

消音系 設計者가 直面하는

몇 가지 難點에 대하여

李 正 權

<大宇自動車 技術研究所>

1. 머리 말

消音器(muffler 또는 silencer)는 騒音源이 되는 密閉된 공간과 外氣를 連結할 때, 그 排出騒音을 관계 法規에서 規定된 程度 以下로 줄이는데, 또는 作業者의 聽覺을 해치지 않고, 견딜 수 있을 정도로 줄이는데 有用하게 사용되고 있는 受動的인 系이다. 특히, 自動車의 경우, 內燃機關에서 放出되는 騒音은 그 排氣 매니폴드(exhaust manifold)에서 매우 큰 레벨(level; ~190dB)을 갖게 되어, 消音器의 사용은 필수적이며, 空回轉(idling)을 除外한 平常 작동 범위에서는 가장 큰 騒音源이다. 따라서, 이 경우 적절한 消音系의 설계는 그 중요성이 매우 크다 하겠다.

표 1 소음기 설계에 있어서 고려하여야 할 사항들

- 최소의 음향량(noise lever)
- 최대의 엔진성능
- 최소의 무게
- 최소의 크기
- 최소의 가격
- 최대의 사용기간
- 듣기 거북하지 않은 배기음
- 제작상의 편의
- 장착상의 편리한 모양
- 최소한의 온도
- 길보기에 좋은 모양

消音系의 설계에 있어서는 그 消音 성능만 考慮하는 것 이외에 표1에서 보는 바와 같은 여러가지 사항이 있는데, 설계시에 이 조건들을 모두 함께 滿足시키는 것은 매우 어려운 일이다. 이러한 요구 條件들은 서로 간에 密接한 相衡된(trade-off) 關係를 맺고 있어서, 한 가지 條件을 만족시키려면 다른 여러가지 조건들을 희생 시켜야만 하는 경우가 종종 발생한다. 消音系의 설계자는 이러한 여러가지 制約 條件들의 本性을 잘 把握하고, 또 그 수단으로서 쓰이는 각 消音器 부품의 特性을 최대한 利用하여 각 制約 條件에 부과되는 최소한의 現實的인 目標量을 모두 만족할 수 있도록 노력을 기울여야 한다. 이 중 대표적인 몇 가지 문제점의 本성과 그 對策에 대해 간단히 설명하여 이해를 돕고자 한다.

2. 問題點

2.1. 吸音材의 內裝과 消音器의 耐久性

高周波數 騒音의 減衰를 主目的으로 하는 吸音材(glasswool, rockwool, steelwool, ...)가 膨脹形 消音器(expansion chamber)內에 裝着材(packing material)로서 사용되기도 한다. 이러한 형태를 反射-消失形 消音器(reactive-resistive muffler)라 하는데 (그림 1 참조), 吸音材가 가지는 多孔 構造의 내부에서 音響에너지가 熱에너지로 바뀌어 減衰되는 것을 利用하여, 中周波數 및 高周波數域의 音を 줄이는데 有用하나, 사용기간이 짧아지는 단점이 있다. 사용기간이 짧

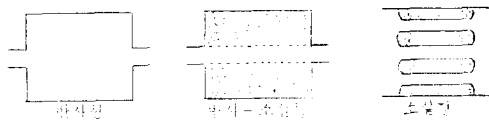


그림 1 소음기의 기본형태

아지는 원인은 排氣 가스의 높은 溫度에 의해 흡음재가 녹아버리거나, 가스의 빠른 흐름 때문에 그 구조의 一部가 流出되거나, 흡음재의 사용時 消音器 內에 모이는 물의 증발이 억제되고, 오래 保存되기 때문에 배기 가스에 포함되어 있는 HC, CO, NOx, H₂O, O₂, N₂, SO₂, CO₂ 등의 化學 成分과 반응하여 H₂SO₄, HNO₃, HCl, HBr 등을 生成하므로 消音器의 산화 부식의 원인이 된다. 또, 배기 가스에 실려 나오는 연소되지 않은 탄소 가루, Mn₃O₄와 물 등이 흡음재의 다공 구조 내에 들어 차면은 흡음 성능을 해칠 뿐만 아니라, 반사형 소음기로서의 성능도 그 유효 체적의 감소 때문에 크게 떨어지게 된다. 그러므로, 소음기의 설계자는 고주파수 성분이 매우 커서 현실적으로 매우 급한 상황이 아닌한, 사용 기간을 최소한 2~5년 정도로만 들기 위하여, 흡음재의 사용은 되도록 억제하여야 할 필요성이 있다.

2.2. 소음 감쇠와 압력 손실

消音器는 그 定義상 “덕트 내에서 流體가 방해받지 않고 자유롭게 흐르며, 騒音의 전파를 억제시키는 기구”로 되어 있으나, 실제에 있어서, 이 중요한 두가지 조건, 즉 음향학적, 공기역학적 제한조건을 동시에 만족시키는 매우 어려운 일이다.

反射形 소음기는 그 기본 구조상, 임피던스(impedance)가 맞지 않는 불연속면에서 음의 반사가 따르게 마련이므로 일반적으로 背壓이 消失形 소음기 보다 큰 경향이 있다. 그림 2에서 보이는 바와 같이, 入·出口의 상대적인 위치에 따라 반사형 소음기는 貫通形(straight-through), 偏流形(offset), 逆流形(reverse), 側流形(side) 등으로 구분되거나, 또는 貫通형과 역류형 두가지

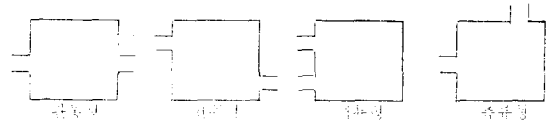


그림 2 반사형 소음기의 기본형태

로 크게 구분된다. 貫通형은 매우 좋은 공기 역학적 성능을 갖게 되나, 入·출구가 一直線의 視線(line-of-sight) 형태를 갖기 때문에 소음 감쇠면에서는 매우 불리한 점을 갖는다. 편류형은 貫通형에 準하는 공기역학적 성능을 갖고 있으나, 入·출구관의 상대적인 위치가 잘못 정해지면 그 周波數 작동 범위가 좁아져서, 음향 성능이 몹시 나빠질 수 있다. 역류형은 일반적으로 貫通형보다 훨씬 큰 소음 감쇠 능력을 보이며, 특히 低周波 영역에서의 소음 감쇠가 뛰어나다. 그러나, 이러한 형태는 항상 큰 背壓을 수반하게 되므로, 엔진의 성능에 영향을 미치게 된다. 복류형은 형태 및 기능상 貫通형과 편류형의 中間 위치로서 入·출구의 裝着 위치에 따라 連結管(extended inlet and/or outlet)과 같은 側枝共鳴器(side-branch resonator)의 효과를 가지며, 대개 증장비 트럭이나 산업적인 용도에서 주어진 공간이 限定되어 있을때 쓰이게 된다. 最近 사용되는 소음기는 이러한 모든 형태의 소음기를 각 모듈(module)로 하는 멀티패스(multi-pass), 멀티챔버(multi-chamber)의 복잡한 형태로 구성되어, 점점 強化되는 騒音 規制에 대하여 맞서고 있다.

그러나, 역류형 소음기를 포함하는 복잡한 구조를 채택하는 경우, 상당히 큰 背壓(back pressure)을 수반하게 되어, 결과적으로 연료의 소모량을 증가시키게 된다. 실제로 측정된 보고에 의하면, N/A(naturally aspirated)디젤 엔진의 경우 1 in. Hg의 背壓 증가에 따라 약 1%의 출력(HP)이 감소되었다. N/A 디젤 엔진에서 1 in. Hg의 背壓 감소에 대해, 年間 3000gal.의 연료를 사용하는 中型 트럭의 경우 연간 28gal.이 절약되었고, 연간 20000gal.의 연료를 사용하는 大型 트럭의 경우 연간 約 200gal.을 절약하였다고 하는데, 이는 全國적으로 보면 엄청난

량이다.

背壓은 파이프 내에서 마찰에 의한 손실, 불연속면에서의 운동량 손실, 尾管(tail pipe) 出口에서 유체의 속도가 0이 됨에 따른 水頭 손실 등이 원인이 된다. 손실은 속도의 제곱에 비례하므로, 유체의 속도를 줄이는 것이 전체적인 배압을 감소시키는 가장 좋은 방법이며(예를 들어 복합관시스템, 특히 유체의 방향을 바꾸게 되는 경우에는 그 속도를 불연속면에 이르기 전에 충분히 줄여 주어야 배압의 높은 증가를 피할 수 있다. 또 소음 감쇠에 유효한 플러그와 같은 유체 흐름에 대한 방해 요소는 되도록 피하여야 하고, 穿孔管(perforated tube)의 경우에는 穿孔率(perforation ratio)의 분포를 길이 방향에 따라 잘 배치하면, 임피던스의 부합이 좋아져서 배압이 상당히 감소하게 된다. 또, 대개 400HP 가 넘는 엔진에 대해서는 단일시스템(single system)보다 복합시스템(dual system)을 쓰게 되면 배압 한계와 消音목표를 모두 만족시키기가 쉽다.

2.3. 騒音 減衰와 體積, 무게, 價格

반사형 소음기의 가장 기본적이며 대표적인 형태인 관통형 소음기(through-flow simple expansion chamber)에 있어서, 최대한으로 얻을 수 있는 소음 감쇠량은 그 입구 혹은 출구와 本體와의 面積比에 따라 정해진다. 그림 3,4는 면적비(expansion ratio) m 에 따른 소음 감쇠량

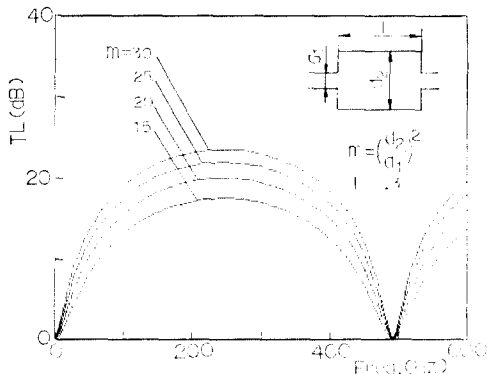


그림 3 관통형 소음기의 면적비 m 에 따른 전달 손실 특성

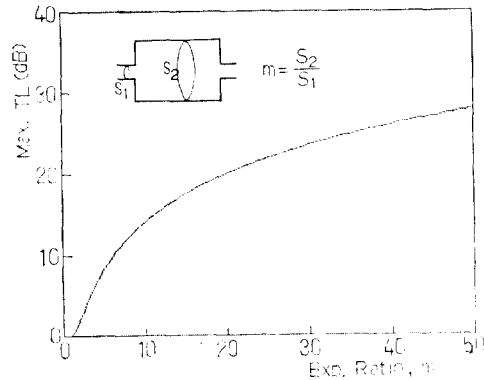


그림 4 관통형 소음기에 있어서 면적비 m 에 따른 최대 전달 손실

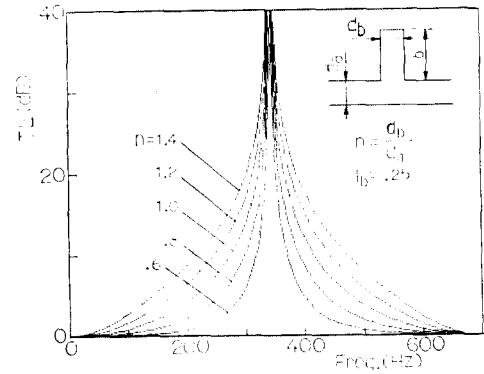


그림 5 측지 공명기에 있어서 직경비 n 에 따른 전달 손실 특성

을 보인다. 즉, 높은 소음 감쇠량을 얻기 위하여는 면적비 m 이 증가, 바꿔 말하여 차지하는 체적 또는 공간이 증가하여야 한다. 또, 널리 쓰이는 側枝共鳴器의 경우를 보더라도, 分岐의 직경이 커져야만, 그 작동 주파수域의 대역폭(bandwidth)이 넓어져서 실용적이 됨을 알 수 있다(그림 5 참조). 이러한 側枝共鳴器는 원리상 연결관(extended tube)과 같으므로 해당하는 소음기의 직경이 커지거나, 혹은 입구나 출구관의 직경이 작아지거나 하여야 한다. 입·출구관의 직경이 작아지는 경우, 前述한 背壓의 증가가 발생하고, 소음기의 직경을 크게 하면 역시 차지하는 공간이 증가하게 된다. 소음기에 대한 설계는 현재 대부분 다른 부품의 설계 및 배치

◆ 解 說

가 끝난 단계에서 행하여지는 것이 보통이기 때문에, 限定된 공간 만이 사용 가능한 경우가 대부분이다. 또, 체적의 증가는 그에 따른 자체 무게 및 가격의 증가를 의미하게 된다.

그러나, 이러한 難點은 주어진 체적을 갖는 소음기 내부에 들어가는 空洞 및 管으로 이루어지는 각 모듈을 음향 이론 예측을 통해 효과적으로 조정, 배치함으로써 해결될 수 있다.

또 한가지는 파이프나 소음기 벽면의 二重化를 통하여 表面에서 放射되는 소음을 줄이고자 할 때 발생하는 무게 및 가격의 증가 문제이다. 이러한 목적상으로는 소음 放射가 가장 심하게 일어나는 곳인 前置 소음기 앞의 곡관(曲管)부분이나, 主소음기 혹은 표면적이 큰 벽부분만 이중화하여, 그 중량을 줄이는 수 밖에 없다.

2.4. 穿孔管(Perforated Tube)과 背壓, 價格

소음기 내에 천공관을 쓰는 목적은 여러가지가 있다. 부분적으로 천공된 管에 있어서는 천공률이 約 20% 이하일 때에는 구멍의 임피던스(hole impedance)에 의하여 그 음향 특성이 결정된다.

즉, 그림 6에 보이는 관통형 소음기(2-pipe system)에 있어서는 共鳴器로서 작동하고, 편위형이나 역류형(3-pipe system)에 있어서는 저항요소(resistive element)로서 작용하여 그 음향 특성은 소실형(dissipative) 소음기와 같이 高周波數 성분에 대해 유효하다(low-pass filter). 그러나, 이러한 목적으로 사용되는 천공관에 있어서는 유체 흐름의 존재에 의하여 그 특성이 크게 달라질 수 있다. 즉, 구멍을 통과하는 유체의 흐름은 渦流 등을 수반하게 되어 소음의 감쇠도 어느 정도 되지만, 흐름 자체에 의한 二次騒音이 발생할 수 있고, 구멍에서의 저항에 의하여 배압이 크게 증가한다.

氣流音(flow-generated noise)을 억제하기 위한 목적으로 20% 이상의 천공률을 갖는 천공브리지(perforated bridge)를 사용한다. 이러한 천공관은 입·출구 측에서 急激한 유체의 팽창 및 축소를 수반하는 팽창형 소음기(expansion

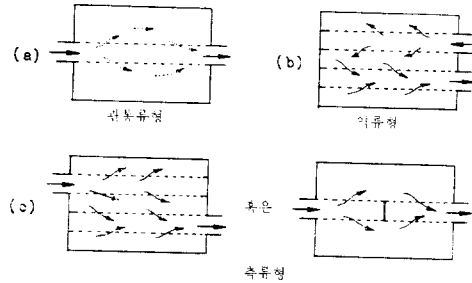


그림 6 천공관의 기본형식

chamber)의 입·출구를 또는 입·출구와 끝판(endplate)을 연결하는 것으로서, 유체의 흐름을 안내하여 攪亂을 억제하며 그 음향 특성은 그대로 유지하게 한다. 브리지가 없는 소음기에서는 흐름이 안정되기 위하여는 입구에서 소음기 직경의 2~4 배 되는 거리가 필요하므로, 그에 대처하기 위하여 입·출구 측에 벨마우스(bell-mouth), 테이퍼(taper), 또는 Bessel 코넥터(connector) 등의 사용이 필요할 때도 있다. 그러나 이러한 연결 기구들은 제작상의 문제점이 있어서 꼭 필요한 곳이 아니면 쓰이지는 않고, 천공 브리지를 사용하는 경우 천공 程度와 브리지 삽입 자체에 따른 비용의 증가 문제가 있다. 현재 널리 쓰이고 있는 소음기에서는 이러한 비용의 증가는 소음 감쇠등의 利點에 비해 무시할 수 있다는 것이 趨勢이다.

2.5. 同心 共鳴器(Concentric Resonator)의 穿孔率에 따른 周波數 作動 範圍

현재 자동차용의 공명기는 50Hz에서 4000Hz 사이의 주파수 범위 내에서 狹帶域의 음향 필터로서 쓰이고 있다. 천공된 파이프와 그 背面 공간으로 이루어지는 구조는 천공율이 작을 때에는 Helmholtz 공명기와 비슷한 효과를 가지며, 천공율이 클 때에는 단순 팽창형 소음기(simple expansion chamber)로서 작용하는 것으로 알려져 있다. 이렇게 두가지로 區分되는 경계는, 그 천공율이 약 20% 정도이며, 後者の 경우는 前述한 바와 같이 “천공브리지”로 불리우고, 음향학적으로는 “투명(transparent)”하다고 한다.

또, 공명기로서의 작동 주파수 범위에 따라

“저주파수” 공명기와 “고주파수” 공명기 둘로 분류된다. 저주파수 공명기는 그 모양이 대체로 불규칙하고, 체적이 크며, 主 배기관과는 일반적으로 직경이 큰 관(또는 “neck”)과 연결된다. 고주파수 공명기는 일반적으로 그 外管이 가스가 흐르는 內管을 둘러 싸는 재킷(jacket)의 형태를 갖는 同心管의 구조이며, 그 중심관에 작은 구멍 또는 루버(louver)를 뚫어서 바깥쪽의 環形 공간과 연결한다(그림 7 참조). 이 두가지 형식은, 가장 큰 공동치수(cavity dimension)와 공명시의 음의 波長의 比率에 따라 그 작동 방식이 구분된다. 저주파수 공명기는 이 비율이 작아서, 내부의 체적이 질량이 없는 스프링과 같은 역할을 하고, 그 목(neck)의 위치와 에너지 손실은 문제가 되지 않는다(“Volume-controlled”). 그러므로, 그 음향 성능은 古典的인 集中定數 理論(lumped parameter theory)에 의한 Helmholtz 공명기로서의 해석이 정확히 가능하다. 고주파수 공명기는 이 비율이 커서, 공동의 길이는 분포 질량을 가지는 스프링으로서 작용하고, 길이에 따른 구멍의 위치는 매우 중요한 의미를 가지며, 구멍에서의 에너지 손실이 크기 때문에 꼭 고려하여야 한다(“length-controlled”). 길이 l 이 공명시의 波長의 $1/8$ 보다 커질 때에는 古典的 이론으로 예측되는 공명주파수가 약 5% 이상 커진다는 것이 알려져 있다. 그러므로, 이와 같은 고주파수 공명기를 설계할 때에는 다른 설계 이론식을 사용하여야 한다. 최근의 예측법은 이러한 종류의 공명기의 음향 성능을 매우 정확히 예측할 수 있을 정도로 개발되어 있다. 소음기 설계자는 이와 같은 천공관의 여러 형식에 대해, 목적에 부합되는 방식을 채택하여, 그에 맞는 이론으로서 해석하여야 한다.

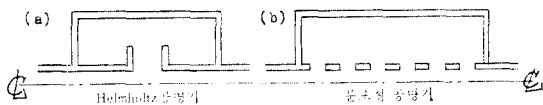


그림 7 동질 공명기의 극단적인 두가지 형식

2.6. 支持(Mounting) 位置 選定

배기계는 엔진의 加振, 道路入力 등에 의하여 振動을 하게 된다. 엔진의 진동 및 파이프 내부의 脈動이 마운팅과 바닥판(floor panel)의 진동을 통해 車室內에 전달될 경우, 바닥의 공진에 의한 차체의 진동 및 그에 따른 내부 소음이 상당히 증가한다. 또 노면 굴곡에 의한 진동이 바퀴와 현가, 마운팅을 통하여 배기계에 전달될 경우, 어느 정도의 시간이 경과한 후 疲勞현상으로 인해 배기계, 특히 브래킷조인트(bracket joint)의 파괴가 일어나게 된다. 그러므로 이러한 진동의 직접적인 전달을 피하기 위해, 이론적이나 실험적으로 系의 진동 모드(mode)를 알아 내어, 그 節點(nodal point)에 支持를 해주어야 한다. 그러나, 내부 가스의 脈動에 의한 파이프 자체의 진동은 이러한 마운팅의 위치로서는 막아 줄 수 없어서, 파이프나 소음기 표면을 통한 소음의 방사 현상은 억제할 수가 없다. 실제로 측정된 차량 소음 기여율을 볼 때, 배기계 방사음은 약 25% 정도를 차지하고 있을 만큼 매우 큰 소음원이다. 이러한 자체 진동에 의한 소음을 억제하기 위하여서는 진폭이 최대가 되는 지점(antinode)에 支持를 하여 주어야 할 필요성이 있다. 그러나, 배기계 가스 맥동에 따른 자체 진동에 의한 배기계 방사음에 대한 기여율은 그리 크지 않은 것으로 알려져 있으므로, 일반적으로 배기계 진동 모드의 절점에 그림 8과 같이 마운팅을 하게 된다. 배기계에 있어서 절점은 대개 질량이 큰 前置 소음기와 後置 소음기에 놓이게 된다.

2.7. 排氣系 型式

특히 트럭에 대한 소음계를 설계할 때에는 그림 9에서 보듯이 수평형, 수직형, 수평형 소음

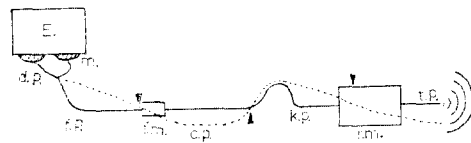


그림 8 배기계의 형태 및 진동모우드

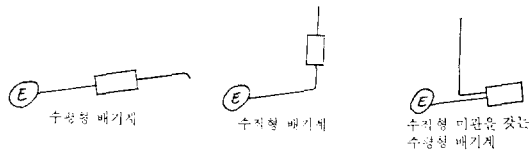


그림 9 대표적인 배기계의 세가지 형식

기와 수직형 尾管의 세가지 배치 형태가 고려되고 있다. 수평형은 중형 트럭에서 많이 쓰이는데, 요구되는 소음 감쇠를 얻기 위하여는 멀티패스, 멀티챔버의 복잡한 형태가 필요하게 되어서 대개 높은 배압을 수반하게 되고 주어진 공간이 한정되어서 미관(tail pipe)이 짧아 지나 그 외형이 깨끗하고, 장착이 쉽다. 수직형은 대형 트럭에서 많이 쓰이는데, 마운팅(mounting)에 쓰이는 보조 장치가 많이 필요하고, 굴곡 등을 포함하는 管路가 길어 지나, 복잡한 구조의 소음기를 사용하지 않아도 되므로, 그 제작 원가가 싸지고, 운전 비용도 감축되며, 그 기본 방사 형태에 따른 음파의 방향성에 의해 소음도 상당히 줄게 된다. 수평형 소음기와 수직형 미관을 갖는 형태는 그 기본 구조가 역류형 소음기를 쓰게 되어 있으므로, 소음면이나 배압면에 서도 상당히 좋지 않은 성능을 갖게 된다.

3. 맺음 말

소음기를 포함하는 엔진의 배기계를 설계할 때 설계자가 부딪혀서 고민하게 되는 각종 相反

되는 문제점들과 선택점들 중에서 가장 대표적인 몇가지에 대하여 간단한 討論을 하였다. 제기된 문제점은 배기계의 음향 설계를 할때 설계 결과에 대한 이론적 예측을 행하기 以前의 단계에서 그 설계 이념으로 삼아야 할 점들이다.

참 고 문 헌

- (1) W. Seeger, "Schalldämpfer für Verbrennungsmotoren vom Absorptionsschalldämpfer bis zum wollelosen Schalldämpfer", ATZ, 84, 9, 1982
- (2) L.L. Beranek, "Noise and Vibration Control", Chap. 12, McGraw-Hill, 1960
- (3) NACA Rep. No. 1192, 1954
- (4) D.W. Rowley, "Exhaust system considerations for 1982 Heavy duty trucks", SAE Paper 770893.
- (5) J. Igarash & M. Toyama, Aeronautical Research Institute Rep. No. 339, Univ. of Tokyo, 1958
- (6) J.W. Sullivan & M.J. Crocker, "Analysis of concentric tube resonators having unpartitioned cavities", J. Acoust. Soc. Am., 64, 207, 1978
- (7) 三輪智明, "排氣系の振動について" 自動車技術, 35, 374, 1981
- (8) J.E. Kleinhenz & S.D. Schmeichel, "Fuel efficient exhaust systems", SAE Paper 810858
- (9) K. Jayaraman & K. Yam, "Decoupling approach to modeling perforated tube muffler components" J. Acoust. Soc. Am., 69, 390, 1981