

てストール状態に保つ。実験として、歯車式変速機の変速比を変えて無次元周波数を種々の値とし、ポンプ軸の平均回転数を適当な値(約 600 rpm)に保ち、ポンプの回転変動と出力軸のトルク変動を測定する。回転変動の与え方、作動油の循環方法および測定方法は前の場合と同様である。

結 果

出力軸の振り剛性が小さい場合の実験結果を図 4, 振り剛性が大きい場合の実験結果を図 5 に示す。図中, μ_p

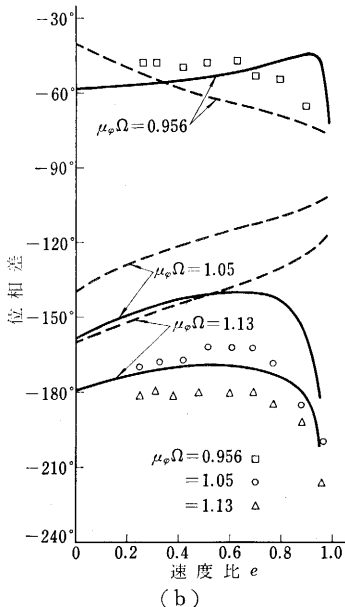
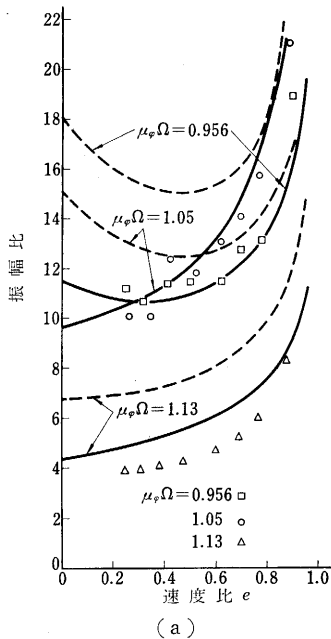


図 4 実験結果

$\times \Omega$ は出力軸系の危険振動数に対する外乱の振動数の比, 実線は作動流体の非定常流れの影響を考慮して求めた理論解析結果(厳密解), 破線はその影響を無視して求めたもの(近似解)である。縦軸はポンプの回転変動率に対する出力軸のトルク変動率の振幅比, 位相差を示す。実験結果は実線とよく一致し, 破線とは相当に差がある。これより, 振り振動のような速い現象に対しては流体の非定常流れの影響を無視できないこと, および流体継手を含む一般の機械振動系に対して本理論を適用することの妥当性が確認されたと考えて差支えないであろう。

模 型 化

流体継手を含む機械振動系の解析を容易にするため振り振動に対して

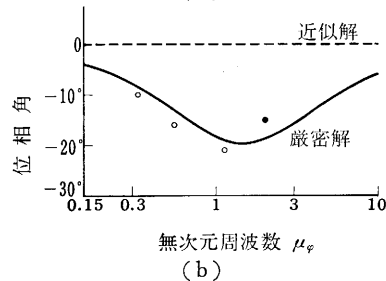
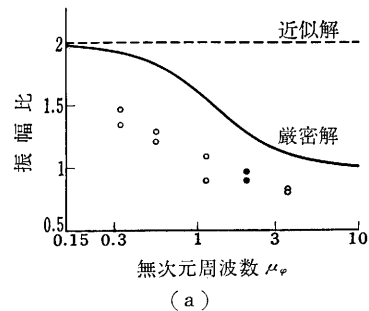


図 5 実験結果

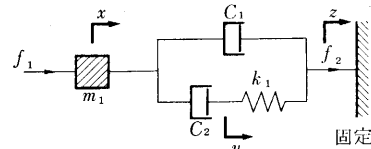


図 6 流体継手と等価な振動模型

表 1 パラメータの対応

模型のパラメータ	流体継手のパラメータ
f_1	$\Delta T_1/r_2$
f_2	$\Delta T_2/r_2$
m_1	I_1/r_2^2
x	$r_2 \Delta \omega_1$
z	$r_2 \Delta \omega_2$
k_1	$\frac{r}{g} Ar_2 \bar{\omega}_1^2 \frac{(1-\rho^2)(1-\rho^2 e)}{\phi}$
C_1	$\frac{r}{g} Ar_2 \bar{\omega}_1 \frac{\tau}{1-\rho^2 e}$
C_2	$\frac{r}{g} Ar_2 \bar{\omega}_1 \frac{\tau}{1-e^2}$

結 語

以上, 流体継手を含む一般の機械振動系に対し, 作動流体の非定常流れの影響を考慮した理論解析を適用することの妥当性が確認された。さらに, 流体継手の振動特性をモデル化することにより, それを含む機械振動系の解析を容易にした。

終わりに, 実験にあたって古屋七郎氏, 井上秀夫氏の助力を受けたことに感謝の意を表す。

(1967年4月25日受理)

参考文献 1) 石原智男, 江守一郎: 機械学会論文集, 第32巻235号, p. 495 (昭41). 2) 石原, 江守, 村上: 機械学会論文集, 第32巻241号, p. 1380 (昭41).