

미끄러지는 벨트 장치를 이용한 난류 항력 감소

최 병 귀* · 최 해 천**
(1999년 5월 24일 접수)

Turbulent Drag Reduction Using the Sliding-Belt Device

Byunggui Choi and Haecheon Choi

Key Words: Sliding Belt(미끄러지는 벨트), Drag Reduction(항력 감소), Shear Stress(전단 응력), Turbulent Boundary Layer Flow(난류 경계층 유동)

Abstract

The sliding-belt concept introduced by Bechert *et al.* (AIAA J., Vol. 34, pp. 1072~1074) is numerically applied to a turbulent boundary layer flow for the skin-friction reduction. The sliding belt is moved by the shear force exerted on the exposed surface of the belt without other dynamic energy input. The boundary condition at the sliding belt is developed from the force balance. Direct numerical simulations are performed for a few cases of belt configuration. In the ideal case where the mechanical losses associated with the belt can be ignored, the belt velocity increases until the integration of the shear stress over the belt surface becomes zero, resulting in zero skin friction on the belt. From practical consideration of losses occurred in the belt device, a few different belt velocities are given to the sliding belt. It is found that the amount of drag reduction is proportional to the belt velocity.

기호설명

A : 벨트 한쪽 면의 표면적
 C_d : 항력 계수
 C_f : 마찰 계수
 m : 벨트의 질량
 Re : 레이놀즈 수
 u_∞ : 자유 유동 속도
 u_w : 벨트 속도
 δ^* : 배제 두께
 μ : 점성 계수
 ν : 동점성 계수

상첨자

+ : 벽 단위 (wall unit)

- : 평균

하첨자

in : 입구

rms : 섭동량의 강도

1. 서 론

자동차, 선박, 비행기와 같은 운송체가 유체 유동에 의해 받게 되는 항력은 속도의 제곱에 비례하므로, 운송체의 속도가 점차로 빨라짐에 따라 항력을 줄이기 위한 관심이 전세계적으로 증가하고 있다. 운송체 주위의 유동은 그 속도의 크기로 인해 거의 난류유동인데 이 난류유동을 제어함으로써 얻어질 수 있는 이익은 매우 크다.

난류제어는 크게 수동제어와 능동제어의 두 가지 부류로 나눌 수 있다. 수동제어 장치는 동적인 에너지 입력이 없다는 의미에서 한 번 설치하

* 서울대학교 대학원 기계공학과

** 회원, 서울대학교 기계항공공학부, 서울대학교 정밀기계설계공동연구소 난류제어연구단

면 추가비용 없이 반영구적으로 쓸 수 있다는 장점을 가지고 있다. 지금까지 연구되어진 수동 제어 장치로는 리블렛(riblet), LEBU(Large Eddy Break Up device), compliant 벽, 폴리머 첨가, 미소기포 첨가, 입자 첨가, 전자기력 등에 의한 방법이 있다.⁽¹⁾ 리블렛은 이런 수동 제어 방법 중에서 가장 성공적인 제어 방법이라 할 수 있다. 리블렛이란 미세한 홈이 유선방향으로 형성되어 있는 표면으로 Walsh⁽²⁾의 실험 결과 최대 8%의 항력 감소율을 보인다고 알려져 있다. 이것은 유선 방향 보텍스와 벽 사이의 상호작용을 억제하여 마찰 항력의 감소를 꾀한 것으로,⁽³⁾⁽⁴⁾ 상어표면에 존재하며, 요트, 항공기 등에 실제로 적용되고 있다.

본 연구에서는 이런 수동 제어 장치 중 하나로 미끄러지는 벨트(sliding belt)에 대한 연구를 수행하였다. 이는 Bechert 등⁽⁵⁾에 의해 고안된 장치로 난류 경계층 유동에서 외부의 동력 없이 유동과 벽면 사이의 마찰력에 의해 저절로 움직이는 컨베이어 벨트 형상의 장치다. 미끄러지는 벨트 장치가 움직이게 되는 원리를 살펴보면, 평판 위로 난류 경계층 유동이 흘러갈 때 주 유동과 평판 사이의 속도 차이로 인한 마찰력이 평판의 표면에 작용하게 된다. 이 마찰력은 평판을 유동 방향으로 미는 성질이 있기 때문에, 평판의 일부분을 쉽게 미끄러질 수 있는 컨베이어 벨트로 대체시킨다면, 마찰력에 의해 벨트가 움직일 것이라는 예상을 할 수 있다. 이 벨트 장치가 속도를 갖고 움직이게 된다면 주 유동 속도와 벽면의 속도 차이가 줄어들 것이므로 이에 의해 마찰 항력 또한 줄어들 것이다. Bechert 등⁽⁵⁾은 이 개념을 적용하여 난류 채널 유동에서 미끄러지는 벨트 장치에 대한 실험을 행하였다. 이 벨트 장치는 일정한 레이놀즈 수 이상에서 미끄러지기 시작했으며 약 9%의 항력 감소율을 발생시켰다.

본 연구에서는 Bechert 등⁽⁵⁾의 실험에서 행해지지 않은 벨트위의 마찰력 분포, 벨트의 길이에 따른 벨트속도와 항력의 변화, 벨트 주위의 난류 양의 변화에 대해 알아보고자 한다. 난류의 정확한 해석을 위하여 직접수치모사(DNS: Direct Numerical Simulation) 기법을 사용하였다. 벨트에 작용하는 힘의 평형을 이용하여 벨트의 속도에 대한 미분 방정식을 얻었으며, 이 수식을 벨트 설치 구간의 경계 조건으로 적용하여 3차원 난류

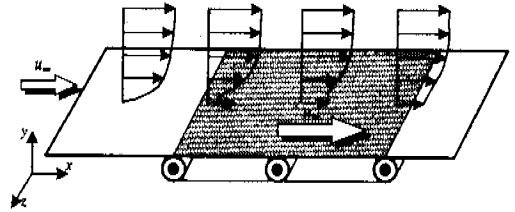


Fig. 1 Schematic diagram of the sliding-belt device.

경계층 유동을 해석하였다.

2. 벨트속도

Fig. 1은 미끄러지는 벨트 장치를 나타낸다. 처음에 정지해있는 벨트 장치 위로 유동이 지나가면 벨트 표면에 작용하는 전단력 τ_1 때문에 벨트가 움직이기 시작한다. 벨트 장치에서 발생할 수 있는 손실들을 무시한다고 가정하면, 벨트 표면에 작용하는 전단력 τ_1 의 벨트 면적에 대한 적분 값이 벨트를 구동시키는 힘이 된다. 이 힘의 평형을 수식으로 나타내면 식 (1)과 같이 된다.

$$F = \int_A \tau_1 dA = ma \quad (1)$$

여기서 a 는 벨트의 가속도 ($= du_w/dt$), m 은 벨트의 질량, A 는 벨트와 유동의 접촉 면적, u_w 는 벨트의 속도이다. 식 (1)을 a 에 대해 풀고 $\tau_1 = \mu \partial u / \partial y|_{wall}$ 을 이용하면

$$a = \frac{du_w}{dt} = \frac{\mu}{m} \int_A \frac{\partial u}{\partial y} \Big|_{wall} dA \quad (2)$$

이 된다. 여기서 μ 는 점성계수, u 는 유동방향 속도성분, y 는 벽에 수직방향 좌표를 각각 나타낸다. 그러므로, 전단력 τ_1 의 면적분 값이 0이 될 때까지 벨트의 속도가 증가하다가 0이 된 이후에는 벨트가 통계적으로 일정한 종단속도 (terminal velocity)를 가지게 된다. 본 연구에서는 식 (2)를 수치적으로 적분하여 $u_w(t)$ 를 구하였다.

3. 수치 해석 방법

본 연구에서는 직접수치모사 기법을 이용하여

3차원 비정상 비압축성 유동을 해석하였다. 3차원 비정상 비압축성 유동에 대한 지배방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + \frac{\partial u_j u_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{1}{Re} \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j \partial x_j} \quad (3)$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (4)$$

여기서 x_i 는 직교 좌표계 (x, y, z) 이고, u_i 는 각각의 속도 성분 (u, v, w) 을 나타낸다. 모든 변수는 자유 유동 속도 u_∞ 와 계산 입구에서의 배제두께 δ_m^* 으로 무차원화하였다. Re 는 레이놀즈수로 $u_\infty \delta_m^* / \nu$ 로 정의하였다.

식 (3), (4)를 풀기 위한 시간 적분 방법으로는 완전 내재적 방법인 Crank-Nicolson 방법과 분할단계방법(fractional step method)이 사용되었다.⁽⁶⁾ 모든 공간 미분은 이차 정확도를 가지는 중심 차분법을 이용하였고 엇갈림 격자 형태를 사용하였다. 압력에 관한 식(Poisson 방정식)은 multigrid 방법을 사용하여 해의 수렴을 가속화하였고, 차분화된 비선형 운동량 방정식은 근사 인수분해 방법(approximate factorization)과 함께 Newton 반복 방법을 이용하여 계산하였다.

4. 계산 영역, 격자계 및 경계 조건

계산 영역의 형태와 크기, 격자 개수, 경계조건을 Fig. 2에 나타내었다. 격자의 개수는 유선방향 (x), 벽에 수직인 방향 (y), 횡방향 (z)으로 각각 $352 \times 64 \times 128$ 개이고 영역의 크기는 위와 같은 순서로 $240 \delta_m^*$, $19 \delta_m^*$, $25 \delta_m^*$ 이다. 레이놀즈수는 $Re = u_\infty \delta_m^* / \nu = 500$ 이다.

격자의 간격은 유선방향과 횡방향으로는 균일하며 벽에 수직인 방향으로는 벽 근처의 유동을 자세히 살펴보기 위하여 벽 근처에서는 아주 조밀하고 벽으로부터 멀어질수록 성글어지도록 하였다. 벽에 수직인 방향의 격자 간격은 hyperbolic tangent 함수를 사용하여 구하였다. 각 방향으로의 격자의 간격은 벽 단위로 $\Delta x^+ = 18.4$, $\Delta y_{min}^+ = 0.17$, $\Delta y_{max}^+ = 22.4$, $\Delta z^+ = 5.3$ 이고

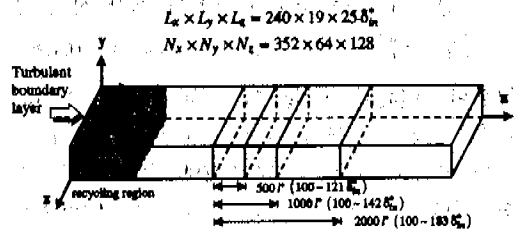


Fig. 2 Schematic diagram of the computational domain.

$y^+ \approx 5$ 이내에 15개의 y 방향 격자가 포함되어 있다.

입구에서의 속도 경계조건은 Lund 등⁽⁷⁾의 재순환(recycling) 방법을 사용하였다. 이는 현실적인 난류 경계층 유동을 부과하기 위해서 계산 영역 중 어느 한 지점의 순간 유동장을 입구의 경계층 두께에 맞게 조정하여 입구로 재순환 시키는 방법이다. 본 연구에서는 재순환 영역을 입구에서부터 $50 \delta_m^*$ 떨어진 위치로 하였다(Fig. 2).

출구에서는 대류 출구 조건 $(\partial u_i / \partial t + c \partial u_i / \partial x = 0)$ 을 사용하였으며 c 는 출구에서의 평균 속도다. 벨트 설치 구간을 제외한 평판 표면에서는 점착 조건이 부과되었으며, 원거리 경계에서는 $u = u_\infty$, $\partial v / \partial y = 0$, $\partial w / \partial y = 0$ 을 경계 조건으로 주었다. 횡방향으로는 주기조건을 사용하였다.

난류 경계층 유동에서 벽 가까이 줄무늬 구조(streaky structure)가 생기는데 이것의 대략적인 유선방향 길이가 벽 단위로 1000 정도이다. 본 연구에서는 이를 바탕으로 벨트의 길이를 줄무늬 구조에 해당하는 길이와 그것의 절반, 그리고 두 배의 길이로 각각 정하여 계산을 수행하였다(크기 순으로 $l^+ \approx 500, 1000, 2000$). 이를 입구에서의 배제두께로 나타내면 각각 $21, 42, 83 \delta_m^*$ 에 해당하는 길이이다(Fig. 2). 이 때, 벨트가 시작되는 지점은 계산 영역의 입구에서부터 $100 \delta_m^*$ 만큼 떨어진 지점으로 하였다. Recycling 영역으로부터는 $50 \delta_m^*$ 만큼 떨어진 지점으로 벨트에 의한 난류 유동장의 변화가 재순환 되는 지점의 난류 통계량에 영향을 미치지 않도록 하였다.

본 연구의 모든 경우에 사용된 계산 시간 간격은 $\Delta t u_\infty / \delta_m^* = 0.3$ 이며, 이는 $\Delta t^+ \approx 0.4$ 에 해당된다. Choi와 Moin⁽⁶⁾에 의하면 $\Delta t^+ \approx 0.4$ 는 난류 채널 유동에서 난류 통계량을 정확하게 예측한다고 보고되었다. 최대 CFL 수는 약 2.5이며, 한 계산 시간 간격을 직분하는 CPU시간은 CRAY YMP C90으로 약 40초다.

본 연구의 초기조건($t=0$) 유동장은 벨트가 움직이지 않을 때의 완전발달 난류경계층유동이다. 5절에서 제시한 난류양은 약 $500 \delta_m^* / u_\infty$ 의 시간 동안 평균하여 구하였다.

5. 결과

5.1 벨트장치에서 발생하는 손실을 무시하는 경우 (이상적인 경우)

식 (2)는 벨트장치에 발생할 수 있는 제반 손실을 무시한 이상적인 경우에 대해 유도되었다. 식 (2)에서 알 수 있듯이, 마찰력 $\tau_1 = \mu \partial u / \partial y |_{wall}$ 에 의해 u_w 는 정지상태에서 점차 증가하게 되나 증가속도는 μ/m 에 따라 다르게 된다. 이때 m 이 작을수록 u_w 는 빨리 종단속도에 도달하게 된다. 네 가지 다른 m 에 대해 수치해석을 수행해 본 결과, 종단속도는 네 가지 경우 모두 동일하게 구해졌다.⁽⁶⁾ 그러므로, 벨트장치에 발생할 수 있는 손실을 무시한다면, 벨트의 질량에 따른 항력감소 차이는 비교적 작을 것으로 생각된다. 그러므로 본 연구에서는 μ/m 을 임의의 값 ($\mu/m = 10 \Delta y u_\infty / A \delta_m^*$)으로 가정하고 수치해석을 행하였다. 여기서 Δy 는 벽에서 첫 번째 격자까지의 거리를 나타낸다.

벨트의 길이가 길면 벨트 표면에 작용하는 전단력이 미치는 면적이 넓어지게 된다. 이는 벨트를 구동시키는 힘의 원천이 크다는 것을 의미하므로 벨트의 길이가 길수록 종단속도도 증가할 것이다. Fig. 3에 각 벨트의 길이에 대해 시간의 흐름에 따른 벨트의 속도를 나타내었다. 예상하였듯이 벨트의 길이가 길수록 벨트의 종단속도가 커짐을 확인할 수 있다. 또한, 벨트가 통계적으로 일정한 속도에 도달할 때까지 꾸준히 증가하다가 종단속도에 도달하면 난류의 특성으로 인해 약간

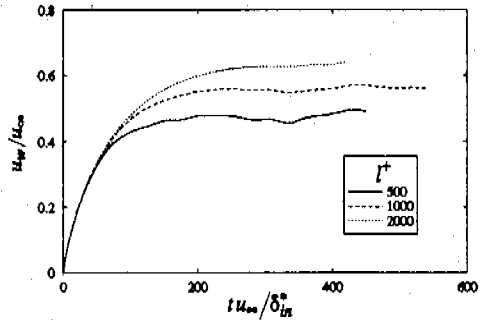


Fig. 3 Time history of the belt velocity.

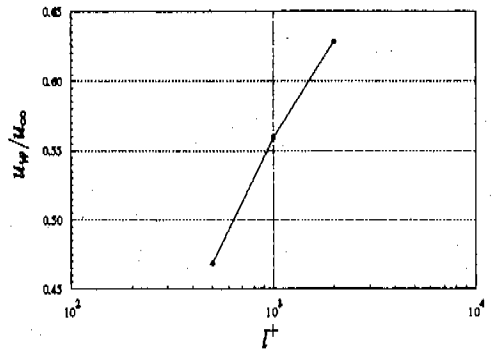


Fig. 4 Terminal velocity versus the length of the sliding belt.

의 진폭을 가지고 요동하는 것을 볼 수 있다. 하지만 벨트의 길이가 길면 벨트 표면에 작용하는 전단력의 적분 값이 벨트의 길이가 짧은 것에 비해서 변화가 많지 않으므로 Fig. 3에서 볼 수 있듯이 벨트 속도의 진폭 양이 작은 것을 알 수 있다. Fig. 4는 각 벨트 길이에 따른 종단속도의 변화를 나타낸다. 벨트의 종단속도가 벨트 길이의 log 스케일에 대략 선형적으로 증가함을 볼 수 있다($u_w/u_\infty \propto \log l^+$).

벨트의 속도가 통계적으로 정상 상태에 도달했을 때 벽 마찰계수 C_f 를 x 의 함수로 Fig. 5에 나타내었다. 벨트가 시작되는 지점($x=100\delta_m^*$)에서는 벨트 바로 앞의 점착 조건에서 벨트의 속도 값으로 유동의 경계조건이 갑자기 부과됨에 따라 C_f 값이 급격하게 감소하여 음의 값을 갖는다 (Fig. 1). 유동이 하류로 흘러감에 따라 경계층 유

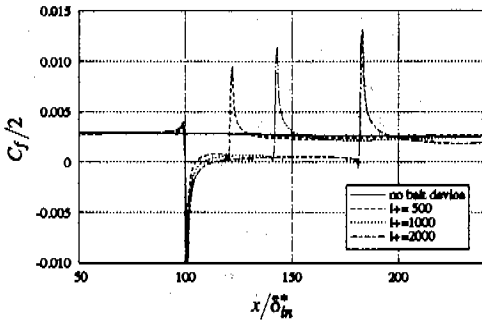


Fig. 5 Variation of the skin friction coefficient due to the sliding belt.

동이 벨트의 속도에 적용해 C_f 값이 차츰 증가하여 양의 값으로 회복한다. 따라서 벨트 위의 C_f 값을 적분하면 0이 됨을 알 수 있다.

벨트의 직전위치에 생기는 C_f 의 극대값은 벨트의 속도로 인하여 유동이 빨려 들어가는 성질이 주 유동 방향의 속도를 증가하는 역할을 해서 C_f 값이 증가하게 된다. 이는 Fig. 6의 벽에서의 압력 평균값에서 볼 수 있듯이 $x < 100\delta_m^*$ 에서의 순압력 구배로 인한 것이다. 이런 현상은 벽에서의 점착 조건이 없어지는 공동 주위의 유동(cavity flow)이나 후향 계단 주위의 유동(backward facing step flow)에서도 발견된다.

한편, 벨트의 하류에 생기는 C_f 의 상당히 큰 극대값은 벽에서의 속도가 벨트의 속도 값에서 갑자기 점착 조건인 0으로 부과되기 때문에 $\partial u / \partial y|_{wall}$ 이 급격하게 증가하기 때문이다(Fig. 5). 흥미로운 점은 극대값을 지나 유동이 하류로 흘러감에 따라 C_f 곡선이 벨트를 설치하지 않은 평판 유동의 곡선보다 아래에 있다는 점이다(Fig. 5). 이 현상은 평판 위에 설치된 홈에서 흡입을 했을 때와 유사하며,⁽⁹⁾ 벽면의 움직임으로 인한 난류 구조의 파괴에 기인한다.

Fig. 7에는 벨트 위와 하류의 몇 개의 지점에 대해 시간 평균 주 유동 방향 속도 성분을 벽에 수직한 방향에 따라 그린 것이다. 벨트의 앞부분 ($x = 105\delta_m^*$)에서는 경계층 유동이 미처 벨트의 속도를 따라가지 못하는 현상을 보이다가 벨트의

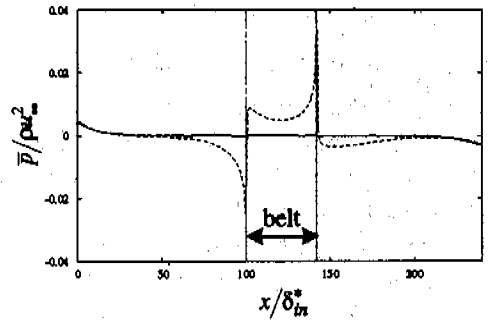


Fig. 6 Variation of the mean pressure due to the sliding belt ($l^+ = 1000$).

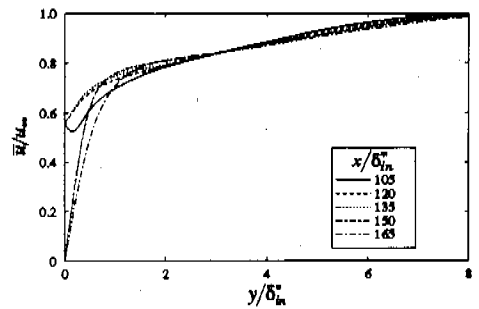


Fig. 7 Mean-velocity profiles ($l^+ = 1000$). The belt locates from $x = 100\delta_m^*$ to $142\delta_m^*$.



Fig. 8 Iso-surfaces of instantaneous streamwise vorticity. $\omega_x v / u_\infty^2 = -0.25$ (black) and 0.25 (grey).

뒷부분 ($x = 120, 135\delta_m^*$)으로 갈수록 유동이 경계층 형태를 갖추게 된다. 벨트가 끝난 하류 지점에서는 벽면 점착조건으로 인하여 벽 가까이 속

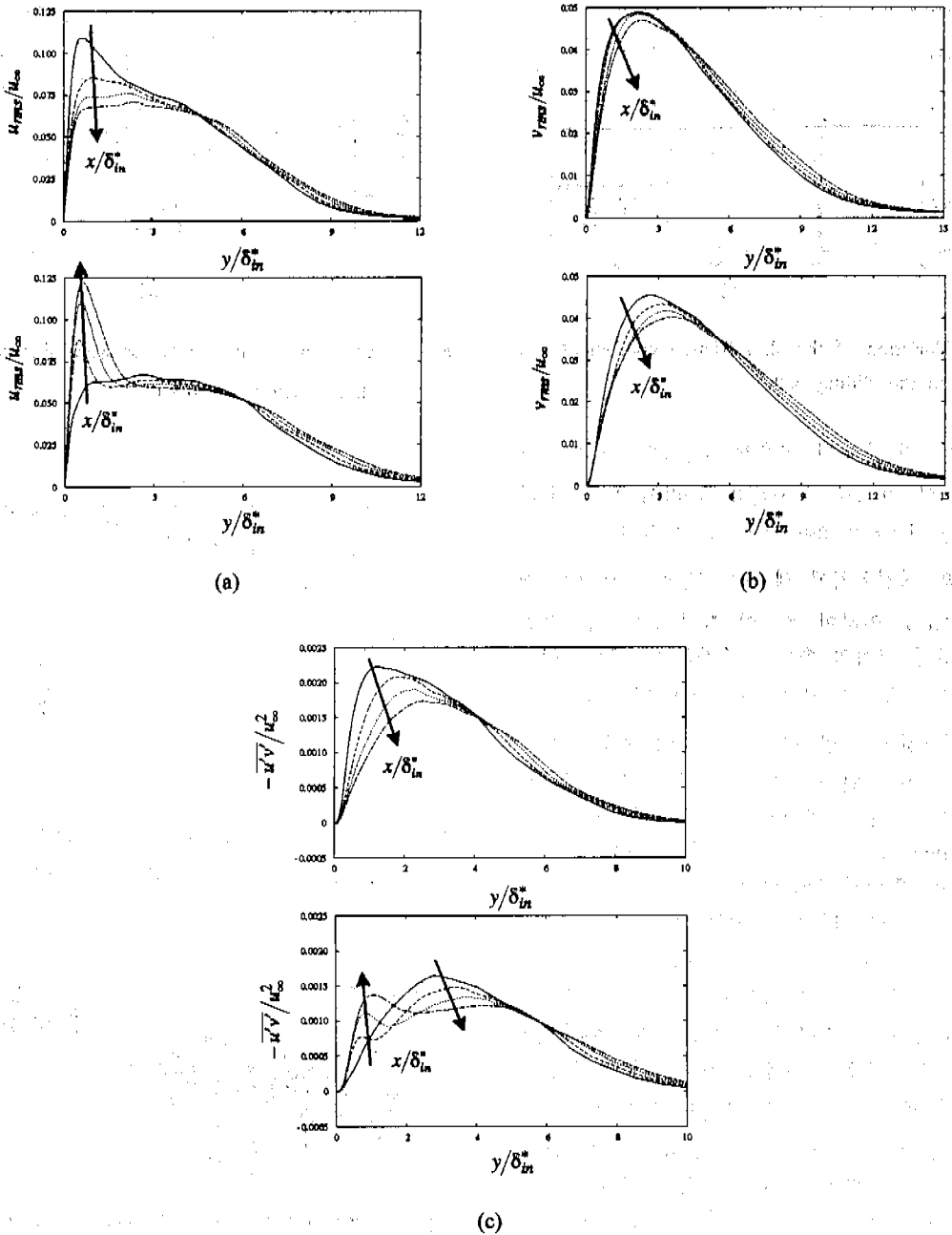


Fig. 9 Variations of (a) u_{rms} , (b) v_{rms} and (c) $-\overline{u'v'}$ due to the sliding belt ($I^+ = 1000$): upper figure, above the belt; lower figure, downstream of the belt.

도가 작아짐을 볼 수 있다.

순간 유동장에 대한 유선 방향 와도(ω_x)의 등

표면(iso-surface)을 Fig. 8에 나타내었다. 벨트 위
를 지남에 따라 와도의 강도가 감소하고 벨트 설

치 구간이 끝난 뒤에도 계속 감소하다가 하류의 어느 부분부터 다시 강도를 회복하는 것이 보인다. 와도 강도의 감소는 이 부근의 C_f 감소(Fig. 5)와 밀접한 관련이 있다.

Fig. 9는 벨트에 의한 $u_{rms}, v_{rms}, -\overline{u'v'}$ 의 변화를 보여준다. 벨트의 윗부분에서는 모든 난류섭동량과 Reynolds 전단응력이 유동 방향으로 계속 감소하였고, 벨트의 하류에서 u_{rms} 값은 다시 증가하기 시작하나 v_{rms} 는 여전히 감소하고 있다. w_{rms} 거동은 v_{rms} 거동과 매우 유사하였다. Reynolds 전단응력의 경우, 벨트의 하류에서 $y/\delta_{in}^* \geq 2$ 에서는 감소하지만 벽 바로 위에서는 점차 증가하여 값을 회복하는 것을 보여준다. 난류경계층유동에서 벽면 분사 또는 흡입을 한 경우에도 v_{rms} 와 w_{rms} 는 유사한 거동을 보여 주었고, u_{rms} 가 외부로부터의 교환에서 빨리 회복함을 보여 주었다.⁽⁹⁾

5.2 벨트장치에서 발생하는 손실을 고려한 경우

이상적인 경우에 벨트 장치가 평판에 설치되면 초기의 정지상태에서 전단력의 벨트 표면 적분 값이 0이 될 때까지 벨트 속도가 지속적으로 증가하였다. 이는 벨트에 작용하는 모든 손실을 무시했을 때 얻을 수 있는 결과다. 실제 벨트 장치를 적용하였을 때는 여러 손실로 인하여 벨트의 속도가 이상적인 경우보다 작을 것이라는 것은 자명하다. Fig. 10은 벨트의 각 표면에 작용하는 전단력들을 나타낸다. 벨트 윗부분의 아래 표면과 벨트 아랫부분의 양쪽 표면에 각각 작용하는 전단력 τ_2 를 마찰 손실로 고려하자. 이상적인 경우 벨트의 속도는 $\int \tau_1 dA = 0$ 이 성립할 때까지 증가하나, 전단력 τ_2 로 인한 마찰 손실을 고려하면 Fig. 10으로부터 식 (5)가 성립할 때까지 벨트의 속도가 증가하게 된다.

$$\overline{\tau_1} = 3\overline{\tau_2} \tag{5}$$

여기서 $\overline{\tau_1}$ 과 $\overline{\tau_2}$ 는 벨트 면의 평균 전단력을 의미한다. Bechert 등⁽⁵⁾은 난류경계층에서 C_f 의 변화가 크지 않으므로 대략 일정하다는 가정 하에 $\tau \propto \Delta u^2$ 의 관계를 사용하였다. 이 관계와 식 (5)

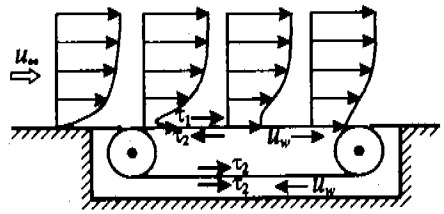


Fig. 10 Shear forces acting on the sliding-belt device.

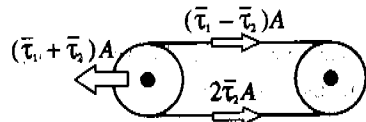


Fig. 11 Force balance on the sliding-belt device.

를 이용하면 $(u_\infty - u_w)^2 \approx 3u_w^2$ 의 관계가 성립하며, 이로부터 $u_w \approx 0.366 u_\infty$ 의 벨트 속도를 얻게 된다. 이 속도는 벨트의 이면에 작용하는 유체로 인한 마찰손실 τ_2 를 고려할 경우의 종단 속도에 해당된다. 이 벨트 속도로부터 구동력에 해당하는 $\overline{\tau_1}$ 과 마찰 손실에 해당하는 $\overline{\tau_2}$ 를 구하면 다음과 같다.

$$\overline{\tau_1} = k(u_\infty - u_w)^2 = 0.402 k u_\infty^2 \tag{6}$$

$$\overline{\tau_2} = k u_w^2 = 0.134 k u_\infty^2 \tag{7}$$

이 전단력 $\overline{\tau_1}$ 과 $\overline{\tau_2}$ 를 고려하면 실제로 벨트 장치에 걸리는 힘은 Fig. 11에 나타난 바와 같이 벨트의 윗부분과 아랫부분에 걸리는 힘의 합력인 $(\overline{\tau_1} + \overline{\tau_2})A$ 가 되므로 식 (6)과 (7)로부터 최대 약 46%의 항력 감소를 기대할 수 있다.

한편, 이 항력 감소량은 벨트의 마찰손실을 제외한 다른 기계적 손실은 고려하지 않은 분석으로부터 얻어진 결과다. 따라서, 실제 상황에 적용되면 다른 손실에 의해 u_w 는 0.366 u_∞ 보다 작은 값을 갖게 될 것이다. 그러므로, 본 연구에서는 벨트 속도 u_w 를 0.1, 0.2, 0.4 u_∞ 로 고정된 후 계산을 수행하여 각각의 항력 감소치를 구하였다. 이 때, 벨트 설치 구간의 길이는 이상적인 경우와 동일하게 $l^+ = 500, 1000, 2000$ 의 세 가지 경우에 대해 각각 수행하였다.

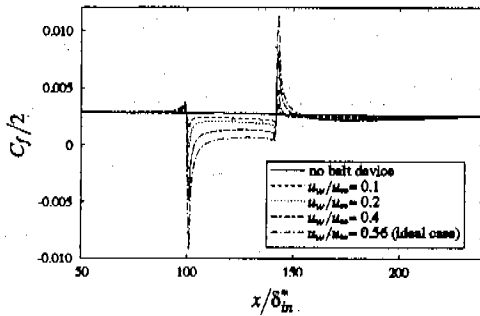


Fig. 12 Variation of the skin-friction coefficient due to the sliding belt.

Fig. 12에 벨트의 길이가 $l^+ = 1000$ 인 경우에 대하여 벨트의 속도에 따른 C_f 곡선을 그렸다. 벨트의 속도가 이상적인 경우 ($u_w = 0.56 u_\infty$)에서 그 값이 작아질수록 벨트가 없을 때의 곡선으로 C_f 값이 접근하는 것을 볼 수 있다. 또한, 벨트 앞부분과 뒷부분에서 나타나는 극값의 절대값도 점차 줄어든다.

Table 1은 각 벨트 길이에 대해 벨트의 속도를 일정하게 유지하였을 때의 항력 감소치를 나타낸다. Table 1에서 $u_w = 0.47, 0.56, 0.63 u_\infty$ 의 경우는 손실을 무시한 이상적인 경우에 $l^+ = 500, 1000, 2000$ 에서 구해진 종단속도에 각각 해당된다. Table 1에서 $\bar{\tau}_1/\bar{\tau}_0$ 는 벨트 위에서의 평균 전단력 $\bar{\tau}_1$ 과 벨트가 없을 때의 벨트 구간에 해당하는 평균 전단력 $\bar{\tau}_0$ 의 비로 직접 수치해석을 통하여 얻은 값이다. 또한, $(\bar{\tau}_1 + \bar{\tau}_2)/\bar{\tau}_0$ 는 벨트의 마찰력 $\bar{\tau}_2$ 를 고려한 것으로 $\bar{\tau}_2/\bar{\tau}_0 = u_w^2/u_\infty^2$ 의 관계를 이용하여 $\bar{\tau}_1/\bar{\tau}_0$ 에 더한 값이다. Table 1의 항력감소 성능은 $1 - (\bar{\tau}_1 + \bar{\tau}_2)/\bar{\tau}_0$ 로 구해졌다. 이 수치는 다른 기계적 손실을 고려하여 u_w 가 이상적인 값보다 작아졌을 때 벨트장치에 작용하는 유체마찰력 손실 $\bar{\tau}_2$ 를 고려한 항력감소 성능으로 보다 현실적이라 할 수 있다. Table 1에서 볼 수 있듯이, 항력 감소량은 벨트속도에 선형적으로 비례함을 알 수 있고 미끄러지는 벨트로 인하여 최소 10% 이상의 항력감소를 얻을 수

Table 1 Drag reduction due to the sliding belt.

l^+	u_w/u_∞	$\bar{\tau}_1/\bar{\tau}_0$	$(\bar{\tau}_1 + \bar{\tau}_2)/\bar{\tau}_0$	Drag reduction (%)
500	0.1	0.84	0.85	15
	0.2	0.68	0.72	28
	0.4	0.23	0.39	61
	0.47 (ideal)	0	0	100
1000	0.1	0.83	0.84	16
	0.2	0.68	0.72	28
	0.4	0.35	0.51	49
	0.56 (ideal)	0	0	100
2000	0.1	0.87	0.88	12
	0.2	0.71	0.75	25
	0.4	0.43	0.59	41
	0.63 (ideal)	0	0	100

있었다.

6. 결론

수동적인 제어 방법으로써 미끄러지는 벨트 장치를 이용하여 난류 경계층 유동에서의 항력 감소를 꾀하였다. 미끄러지는 벨트란 동적인 에너지 입력 없이 평판에 존재하는 마찰력을 벨트의 구동 원으로 이용한다는 개념이다. 이 때, 벨트의 속도가 커지게 되면 자유 유동 속도와 벽면과의 속도 차이가 줄어들 것이므로 마찰 항력의 감소를 기대할 수 있다. 3차원 난류 경계층 유동에서 평판의 일정 부분을 벨트 장치로 대체하여 직접 수치해석한 결과, 벨트의 종단속도와 벨트의 설치 길이 사이에 대략 $u_w/u_\infty \propto \log l^+$ 관계가 있음을 발견하였다. 난류 구조를 살펴보면 벨트 위에서부터 유선 방향 와도의 강도가 약해지면서 벨트가 끝난 지점 이후에도 계속 약해지다가 하류의 어느 지점부터 다시 회복하는 것을 알 수 있었다. 이로 인해 벨트 설치 구간 직후를 제외한 하류의 벽면 마찰계수는 벨트가 없을 때보다

작아졌다.

이 벨트 장치를 실제로 구현한다면 여러 손실에 의해서 벨트의 속도는 이상적인 경우에 구한 벨트의 속도보다 작게 된다. 이를 바탕으로 벨트의 속도를 0.1, 0.2, 0.4 u_∞ 로 고정하여 각각의 경우에 벨트의 항력 감소 성능을 벨트의 길이에 따라 구하였다. 항력 감소량은 벨트의 속도에 선형적으로 비례하는 것으로 나타났다. 벨트의 속도가 $0.1u_\infty$ 보다 크고 유체에 의한 마찰력만 고려한 경우, 항력감소는 최소 10%이상이었다. 이로써 수동적인 제어 방법인 미끄러지는 벨트는 항력 감소에 효과적인 방법임을 확인하였다.

후 기

본 연구는 과학기술부 지원 창의적연구진흥사업에 의해 수행되었으며 이에 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Bushnell, D. M. and McGinley, C. B., 1989, "Turbulence Control in Wall Flows," *Annu. Rev. Fluid Mech.*, Vol. 21, pp. 1~20.
- (2) Walsh, M. J., 1982, "Turbulent Boundary Layer Drag Reduction Using Riblets," *AIAA Paper* 82-0169.
- (3) Choi, H., Moin, P. and Kim, J., 1993, "Direct Numerical Simulation of Turbulent Flow Over Riblets," *J. Fluid Mech.*, Vol. 255, pp. 503~539.
- (4) 이상현, 이상준, 1999, "반원형 리블렛 상부 난류경계층의 유동 구조 연구," 대한기계학회 논문집(B), 제23권, 제7호, pp. 937~944.
- (5) Bechert, D. W., Hage, W. and Brusek, M., 1996, "Drag Reduction with the Slip Wall," *AIAA J.*, Vol. 34, pp. 1072~1074.
- (6) Choi, H. and Moin, P., 1994, "Effects of the Computational Time Step on Numerical Solutions of Turbulent Flow," *J. Comp. Phys.*, Vol. 113, pp. 1~4.
- (7) Lund, T. S., Wu, X. and Squires, K. D., 1998, "Generation of Turbulent Inflow Data for Spatially-developing Boundary Layer Simulations," *J. Comp. Phys.*, Vol. 140, pp. 233~258.
- (8) 최병귀, 최해천, 1998, "미끄러지는 벨트장치를 이용한 항력감소," Report No. TFC-MS012, 서울대학교 대학원 기계공학과.
- (9) Park, J. and Choi, H., 1999, "Effects of Uniform Blowing or Suction from a Spanwise Slot on a Turbulent Boundary Layer Flow," to appear in *Phys. Fluids*.