

の多角形平板の座屈値を得ることができます。

尚ご質問のスロット部を有する板の座屈問題において、スロット部が自由辺であれば問題はありませんが、その一部が支持されているような場合は平板の領域を分割して取扱う必要性が生じて来ます。その方法の詳細については本研究 (I) をご参照下さい。

(2) 矢川元基氏への解答

荷重のかかっていない辺の面内変位が拘束された場合については $r=c/a=0.5$ まで、拘束されない場合には $r=0.7$ まで、近似式の項数を 9 項まで取って計算を行なっております。後者の場合は昨年藤田教授が行なわれた実験があります。本文第 7 図と同様にこの実験値と計算結果を比較して付図 1 に示します。いずれの解析曲線もある程度以上孔が大きくなると座屈応力 (荷重) が増加するという興味ある結果を示しています。

なお参考までに九大熊井教授が行なわれた一定圧縮応力による有孔正方形板の座屈に関する研究結果とも比較検討し良好な一致を確認したことをご報告しておきます。(付図 2 参照)

船体縦振動の研究 (その 1)

大 高 勝 夫^外

門田 道雄 君 (1) ballast water の有効質量を計算する場合、swash bulkhead の影響をどの程度にとられましたか。

(2) ship A の縦振動 mode (文献 5) を見ると、2 節振動では船尾の振動が相当大きく、あたかも船尾振動を連想させるような形状を示しています。このような現象は船尾の伸縮剛性の変化のためでしょうか、それとも連成が原因でしょうか。

計算結果からこのような傾向がわかりますか。

(3) Table. 13 においては縦振動数の計算値の方が実測値より低くなっていますが、両者の対比を 1 行ずらして、例えば計算値の 367.3 に対する実測値は 319 であるとした方が ratio が 1 より小になるので合理的ではありませんか。

広渡 智雪 君 船体縦振動について、その船体上下振動や局部振動との連成に関し、詳細な研究結果を示された本論文に対し敬意を表わします。以下の表についてお伺い致します。

(1) 常識的に考えれば Uniform Beam であろうと Shiplike Beam であろうと縦振動と上下振動との連成は互に固有振動数の近いものがより強く影響し合うように思いますが Uniform Beam の場合にのみ互に前後対称モード同志または前後逆対称モード同志が影響し合うのは何故ですか？

(2) これもまた極めて常識的な質問ですが、上下振動と縦振動との連成モードは振動数が高くなるに従ってそれぞれ節数がふえてゆくように思われますが、数値計算例縦振動では 1 節→0 節→1 節や 1 節→2 節→1 節などがみられるのは何故でしょうか？ (たとえば Table. 3 参照)。

(3) SR-94 部会の研究報告によれば ship A の Ballast Condition II に対しては、縦振動の peak が Table. 11 に表示されているものよりもかなり多数計測されており、節数との関係も計算結果とよく一致しているのに表から省かれているのは何故でしょうか？

(4) Table. 12 に示された上下固有振動数の計測値と実験値とは、固有振動数の分裂をも含めて極めてよい一致を示していますが、これにより

(i) 大型船でも 9 節程度まではいわゆる Beam Theory が成立つと考えてよい。

(ii) 固有振動数の分裂現象は主として縦振動との連成によると考えてよいでしょうか？

大高 勝夫 君 門田氏にお答えします。

質問 (1) について

計算の便宜上、Swash B^{HD} は W. T. B^{HD} と同等と考えました。一方 Hold 内の横強度部材の影響は無視致しました。

質問 (2) について

縦振動は、剪断振動と同様に、2 階の微分方程式に支配されます。したがって熊井教授が剪断振動について示

されましたように*, 本例の場合も主として変断面の影響と考察されますが, 縦振動は上甲板で計測しますので横断面の回転による影響も含まれていると思います。

質問 (3) について

ご指摘の通りですが, 実験結果⁶⁾によれば 412 CPM が横断面の回転も少なく, 縦振動の振幅も大きいのでこれを縦 1 節とみなしました。

広渡博士にお答えします。

質問 (1) について

縦振動と上下振動との連成機構は大雑把に次のように考えられます。すなわち, ある節数の上下振動が生ずると, これにより各断面に前後方向の慣性力が働き, これが起振力となつて縦振動が誘起されますが, これを一種の強制振動と考えると, 一般には多くの次数の縦振動が誘起され, それらの和として連成縦振動モードが得られます。(厳密には, この縦振動の影響がまた上下振動に Feedback されるわけですが, 今は, 一応それは無視します)。したがって, 連成縦振動の節数はそれらのうち卓越したモードの節数になるはずであります。あるモードが卓越するには, お説のようにそのモードの固有振動数と慣性力の振動数 (すなわち上下振動の固有振動数) とが近いことの他に, そのモードの起振に対する慣性力の有効値 (いわゆる有効起振力) が大きいことも必要であり, したがって, 一概に固有振動数の近いモード同志が連成するとは言えないように思います。(このことは水平振れ連成振動の場合も同様です。)

(船体水平振れ振動の研究 (その 1) 船論 121 号 1967))

ただ, 一樣断面梁は前後対称ですから, 有効起振力を考えれば前後対称モード同志, または逆対称モード同志の連成振動しか生じないことになります。

質問 (2) ついて

上記のように一樣断面梁では前後対称モード同志あるいは逆対称モード同志の連成しか起こりませんから, 現計算のように, 同節の上下振動数に比して縦振動数が高い梁では, 1-0-1 または 1-2-1 などの節数が出現する可能性があります。かかる現象についての詳細検討は前記 (1) で述べた考えを用いて今後行ないたいと思っております。

質問 (3) ついて

ご指摘の通りであります。本船 Cond. II の上下振動は船側で計測していますので節数が不確かであり, 従つて計算値との対応が不正確になるおそれがあるので, 振幅からみて明らかに縦振動と思われるもののみを比較しました。

質問 (4) ついて

- (i) タンカーの場合振動数についてはお説のように考えられると思いますがモードは 5~6 節あたりからかなり, 不規則になつており目的によつては梁理論で論ぜられない場合もあるので, 梁理論の限界については今後研究を重ねないと明言できぬように思います。
- (ii) 本報告の例ではそのように思われますが, バルクキャリアや貨物船では船底振動との連成, タンカーでも側外板および縦隔壁の弾性結合梁としての連成があり, 何れも固有振動数分裂の原因となり得ますから, 実船で生じた分裂現象が直ちに縦振動連成であるとは言えないと思われます。

脆性破壊発生の COD 説に関する予備的攻究

越 賢 房 夫 外

三 村 宏 君 著者等は COD 値を切欠付試験片の塑性伸で近似することを提案され, これが試験片形状によらない材料常数であることを示された。所でたとえばノッチ尖端を中心とする領域の断面収縮が大きい時は, 塑性伸と文字通りの亀裂開口量とは等しくない。この場合どちらの量が良い近似の材料常数と考えられますか。また $\sigma < \sigma_y$ の時 (9) 式はどちらの量をよりよく表すと考えられますか。なお, ϕ_c の図式決定法において, $\sigma_{\text{net}} = \sigma_y$ での ϕ_c 値は数式上は発散間際の値であり, 加工硬化による効果も無視していることから悪い近似であると考えられむしろ著者も指摘されているように勾配を除荷時の歪荷重関係から求め Fig. 4 の (s) 点を通

* 熊井豊二 “剪断振動としての船体高次振動について” 造船協会論文集第 99 号昭和 31 年 7 月。