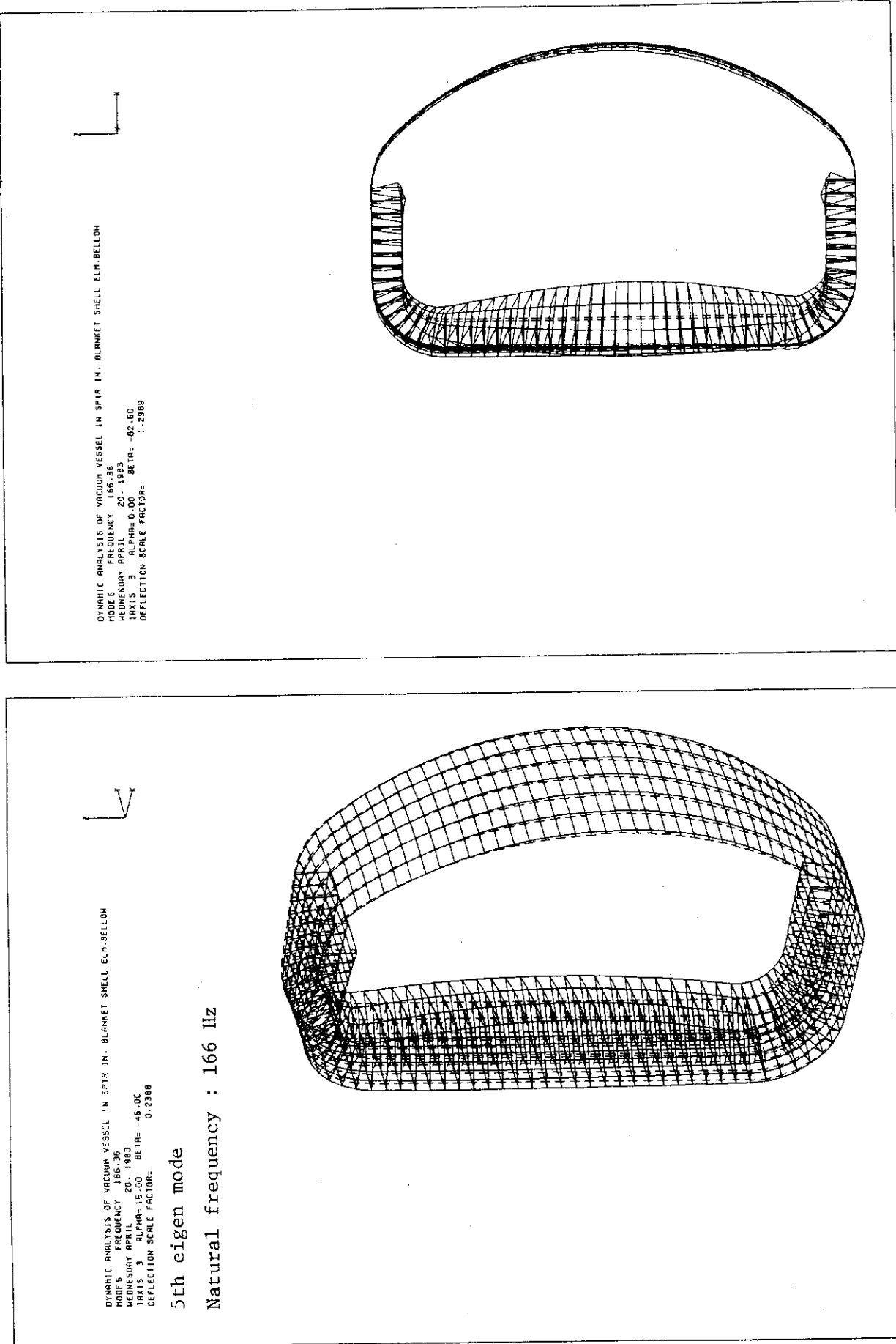


Fig.A.3 3rd eigen mode and natural frequency of vacuum vessel in case B (adjacent modules are connected with bolts in inboard and outboard regions)





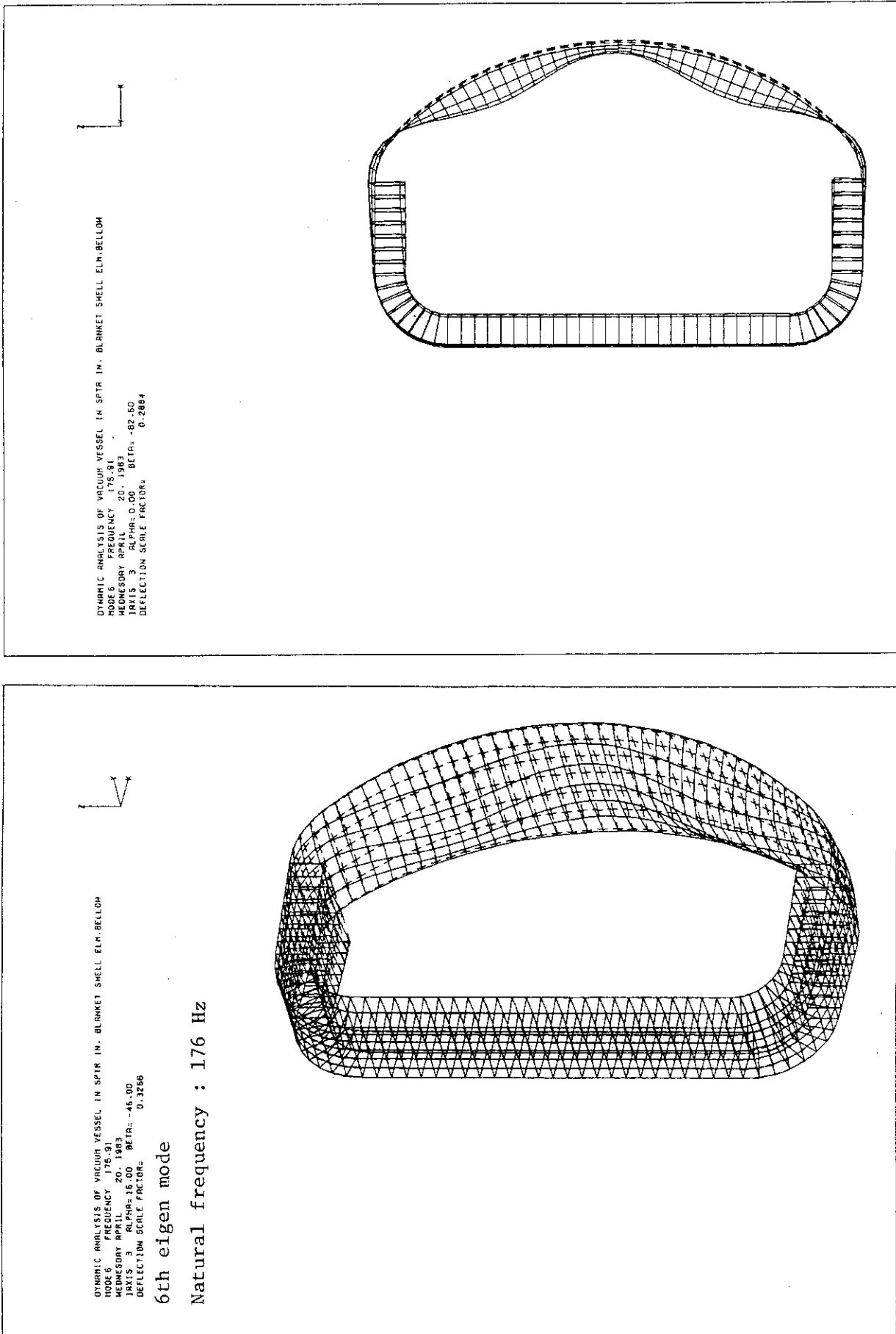


Fig.A.6 6th eigen mode and natural frequency of vacuum vessel in case B (adjacent modules are connected with bolts in inboard and outboard regions)

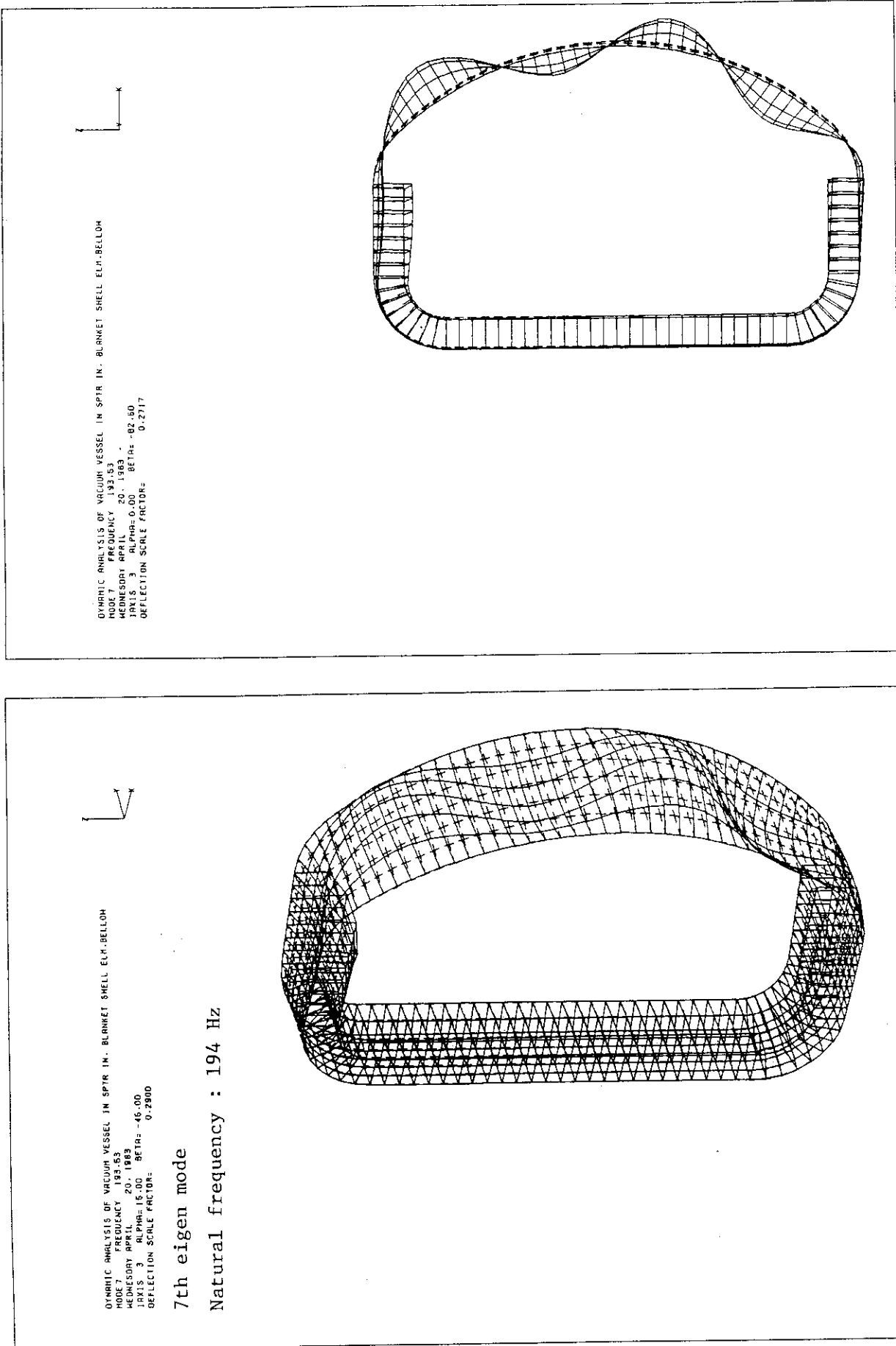


Fig.A.7 7th eigen mode and natural frequency of vacuum vessel in case B (adjacent modules are connected with bolts in inboard and outboard regions)

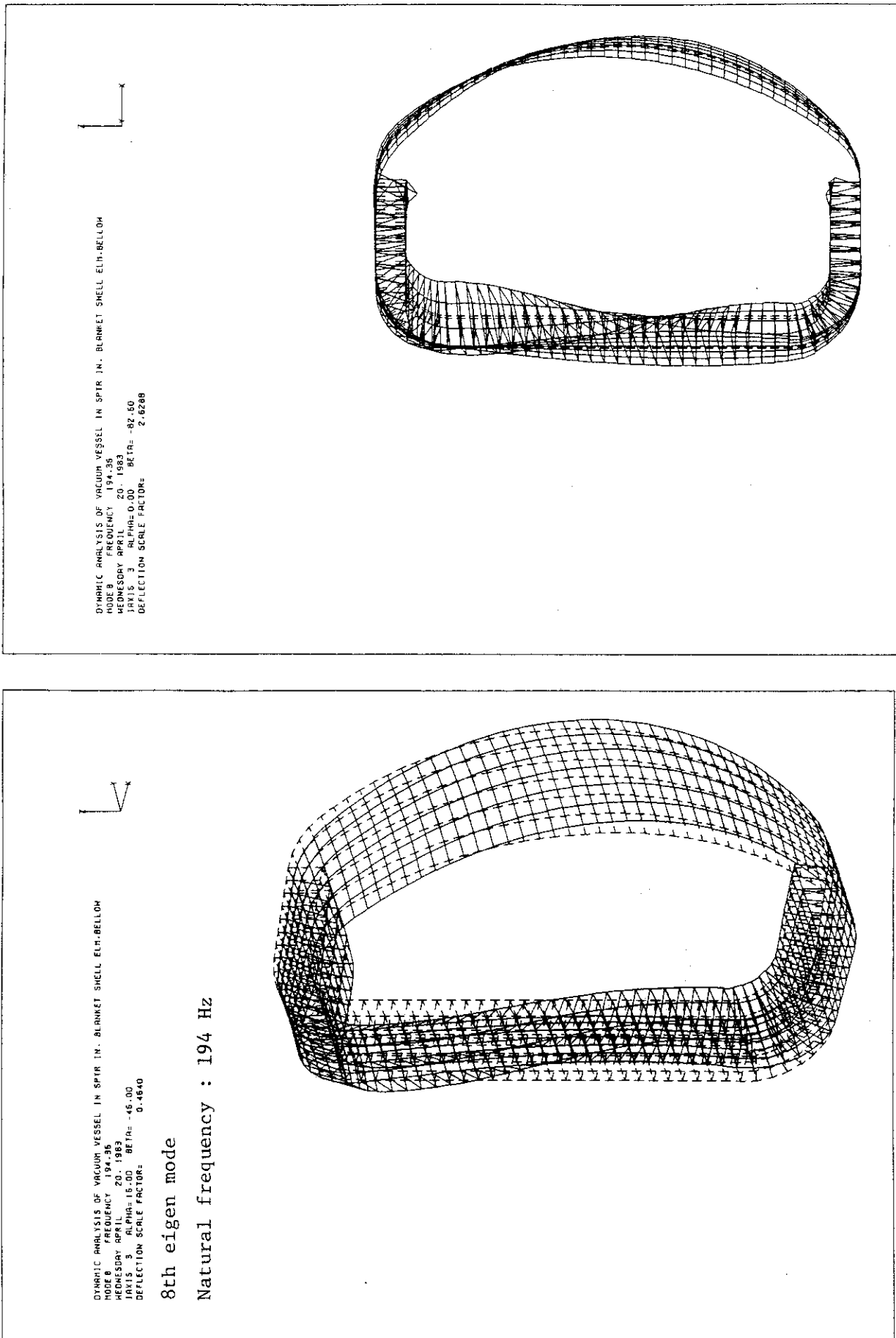


Fig.A.8 8th eigen mode and natural frequency of vacuum vessel in case B (adjacent modules are connected with bolts in inboard and outboard regions)

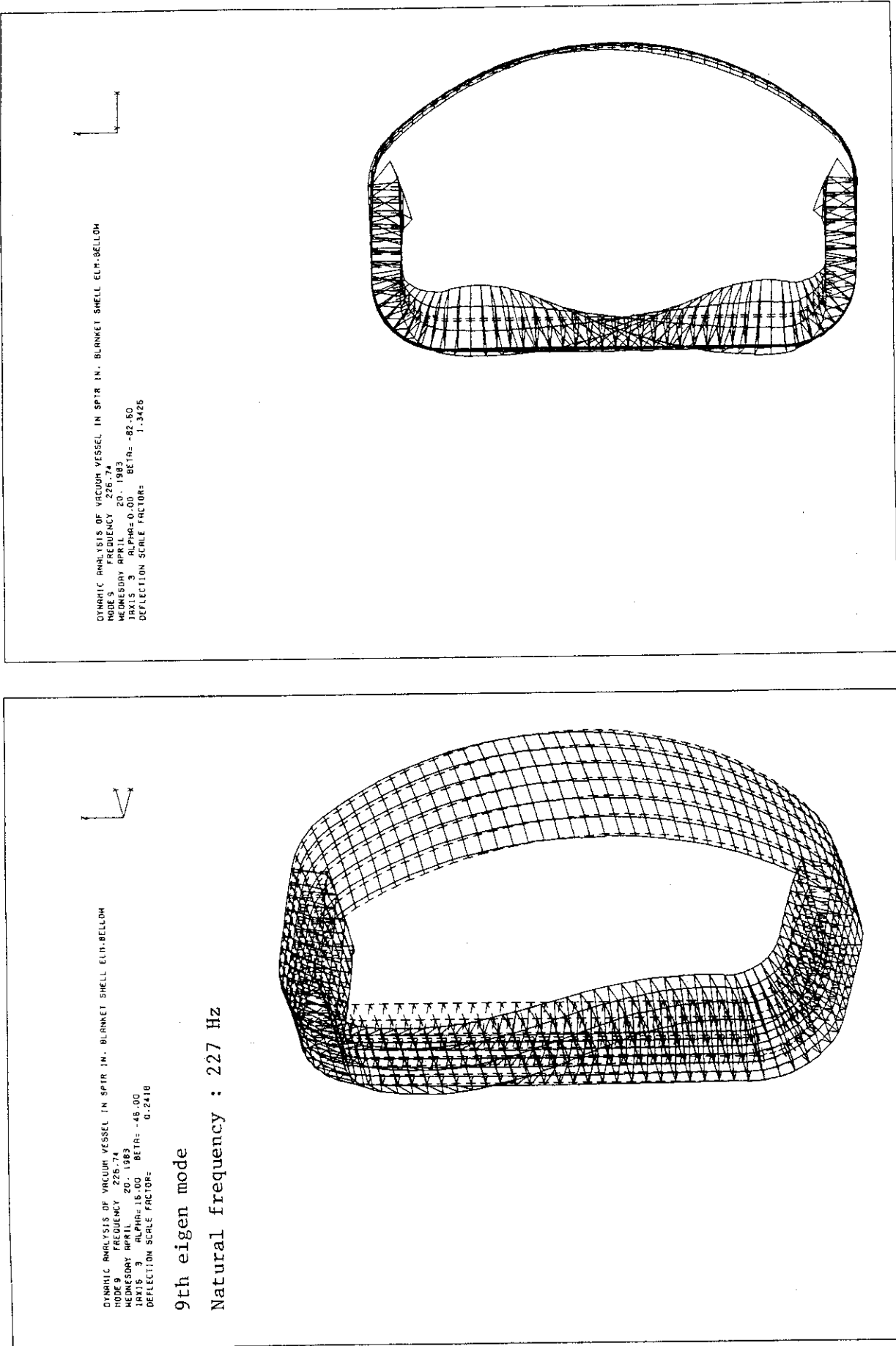


Fig.A.9 9th eigen mode and natural frequency of vacuum vessel in case B (adjacent modules are connected with bolts in inboard and outboard regions)

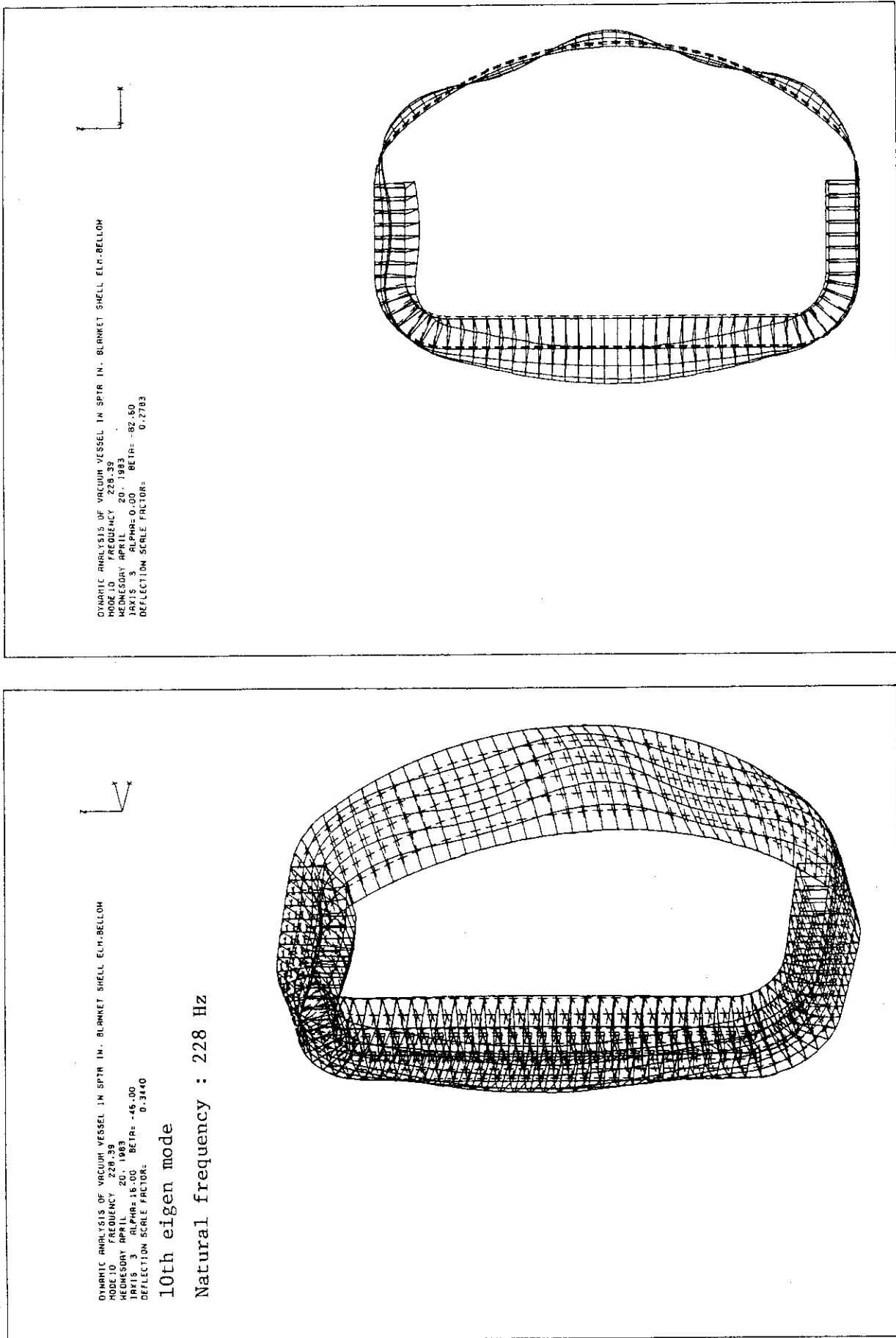


Fig.A.10 10th eigen mode and natural frequency of vacuum vessel in case B (adjacent modules are connected with bolts in inboard and outboard regions)

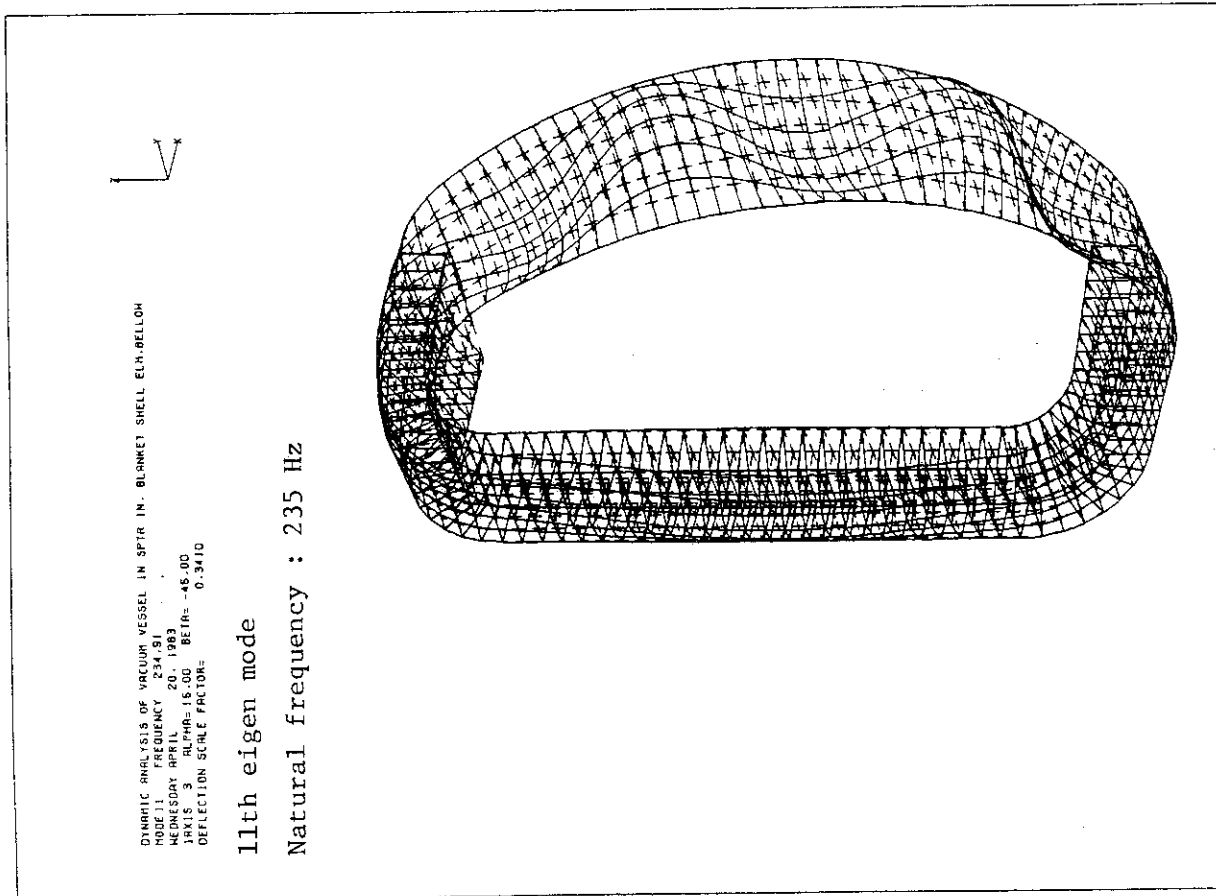
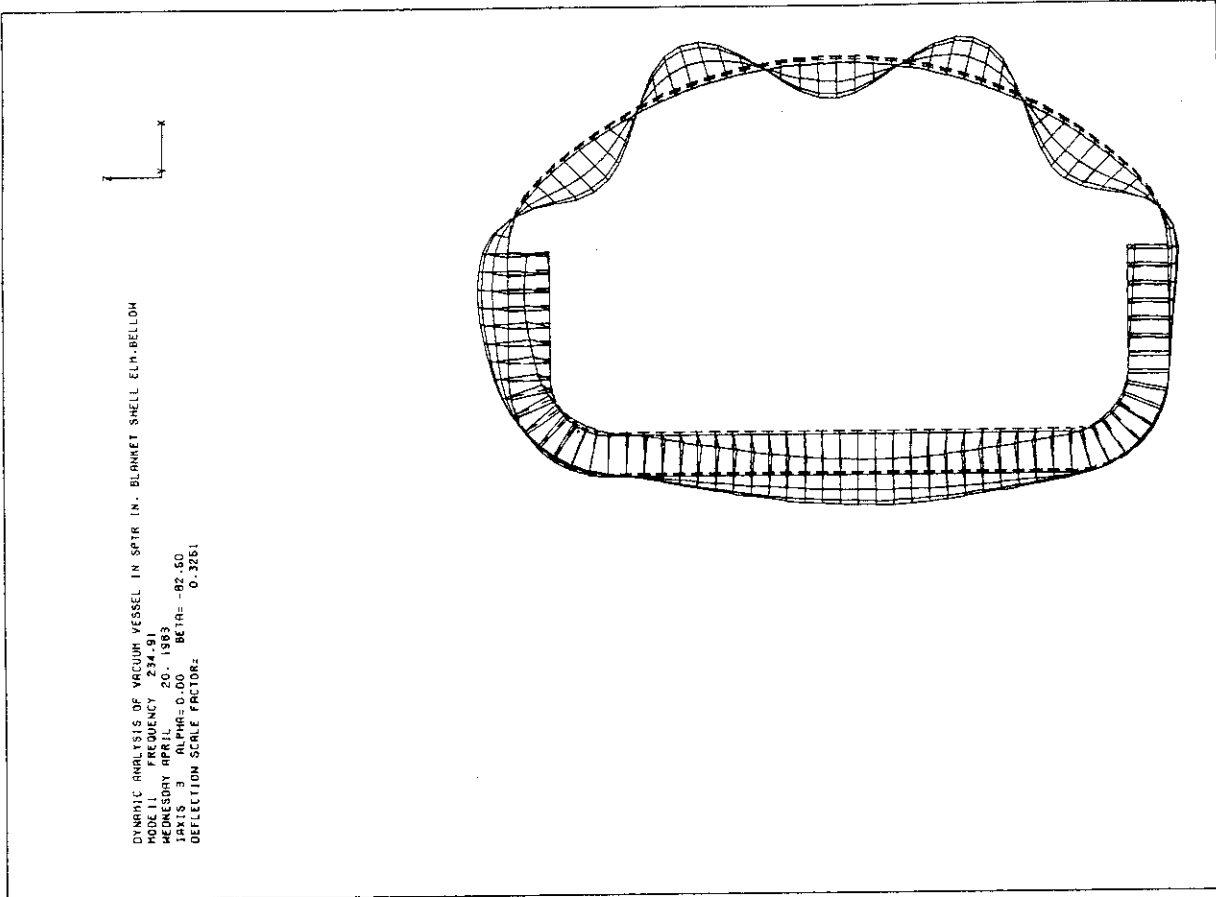


Fig.A.11 11th eigen mode and natural frequency of vacuum vessel in case B (adjacent modules are connected with bolts in inboard and outboard regions)

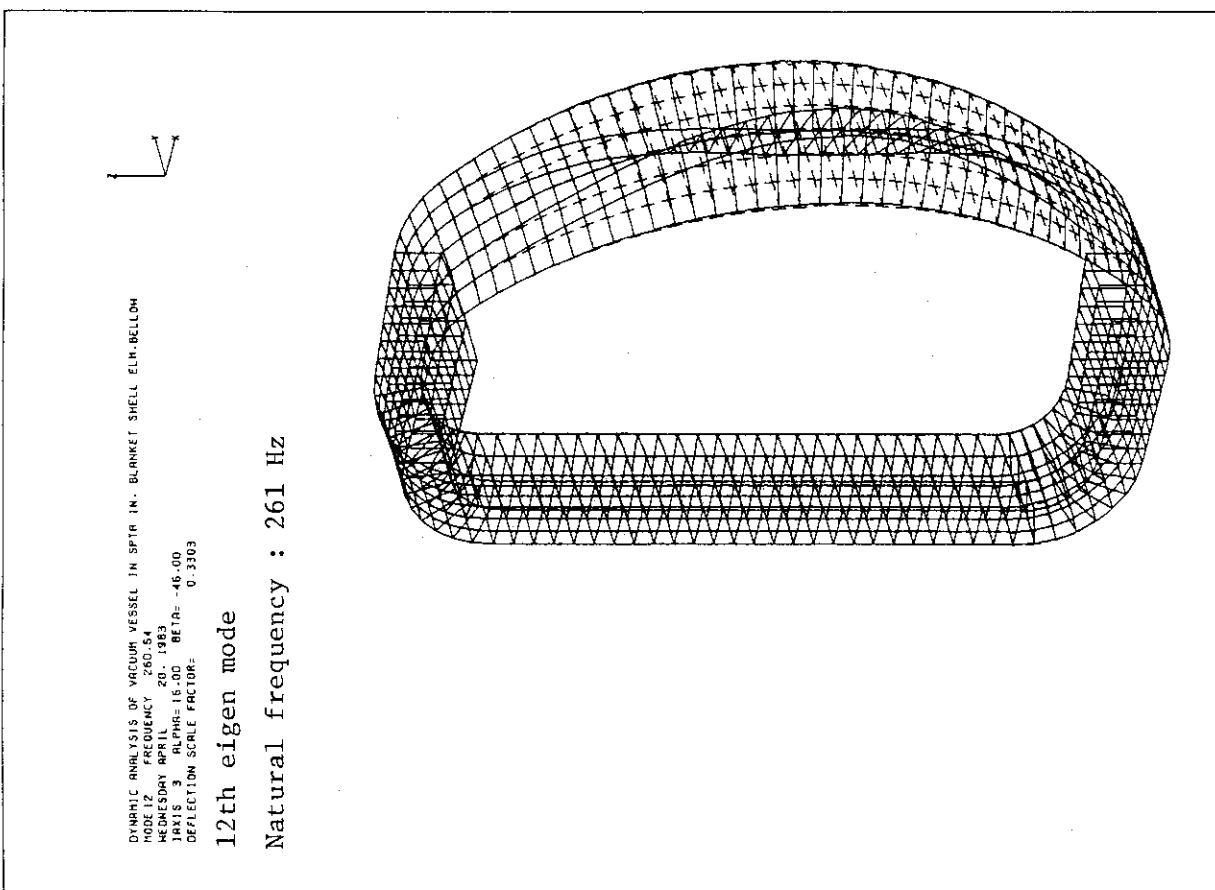
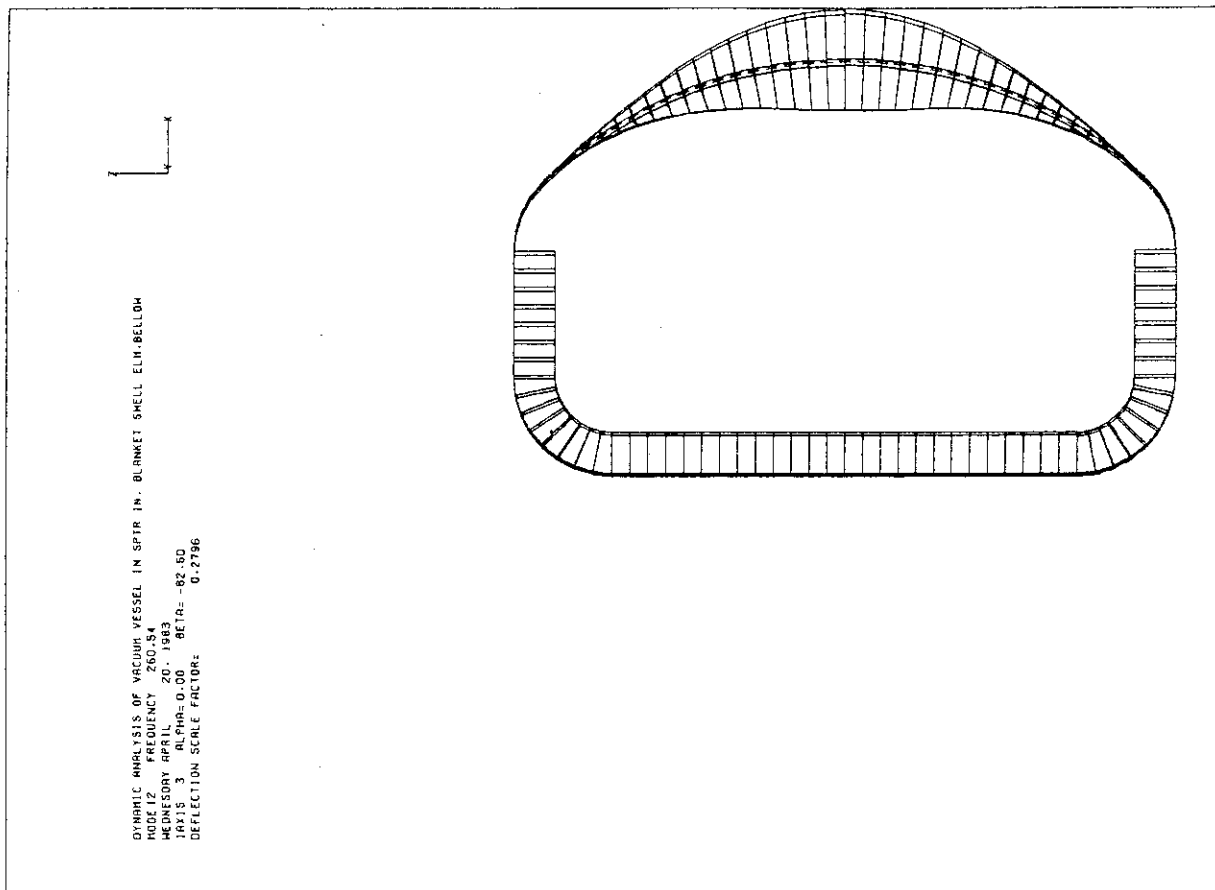


Fig.A.12 12th eigen mode and natural frequency of vacuum vessel in case B (adjacent modules are connected with bolts in inboard and outboard regions)

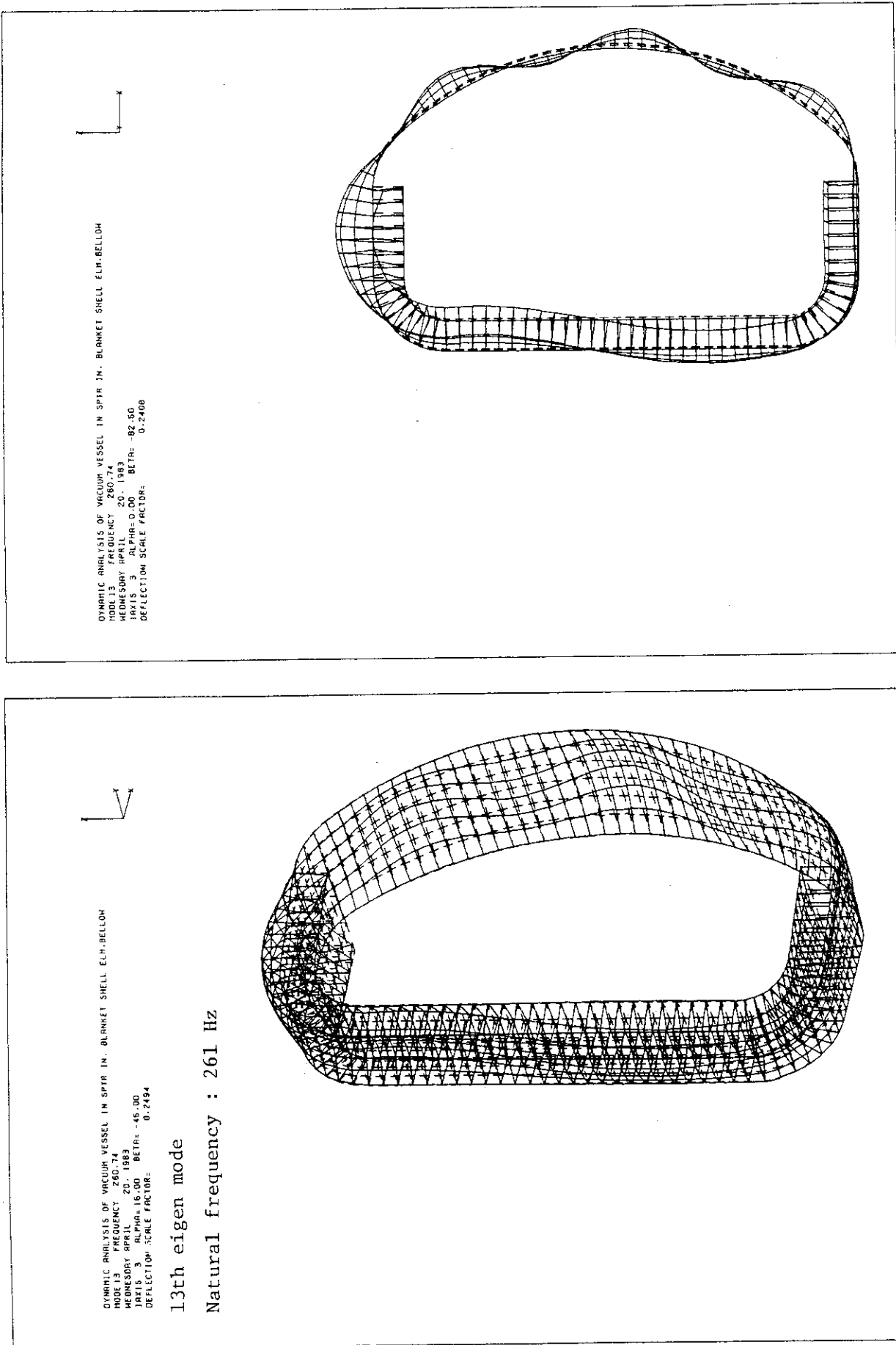


Fig.A.13 13th eigen mode and natural frequency of vacuum vessel in case B (adjacent modules are connected with bolts in inboard and outboard regions)

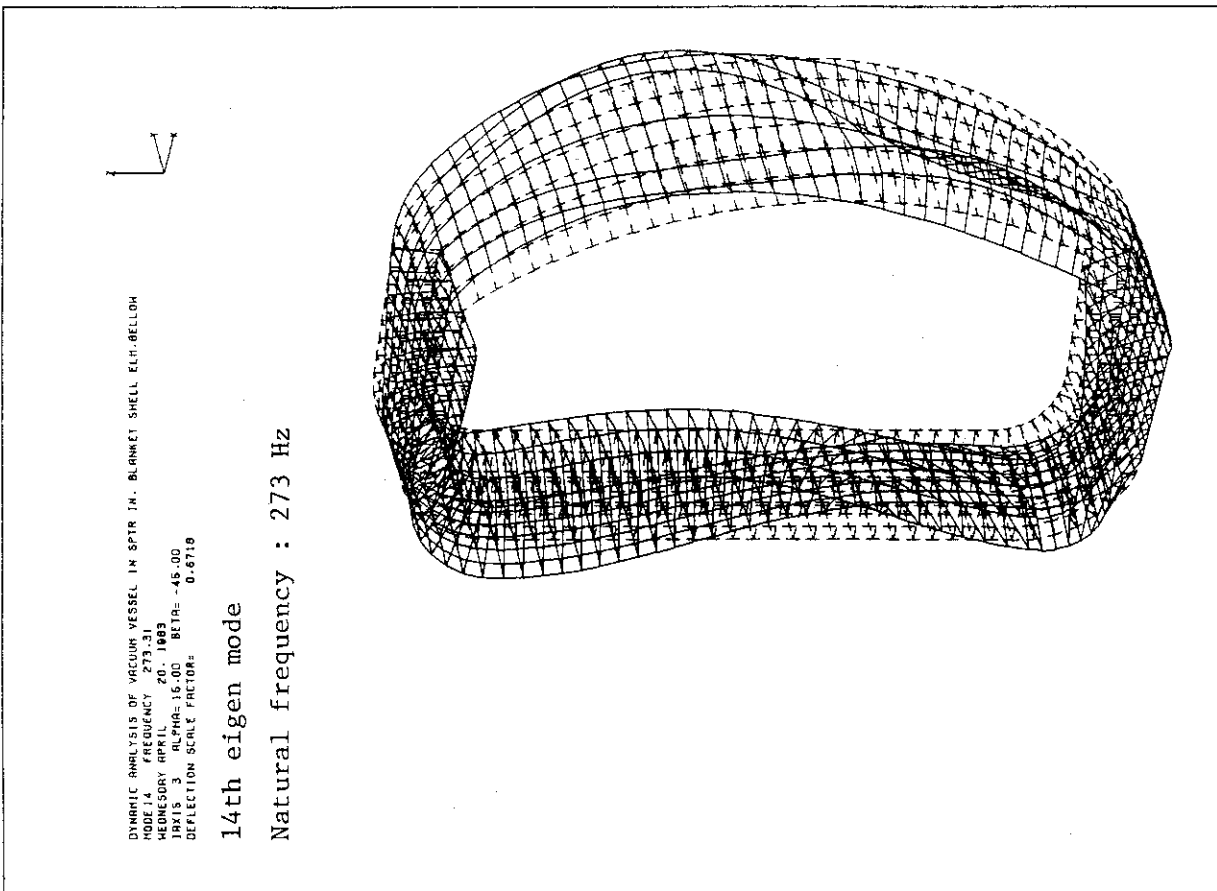
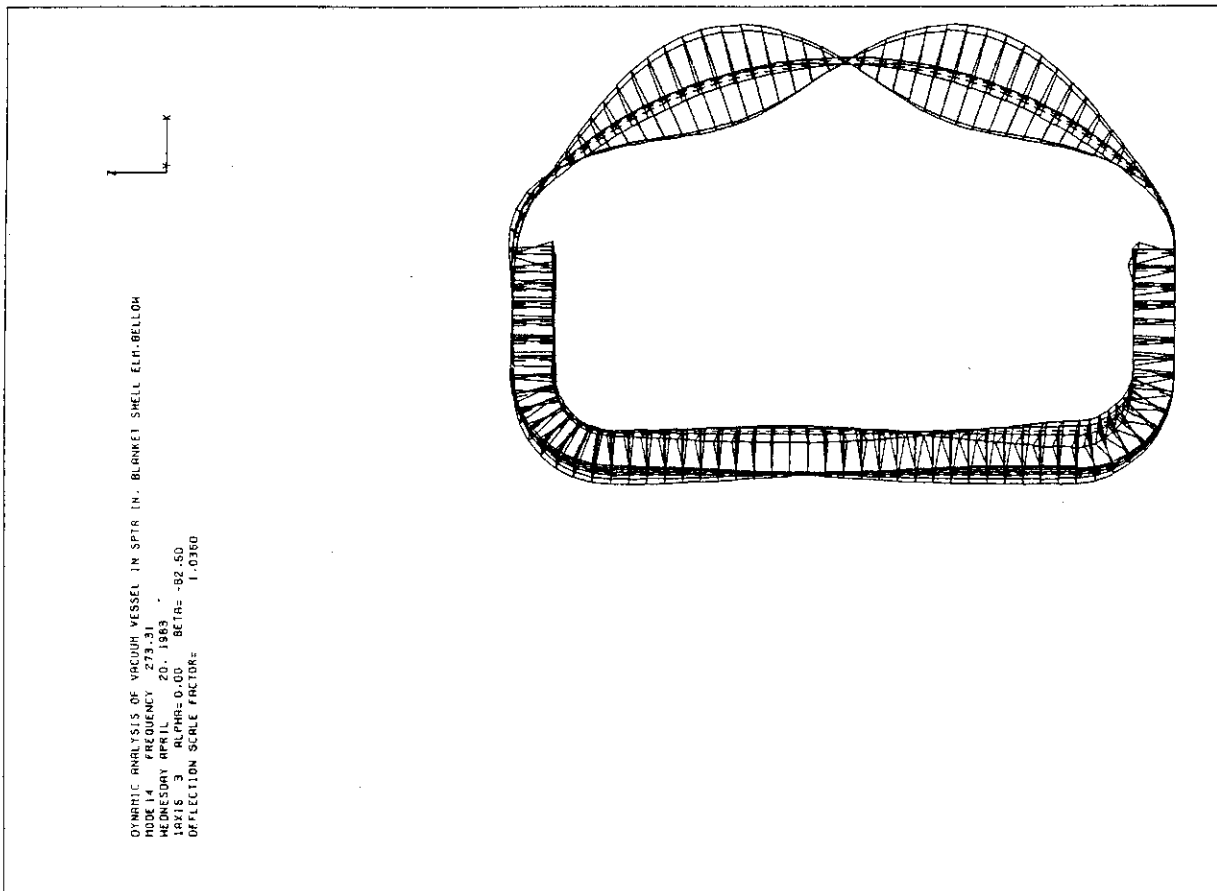


Fig.A.14 14th eigen mode and natural frequency of vacuum vessel in case B (adjacent modules are connected with bolts in inboard and outboard regions)

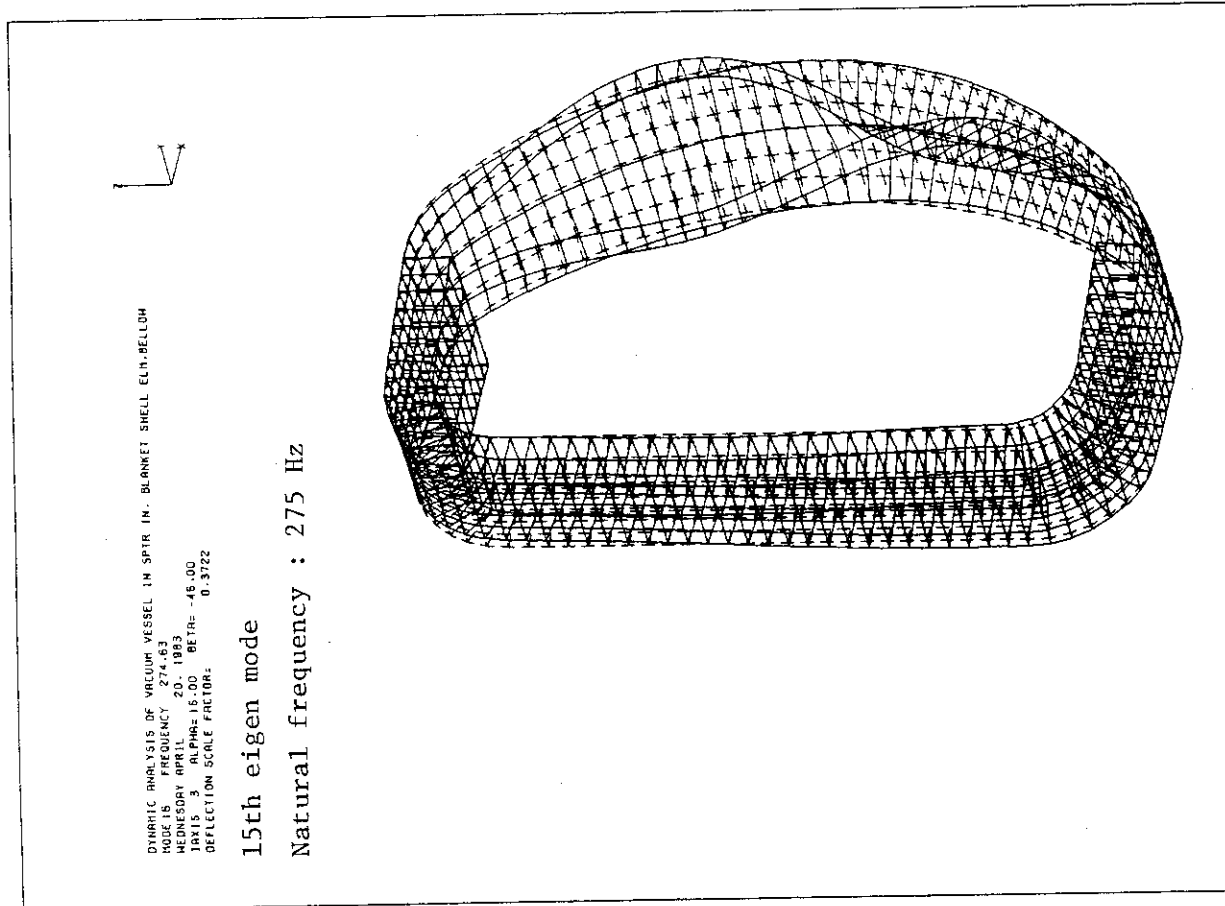
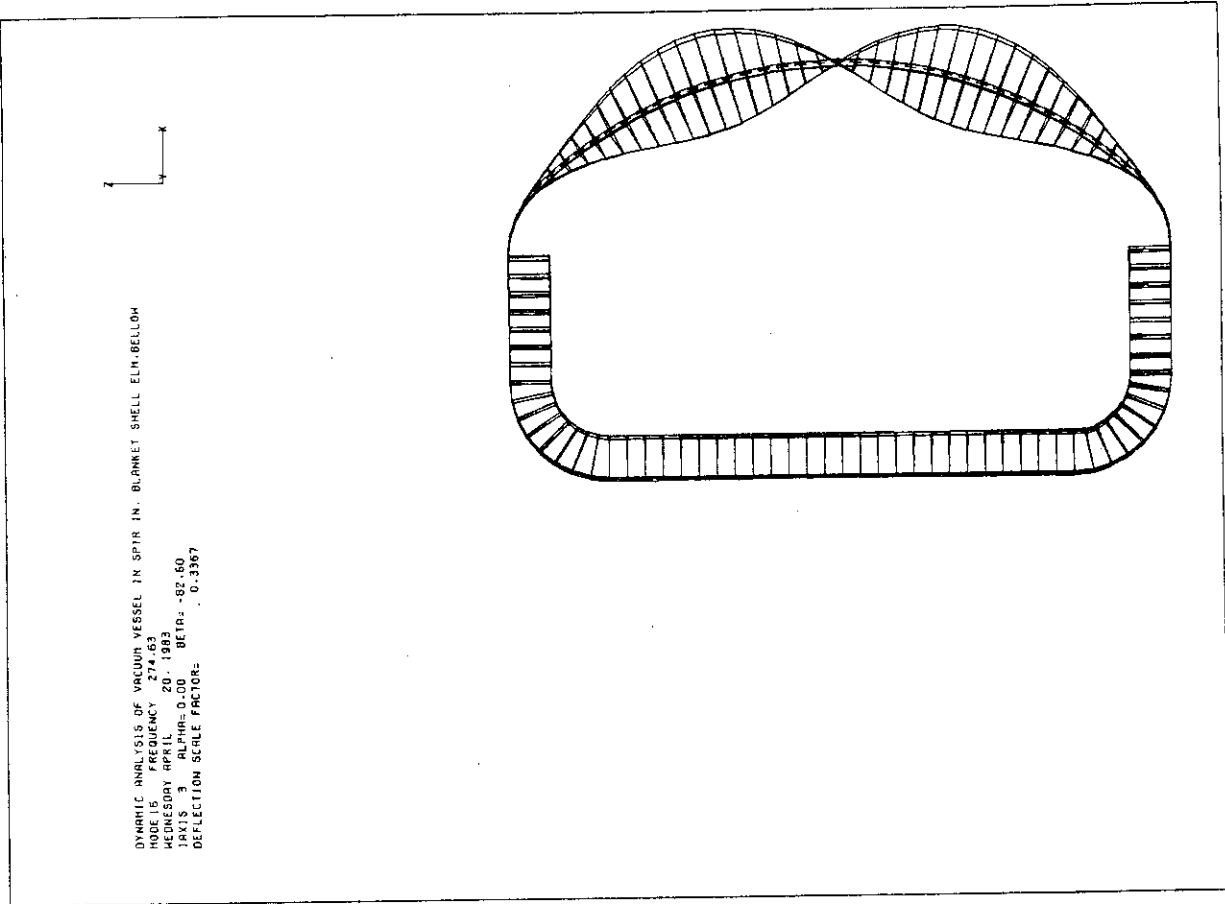


Fig.A.15 15th eigen mode and natural frequency of vacuum vessel in case B (adjacent modules are connected with bolts in inboard and outboard regions)